



**T.C.
RECEP TAYYİP ERDOĞAN ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**RİZE BÖLGESİ İÇİN TOPRAK VE HAVA DESTEKLİ
HİBRİT ISI POMPASININ KULLANILABİLİRLİĞİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ**

(Yüksek Lisans Tezi)

Meryem DOKUMACI

**DANIŞMAN
Dr. Öğr. Üyesi Kemal KUVVET**

RİZE

2022

KABUL VE ONAY

Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında, Dr. Öğr. Üyesi Kemal KUVVET danışmanlığında, Meryem DOKUMACI tarafından hazırlanan *Rize Bölgesi İçin Toprak ve Hava Destekli Hibrit Isı Pompasının Kullanılabilirliğinin Termodinamik Analizi* adlı bu tez çalışması, 28/09/2022 tarihinde yapılan savunma sınavı sonucu oy birliği/oy çokluğuyla başarılı bulunarak jürimiz tarafından **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Unvanı, Adı Soyadı

İmza

Başkan

:

Prof. Dr. İsmet SEZER

Üye

:

Doç. Dr. Birol ŞAHİN

Üye

:

Dr. Öğr. Üyesi Kemal KUVVET

ETİK BEYAN

Enerji Sistemleri Mühendisliği Yüksek Lisans Programından mezun olmak üzere teslim ettiğim “Rize Bölgesi İçin Toprak ve Hava Destekli Hibrit Isı Pompasının Kullanılabilirliğinin Termodinamik Analizi” adlı tezim, bilim ve araştırma etiği prensiplerine riayet edilerek tarafımdan yazılmıştır.

Tez çalışmamda, başka kaynaklardan aktarılan bütün bilgi ve alıntılar, Enstitünüz Tez Yazım Kılavuzuna uygun olarak açıkça gösterilmiştir. Kaynağı gösterilenler dışında kalan bütün bilgiler uygun araştırma yöntemi kullanılarak tarafımdan edinilmiş ve esere bu şekilde yansıtılmıştır. Şahsıma ait olmayan hiçbir bilgi, kasıt veya kusurlar, şahsıma aitmiş gibi gösterilmemiştir. İnternet kaynakları dâhil, sahibine/kaynağına atıf yapılmaksızın hiçbir bilgi kullanılmamıştır. Aksinin ortaya çıkması halinde doğacak bütün hukuki, idari, akademik ve etik sorumluluk tarafıma ait olacaktır. Eserin tesliminden sonra herhangi bir zamanda, bilim etiğine aykırılık tespit edilmesi ve / veya esrimle ilgili intihal veya intihal şeklinde anlaşılabilecek bir durumun ortaya çıkması halinde; Üniversiteniz ve eğitim kadronuzun hiçbir şekilde sorumlu tutulmayacağını hür irademle kabul, beyan ve taahhüt ederim.

28/09/2022

Meryem DOKUMACI

ÖN SÖZ

Bu tez çalışması, Rize ili için toprak ve hava kaynaklı ısı pompasının bireysel ve hibrit kullanılabilirliğini analiz etmek amacıyla yapılmıştır. Yaşanılan iklim değişiklikleri ve çevresel problemlere bağlı olarak enerji üretimi-tüketimi ve yenilenebilir enerjiye olan talep gün geçtikçe artmaktadır. Günümüzde, atmosfere salınan emisyon değerinin azaltılması amacıyla, uluslararası düzeyde çıkarılan yasalar ve kanunlar ile bireysel ve endüstriyel enerji tüketimine yönelik ısıtma, soğutma ve iklimlendirme alanında ileri teknoloji ürünlerinin kullanımını zorunlu hale getirecek önemli kararlar alınmaktadır. İklimlendirme sektöründe, ileri teknolojik ürünler arasında yer alan ısı pompaları, çevresel etkileri oldukça düşük olan, bireysel, kurumsal veya endüstriyel odaklı yararlanılabilen yüksek verimli sistemlerdir. İşletim ve verimlilik açısından hava ve toprak kaynaklı ısı pompalarının kullanımı oldukça yaygındır.

Bu çalışmanın bu noktaya gelinceye kadar emeği geçen değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Kemal KUVVET'e, tezime sunduğu katkılarından dolayı Dr. Öğr. Üyesi Saliha ÖZARSLAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek Lisans ve tez yazım sürecim boyunca her daim yanımda olan ve desteklerini benden esirgemeyen canım aileme sevgilerimi sunarım.

Meryem DOKUMACI

2022/RİZE

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY	I
ETİK BEYAN.....	II
ÖN SÖZ	III
İÇİNDEKİLER	IV
ÖZET	VII
ABSTRACT.....	VIII
KISALTMALAR.....	IX
TABLolar LİSTESİ.....	XI
ŞEKİLLER LİSTESİ	XII
GİRİŞ	1
1.GENEL BİLGİLER	3
1.1. Isı Pompaları ve Uygulamaları.....	3
1.2. Isı Pompalarında Kullanılan Ekipmanlar.....	3
1.2.1. Kompresörler	3
1.2.2. Yoğuşturucular (Kondenserler)	5
1.2.3. Buharlaştırıcılar (Evaporatörler).....	5
1.2.4. Kısılma Vanaları	6
1.2.5. Soğutucu Akışkanlar	7
1.3. Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompası Çevrimleri.....	8
1.3.1. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Çevrimi	8
1.3.2. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Çevrim	10
1.3.3. Çevrim Hesapları	11
1.4. Kaynaklarına Göre Isı Pompası Türleri.....	14
1.4.1. Hava Kaynaklı Isı Pompaları	14
1.4.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları.....	15
1.4.3. Su Kaynaklı Isı Pompaları	15
1.4.4. Güneş Kaynaklı Isı Pompaları	16
1.5. Literatür Taraması.....	17
1.5.1. Hava Kaynaklı Isı Pompalarına Yönelik Yapılan Çalışmalar	17

1.5.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompalarına Yönelik Yapılan Çalışmalar	20
1.5.3. Diğer Kaynaklı Isı Pompalarına Yönelik Yapılan Çalışmalar.....	24
2. YÜRÜTÜLEN ÇALIŞMALAR	30
2.1. Rize Bölgesine Ait Verilerin Temin Edilmesi.....	30
2.1.1. Havaya Ait Veriler	30
2.1.2. Toprağa Ait Veriler	31
2.2. Hesaplamalarda Kullanılan Mahalin Model Tasarımı.....	34
2.2.1. Isı Kaybı Hesabı.....	35
2.2.2. Isıtılması İçin Gerekli Enerji İhtiyacı.....	39
2.2.3. Sıcak Su İhtiyacı İçin Gerekli Enerji İhtiyacı	41
2.3. Analiz Edilen Isı Pompaları Tasarımı.....	43
2.3.1. Hava Kaynaklı Isı Pompası Kullanımı	45
2.3.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kullanımı	45
2.3.3. Hava ve Toprak Kaynaklı Hibrit Isı Pompası Kullanımı.....	46
2.4. Hesaplamalar ve Termodinamik Analiz.....	46
2.5. Bulgular.....	49
2.5.1. Mahal İçin Gerekli Olan Enerji Miktarı.....	49
2.5.2. Rize Bölgesinde Hava Kaynaklı Isı Pompası Kullanımı	50
2.5.2.1. Farklı Buharlaştırıcı Basınçlarında Hava Kaynaklı Isı Pompası... Performans Analizi	51
2.5.2.2. Farklı Yoğuşturucu Basınçlarında Hava Kaynaklı Isı Pompası... Performans Analizi	53
2.5.3. Rize Bölgesinde Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kullanımı	55
2.5.3.1. Farklı Buharlaştırıcı Basınçlarında Toprak Kaynaklı Isı..... Pompası Performans Analizi	56
2.5.3.2. Farklı Yoğuşturucu Basınçlarında Toprak Kaynaklı Isı	58
2.5.4. Rize Bölgesi İçin Hibrit Kaynaklı Isı Pompası Kullanımı.....	60
2.5.4.1. Farklı Buharlaştırıcı Basınçlarında Hibrit Isı Pompası..... Performans Analizi	61

2.5.4.2. Farklı Yoğuşturucu Basınçlarında Hibrit Isı Pompası.....	
Performans Analizi	63
2.5.5. Rize Bölgesi İçin Kullanılan Isı Pompalarının Karşılaştırılması	65
2.5.5.1. Q_L Değerinin Karşılaştırılması	66
2.5.5.2. Q_H Değerinin Karşılaştırılması	66
2.5.5.3. COP Değerinin Karşılaştırılması	70
2.5.5.4. Isı Pompalarından Elde Edilen Enerjinin Karşılaştırılması.....	73
4. SONUÇ.....	78
4.1.Öneriler.....	80
KAYNAKÇA.....	81
EKLER.....	86

Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Ana Bilim Dalı: Enerji Sistemleri Mühendisliği

Tez Türü : Yüksek Lisans

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Kemal KUVVET

Hazırlayan : Meryem DOKUMACI

Yıl : 2022

Sayfa Sayısı : 110

ÖZET

RİZE BÖLGESİ İÇİN TOPRAK VE HAVA DESTEKLİ HİBRİT ISI POMPASININ KULLANILABİLİRLİĞİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Çağımızda yaşanan enerji sorunları nedeniyle yenilenebilir enerjiye olan talep gün geçtikçe artmaktadır. Çevreye olan zararlarının az olması bakımından temiz enerjide rüzgar, güneş, hidroelektrik gibi enerji kaynakları ön plana çıkmaktadır. İklimlendirme sektöründe kullanılabilirlik ve kolay erişilebilirlik açısından ısı pompaları ilgi görmektedir. Konutlarda ısıtma ve sıcak su kullanım amacıyla hava ve toprak kaynaklı ısı pompaları kullanımı daha yoğundur.

Bu tez çalışmasında Rize ili iklim şartlarında bir konutun TS 825'e göre ısı kayıpları hesaplanarak toplam ısı ihtiyacı belirlenmiş ve hava kaynaklı, toprak kaynaklı ve iki sisteminde aynı anda çalıştığı hibrit ısı pompası sistemi ile karşılanabilirliği analiz edilmiştir. Meteorolojiden Rize ili için hava ve toprak sıcaklık değerleri alınmış ve tezde verilen kabuller dikkate alınarak EES programında termodinamik analiz yapılarak Q_L , Q_H , COP ve elde edilen enerji miktarları değerlendirilmiştir.

Çalışma sonucunda konut için gerekli olan enerji en fazla Ocak ayında 2552,17 kWh olarak belirlendi. Q_L , Q_H , COP ve enerji miktarları en yüksek Temmuz ayında toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde sırasıyla 3,020 kW, 4,079 kW, 7,251 ve 3034,78 kW olarak elde edildi. 120 kPa buharlaştırıcı basıncı ve 500 kPa yoğunlaştırıcı basıncında toprak kaynaklı ısı pompası Rize bölgesi için kullanımının uygun olacağı sonucuna varıldı.

Anahtar Kelimeler: Hava kaynaklı ısı pompası, Toprak kaynaklı ısı pompası, Hibrit sistemler, EES, Termodinamik analiz

Recep Tayyip Erdoğan University Institute of Graduate Studies

Department : Energy Systems Engineering

Thesis Type : Master Thesis

Supervisor : Assist. Prof. Dr. Üyesi Kemal KUVVET

Author : Meryem DOKUMACI

Year : 2022

Pages : 110

ABSTRACT

**THERMODYNAMIC ANALYSIS OF USABILITY OF SOIL AND AIR
ASSISTED HYBRID HEAT PUMP FOR RIZE REGION**

Due to the energy problems in our age, the demand for renewable energy is increasing day by day. Energy sources such as wind, solar and hydroelectric come to the fore in clean energy in terms of less damage to the environment. Heat pumps are of interest in the air conditioning sector in terms of usability and easy accessibility. The use of air and soil source heat pumps for heating and hot water use in residences is more intense.

In this thesis, the total heat need of a house was determined by calculating the heat losses according to TS 825 in the climatic conditions of Rize province, and its affordability with air source, ground source and hybrid heat pump system in which it works simultaneously in both systems was analyzed. The air and soil temperature values for the province of Rize were taken from meteorology and the thermodynamic analysis was performed in the EES program, taking into account the assumptions given in the thesis, and the Q_L , Q_H , COP and the energy amounts obtained were evaluated.

As a result of the study, the energy required for the residence was determined as 2552.17 kWh in January. The highest Q_L , Q_H , COP and energy amounts were achieved in the ground source heat pump system in July as 3,020 kW, 4,079 kW, 7,251 and 3034.78 kW, respectively. It was concluded that a ground source heat pump with 120 kPa evaporator pressure and 500 kPa condenser pressure would be appropriate for the Rize region.

Keywords: Air source heat pump, Soil source heat pump, Hybrid systems, EES, Thermodynamic analysis

KISALTMALAR

A_n	: Bina Kullanım Alanı
CFC	: Kloroflorokarbon
CO_2	: Karbondioksit
COP	: Etkinlik Katsayısı
COP_{ip}	: Isı Pompası Etkinlik Katsayısı
COP_{sis}	: Sistem Etkinlik Katsayısı
d	: Kalınlık (m)
EES	: Engineering Equation Solver
h	: Entalpi (kJ/kg)
H	: Özgül Isı Kaybı (W/K)
H.K.I.P.	: Hava Kaynaklı Isı Pompası
H_h	: Havalandırma Yoluyla Gerçekleşen Isı Kaybı
H_t	: Taşınım Yoluyla Gerçekleşen Isı Kaybı
HCFC	: Hidrokloroflorokarbonlar
HFC	: Hidroflorokarbon
ITK	: Isıtma Tesir Katsayısı
n_h	: Hava Değişim Oranı
P	: Basınç
Q_{ay}	: Aylık Isıtma Enerjisi İhtiyacı
q_H	: Yoğuşturucu Birim Kütle Başına Isı Transferi
q_L	: Buharlaştırıcı Birim Kütle Başına Isı Transferi
$Q_{yıl}$	: Yıllık Isıtma Enerjisi İhtiyacı
R	: Isıl İletkenlik Direnci ($m^2.K/W$)
s	: Entropi (kJ/kg.K)
T	: Sıcaklık ($^{\circ}C$)
t	: Zaman
T.K.I.P.	: Toprak Kaynaklı Isı Pompası
U	: Isıl Geçirgenlik Katsayısı ($W/m^2.K$)
$V_{brüt}$	: Brüt Hacim

V_h	: Havalandırılan Hacim
$vb.$	: Ve Benzeri
$vd.$	: Ve Diğerleri
η_{ik}	: Kompresör İç Verimi
η_{mk}	: Kompresör Mekanik Verimi
λ_n	: Isıl İletkenlik Hesap Değeri (W/m.K)
$\dot{m}_r$	: Soğutucu Akışkan Kütlesel Debisi (kg/sn)
$\dot{Q}_h$	: Yoğuşturucunun Çevreye Verdiği Isı
$\dot{Q}_L$	: Buharlaştırıcının Kaynaktan Aldığı Isı
$\dot{W}_{komp,g}$	: Kompresör İşİ
$\dot{W}_k$	: Gerçek Kompresör İşİ
$\dot{W}_{ki}$	: İdeal Kompresör İşİ

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 1. Evin genel özellikleri	35
Tablo 2. Evin özgül ısı kaybı hesaplama çizelgesi	39
Tablo 3. Evin yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı	40
Tablo 4. Rize aylara göre şebeke suyu sıcaklığı	41
Tablo 5. Evin kullanım sıcak su ihtiyacı için gereken enerji miktarı.....	42
Tablo 6. Evin aylara göre sıcak su ve ısıtma ihtiyacı için gereken enerji miktarı ..	42



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1. Isı pompasının termodinamiği.....	3
Şekil 2. Kompresör çeşitleri (a) pistonlu kompresör, (b) rotatif kompresör.....	
(c) santrifüj kompresör, (d) helisel kompresör, (e) scroll kompresör.....	4
Şekil 3. Gövde borulu yoğuşturucunun şematik gösterimi.....	5
Şekil 4. Kanatlı borulu buharlaştırıcı.....	6
Şekil 5. Kılcal boru.....	6
Şekil 6. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası çevrimi.....	8
Şekil 7. İdeal buhar sıkıştırırmalı ısı pompasına ait T-s ve P-h diyagramı.....	9
Şekil 8. Gerçek buhar sıkıştırırmalı ısı pompasına P-h ve T-s diyagramları.....	10
Şekil 9. Basit hava kaynaklı ısı pompası sistemi.....	14
Şekil 10. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri (a) dikey borulama.....	
(b) yatay borulama.....	15
Şekil 11. Su kaynaklı ısı pompası sistemi.....	16
Şekil 12. Güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemi.....	16
Şekil 13. Havaya ait saatlik sıcaklık değerleri.....	30
Şekil 14. Havaya ait aylık sıcaklık değerleri.....	31
Şekil 15. 0,2 m derinlikte toprağa ait saatlik sıcaklık değerleri.....	31
Şekil 16. 0,2 m derinlikte toprağa ait aylık sıcaklık değerleri.....	32
Şekil 17. 1 m derinlikte toprağa ait saatlik sıcaklık değerleri.....	32
Şekil 18. 1 m derinlikte toprağa ait aylık sıcaklık değerleri.....	33
Şekil 19. Hava sıcaklığı ve 0,2 m, 1 m derinlikteki toprak sıcaklıklarının.....	
karşılaştırılması.....	33
Şekil 20. Model mahalın şematik gösterimi.....	34
Şekil 21. Referansa göre $Q_{L,Hava}$ değişimi.....	43
Şekil 22. Referansa göre $Q_{L,Toprak}$ değişimi.....	44
Şekil 23. Hava kaynaklı ısı pompası sistem modeli.....	45
Şekil 24. Toprak kaynaklı ısı pompası sistem modeli.....	45
Şekil 25. Hibrit ısı pompası sistem modeli.....	46
Şekil 26. Aylara göre evin toplam enerji ihtiyacı.....	50

Şekil 27.	Referansa göre H.K.I.P. buharlaştırıcısından çekilen ısı miktarı değişimi	51
Şekil 28.	500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında..... H.K.I.P. sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi.....	51
Şekil 29.	500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında..... H.K.I.P. sistemi COP değişimi	52
Şekil 30.	500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında..... H.K.I.P. sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi.....	53
Şekil 31.	120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşturucu basıncında..... H.K.I.P. sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi.....	53
Şekil 32.	120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşturucu basıncında..... H.K.I.P. sistemi COP değişimi	54
Şekil 33.	120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşturucu basıncında..... H.K.I.P. sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi.....	55
Şekil 34.	Referansa göre T.K.I.P. buharlaştırıcısından alınan ısı miktarı değişimi...	55
Şekil 35.	500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında..... T.K.I.P. sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi	56
Şekil 36.	500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında..... T.K.I.P. sistemi COP değişimi.....	57
Şekil 37.	500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında..... T.K.I.P. sisteminde ortama verilen ısı miktarı değişimi	58
Şekil 38.	120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşturucu basıncında..... T.K.I.P. sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi	58
Şekil 39.	120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşturucu basıncında..... T.K.I.P. sistemi COP değişimi.....	59
Şekil 40.	120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşturucu basıncında..... T.K.I.P. sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi	60
Şekil 41.	Hibrit ısı pompası buharlaştırıcısından alınan ısı miktarı değişimi.....	61
Şekil 42.	500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında hibrit ısı pompası sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi	61
Şekil 43.	500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında hibrit ısı pompası sistemi COP değişimi.....	62

Şekil 44. 500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında	
hibrit ısı pompası sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi	63
Şekil 45. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşturucu basıncında	
hibrit ısı pompası sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi	64
Şekil 46. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşturucu basıncında	
hibrit ısı pompası sistemi COP değişimi	64
Şekil 47. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşturucu basıncında	
hibrit ısı pompası sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi	65
Şekil 48. Referansa göre belirlenen ısı pompaları Q_L değerlerinin karşılaştırılması	66
Şekil 49. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı	
pompalarının Q_H değerlerinin karşılaştırılması	67
Şekil 50. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 800 kPa yoğuşturucu basıncında ısı	
pompalarının Q_H değerlerinin karşılaştırılması	67
Şekil 51. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 1000 kPa yoğuşturucu basıncında ısı	
pompalarının Q_H değerlerinin karşılaştırılması	68
Şekil 52. 160 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı	
pompalarının Q_H değerlerinin karşılaştırılması	69
Şekil 53. 200 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı	
pompalarının Q_H değerlerinin karşılaştırılması	69
Şekil 54. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı	
pompalarının COP değerlerinin karşılaştırılması	70
Şekil 55. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 800 kPa yoğuşturucu basıncında ısı	
pompalarının COP değerlerinin karşılaştırılması	71
Şekil 56. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 1000 kPa yoğuşturucu basıncında ısı	
pompalarının COP değerlerinin karşılaştırılması	71
Şekil 57. 160 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı	
pompalarının COP değerlerinin karşılaştırılması	72
Şekil 58. 200 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı	
pompalarının COP değerlerinin karşılaştırılması	73
Şekil 59. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı	
pompalarından elde edilen enerji miktarlarının karşılaştırılması	74

Şekil 60. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 800 kPa yoğuşturucu basıncında ısı.....	
pompalarından elde edilen enerji miktarlarının karşılaştırılması	74
Şekil 61. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 1000 kPa yoğuşturucu basıncında ısı.....	
pompalarından elde edilen enerji miktarlarının karşılaştırılması	75
Şekil 62. 160 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı.....	
pompalarından elde edilen enerji miktarlarının karşılaştırılması	76
Şekil 63. 200 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı.....	
pompalarından elde edilen enerji miktarlarının karşılaştırılması	76



GİRİŞ

Dünyada nüfus artışı ve gelişen teknoloji, enerji kullanımında artışa neden olmaktadır. Fosil yakıt kaynaklarının giderek azalması ve çevreye vermiş oldukları olumsuz zararların artması, iklimlerde meydana gelen dengesizlik ve küresel ısınma gibi sorunlar göz önüne alındığında temiz ve yenilenebilir enerji kullanımına olan ilgi giderek artmaktadır. Enerji kaynağının temiz ve yeterli düzeyde olmasının yanında, kullanımı için gerekli olan cihazların verimi ve maliyeti de büyük önem taşımaktadır. Isı pompaları bu konuda son zamanlarda ön plana çıkmaktadır. Kullanım ve maliyet açısından temin edilmesi kolay olan ısı pompalarının, evler, okullar, spor salonları vb. mekanlarda kullanımı yaygınlaşmaya başlamıştır.

Isı pompaları kaynağına göre hava kaynaklı, su kaynaklı, toprak kaynaklı ve güneş kaynaklı ısı pompası şeklinde sınıflandırılmaktadır. Coğrafi bölgelere ve iklim şartlarına göre kullanılan ısı pompaları farklılık göstermektedir. Soğuk ilkim bölgelerinde hava kaynaklı ısı pompası, ısıtma yaparken buharlaştırıcı yüzeyinde buzlanma oluşacağından kullanımı uygun bulunmaz. Bu tür bölgelerde toprak kaynaklı ısı pompası kullanımı daha doğru ve daha verimli olacağı için tercih sebebi olabilir. Sıcak iklim bölgelerinde güneşlenme süresinin fazla olduğu bölgelerde yenilenebilir enerji kaynağı olan güneş, ısı pompası sistemlerinde hibrit sistem olarak kullanılabilir. Havayı ve suyu ısıtarak ısı pompası kaynağı daha verimli hale getirilebilmektedir.

Bu tez çalışmasında Rize hava şartlarında bir konutun ısıtılması ve sıcak su ihtiyacının karşılanması için hava ve toprak kaynaklı ısı pompalarının kullanılabilirliği teorik olarak incelenmiştir. Meteorolojiden alınan hava ve toprak sıcaklıklarına göre hesaplamalar yapılmıştır. Yılın farklı dönemlerinde konutun enerji ihtiyacını karşılamak için en verimli ısı pompası sistemi belirlenmiştir. Isı pompasına dair hesaplamalar EES programı kullanılarak yapılmıştır. EES programının kullanılması yapılan hesaplamalarda daha doğru ve hızlı sonuca ulaşmayı sağlamıştır.

Çalışma dört bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde ısı pompalarının özellikleri, türleri, ısı pompası elemanları, çevrimleri ve ısı pompaları ile ilgili yapılan çalışmalar anlatılmıştır. İkinci bölümde, tez çalışmasında kullanılacak hava ve toprak sıcaklık değerlerinin temin edilişinden bahsedilmiş ve analiz edilen mahal tanıtılarak

ısı kaybı hesabı ile enerji ihtiyacı hesabı yapılmıştır. Mahalin ısıtılması için tasarlanan ısı pompası sistemleri bu bölümde verilerek termodinamik analizleri için hesaplamaları yapılmıştır. Üçüncü bölümde, kullanılan her ısı pompası sistemi için yapılan hesaplamalarda elde edilen bulgular verilmiş ve sistemler arası değerlendirme yapılmıştır. Dördüncü bölümde, çalışmanın sonucu verilerek tasarlanan ısı pompası sistemlerini Rize bölgesi için uygun olup olmadığına karar verilmiştir.

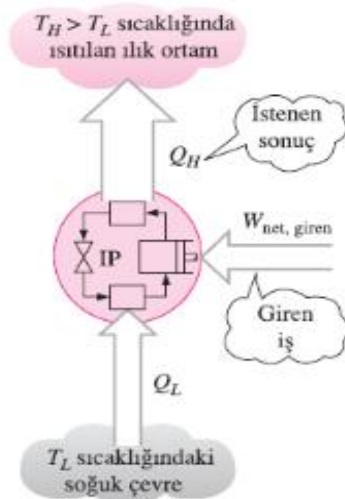
Toprak-hava kaynaklı ısı pompalarının hibrit olarak kullanıldığı çalışmalar literatürde mevcuttur. Ancak böyle bir hibrit sistem Rize bölgesi için daha önce tasarlanmamıştır. Rize bölgesi için yapılan bu çalışmanın literatüre katkı sağlayacağına ve yeni çalışmalar için yol gösterici olacağına inanılmaktadır.

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Isı Pompaları ve Uygulamaları

Isı pompası tarihte ilk defa fikir olarak Lord Kelvin tarafından 1852 yılında ortaya çıkmıştır. Lord Kelvin akışkan olarak havayı kullanarak bir ısı pompası tasarlamıştır. Sıcaklığı ve basıncı düşen hava, dışarıya yerleştirilen bir havadan havaya ısı değiştiricisinden geçirilerek çevre havasından ısı çekmiştir. İsviçre’de tasarlanan bu sistem başarıya ulaşmıştır. (Yamankaradeniz vd ., 2010)

Isı pompası sade bir ifade ile Şekil 1’de görüldüğü gibi ısı enerjisini bir ortamdan (soğuk ortam) diğer ortama (sıcak ortam) taşıyan, elektrik ile beslenen bir sistemdir.



Şekil 1. Isı pompasının termodinamiği

Kaynak. Çengel ve Boles, 2008

1.2. Isı Pompalarında Kullanılan Ekipmanlar

1.2.1. Kompresörler

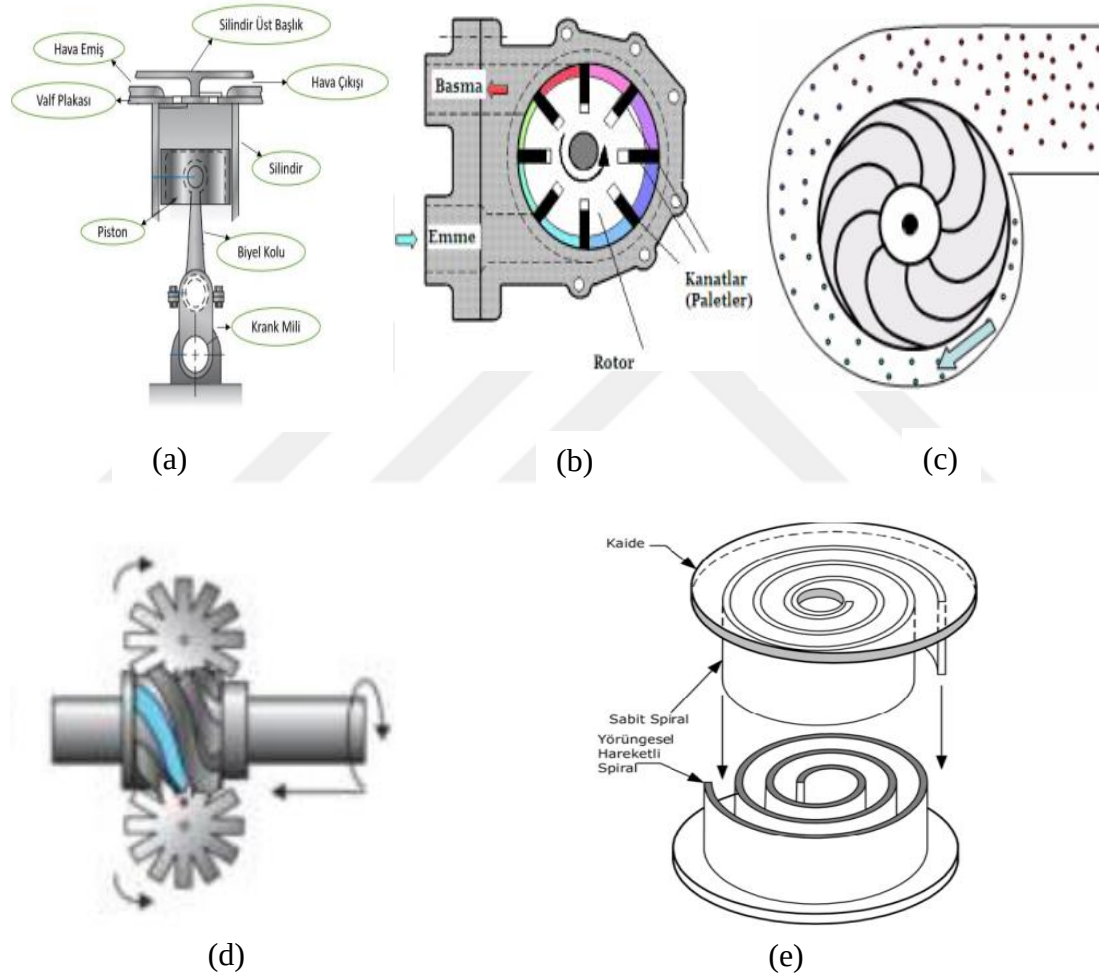
Kompresörler ısı pompası sistemlerinde buharlaştırıcıdan çıkan alçak basınçtaki buhar fazlı soğutucu akışkanın basıncının, yüksek basınçtaki yoğunlaştırıcı basıncına gelmesini sağlar.

İdeal kompresörde aranan özellikler;

- İlk kalkışta dönme momentinin mümkün olduğunca az olması,

- Ömrünün uzun olması ve daha az çalışması,
- Titreşim ve gürültü seviyesinin düşük seviyede olması,
- Daha az güç ile istenen verimi sağlayabilmesi,
- Maliyetinin az olması.

Kompresör çeşitleri pistonlu kompresör, rotatif (dönel, rotorlu) kompresör, helisel (turbo) kompresör, scroll kompresör şeklinde sıralanmaktadır. Şekil 2’de kompresör tipleri verilmiştir.



Şekil 2. Kompresör çeşitleri (a) pistonlu kompresör, (b) rotatif kompresör, (c) santrifüj kompresör, (d) helisel kompresör, (e) scroll kompresör

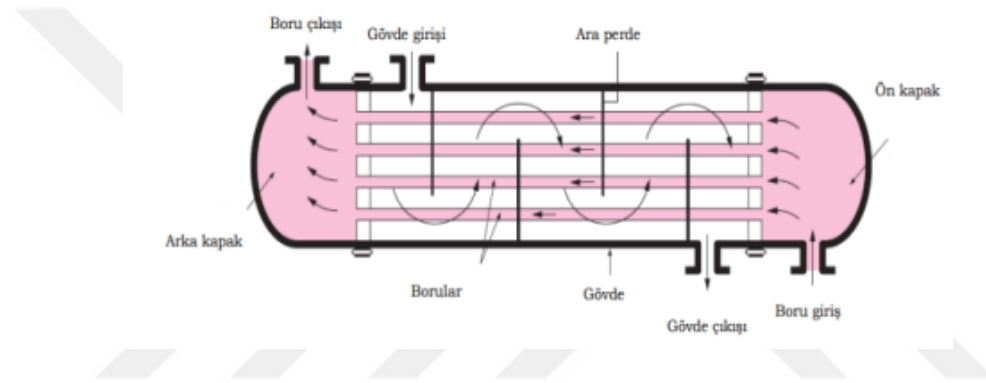
Kaynak. Şengül, 2019, Bulut, 2010

Bu çalışmada pistonlu hermetik tip kompresör kullanılmıştır. Pistonlu kompresör, içerisinde bulunan silindirde pistonun aşağı yukarı hareket etmesiyle

çalışır. Pistonun aşağı doğru hareketinde emiş vanaları açılır ve gaz halindeki akışkanı çeker. Yukarı hareketinde ise gaz halindeki akışkan sıkıştırarak silindir içerisindeki basınç yoğunlaştırıcı basıncını geçtiğinde akışkan dışarı bırakılır.

1.2.2. Yoğuşturucular (Kondenserler)

Yoğuşturucular, kompresör çıkışında kızgın buhar halinde sıcaklığı ve basıncı yüksek olan soğutucu akışkanının, ısısını dış ortama atarak sıvı hale gelmesini sağlar. Bu tez çalışmasında, çalışmanın yapısına uygun olan Şekil 3'te gösterilen gövde borulu yoğuşturucu kullanılmıştır.



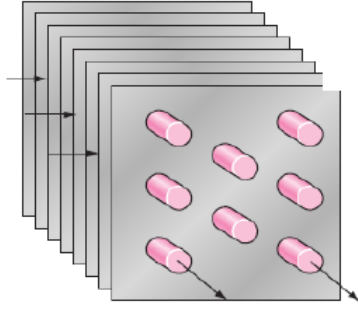
Şekil 3. Gövde borulu yoğuşturucunun şematik gösterimi

Kaynak. Çengel ve Ghajar, 2015

Gövde borulu yoğuşturucunun kullanımı endüstriyel uygulamalarda oldukça yaygındır. Gövde içerisinde bulunan akışkan (su) ile borular içerisinde dolaşan akışkan sıcaklık değerleri farklı olmasından ötürü ısı değişimi meydana gelir.

1.2.3. Buharlaştırıcılar (Evaporatörler)

Buharlaştırıcılar, dış ortamdan ısıyı çekerek soğutucu akışkanı buhar fazına getirerek kompresöre gönderir. Şekil 4'te bu çalışmada kullanılan buharlaştırmacı gösterilmektedir.



Şekil 4. Kanatlı borulu buharlaştırıcı

Kaynak. Çengel ve Ghajar, 2015

Kanatlı borulu buharlaştırıcıda borular içerisindeki soğutucu akışkan dış kısımda bulunan hava ile buharlaştırılmaktadır.

1.2.4. Kısılma Vanaları

Kısılma vanaları yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanı basıncını düşürerek buharlaştırıcıya götürür. Beş çeşit kısılma vanası mevcuttur;

- El ayar vanası
- Otomatik kısılma vanası
- Termostatik kısılma vanası
- Elektrikli kısılma vanası
- Kılca boru
- Şamandıralı ayar valfi



Şekil 5. Kılcal boru

Şekil 5'te bu çalışma için seçilen kılcal boru verilmiştir. Yüksek basınçlı bölümden alçak basınçlı bölüme sıvı akışkanın geçişini kontrol ederek pratik ve ekonomik bir çözüm sağlamaktadır.

1.2.5. Soğutucu Akışkanlar

Isı pompalarında kullanılan soğutucu akışkanların özellikleri aşağıdaki gibidir. (Koyun vd., 2005)

- Düşük yoğunlaşma basıncı ve yüksek buharlaşma basıncı olmalıdır.
- Buharlaşma gizli ısısı yüksek olmalıdır.
- Pozitif buharlaşma basıncı olmalıdır. Hava sızmasını dolayısıyla havanın getirdiği su buharının soğuk kısımlarda katılaşarak işletme aksaklıklarına meydan vermesini önlemek için buharlaşma basıncının çevre basıncının bir miktar üzerinde olması gerekmektedir.
- Ozon tabakasına zarar vermemelidir.
- Yanıcı patlayıcı ve zehirli olmamalıdır.
- Isı geçirgenliği yüksek olmalıdır.
- Viskozitesi ve yüzey gerilimi az olmalıdır.
- Düşük donma derecesi sıcaklığı olmalıdır.
- Sistemde kaçak olması halinde kolay tespit edilebilmelidir. (Koku, renk)
- Kritik sıcaklığı ve basıncı yüksek olmalıdır.

Soğutucu akışkanlar, kloroflorokarbonlar (CFC), hidrokloroflorokarbonlar (HCFC), ve hidroflorokarbonlar (HFC) olmak üzere üç grupta incelenebilir.

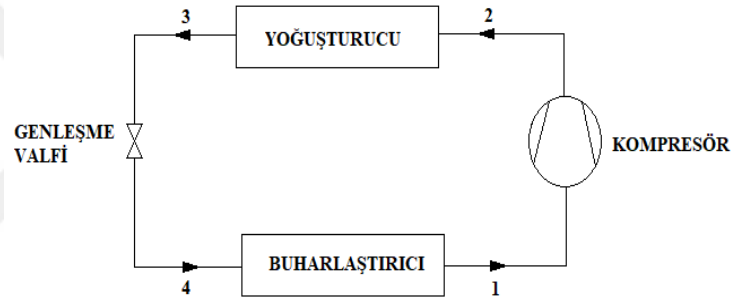
Onat ve ark.' e göre CFC'ler ozon tabakası üzerinde en fazla zarar veren ve küresel ısınma potansiyelleri en fazla olan soğutucu akışkanlardır. Atmosferde 75-120 yıl arasında kimyasal yapıları bozulmadan kalabilirler. Uygulamalarda en sık kullanılan CFC'ler R11, R12, R13, R114 ve R115'dir. HCFC'lerde klor atomu bulundurduğu için ozon ile reaksiyona girer. Buna rağmen HCFC'lerin yapılarında hidrojen atomu var olduğu için kimyasal kararlılıkları çok zayıftır. Atmosferde uzun süre yapıları bozulmadan kalmazlar (15-20 yıl). Uygulamalarda en çok kullanılan HCFC'ler R22, R124, R123'dir. HFC'lerin yapısında flor, hidrojen ve karbon atomları bulunmaktadır. Yapılarında klor olmadığından dolayı ozonu delme potansiyeli sıfırdır. İki veya daha fazla soğutucu akışkanın belli miktarda karışımı ile

yeni soğutucu akışkan elde edilir. En bilinen karışımlar R500, R502, R404A ve 407Cdir. (Onat vd., 2004)

1.3. Buhar Sıkıştırma Isı Pompası Çevrimleri

1.3.1. İdeal Buhar Sıkıştırma Çevrimi

Termodinamiğin ikinci kanununa göre ısı, yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama kendiliğinden geçer. Bunun tam tersi yani ısı düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama kendiliğinden geçemez. Bunun gerçekleşebilmesi için dışarıdan iş verilmesi gerekir. Bu işlemin gerçekleşebilmesi için ısı pompaları devreye girer. Isı pompaları çoğunlukla buhar sıkıştırma çevrime göre çalışır. Şekil 6’da buhar sıkıştırma çevrimin şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 6. Buhar sıkıştırma ısı pompası çevrimi

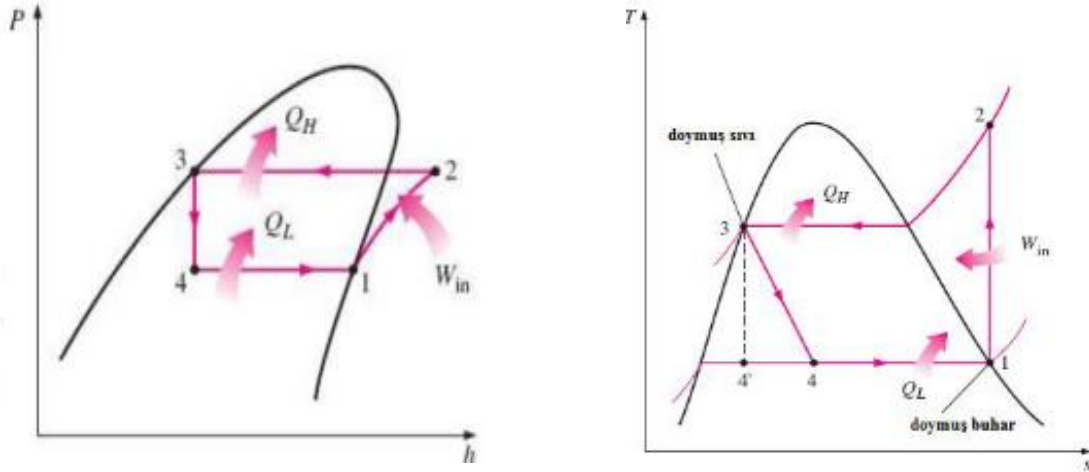
Buhar sıkıştırma çevrim, buharlaştırıcı (evaporatör), yoğurturucu (kondenser), kompresör ve genleşme valfi ana elemanlarından oluşur.

İdeal buhar sıkıştırma çevrim pratikte yoğun olarak kullanılır. Şekil 7.’de ideal buhar sıkıştırma ısı pompası çevriminin sıcaklık-entropi ve basınç entalpi diyagramları verilmiştir. Diyagramda yer alan terimler;

$\dot{W}_{komp,g}$; Kompresör işi. Soğutucu akışkanın basıncını ve sıcaklığını yükseltebilmek için kompresörün yaptığı işittir.

$\dot{Q}_H$; Yoğurturucunun çevreye verdiği ısıdır.

$\dot{Q}_L$; Buharlaştırıcının kaynaktan aldığı ısıdır.



Şekil 7. İdeal buhar sıkıştırımlı ısı pompasına ait T-s ve P-h diyagramı

Kaynak. Çengel ve Boles, 2008

Buharlaştırıcıdan çıkan doymuş buhar halindeki soğutucu akışkan kompresöre girer. Kompresörde izantropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılarak kızgın buhar haline gelir. Sıkıştırma esnasında soğutucu akışkanın sıcaklığı dış ortam sıcaklığının üstüne çıkar. Yoğuşturucuya giren kızgın buhar halindeki akışkan, ısısını dışarıya vererek sabit basınçta yoğuşur ve doymuş sıvı haline dönüşür. Doymuş sıvı halindeki yüksek basınçlı akışkan basıncı ve sıcaklığı genleşme vanasında düşürülerek buharlaştırıcı şartlarına uygun hale gelir. Buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkanın sıcaklığı soğutulan ortam sıcaklığından düşük olduğundan dolayı, soğutulan ortamdaki soğutucu akışkana sabit basınçta ısı geçişi olur ve akışkan buharlaşarak çevrim tamamlanmış olur. Bundan sonra çevrim yeniden başlar ve aynı şekilde devam eder.

Çevrimin hal değişimi;

- 1-2 Kompresörde tersinir adyabatik (izantropik) sıkıştırma
- 2-3 Yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ısı aktarılması
- 3-4 Genleşme vanasında sabit entalpide kısılma
- 4-1 Buharlaştırıcıda tersinir sabit basınçta ısı çekilmesi

Çevrim boyunca buharlaştırıcının kaynaktan çektiği ısı miktarı,

$$q_L = h_1 - h_4 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (1)$$

q_L ; Buharlaştırıcı soğutucu akışkanın birim kütle başına ısı transfer miktarı

h_1 ; 1 noktasındaki soğutucu akışkanın entalpisi (kompresör girişi)

h_4 ; 4 noktasındaki soğutucu akışkanın entalpisi (buharlaştırıcı girişi)

Yoğuşturucudan ortama verilen ısı miktarı;

$$q_H = h_2 - h_3 \text{ [kJ/kg]} \quad (2)$$

q_H ; Yoğuşturucu soğutucu akışkan birim kütle başına soğutucu ısı transfer miktarı

h_2 ; 2 noktasındaki soğutucu akışkanın entalpisi (yoğuşturucu girişi)

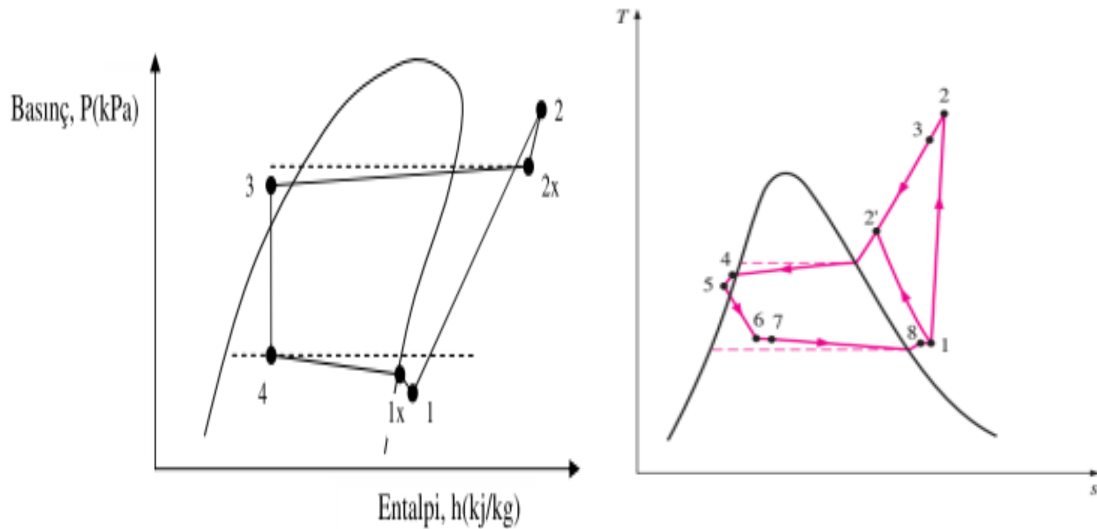
h_3 ; 3 noktasındaki soğutucu akışkanın entalpisi (valf girişi)

Kompresör işi;

$$W_{\text{komp,g}} = h_2 - h_1 \text{ [kJ/kg]} \quad (3)$$

1.3.2. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Çevrim

İdeal buhar sıkıştırılmalı çevrim gerçek anlamda sistemlere tam olarak uyum sağlamamaktadır. Nedeni ise basınç kayıpları, sürtünme, ısı alışverişinde meydana gelen kayıplar olarak sıralanabilir. Şekil 8’de gerçek buhar sıkıştırılmalı çevrime ait P-h ve T-s diyagramları verilmiştir.



Şekil 8. Gerçek buhar sıkıştırılmalı ısı pompasına P-h ve T-s diyagramları

Kaynak. Çengel ve Boles, 2008

İdeal çevrim ile aralarındaki farklar;

- İdeal çevrimde soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar fazında ve yoğuşturucudan doymuş sıvı fazında çıkar. Gerçek çevrimde ise soğutucu akışkan aşırı kızdırma sebebi ile buharlaştırıcıdan kızgın buhar fazında, aşırı soğuma sebebi ile de yoğuşturucudan sıkıştırılmış sıvı fazında çıkar.
- İdeal çevrimde elemanlarda meydana gelen basınç ve ısı kayıpları ihmal edilmektedir.
- İdeal çevrimde kompresördeki sıkışma işlemi izantropik kabul edilirken gerçek çevrimde bu işlem izantropik değildir.

Yamankaradeniz ve ark.'e göre gerçek buhar sıkışmalı ısı pompasının P-h diyagramı (Şekil8.a) özetlenirse;

1x-1 arası: Soğutucu akışkana çevreden ısı geçişi sebebiyle sıcaklık artar.

1-2 arası: Kompresöre 2 noktasından giren soğutucu akışkan, 1 noktasından kompresörden çıkar.

2-2x arası: Çıkış valfinde basınç ve çevreye ısı geçişinden dolayı sıcaklık azalır.

2x-3 arası: Borulardaki yük kaybı yüzünden basınç azalır.

3-4 arası: Kısılma sırasında soğutucu akışkan genişleyerek basıncı ve sıcaklığı azalır. Gerçek çevrimde kısılma işlemi sabit entalpide yapılmaz.

4-1x arası: Soğutucu akışkan 4 noktasından buharlaştırıcıya girerek kaynaktan ısıyı çeker ve buharlaştırıcıdan kızgın buhar fazında 1 noktasından çıkar. Buharlaştırıcıdaki borularda meydana gelen sürtünmeler nedeniyle buharlaştırıcıda da basınç düşüşü meydana gelir. (Yamankaradeniz vd., 2010)

1.3.3. Çevrim Hesapları

Isı pompası sistemlerinde sistemi oluşturan her eleman açık sistem olarak incelenmektedir. Yamankaradeniz vd. (2010) kitabı incelenerek hesaplamalar için gerekli olan denklemler yazılmıştır.

İdeal ısı pompası sisteminde, s_1 kompresör girişindeki özgül entropi, s_{2s} kompresör çıkışındaki özgül entropidir ve termodinamiğin ikinci yasasına göre

$$s_1 = s_{2s} \quad (4)$$

olarak kabul edilir.

Kompresör işi ideal ısı pompası durumunda $\dot{W}_{ki}$, gerçek durumda $\dot{W}_k$ olmak üzere, kompresör iç verimi;

$$\eta_{ik} = \frac{\text{İdeal kompresör işi}}{\text{Gerçek kompresör işi}} = \frac{\dot{W}_{ki}}{\dot{W}_k} = \frac{\dot{m}_s (h_{2s} - h_1)}{\dot{m}_s (h_2 - h_1)} \quad (5)$$

$\dot{m}_s$: Akışkanın kütleli debisi (kg/s)

h_1 : Buharlaştırıcı çıkışındaki özgül entalpi (kJ/kg)

h_2 : Gerçek ısı pompası çevriminde kompresör çıkışındaki özgül entalpi (kJ/kg)

h_{2s} : İdeal ısı pompası çevriminde kompresör çıkışındaki özgül entalpi (kJ/kg)

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{ik}} \quad (6)$$

Gerçek ısı pompalarında, yoğuşturucudan atılan ısı;

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_s (h_2 - h_3) \quad (7)$$

h_3 : Yoğuşturucu çıkışındaki özgül entalpi (kJ/kg)

Gerçek ısı pompalarında, buharlaştırıcının çektiği ısı;

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_s (h_1 - h_4) \quad (8)$$

h_4 : Buharlaştırıcı girişindeki özgül entalpi (kJ/kg)

Kısılma vanasında;

$$h_4 = h_3 \quad (9)$$

olarak yazılır.

Gerçek ısı pompalarında kompresöre verilen iş;

$$\dot{W}_k = \frac{\dot{m}_s (h_2 - h_1)}{\eta_{mk}} \quad (10)$$

η_{mk} : Kompresörün mekanik verimidir.

Birim başına yapılan ısıtma miktarına Isıtma Tesir Katsayısı (ITK) denir.

Gerçek ısı pompasında ITK;

$$ITK = \frac{\text{Amaç}}{\text{Bedel}} = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_k} = \frac{h_2 - h_3}{(h_2 - h_1)/\eta_{mk}} \quad (11)$$

İdeal ısı pompasında ITK;

$$ITK_i = \frac{\dot{Q}_{iy}}{\dot{W}_{ki}} = \frac{h_{2s} - h_3}{h_{2s} - h_1} \quad (12)$$

$\dot{Q}_{iy}$: İdeal ısı pompasında yoğuşturucudan atılan ısı

ITK ile ITK_i arasında;

$$ITK = \left(ITK_i + \frac{1}{\eta_{ik}} - 1 \right) \eta_{ik} \eta_{mk} \quad (13)$$

bağlantısı kurulur.

Performans katsayısı (COP)

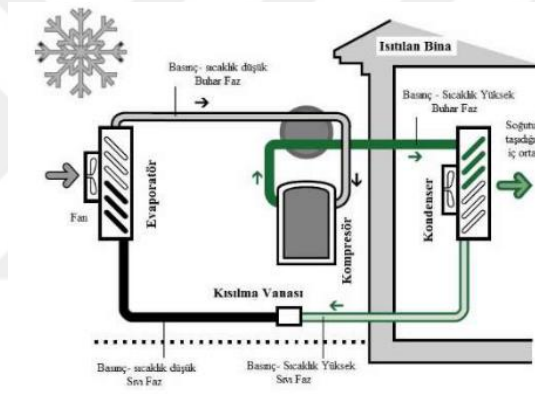
$$COP = \frac{Q_b}{W_k} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (14)$$

1.4. Kaynaklarına Göre Isı Pompası Türleri

1.4.1. Hava Kaynaklı Isı Pompaları

Hava kaynaklı ısı pompası (H.K.I.P.) sistemleri dış havanın kaynak olarak kullanıldığı sistemlerdir. Havanın kolaylıkla elde edilebilmesi, ilk kurulum maliyetinin uygun olması gibi sebeplerden dolayı hava kaynaklı ısı pompaları kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır.

H.K.I.P.'nin dezavantajları; hava sıcaklığının değişken olması ve kışın düşük ortam sıcaklıklarında ısıtma kaynağı olarak çalıştığında, dış ortamda bulunan ısı eşanjörünün yüzeyinde don oluşmasıdır. Bu da ısı eşanjörünün performansında düşüşe ve kimi zaman da kapanmasına neden olur. (Yao vd., 2004)



Şekil 9. Basit hava kaynaklı ısı pompası sistemi

Kaynak. Çakır ve Çomaklı, 2011

Isı kaynağı olarak çevre havası kullanılan H.K.I.P sistemi Şekil 9’da gösterilmiştir. Dış üniteye yer alan fan yardımıyla hava, evaporatöre alınarak ısı pompası sisteminin soğutucu akışkanı ısıtılarak kompresöre gönderilir ve buhar sıkıştırılmalı çevrim başlamış olur. Buharlaştırıcıda ısı transferinin gerçekleşebilmesi için kaynak sıcaklığı ile soğutucu akışkan sıcaklığı arasında genel olarak 10 °C’lik bir fark oluşturulur. Yoğuşturucuda yoğuşan soğutucu akışkanın ısısı fan yardımı ile iç ortama aktarılır.

1.4.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları

Kolayca erişilebilecek bir diğer ısı kaynağı ise topraktır. Hava sıcaklığının düşük olduğu dönemlerde toprağın derinliklerinde yüksek sıcaklık değişimleri meydana gelmez. Toprak kaynaklı ısı pompasında (T.K.I.P) toprağın altına yerleştirilmiş toprak ısı değiştiriciler sayesinde buharlaştırıcıda soğutucu akışkana ısı transferi gerçekleşebilmektedir. Toprak ısı değiştiricileri, yerleşim şekillerine göre yatay ve dikey T.K.I.P olarak ikiye ayrılmaktadır. Yatay T.K.I.P’da en verimli derinlik 1-2 m arasındır. Dikey T.K.I.P.’da en verimli derinlik ise 30-150 m arasındadır. (Bilen ve Demir, 2021)



Şekil 10. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri (a) dikey borulama, (b) yatay borulama

Kaynak. Yıldız, 2017

T.K.I.P. kışın ısınma yazın ise soğutma amacıyla kullanılabilir. Yeraltına gömülen borular içerisinde yer alan akışkan yazın toprağa ısı vererek konutun içinin serinlemesine neden olur. T.K.I.P.’nın H.K.I.P.’na göre avantajları bulunmaktadır. T.K.I.P. havadan daha kararlı bir kaynak sıcaklığına sahiptir. Çok düşük sıcaklık değerlerinde ek olarak ısıtıcıya ihtiyaç duyulmaz.

1.4.3. Su Kaynaklı Isı Pompaları

Göllere, kuyulardan, şehir şebekesinden elde edilen su ısı kaynağı olarak kullanılmaktadır. Şekil 11’de su kaynaklı ısı pompası sistemi verilmiştir. Suyun bulunduğu çoğu yerde kullanılan bir sistemdir. Sistemin çalışabilmesi için 8 °C ile 12 °C arasında su sıcaklığının olması yeterlidir. Borulamanın durgun su içerisinde uygun

şekilde yerleştirilmesiyle nehir ve göller de su kaynaklı ısı pompaları için ideal ısı kaynağı olabilmektedir. Su sıcaklığı yıl boyunca fazla değişiklik göstermediği için su kaynaklı ısı pompalarını avantajlı kılmaktadır. Diğer bir avantajı ise su içerisindeki ısı değişiricilerde ısı geçişinin daha yüksek oranda olmasıdır. (Uluyüce, 2019)



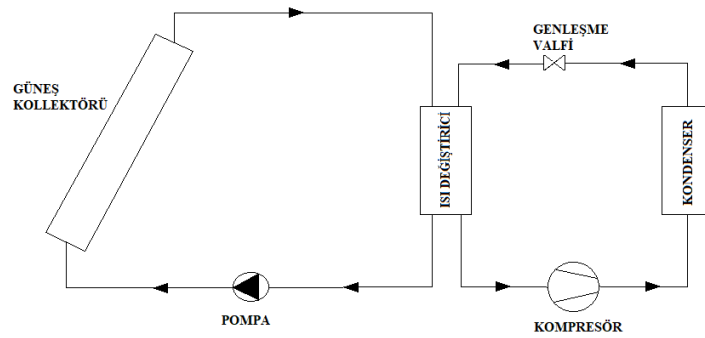
Şekil 11. Su kaynaklı ısı pompası sistemi

Kaynak. Bilen ve Demir, 2021

1.4.4. Güneş Kaynaklı Isı Pompaları

Güneş, temiz ve yenilenebilir enerji kaynaklarından biridir. Güneşin sınırsız ve ulaşılabilir olması ısı pompalarında kullanılmasını avantajlı hale getirmektedir.

Güneş enerjisi ve ısı pompalarının beraber kullanımları, var olan enerji kaynaklarının azalmaması ve çevre korunmasına yardımcı olabilmektedir. Son dönemlerde güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemi sıcak su üretiminde kullanılarak mahal ısıtmasına önemli katkılar sağlanmaktadır. (Şevik vd., 2011)



Şekil 12. Güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemi

Şekil 12’de güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemi verilmiştir. Sistem bir ısı pompası devresi, güneşten alınan ısıyı içerisindeki suya aktaran güneş kolektörü ve kolektör ile ısı pompasını bağlayan ısı değiştiricisinden oluşmaktadır. Güneşten gelen ışınlar kolektör içerisindeki suyu ısıtır ve su ısı değiştiricisine gönderilir. Isı değiştiricisi ısı pompası sisteminde buharlaştırıcı görevi görmektedir. Sıcak su ısı değiştiricisindeki soğutucu akışkanın sıcaklığını artırır ve akışkan kompresöre gönderilir. Böylece buhar sıkıştırmalı çevrim başlar. Isı değiştiricisinde sıcaklığı azalan su pompa yardımıyla kolektöre geri döner ve sıcaklığı artırılarak tekrar ısı değiştiricisine gönderilir. Sistem bu şekilde çalışmaya devam eder.

1.5. Literatür Taraması

1.5.1. Hava Kaynaklı Isı Pompalarına Yönelik Yapılan Çalışmalar

Konutlarda enerji kullanımı, küresel enerji kullanımının yaklaşık üçte birini temsil etmektedir. Evlerimizdeki enerjinin yaklaşık %60’ı su ve mahal ısıtılması için kullanılmaktadır. Bu da enerjiyle ilgili çevre sorunları oluşmasını meydana getirmektedir. Konutlarda, enerji tüketimini ve CO₂ gibi sera gazı emisyonlarını azaltmak için H.K.I.P. sistemi, ısıtma ve soğutma ihtiyacını karşılamak için iyi bir seçenek haline gelmiştir. (Tabatabaei ve Treur, 2016)

Bir oda içerisinde hava-hava ısı pompasını kuran Tamdemir (2014), dört farklı soğutucu akışkan için hesaplamalar yapmıştır. Sonuç olarak artan dış hava sıcaklığı ile kompresörün çektiği elektrik gücünün kompresör basıncı ile paralel olarak arttığı ve kompresörün çektiği güçte en fazla artışın R407C akışkanında (%21,4), en az artışın R410a akışkanında (%3,1) olduğunu gözlemlemiştir. Hava-hava ısı pompası kapasitesinin en büyük değerinin 13 kW ile R407C akışkanında, en küçük değerinin ise 0,115 kW ile R410A akışkanında olduğunu tespit etmiştir.

H.K.I.P.’nı beş farklı iklim koşullarında kullanarak çalışma verimini inceleyen ve yoğuşmalı kombi ile kıyaslayıp termo-ekonomik analizini yapan Özen (2019), seçtiği ısı pompasının yoğuşmalı kombiye kıyasla çok daha az enerji harcadığını gözlemlemiştir. Fakat maliyet açısından tasarruf edilemediği ve bunun elektrik fiyatlarının doğal gaz fiyatının 4 katından daha fazla olmasından kaynaklandığı sonucuna varmıştır.

Dünyada kullanımı giderek yaygınlaşan H.K.I.P. konusunda Çakır ve Çomaklı (2011), Erzurum şartlarında havadan havaya çalışan bir ısı pompası sisteminin, farklı çalışma koşulları altında COP değeri ve ekserji verimini hesaplamışlardır. Yaptıkları deneyler sonucunda, ısı pompalarının enerjinin verimli kullanılması ve sürdürülebilir sistemlerin geliştirilmesi için değerli sistemler olduğu, H.K.I.P.'nin performans ve kapasitelerinin evaporatör/kondenser hava akış ve sıcaklıklarının değiştirilmesi yolu ile kolayca değiştirilebileceği ve dolayısıyla ısıtma-soğutma ihtiyacı değişken olan mahaller için ısı pompası kullanılmasının mantıklı bir durum olacağı kanısına varmışlardır.

Isıtma ve soğutma sistemleri, mühendislerin araştırmalarında önemli bir yer kaplamaktadır. Öztürk ve Erbay (2012), ticari bir H.K.I.P. su ısıtıcısı üzerine bir çalışma yapmışlardır. Sistemin performansını çeşitli ortam koşulları için inceleyip sistemden topladıkları sıcaklık ve basınç verileri ile tüm sistem ve bileşenlerinin ekserji yıkım değerlerini hesaplamışlardır. %80 nemli ortam koşulunda, sıcaklık 30 °C olduğunda sistemin en yüksek performans değerine, sıcaklık 5 °C olduğunda sistemin en düşük performans değerine sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. Analizler sonucunda, düşük sıcaklık ve yüksek nemli ortam koşullarında sistem performansının azaldığı neticesine varmışlardır.

Wang vd. (2011), soğuk bölgelerdeki binaları ısıtmak ve H.K.I.P. sisteminin performansını iyileştirmek için yeni bir sistem geliştirmişlerdir. Kış aylarında Pekin'de bir binayı ısıtmak için geliştirdikleri H.K.I.P. prototipini kullanmışlardır. Kar yağış döneminde yüksek bağıl nem ile ortam sıcaklığı yaklaşık -12 °C'ye düştüğünde bile geliştirdikleri sistem temel verimlilikte ve yeterli ısıtma kapasitesinde istikrarlı bir şekilde çalışabilmektedir. Çalışma sonucunda, H.K.I.P.'ni test ettikleri ortam sıcaklığı -15 °C iken ısı pompasının kapasitesini, olması gerektiğinden %70 daha yüksek oranda elde etmişlerdir. Yeni H.K.I.P. prototipini, kışın Pekin'in iklim koşullarında iyi çalıştığını ve ısıtma sistemi COP değerinin 2'nin üzerinde olacağını belirlemişlerdir. Geleneksel H.K.I.P. ile kıyaslandığında geliştirdikleri sistemin -10 °C çalışma koşullarında 3 katı ısı kapasitesi ve %35'ten fazla verimlilik sağladığı sonucuna varmışlardır.

H.K.I.P.'nin en büyük dezavantajları, düşük hava sıcaklıklarına doğru deşarj sıcaklığının artması ve COP değerinin ve ısı çıkış sıcaklığının azalmasıdır. Bertsch ve

Groll (2008), çalışmalarında soğutucu akışkan olarak R410A kullanılan iki aşamalı H.K.I.P. kullanarak -30 °C'ye kadar düşük ortam sıcaklıklarında ve 50 °C hava-su ısıtma moduna çıkabilen sistem tasarlayıp inşa etmiş ve ticari olarak temin edilebilen ısı pompaları ile kıyaslamışlardır. Aynı ortam sıcaklığında, iki aşamalı sistemde tek aşamalı sisteme kıyasla, ısıtma kapasitesinin yaklaşık olarak iki katına çıktığını gözlemlemişlerdir. Çalışma aralığı boyunca %39-%46 gibi çok yüksek ikinci kanun verimlerini ölçmüşler ve bu durumunun şu anda mevcut ticari tek aşamalı H.K.I.P.'nın çoğunda daha iyi performans sağladığını gözlemlemişlerdir.

Binalar için soğutma ve ısıtma kaynağı olan H.K.I.P. su ısıtıcı üniteleri, kışın düşük ortam sıcaklıklarında ısıtma kaynağı olarak çalıştırıldığında, dış ortamda bulunan ısı eşanjörünün yüzeyinde don oluşumu sorunlu hale gelmekte ve bu da ısı eşanjörünün performansının düşmesine, kimi zaman da ünitenin kapanmasına sebep olmaktadır. Don oluşumu/büyümesi ortam koşullarına göre değişmektedir. Sabit bir hava sıcaklığında havanın bağıl nemi ne kadar yüksekse don oluşumu o derece ciddi ve buz çözme aralığı da o derece kısa olmaktadır. (Yao vd., 2004)

Byun vd. (2008), H.K.I.P. sisteminde don oluşumunu ve yayılmasını geciktirmek için sıcak gaz (soğutucu akışkan) baypas yöntemi üzerine çalışma yapmışlardır. Sıcak gaz baypas yönteminin fizibilitesini deneysel olarak araştırmışlar ve yöntemin performansını, elektrik rezistanslı ısıtıcı gibi defrost ekipmanı olmayan normal 1,12 kW kapasiteli H.K.I.P. sistemi ile kıyaslamışlardır. Elde ettikleri sonuçlar, sıcak gaz baypas yönteminin dış serpantinde don oluşumunu ve büyümesini geciktirmek için yararlı olduğu, en iyi performansın 0,2 kg/dak'lık baypas soğutucu akışkan hızı altında elde edildiği ve bu yöntemin normal sistemlere göre ortalama %8,5 ve %5,7 oranında COP ve ısıtma kapasitesini iyileştirdiği yönündedir.

Byrne vd. (2011), aynı anda ısıtma ve soğutma ihtiyacının sık olduğu oteller ve daha küçük konutların ihtiyacını karşılayabilmek için klasik tersinir ısı pompalarına kıyasla, gelişmiş performans sunan eş zamanlı ısıtma ve soğutma yapabilen H.K.I.P. tasarlamışlardır. Tasarladıkları sistem klasik ısı pompalarına göre yıllık %16,6'lık performans artışı göstermiştir.

Ekserji analizi, termodinamik sistemlerde sistemin performansını ve tersinmezliklerin kaynaklarını belirlemek ve gerekli iyileştirmelerin yapılması için önemli bir parametredir. Dikici vd. (2005), Elazığ ilinde bir odanın ısıtılması amacıyla

R22 akışkanının kullanıldığı H.K.I.P. sistemi kurmuşlar ve sistemin COP değerini (2,12) ve ekserji kaybını (1,29 kW) en fazla evaporatörde gözlemlemişlerdir.

Kuk Akçair (2019), Rize bölgesi için bir poliklinikte H.K.I.P. ile entegre edilmiş merkezi klima sistemi ile ısıtma-soğutma süreçlerini tasarlamış ve ekserjetik sürdürülebilirlik değerlendirmesini yapmıştır. Isıtma süreci için; H.K.I.P. devresinde atık ekserji oranı ve çevresel sürdürülebilirlik endeks değerleri sırasıyla %11 ve 1648,4 olarak klima devresinde atık ekserji oranı çevresel sürdürülebilirlik endeks değerleri sırasıyla %36 ve 428,6 olarak bulunmuştur. Tasarladığı sistemin Rize bölgesi için uygun olduğu sonucuna varmıştır.

1.5.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompalarına Yönelik Yapılan Çalışmalar

Çağımızda, iklimlendirme sistemlerinde kullanılan CFC ve HCFC grubu soğutucu akışkanlar ozon tabakasını yüksek oranda tahrip etmektedir. Bu soğutucu akışkanların alternatifleri HFC (hidroflorokarbon) ve HC (hidrokarbon) soğutucu akışkanlarında klor bulunmamaktadır. Alternatif soğutucu akışkanlar ozon tabakasına tamamen zararsız veya az zararlı olduğundan gelecekte ısı pompası sistemlerinde akışkan olarak uzun dönem kullanılması olasıdır. Bu durumdan dolayı mevcut kullanılan soğutma ve iklimlendirme sistemleri yeni nesil alternatif soğutucu akışkanlara göre yeniden değerlendirilmesi gerekmektedir.

Kabul ve Alkan (2016), 100 m²'lik alana sahip ara kat bir dairenin ısıtılması için ısıtma kapasitesi 10 kW olan düşey T.K.I.P. tasarlamışlardır. Çalışmalarında farklı soğutucu akışkanlar kullanarak sistemin buharlaştırıcı ve yoğuşurucu sıcaklıklarıyla COP, ekserji verimi ve tersinmezlik gibi performans parametrelerinin değişimini belirlemişlerdir. Elde ettikleri sonuç, tüm akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığı yükseldikçe COP ve ekserji verimi değerlerinin arttığı fakat toplam tersinmezlik miktarının azaldığıdır. Sistemin kompresör verimi arttıkça tüm soğutucu akışkanlar için COP ve ekserji verimi artarken toplam tersinmezlik miktarı azalmaktadır. Soğutucu akışkanlar arasında sistemin en yüksek COP ve ekserji verim değeri R600A soğutucu akışkanı için elde etmişlerdir.

Mesta (2021), Sakarya bölgesinde bir konutu ısıtma amaçlı T.K.I.P. sistemi projelendirmiştir. TS 825'e göre binanın ısı kayıplarını hesaplamış ve binanın ısı ihtiyacını 30 kW olarak bulmuştur. Toprak sıcaklığı arttıkça COP değerinin ve buna

bağlı olarak da işletme karının arttığını gözlemlemiştir. Diğer yakıt türleri ile kıyaslandığında T.K.I.P. sisteminin doğal gazı göre %12, LPG kazanı göre %42, motorine göre %71 daha ekonomik olduğu sonucuna varmıştır.

Dünya nüfusunun giderek artması nedeniyle enerjinin daha verimli kullanılması adına pek çok çalışma yapılmakta ve klasik iklimlendirme sistemlerine alternatif çözümler aranmaktadır. Isı pompaları yüksek kullanım verimleri ve çevreye verdikleri hasarın azlığı nedeniyle yaygın olarak kullanılan klasik iklimlendirme sistemlerine nazaran birçok uygulamada tercih edilmekte ve kullanımları giderek artmaktadır. T.K.I.P. sistemleri ise daha çok konutların iklimlendirilmesi amacıyla tercih edilmektedir.

Koçyiğit (2020), yapmış olduğu deneyde Diyarbakır ili Bismil ilçesinde 9x8x2,8 m ölçülerinde deney alanının ısıtılması için yatay tip T.K.I.P. ile ısıtma sisteminin kış sezonunda performansını değerlendirmiştir. Ölçümler sonucunda ısı pompasının belirlenen deney odasına aktardığı enerji miktarı 6,24 kW- 6,65 kW arasında değişim göstermekte ve dış hava sıcaklığının değişimi ile doğru orantılı olarak etkilenmektedir. Bununla birlikte tüm sistemin COP değerinin 3,02 – 3,16 arasında olduğunu tespit etmiştir. Kış sezonu boyunca incelenen sistemin üniteleri ile ilgili ekserji analiz sonuçları değerlendirildiğinde en yüksek ekserji kaybı olan üniteleri sırasıyla kompresör ve toprakaltı ısı değiştiricisi olarak belirlemiştir. Sonuç olarak, genellikle birincil enerji kaynakları ile iklimlendirme ihtiyacını karşılayan yatay tip T.K.I.P. sisteminin enerji tüketiminin azaltılarak enerjinin daha verimli kullanılması açısından değerlendirildiği zaman sistemin oldukça başarılı olduğunu gözlemlemiştir.

Özdemir ve Özkaya (2015), R407C soğutucu akışkanının kullanıldığı Ankara şartlarındaki 20,7 m³'lük bir odanın ısıtılması ve soğutulması için 40 m sondaj derinliğinde düşey tip T.K.I.P. sistemi kurmuşlar ve performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Isıtma mevsimi için ısı pompasının COP_{ip} değeri ve sistemin COP_{sis} değerlerini sırasıyla 3,85 ve 3,45 olarak hesaplamışlardır. Ayrıca ısı pompasının ünite bazında ekserji verimi %77 sistem bazında %71'dir. Soğutma mevsimi için COP_{ip} ve COP_{sis} değerlerini ise sırasıyla 3,12 ve 2,81 olarak hesaplamışlardır. Isıtma ve soğutma mevsimlerinde elde ettikleri COP değerleri kurulan T.K.I.P. sisteminin her iki mevsimde de kullanılabilir olduğunu göstermektedir.

Kılınç vd. (2019), deneysel çalışmalarında yatay tip T.K.I.P.'nı iki odadan oluşan toplam 51,3 m³ hacme uygulayarak Sivas ile şartlarında ısıtma ve soğutma için performans analizini araştırmışlardır. İç ve dış ortam sıcaklıklarını dört farklı derinlikte ölçmüşlerdir. Toprak sıcaklıkları ve ısı pompası elemanlarının giriş-çıkış sıcaklıklarını kayıt altına almışlardır. Ölçülen verilerden ısıtma modunda ortalama performans katsayısı değerlerini ısı pompası ve sistem için sırasıyla 2,10 ve 1,83, soğutma modunda ise ısı pompası için ortalama 4,79 ve sistem için ortalama 3,86 olarak hesaplamışlardır. Ülkemizin 4. derece gün bölgesinde bulunan Sivas ili için 2,5 m derinlikte elde edilen COP değerleri gerek ısıtma gerekse soğutma modunda tatmin edici aralıklardadır. Ayrıca ısı pompası için ısıtma güç tüketimi ortalama değerini 2,83 kW, soğutma güç tüketimi ortalama 1,69 kW olarak elde etmişlerdir.

Coşkun vd. (2018), İstanbul ilinde yer alan bir restoranın ısınma ve sıcak su ihtiyacı için dikey tip T.K.I.P. kullanmışlardır. Sistemin performansını ve enerji tüketimini incelemişlerdir. Ele alınan mahalin sıcaklığı, T.K.I.P. sistemi yardımıyla kış aylarında 22 °C'de sabit tutulurken yıl boyunca günde dört kere 15 dakika süreyle 55 °C sıcaklıkta 300 L/h su kullanımı gerçekleşmektedir. Analiz sonucunda T.K.I.P. sisteminin yıllık toplam güç tüketimi 3922,88 kW ısı pompası ve tüm sistemin yıllık ortalama COP değerlerini sırasıyla 3,33 ve 1,81 olarak hesaplamışlardır. Tüketilen enerjinin %54,36'sı ısı pompası %26,78'i ısıtıcılar %13,64'ü pompalar %5,22'si ise fan tarafından tüketilmektedir.

Erzurum şartlarında mahal ısıtma için T.K.I.P. sistemi kullanan Gözütok (2019), ısı pompasının COP değerinin kompresörün güç tüketimi ve kondenser ısıtma kapasitesi değeri ile değişmekte olduğunu belirlemiş ve COP değerini 2,4 olarak hesaplamıştır. Sistemin çalıştığı durumda evaporatör çıkışındaki karışımın sıcaklığının sürekli düştüğünü ve karışımın debisinin artmasının sistemin performansı üzerinde olumlu etkisi olup COP değerini arttırdığını gözlemlemiştir.

Ankara'da yer alan bir konut için Salimi (2018), TS 825'e göre ısı enerji ihtiyacını hesaplamış ve bu ihtiyacı T.K.I.P. ile karşılama potansiyelini araştırmıştır. Konutun ihtiyaç duyduğu ısıtma enerjisinin %74'lük kısmını T.K.I.P. sistemi ile karşılanabileceği kanısına varmıştır.

Güres (2016), toprak ısı değiştiricilerinin ısıtma ve soğutma sezonları için performanslarını İstanbul bölgesinde incelemiştir. Isıtma veya soğutmanın başladığı

dönemlerde çekilen-atılan ısı akısının yüksek olduğunu daha sonra bu değerin azaldığını gözlemlemiştir. Suyun çıkış sıcaklık analizi başlatıldığında su sıcaklığının zamana bağlı değişimi, toprak-su sıcaklık farkının fazla olmasından dolayı fazladır. Toprak sıcaklığı zamanla azaldığı için su çıkış sıcaklıklarının da zamanla azalacağını belirtmiştir. Boru derinlikleri ve aralarındaki mesafe değişimlerinden elde ettiği sonuçlar, paralel borulardan oluşan yatay eksenli toprak ısı değiştiricisi için ideal derinliği ve aralarındaki mesafenin de 1,5 m olması gerektiğini tespit etmiştir.

Yıldız (2017), T.K.I.P.'nin belirlediği koşullar için enerji ve ekserji analizlerini EES programını kullanarak hesaplamıştır. Enerji analizi sonucunda, 20 kW ısıtma yüküne sahip olan T.K.I.P.'nin ısıtma tesir katsayısını 3,42 kompresörün çekilen gücü 5,86 kW olarak belirlemiştir. Farklı çalışma koşullarında hesaplamalar yapmış ve en yüksek kondenser çıkış sıcaklığının 45 °C seviyesine azalması ile ısıtma tesir katsayısının 3,82'ye kadar çıktığını ve kompresörün 5,4 kW güç harcaması gerektiğini gözlemlemiştir. Kondenser çıkış sıcaklığının düşmesi ile performansın olumlu yönde etkilendiği sonucuna varmıştır.

Manisa bölgesinde iklimlendirilecek alan için dikey ve yatak tip T.K.I.P. sistemleri Büyükşen (2020) tarafından karşılaştırılmıştır. Dikey eksenli T.K.I.P.'nin yıl boyu sabit sıcaklıktaki topraktan ısı kazanımının daha fazla elde edildiği ve sonuç olarak yatay eksenli T.K.I.P.'dan daha verimli olduğu sonucuna ulaşmıştır.

Madessa vd. (2017), dikey eksenli T.K.I.P. sistemi ile yapılandırılmış bir ortam için EES programı ve farklı soğutucu akışkanlar kullanarak analizler yapmışlardır. R17 soğutucu akışkanı, araştırılan çalışma akışkanları arasında en iyi performansı göstermiş, ekserji verimliliğinin verilen ölü hal sıcaklık aralığı için %52'den %37'ye düştüğünü gözlemlemişlerdir. T.K.I.P. sistemlerinin 2,5 kW ile 3,4 kW arasında ekserji yıkımı ile 0 °C ölü hal sıcaklığında, tüm soğutucu akışkanların daha iyi performans gösterdiklerini gözlemlemişlerdir.

T.K.I.P. sistemleri, birçok geleneksel sisteme kıyasla daha az fosil yakıt kullanır ve binalar için uygun maliyetli alan ısıtma ve soğutma sistemlerine göre daha yüksek ön ödeme maliyetlerine ve daha uzun geri ödeme sürelerine sahiptirler. Bu maliyetler genellikle mülk sahiplerinin T.K.I.P. sistemlerini geleneksel sistemler üzerine kurmaları için potansiyel engeller olarak görülmektedir. T.K.I.P. sistemlerinin

finansal çekiciliği geleneksel sistemler tarafından sağlanan denge ile temel yük termal enerjisini sağladığı bir hibrit T.K.I.P. sitemi benimsenerek arttırılabilir.

Aditya vd. (2018), Avustralya'daki yedi büyük şehir için T.K.I.P. ve hibrit T.K.I.P. sistemlerinin ömür boyu maliyetini değerlendirmişler ve bunları geleneksel sistemlerin ömür boyu maliyetleriyle karşılaştırmışlardır. Seçilen Avustralya şehirlerinin her birinin farklı iklim koşulları ve enerji ihtiyaçları vardır. Gözlemledikleri sonuç, Avustralya'daki sistemlerin yüksek kurulum maliyetlerine rağmen T.K.I.P. sistemlerinin geleneksel sistemlere kıyasla daha düşük mevcut maliyetlere sahip olmasıdır. Ele aldıkları özel durumlar için, hibrit sistemler T.K.I.P. sistemlerinden sadece marjinal olarak daha ucuz olsa da özellikle soğutmanın hakim olduğu iklimlerde kullanım ömrü maliyetlerini daha da azaltma potansiyeline sahip olduğunu görmüşlerdir. Hibrit T.K.I.P. sistemleri, daha düşük ilk yatırım maliyetine sahip olması nedeniyle T.K.I.P. sistemlerinden daha çekici olabilmektedir. Avustralya'da bir hibrit T.K.I.P. sisteminin benimsenmesi, sistemlerin 20 yıllık ömürleri boyunca toplam maliyetinin, konuma bağlı olarak eşdeğer boyutlu bir T.K.I.P. ve geleneksel sistemlere kıyasla sırasıyla %10 ve %62'ye kadar azaltılabileceğini göstermiştir.

1.5.3. Diğer Kaynaklı Isı Pompalarına Yönelik Yapılan Çalışmalar

Isı pompası kaynak sıcaklığının yani hava, su, toprak veya güneş sıcaklığının ısı pompası verimini doğrudan etkilediği görülmektedir. Bu sonuçtan hareketle herhangi bir ısı pompasının kurulacağı bölge için doğru kaynak seçimine büyük özen gösterilmelidir.

Bilen ve Demir (2021), Ankara ilinin Gölbaşı ilçesindeki ve 5 kW'lık ısıtma ihtiyaç olan bir ev için kış mevsiminde ısıtma amacıyla kullanılacak hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompalarının enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Beş farklı soğutucu akışkan (R134A, R407A, R410A, R600 ve R1234YF) kullanarak ısı pompalarını ayrı ayrı inceleyip COP ve ekserji verimlerini hesaplayarak kıyaslamışlardır. Elde ettikleri sonuçlarda en iyi COP değerinin T.K.I.P, en iyi ekserji veriminin H.K.I.P.'nda olduğunu ve her ısı pompası içinde R600A akışkanının en iyi sonucu verdiğini gözlemlemişlerdir.

Temel (2016), Türkiye’deki illere göre dört katlı bir villa projesi için hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompalarının kullanılabilirliğini araştırmıştır. İç Anadolu Bölgesi, Doğu Anadolu Bölgesi ve Güney Doğu Anadolu Bölgesi için ilk yatırım maliyeti en uygun olan H.K.I.P. sistemi olduğunu fakat kış aylarında yeterince sıcak olmadığından dolayı ek ısıtma kaynaklarının gerekli olduğunu gözlemlemiştir. Marmara Bölgesi, Ege Bölgesi, Akdeniz Bölgesi ve Karadeniz Bölgesi için ilk yatırım maliyeti en uygun olanın H.K.I.P. olduğunu ve bu bölgelerde soğutma ihtiyacının ısıtmadan fazla ya da eşit değerde olması nedeniyle H.K.I.P.’nın diğer ısı pompalarına göre tercih edilebilir olduğunu gözlemlemiştir.

Yüksel ve Esen (2010), Elazığ ilinde 24 m² alana sahip olan serayı ısıtmak için biyogaz destekli ısı depolamalı güneş enerjili ve yatay helezyon toprak ısı değiştiricili bir ısı pompası sistemi kurmuşlardır. Seranın ortam sıcaklığının 23 °C olması için kurdukları üç sistemden her biri ile istenen sıcaklığa rahatlıkla ulaşabilmıştır. Toprak-biyogaz gibi iki sistemin birlikte çalıştırılması sonucunda ısı pompası için elde edilen ortalama COP değerini 3,1 ve sistem için elde edilen ortalama COP değerini 2,48 olarak belirlemişlerdir. Toprak derinliği arttıkça sıcaklık daha kararlı bir hal aldığı için ısı pompası ile sera ısıtmanın oldukça uygun olduğu kanısına varmışlardır.

Dikici vd. (2006), konutların ısıtılması amacıyla kurulan güneş, hava ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin performans karakteristiklerini, enerji ve ekserji analizlerini araştırmışlardır. Deney setini Elazığ ili Fırat Üniversitesinde 60 m²’lik bir deney odasına kurmuşlardır. Bu sistem; altı adet düzlemsel güneş kolektörü, bir adet ısı değiştiricisi, iki adet plaka tipi sulu ısı değiştiricisi, iki adet sirkülasyon pompası, hava kaynaklı buharlaştırıcı ve deneyler esnasında ölçüm değerlerinin alınmasında kullanılan yardımcı elemanlardan meydana gelmektedir. Çalışmalarında, güneş, hava ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin her bir bileşeni için ısıtma performans katsayılarını, enerji ve ekserji analizlerini hesaplamışlar ve birbirleriyle karşılaştırmışlardır. Sonuçlara göre, COP_{sis} değerini sırasıyla güneş kolektörlü ısı pompası için 2,90 T.K.I.P. için 2,37 ve H.K.I.P. için 2,12 olarak belirlemişlerdir. Ekserji kaybı analiz sonuçlarına bakıldığında toprak ısı değiştiricisinin ekserji kaybının çok düşük olduğunu gözlemlemişlerdir. Deneyler sonucunda, tek başına bir ısı kaynağının ısıtmada yeterli olmadığı durumlarda ikinci bir ısı kaynağının da

beraberinde devreye alınarak kullanılmasının maliyeti artırsa da daha etkin bir ısı yükü sağlayacağını gözlemlemişlerdir.

Arslaner (2018), Türkiye'nin beş farklı iklim bölgesinde bir konutun kullanım sıcak suyu ihtiyacını göz önünde bulundurarak Kombi-Multi Split sistemi, H.K.I.P., T.K.I.P. sistemlerinin enerji maliyetleri ve CO₂ emisyonlarını karşılaştırmıştır. İç Anadolu Bölgesi yıllık enerji tüketiminin en fazla olduğu bölgedir, bu nedenle H.K.I.P. ve T.K.I.P. sistemlerinin Kombi-Split sistemine göre daha az enerji harcadığını tespit etmiştir. (En az T.K.I.P. sisteminde harcanmıştır.) Bu durumun CO₂ salınımı için de geçerli olduğunu gözlemlemiştir.

Han vd. (2021), çalışmalarında Çin, Hebei'de 49000 m² alana sahip büyük bir binada bir güneş enerjisi destekli T.K.I.P. sisteminin termal performansını izlemişlerdir. Sonuçlar, büyük binanın sıcaklık ve neminin insan vücudu konforu için gerekli standartları karşıladığını göstermektedir. Ayrıca T.K.I.P. sistemi 1131 ton standart kömüre eşdeğer tasarruf sağlamış ve CO₂, SO₂ ve baca gazı emisyonlarını sırasıyla 4641, 37,58 ve 18,9 ton azaltmıştır. Büyük binanın T.K.I.P. sisteminin yüksek verimliliğe ve kayda değer enerji tasarrufu avantajına sahip olduğunu belirlemişlerdir. Güneş enerjisi destekli T.K.I.P. sisteminin, minimum 5,5 COP değerine ve iyi performans gösteren yüksek COP değerine sahip olduğunu tespit etmişlerdir.

Yenilenebilir enerji kaynaklarının ve çevre dostu soğutucu akışkanların kullanımı, ısı pompası uygulamalarıyla ilgili iki büyük zorluktur. Kademeli ısı pompalarının tek kademeli ısı pompalarına göre avantajları ve kademeli ısı pompalarının karşıladığı daha yüksek enerji talebi nedeniyle, coğrafi koşulların (hava ve toprak koşulları) etkilerinin araştırılması ve aynı anda yüksek ve kademeli ısı pompalarının performansı üzerindeki düşük sıcaklık döngüleri, pratik uygulamalar için kritik bilgiler sağlayacaktır.

Nikitin vd. (2021), Rusya'nın en soğuk 10 şehrinde hava kaynaklı ve toprak kaynaklı kaskad ısı pompalarının kullanımı üzerine enerji, ekserji, ekonomik ve çevresel açılardan bir karşılaştırma çalışması yapmışlardır. Isı pompalarının düşük sıcaklık çevriminde ve yüksek sıcaklık çevriminde, çevre dostu soğutucu akışkanlar olarak R41-R161 çiftini kullanmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre; düşük hava sıcaklığında, yeraltı sıcaklığı ortam havasından daha yüksek olduğu için T.K.I.P. sisteminin H.K.I.P. sisteminden daha verimli olduğunu belirlemişler ve Saint

Petersburg bölgesindeki H.K.I.P. ve T.K.I.P. sistemleri için sırasıyla COP_{max} değerini 2,36 ve 2,44 olarak elde etmişlerdir.

Erkan (2019), H.K.I.P.'nin performansını arttırmak amacıyla hava-toprak kaynaklı bir ısı değiştiricisi tasarlamış ve kış aylarında çevre havasının sıcaklığını bu hibrit sistem ile geçirerek oranın ısıtılmasını sağlamıştır. Hibrit sistemde, ısı pompası ünitesi için COP değerinde geleneksel sisteme göre maksimum %13,87 minimum %11,37'lik bir artış, ısı pompasının tüm sistemi için geleneksel sistemin performansına göre maksimum %5,44 minimum %4,41'lik bir azalma meydana geldiği sonucuna varmıştır.

2020'de küresel CO₂ emisyonlarının azaltılmasına katkıda bulunmak için binalarda ısıtma, soğutma ve kullanım sıcak suyu üretimi için yüksek verimli ısı pompalarının kullanılmasının artırılması tavsiye edilmektedir. Bu doğrultuda, T.K.I.P. sistemleri genel olarak H.K.I.P. sistemlerine kıyasla enerji verimliliği en yüksek olanlardan biri olarak kabul edilmektedir. Ancak bu yıl boyunca havanın ve yerin sıcaklık değişimine ve coğrafi konuma bağlıdır. Bu nedenle enerji açısından en uygun sistem, ısı pompasını en yüksek verimle çalıştırmak için bir kaynaktan diğerine geçiş yapabilen hibrit sistemlerdir.

Cazorla-Marín vd. (2018), Avrupa'da üç farklı lokasyonda bulunan aynı bina tipi için TRNSYS'deki entegre sistem modeli yardımıyla çift kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji değerlendirmesini yapmışlardır: Atina (sıcak iklim), Strazburg (ılıman iklim) ve Stockholm (soğuk iklim). Çalışılan çift kaynaklı ısı pompası sisteminin amacı, sıcaklığa göre en uygun kaynağı (hava veya toprak) seçmek ve T.K.I.P. için ihtiyaç duyulan toprak altı ısı değiştirici alanında bir azalma sağlamaktır. Her lokasyon için TRNSYS'te sistem çalışmasının yıllık simülasyonunu yapmışlar ve ana performans göstergelerini hesaplamışlardır. Isıtma modunda ve kullanım sıcak suyu üretimi için çalışma saatleri ne kadar yüksek olursa, sistemin yıllık performans faktörünün o kadar düşük olduğu sonucuna varmışlardır. Bu nedenle, ısıtmanın hakim olduğu alanlar için sistemin yıllık performans faktörü daha düşük olacaktır. Atina'yı soğutma talebinin daha yüksek olduğu yer olarak göz önüne aldıklarında, elde edilen yıllık performans faktörü, Strasbourg ve Stockholm gibi diğer ısıtmanın baskın olduğu bölgelerden %25'e varan daha büyük değerler aldığını gözlemlemişlerdir. Havanın veya toprağın kaynak olarak kullanılmasıyla ilgili olarak, Atina gibi (sıcak iklim)

soğutmanın hakim olduğu bölgeler için bir çift kaynaklı ısı pompası kullanımının tavsiye edilmediği sonucuna varmışlardır.

Güneş kolektörü olarak fotovoltaiik-termal yol, gelecek vaat eden bir teknolojidir. Fotovoltaiik-termal yol uygulamasını genişletmek için, T.K.I.P. sistemi ile entegre eden yeni bir enerji sistemi kurulmuştur. Xiang vd. (2021), geleneksel güneş destekli T.K.I.P. sisteminde güneş kolektörünün yerine fotovoltaiik-termal yol kullanarak güneş enerjisi kullanım oranını iyileştirmeyi ve üst yapı alanının rasyonel kullanımını sağlamayı amaçlamaktadır. Isıtma dışı sezonda sistem performansını araştırmak için, termal enerji depolama ve elektrik enerjisi üretiminin dinamik bir matematiksel modelini kurup doğrulamışlardır. Sistem performansını iki çalışma modunda kullanmışlardır. Isı toplama döngüsü ve ısı depolama döngüsü. Elde ettikleri sonuçlara göre hem ısı toplama döngüsünde hem de ısı depolama döngüsünde ayar sıcaklık farkı arttıkça, termal enerji depolama elektrik enerjisi üretimi ve enerji tüketimi azalmaktadır.

Tek başına T.K.I.P. ısıtmasının neden olduğu soğuk birikimi olgusu, sistemin sürekli çalışmasını ciddi şekilde etkileyen ciddi bir durumdur. Hao ve Yu (2021), şiddetli soğuk bölgede güneş-toprak kaynaklı ısı pompalı gaz ısıtma sisteminin işletme stratejisini ve ekonomisini incelemişlerdir. Sistemin iki çalışma modunu tanımlamışlardır: seri çalışma ve paralel çalışma. Bu sistemle, topraklama borusunun ısı değişimi, toprak borulu ısı eşanjörünün giriş ve çıkışındaki su sıcaklığının değişimini, ısı pompası ünitesinin ısıtma ve soğutma verimlilik katsayısını karşılaştırıp analiz etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre, paralel sistemin maksimum ısı transfer veriminin seri sistemin 2,5 katı olduğunu ve paralel sistem ile ısı şebekesi arasındaki toplam ısı transferinin seri sisteme göre %83,2 daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Beş yıllık işletimden sonra, paralel kombine ısıtma sisteminin işletme maliyeti, seri kombine ısıtma sistemine göre daha yüksek olmasına rağmen, paralel kombine ısıtma sisteminin, sistem ve sistemin toprak sıcaklığı üzerindeki etki derecesi toplam ısıtma etkisi açısından seri kombine ısıtma sistemine göre daha avantajlı olduğunu görmüşlerdir.

Yolcan (2017), Kütahya bölgesinde seçilen bir konutun ısıtılması için H.K.I.P., T.K.I.P. ve güneş enerjisi destekli T.K.I.P. sistemlerini kullanarak karşılaştırmıştır. COP değerlerinin en yüksek güneş enerjisi destekli T.K.I.P. sisteminde en düşük

T.K.I.P. sisteminde olduğunu gözlemlemiştir. Üç sistemde de en yüksek COP değerinin R134A soğutucu akışkanında, en düşük COP değerinin R507A akışkanında olduğunu belirlemiştir.

Süzer (2001), İstanbul bölgesinde bir villanın T.K.I.P. ve H.K.I.P. ile ısıtılması ve soğutulmasını hesaplayarak ekonomik yönlerini karşılaştırmıştır. Villanın ısı kayıplarını ve ilk yatırım maliyetlerini hesapladığında T.K.I.P sisteminin H.K.I.P. sistemine göre daha maliyetli olduğu, işletme giderlerinin ise daha uygun olduğu sonucuna varmıştır.

Baek vd. (2005), Kore’de saunalı bir otelin atık suyunu ısı kaynağı olarak kullanan, anlık sıcak su ihtiyacını karşılayan bir ısı pompası sistemi tasarlamış ve sistemin verimliliğini değerlendirmek için enerji analizi yapmışlardır. Sistemi, ısı pompasının kondansatörüne ve evaporatörüne giden sıcak su ve atık suyun sıcaklığının kontrol edilmediği basit bir yöntem kullanarak tasarlamışlardır. Analizler sonucunda COP değerini 4,5-5 arasında bulmuş ve bu sonucun otelde ortam havasının ısı kaynağı olarak kullanıldığı ısı pompası sisteminden daha yüksek bir değer olduğunu gözlemlemişlerdir. Tasarladıkları ısı pompası sistemi kışın hafta sonları haricinde, anlık su ihtiyacının %90’ından fazlasını karşılamaktadır. Ayrıca sauna, hamam, bina vb. mekanların atık sularının kullanıldığı ısı pompası sisteminin sadece su ısıtma için değil aynı zamanda Kore gibi bölgelerde alan ısıtma ve soğutma içinde etkili bir şekilde kullanılabileceğinin vurgulamışlardır.

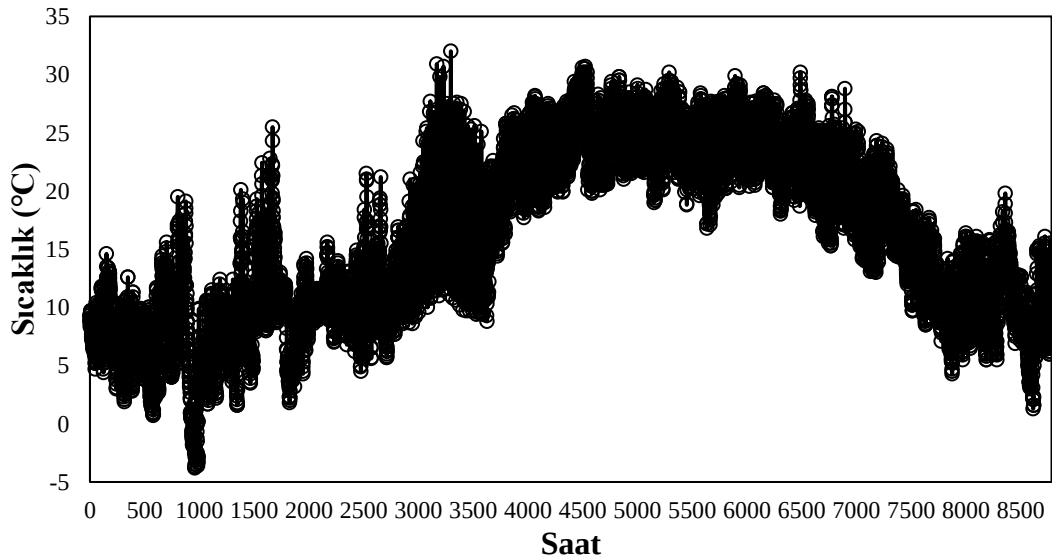
2. YÜRÜTÜLEN ÇALIŞMALAR

2.1. Rize Bölgesine Ait Verilerin Temin Edilmesi

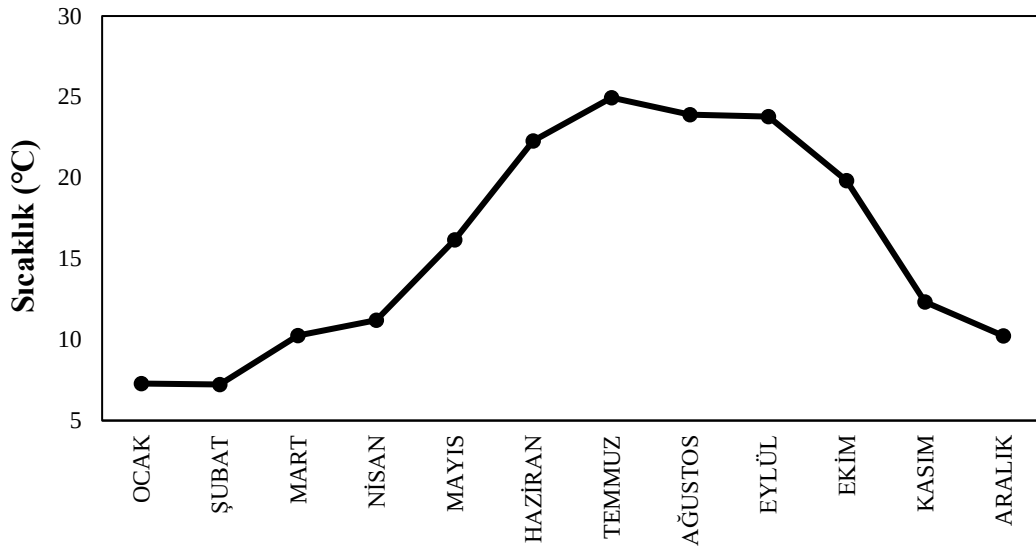
Hava sıcaklığı yerden 2 m yükseklikte ve gölgede konumlandırılan, rüzgar alması engellenen bir metalik termometre ile ölçülmektedir. Toprak sıcaklığı yerin 0,05 m, 0,1 m, 0,2 m, 0,5 m ve 1 m altına bir demir içerisine yerleştirilen metalik termometre ile ölçülür. Hava ve toprak sıcaklıkları için saatlik ölçüm yapan metalik termometreler sıcaklık değerlerini doğrudan bilgisayara aktarır. Çalışmada kullanılacak olan hava ve toprak sıcaklık değerleri Rize Meteoroloji il müdürlüğünden 2020 yılına ait veriler alınarak hesaplamalarda kullanılmıştır. Veriler doğru sonuç verebilmesi için saatlik olarak alınmış ve günlük, aylık sıcaklık değerleri kullanılarak ortalama değerler belirlenerek oluşturulan modellerde kullanılmıştır.

2.1.1. Havaya Ait Veriler

Meteorolojiden alınan hava sıcaklığının bir yıl boyunca saatlik değerleri Şekil 13’de verilmiştir. Bu verilerin aritmetik ortalamaları alınarak hesaplamalarda kullanılan havanın aylık ortalama sıcaklık değerleri elde edilmiş ve Şekil 14’de verilmiştir.



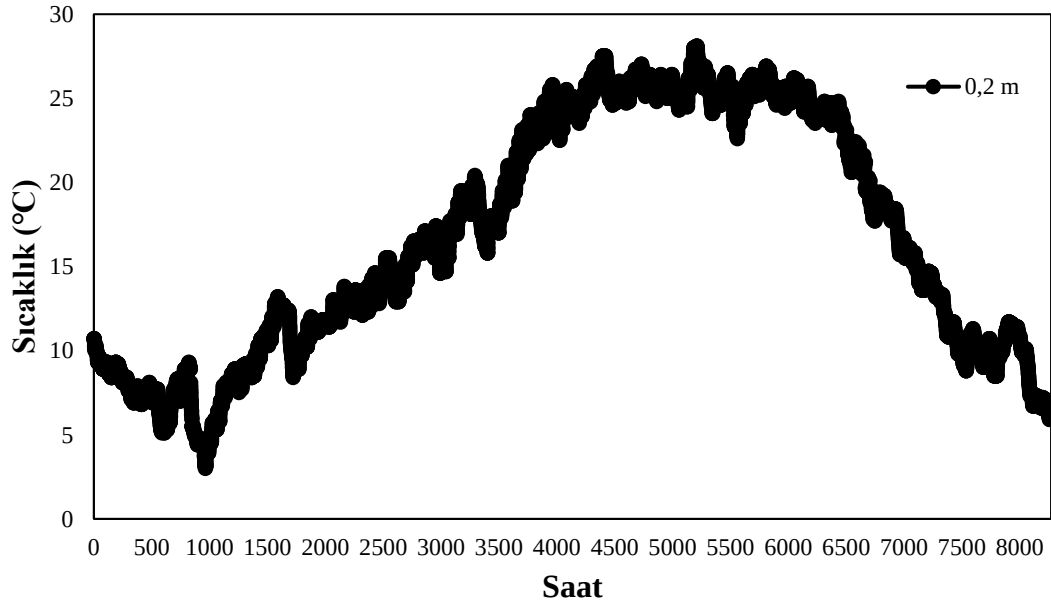
Şekil 13. Havaya ait saatlik sıcaklık değerleri



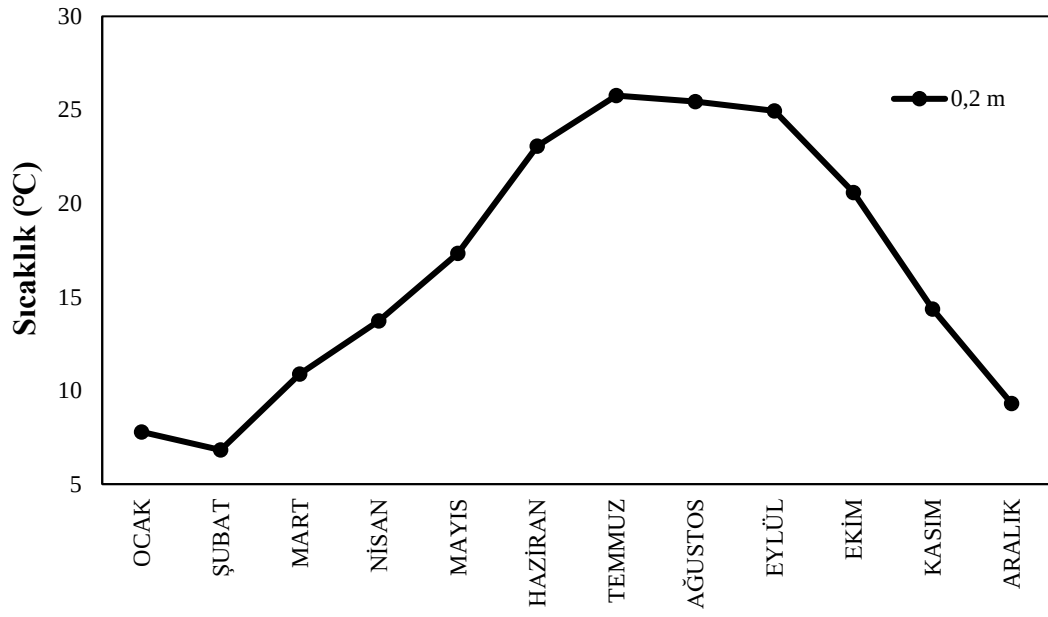
Şekil 14. Havaya ait aylık sıcaklık değerleri

2.1.2. Toprağa Ait Veriler

Toprak sıcaklık değerleri için 0,2 m ve 1 m derinliğinde toprak sıcaklık değerleri dikkate alınmıştır. Meteorolojiden alınan 0,2 m derinlikte toprak sıcaklığının bir yıl boyunca saatlik değişimi Şekil 15’de verilmiştir.

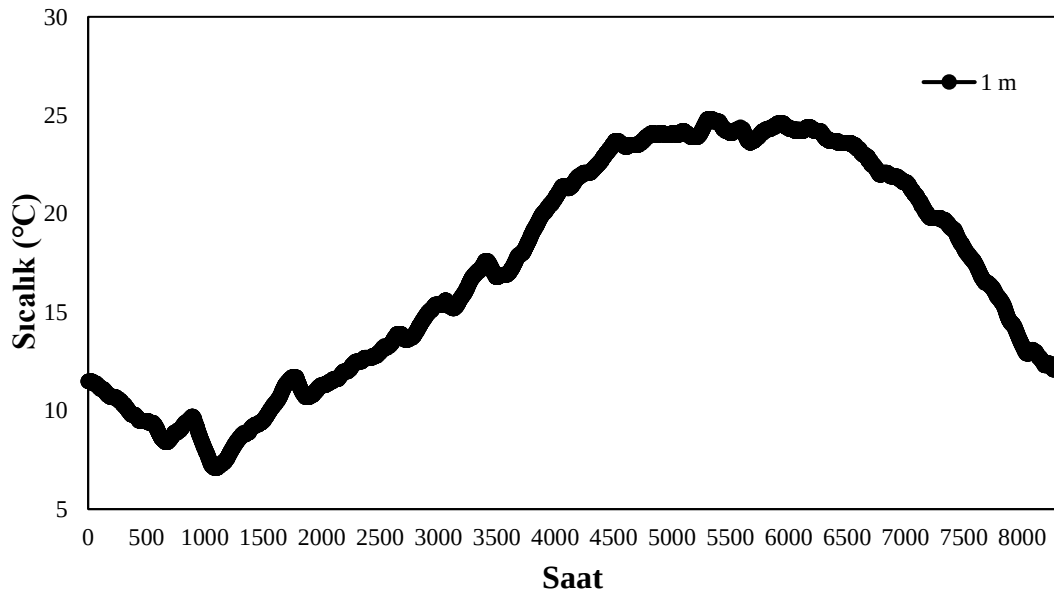


Şekil 15. 0,2 m derinlikte toprağa ait saatlik sıcaklık değerleri

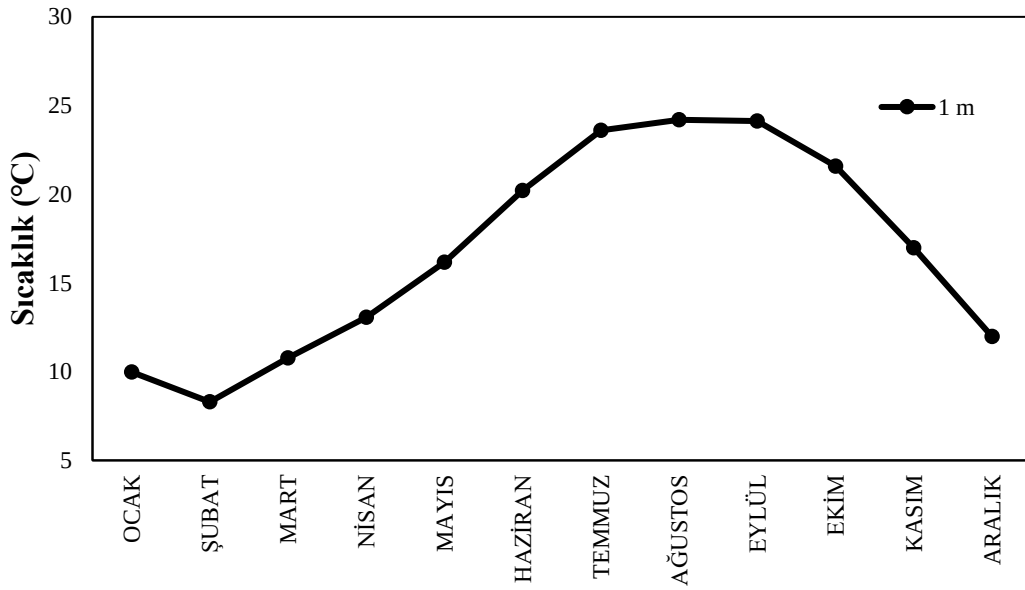


Şekil 16. 0,2 m derinlikte toprağa ait aylık sıcaklık değerleri

Şekil 15'deki verilerin aritmetik ortalamaları alınarak 0,2 m derinlikte toprak sıcaklığının aylık değişimi elde edilmiş ve Şekil 16'da gösterilmiştir. Meteorolojiden alınan 1 m derinlikte toprak sıcaklığının bir yıl boyunca saatlik değişimi Şekil 17'de verilmiştir.

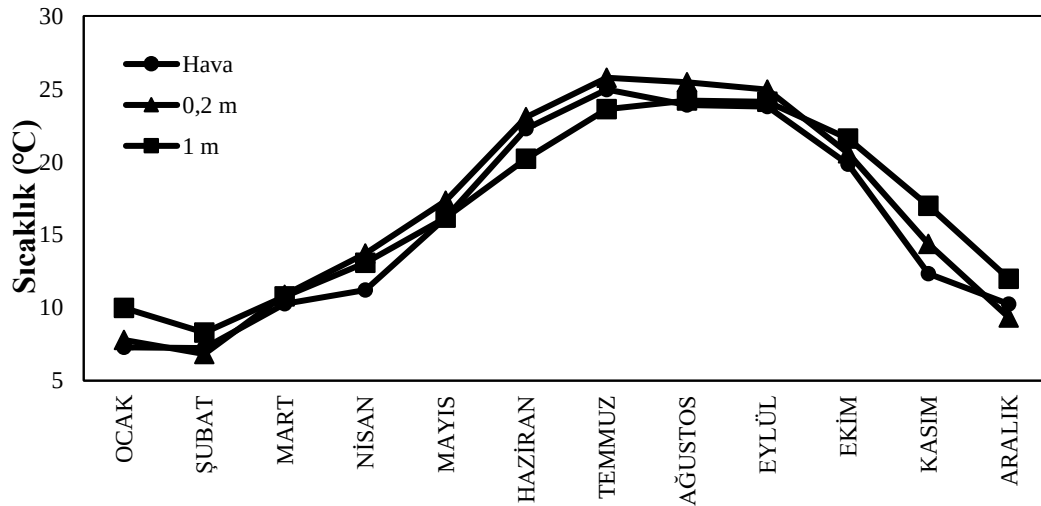


Şekil 17. 1 m derinlikte toprağa ait saatlik sıcaklık değerleri



Şekil 18. 1 m derinlikte toprağa ait aylık sıcaklık değerleri

Şekil 17'deki verilerden 1 m derinlikteki toprak sıcaklığının aritmetik ortalamaları alınarak aylık ortalama sıcaklık değerleri elde edilmiş ve Şekil 18'de verilmiştir. Ocak, Şubat, Mart, Ekim, Kasım ve Aralık aylarında 1 m derinliğindeki toprak sıcaklığı, Nisan, Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarında 0,2 m derinliğindeki toprak sıcaklığı daha yüksektir.

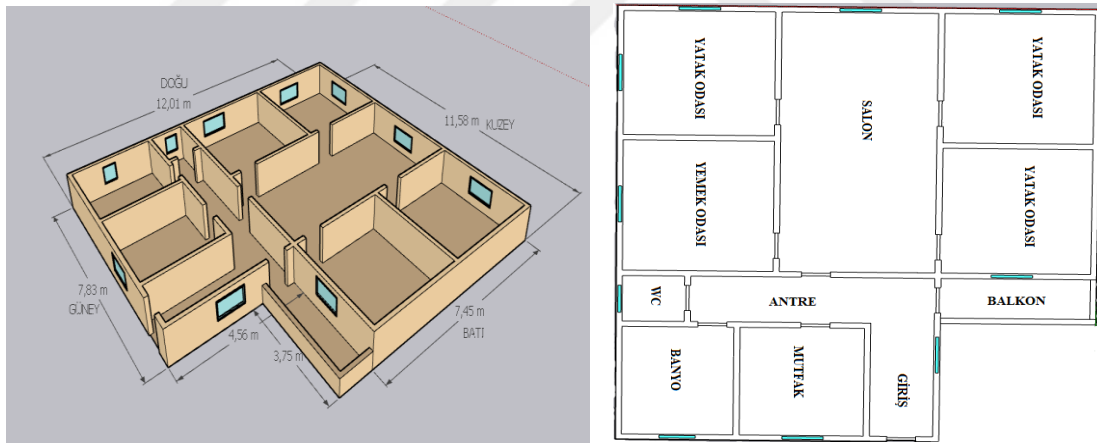


Şekil 19. Hava sıcaklığı ve 0,2 m, 1 m derinlikteki toprak sıcaklıklarının karşılaştırılması

Şekil 19’da aylara göre iki farklı derinlikteki toprak sıcaklık değişimi ile hava sıcaklık değişimi karşılaştırılmıştır. Şekil incelendiğinde, kış aylarında en yüksek sıcaklık değeri 1 m derinliğinde toprakta ve onu takip eden 0,2 m derinlikte topraktır aralarında 2 °C’lık bir fark olduğu gözlemlenmiştir. Yaz aylarında en yüksek sıcaklık değeri sırasıyla 0,2 m derinlikte toprakta, havada ve 1 m derinlikte topraktır. Hesaplamalarda 0,2 m ve 1m toprak derinlikleri arasında en yüksek ısı sağlama kapasitesi 1 m derinlikte toprakta olduğu için çalışmada 1 m derinlikteki toprak sıcaklık değerleri kullanılmıştır. Hibrit sistemde hava ve toprak kaynaklı ısı pompaları aynı anda kullanılacağı için en yüksek ısı çekme kapasitesine sahip kaynak hibrit ısı pompası sistemin kaynağı olarak kabul edilmiştir.

2.2. Hesaplamalarda Kullanılan Mahalin Model Tasarımı

Çalışma için tek katlı müstakil ev ele alınmıştır. Ev dört oda, bir salon, bir mutfak, bir L koridor ve birer adet tuvalet banyodan ve balkondan oluşmaktadır. Evin krokileri SketchUp programı ile çizilip Şekil 20’de verilmiştir.



Şekil 20. Model mahalin şematik gösterimi

Tablo 1. Evin genel özellikleri

Yapı bileşenleri	Alan (m²)
Pencere	24,84
Dış Kapı	1,4
Balkon Kapısı	1,4
Dış Duvar	115,3
Döşeme	121,98
Tavan	121,98
Toplam	386,9

Tasarlanan evin özellikleri Tablo 1’de verilmiştir. Evin toplam alanı; A_{toplam} 386,9 m²’ ve yüksekliği 3 m’dir. Binanın ısıtılan brüt hacmi;

$$V_{\text{brüt}} = \text{Döşeme alanı} \times \text{yükseklik} \quad (15)$$

(15) nolu denklemden yola çıkarak $V_{\text{brüt}}$ 365,93 m³ olarak bulunur. Bina kullanım alanı TS 825’de verilen,

$$A_n = 0,32 \times V_{\text{brüt}} \quad (16)$$

denkleminde A_n 117,1 m² olarak bulunur.

2.2.1. Isı Kaybı Hesabı

Çalışmada ele alınan evin ısı kaybı hesabı TS 825 standartlarına bakılarak yapılmıştır. Alanları hesaplanan her bir yapı bileşenlerinin ısıl geçirgenlik katsayısı (17) nolu denkleme göre hesaplanmıştır.

$$U = \frac{1}{R_i + R + R_e} \quad (17)$$

U ; Yapı bileşenlerinin toplam ısıl geçirgenlik katsayısı (W/m².K)

R_i ; İç yüzeyin yüzeysel ısıl iletim direnci (m².K/W)

R ; Yapı bileşenlerinin ısıl geçirgenlik direnci (m².K/W)

R_e ; Dış yüzeyin ısıl iletim direnci (m².K/W)

R_i ve R_e değerleri Ek 1’de verilen çizelgeden yararlanılarak alınmıştır. R değeri ise (18) nolu denkleme göre hesaplanmıştır.

$$R = \frac{d}{\lambda_n} \quad (18)$$

λ_n ; Yapı bileşenlerinin ısı iletkenlik hesap değeri (W/m.K)

d ; Yapı bileşenlerinin kalınlığı (m)

λ_n değerleri TS 825’de yer alan Ek E’den alınarak hesaplanmıştır.

Binalarda iletim ve taşınım yoluyla gerçekleşen ısı kaybı (19) nolu eşitlik ile hesaplanır.

$$H_T = \sum AU + IU_1 \quad (19)$$

$$\sum AU = U_D A_D + U_P A_P + U_K A_K + 0,8 U_T A_T + 0,5 U_t A_t + U_d A_d + 0,5 U_{dis} A_{dis} \quad (20)$$

U_D ; Dış duvar ısı geçirgenlik katsayısı (W/m².K)

U_P ; Pencere ısı geçirgenlik katsayısı (W/m².K)

U_K ; Dış kapı ısı geçirgenlik katsayısı (W/m².K)

U_T ; Tavan ısı geçirgenlik katsayısı (W/m².K)

U_t ; Zemine oturan tabanın ısı geçirgenlik katsayısı (W/m².K)

U_d ; Dış hava ile temaslı taban ısı geçirgenlik katsayısı (W/m².K)

U_{dis} ; Düşük sıcaklıkta iç ortam ile temaslı yapı elemanlarının ısı geçirgenlik katsayısı (W/m².K)

Isı geçirgenlik katsayıları (U) Ek 2’den bakılır.

A_D ; Dış duvar alanı (m²)

A_P ; Pencere alanı (m²)

A_K ; Dış kapı alanı (m²)

A_T ; Tavan alanı (m²)

A_t ; Zemine oturan taban alanı (m²)

A_d ; Dış hava ile temaslı taban alanı (m²)

A_{dis} ; Düşük sıcaklıkta iç ortam ile temaslı yapı elemanlarının alanı (m²)

I ; Isı köprüsü uzunluğı (m)

U_1 ; ısı köprüsünün doğrusal geçirgenliğidir (W/m.K)

Doğrudan ısı geçirgenlik katsayısının $\Psi_{i,e} < 0,1$ W/m.K olarak hesaplandığı durumda, ısı köprülerinin etkisi ihmal edilerek U_1 değeri 0 olarak alınır. Çalışmada ele alınan ev ısı köprüsü getirmeyecek şekilde yalıtıldığı için bu değer 0 olarak alınmıştır.

Havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı kaybı (21) nolu eşitlik ile hesaplanır.

$$H_h = 0,33 \times n_h \times V_h \quad (21)$$

n_h ; Hava değişim oranı (h^{-1})

V_h ; Havalandırılan hacim ($V_h = 0,8 \times V_{brüt}$)

Doğal havalandırma yapılan binalarda hava değişim oranı (n_h) 0,8 olarak alınır.

Evin özgül ısı kaybı (22) nolu eşitlikte gösterildiği gibi iletim ve taşınım yoluyla gerçekleşen ısı kaybı ile havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı kaybının toplamına eşittir.

$$H = H_T + H_h \quad (22)$$

H ; Özgül ısı kaybı (W/K)

İnsanlardan, sıcak su sisteminden, yemek pişirme işleminden, aydınlatma sisteminden vb. kaynaklanan ısı kazançları iç kazançlar olarak bilinmektedir. Aylık ortalama iç kazançlar ($\Phi_{I,ay}$) (23) ve (24) nolu eşitliklerle belirlenir.

$$\text{Konutlarda, okullarda.....} \Phi_{I,ay} \leq 5 \times A_n \text{ (W)} \quad (23)$$

$$\text{Yüksek iç enerji kazançlı binalarda.....} \Phi_{I,ay} \leq 10 \times A_n \text{ (W)} \quad (24)$$

Çalışmada kullanılan ev konut olarak geçtiği için hesaplamalarda (23) nolu denklem kullanılmıştır.

Pencerelerden gelen güneş ışınları ile aylık ortalama güneş enerjisi kazançları ($\Phi_{s,ay}$) meydana gelmektedir ve (25) nolu denklem ile hesaplanır.

$$\Phi_{s,ay} = \sum r_{i,ay} + g_{i,ay} + I_{i,ay} + A_i \quad (25)$$

$r_{i,ay}$; i yönünde saydam yüzeylerin aylık ortalama gölgelenme faktörü. (Ek 3'den bakılarak 0,8 olarak alınmıştır.)

$g_{i,ay}$; i yönündeki saydam elemanların güneş enerjisi geçirme faktörü

$I_{i,ay}$; i yönündeki dik yüzeylere gelen aylık ortalama güneş ışıyım şiddeti (W/m^2) (Ek 4'ten alınır.)

A_i ; i yönündeki toplam pencere alanı (m^2)

Güneş enerjisi geçirme faktörü (26) nolu denkleme göre hesaplanır.

$$g_{i,ay} = F_w \times g_{\perp} \quad (26)$$

F_w ; Camların düzeltme faktörü 0,8 olarak alınır.

$g_{\perp}$; Laboratuvar şartlarında ölçülen ve yüzeye dik gelen ışıyım için güneş enerjisi geçirme faktörü. (Ek 5'te göre 0,75 olarak alınmıştır.)

Isı kazançlarının yüksek olduğu zamanlarda, kazançlar kayıplardan fazla olabilmektedir. İç ortam sıcaklığının kontrolü kusursuz olarak yapılamamaktadır ve yapı bileşenleri içerlerinde bir miktar ısı depolayabilmektedir. Bu yüzden iç kazançlar ve güneş enerjisi kazançları yararlanma faktörü ile azaltılmalıdır. Aylık ortalama kazanç kullanım faktörü (η_{ay}) (27) nolu denkleme göre hesaplanır.

$$\eta_{ay} = 1 - e^{(-1 / KKO_{ay})} \quad (27)$$

KKO_{ay} ; Kazanç/Kayıp oranıdır ve (28) nolu denklem ile hesaplanır. (Bu oran 2,5 üzerinde olduğu durumlarda o ay için ısı kaybı olmadığı kabul edilir.)

$$KKO_{ay} = (\Phi_{I,ay} + \Phi_{s,ay}) / H \times (\theta_{i,ay} - \theta_{e,ay}) \quad (28)$$

$\theta_{i,ay}$; Aylık ortalama iç ortam sıcaklığı ($^{\circ}C$) (Ek 6'e göre $19^{\circ}C$ olarak alınır.)

$\theta_{e,ay}$; Aylık ortalama dış hava sıcaklığı ($^{\circ}C$) (Ek 7'ye göre Rize 2.bölge şehri olduğu için sıcaklıklar ona göre alınır.)

Tablo 2'de denklemler kullanılarak evin özgül ısı kaybı hesabı verilmiştir.

Tablo 2. Evin özgül ısı kaybı hesaplama çizelgesi

Binadaki yapı elemanları	Yapı elemanlarının kalınlığı d(m)	Isıl iletkenlik hesap değeri λ_h (W/m.K)	d/ λ , 1/ α (m ² .K/W)	Isıl iletkenlik katsayısı U (W/m ² .K)	Isı kaybedilen yüzey alanı A(m ²)	Isı kaybı A $\times$ U W/K
	1/ α_i		0,13			
Duvar yüzeyleri	Dış Sıva	0,03	1,40	0,02		
	Tuğla	0,19	0,36	0,53		
	Yalıtım	0,06	0,03	2		
	İç Sıva	0,02	1	0,02		
	1/ α_d		0,04			
	Toplam		2,74	0,37	115,3	42,08
	1/ α_i		0,17			
	İğne yapraklı ahşap	0,01	0,13	0,08		
Taban/Döşeme	Şap	0,04	1,4	0,03		
	Isı yalıtımı	0,04	0,03	1,33		
	Beton	0,15	2,5	0,06		
	Tesviye	0,02	1,4	0,01		
	şapı					
	1/ α_d		0			
	Toplam		1,68	0,59x0,5	121,98	35,98
	1/ α_i		0,13			
Tavan	İç sıva	0,02	1	0,02		
	Beton	0,1	2,5	0,04		
	Isı yalıtımı	0,1	0,04	2,5		
	Şap	0,03	1,4	0,02		
	1/ α_d		0,08			
	Toplam		2,79	0,36x0,8	121,98	35,13
Dış Kapı				5,5	1,4	7,7
Balkon Kapısı				3,5	1,4	4,9
Pencereler				2,4	24,84	59,62
Yapı elemanlarından iletim yoluyla gerçekleşen ısı kaybı toplamı (H _T)						185,41
Havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı kaybı						
H _h = 0,33 x η_h x V _h						
H _h = 0,33 x 0,8 x 0,8 x 365,93 = 77,28 W/K						
Özgül ısı kaybı H = H _T + H _H = 185,41 + 77,28 = 262,69 W/K						

Özgül ısı kaybı hesabı İzoder programı ile yapılarak elde yapılan hesaplamalar ile de karşılaştırılmıştır ve sonuçların aynı olduğu gözlemlenmiştir. (Ek 9’de program hesabı verilmiştir.)

2.2.2. Isıtılması İçin Gerekli Enerji İhtiyacı

Binalarda yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı (29) nolu denklem kullanılarak hesaplanır.

$$Q_{yıl} = \sum Q_{ay} \quad (29)$$

$$Q_{ay} = [H \times (\theta_{i,ay} - \theta_{e,ay}) - \eta_{ay} \times (\Phi_{i,ay} + \Phi_{s,ay})] \times t \quad (30)$$

$Q_{yıl}$; Yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı (Joule)

Q_{ay} ; Aylık ısıtma enerjisi ihtiyacı (Joule)

t ; Zaman (saniye olarak bir ay $86400 \times 30 \times 10^{-3}$) (s)

(30) nolu denklemde sadece pozitif aylar için toplama yapılır. Negatif aylar dikkate alınmaz.

Tablo 3. Evin yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı

Aylar	Isı kaybı			Isı kazançları			KK O	Kazanç kullanı m faktörü	Isıtma enerjisi ihtiyacı
	Özgül ısı kaybı	Sıcaklı k farkı	Isı kayıplar 1	İç ısı kazanc 1	Güneş enerjisi kazancı	Toplam			
	$H(W/K)$	$\theta_i - \theta_e$	$H^*(\theta_i - \theta_e)$ (W)	Φ_i (W)	Φ_s (W)	$\Phi_i + \Phi_s$ (W)	γ	η_{ay}	Q_{ay} (kJ)
Ocak		19-2,9	4229,31		520,6	1106,1	0,26	0,98	8158034,7
Şubat		19-4,4	3835,27		667,7	1253,2	0,33	0,95	6844943,7
Mart		19-7,3	3073,47		832,5	1418,1	0,46	0,89	4711660,1
Nisan		19-12,8	1628,68		962,4	1547,9	0,95	0,65	1610330,6
Mayıs		19-18	262,69		1132,3	1717,8	6,54	0,14	
Haziran					1194,4	1779,9			
Temmuz	262,7	θ_e		585,5	1161,9	1747,4			0
Ağustos		yüksek	0		1072,9	1658,5	0	0	
Eylül					878,9	1464,4			
Ekim		19-14,1	1287,18		684,3	1269,8	0,99	0,64	1239418,9
Kasım		19-8,5	2758,25		501,7	1087,2	0,39	0,92	4554356,9
Aralık		19-3,8	3992,89		452,3	1037,8	0,26	0,98	7716933,3

$$Q_{ay} = [H \times (\theta_i - \theta_e) - \eta \times (\Phi_{i,ay} + \Phi_{s,ay})] \times t \quad (1 \text{ kJ} = 0,278 \times 10^{-3} \text{ kWh})$$

$$Q_{yıl} = \sum Q_{ay} = 34835678,25 \text{ kJ}$$

$$\text{Toplam ısı kaybı } Q_{yıl} = 0,278 \times 10^{-3} \times 34835678,25 \text{ (kJ)} = 9684,32 \text{ kWh}$$

$$\text{Evin toplam alanı } A_{\text{toplam}} = 386,9 \text{ m}^2$$

$$\text{Evin brüt hacmi } V_{\text{brüt}} = 365,93 \text{ m}^3$$

$$\text{Evin birim hacmi başına düşen yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı}$$

$$Q = Q_{yıl} / V_{\text{brüt}} = 9684,32 / 365,93 = 26,46 \text{ kWh/m}^3$$

$A_{\text{top}} / V_{\text{brüt}} = 386,9 / 365,93 = 1,06$ oranı Rize 2. Bölgede olduğu için Ek 8.'e bakılarak $Q' = 22,4 \times A_{\text{top}} / V_{\text{brüt}} + 7,8$ eşitliğinden, ev için gereken en büyük ısı kaybı $Q' = 31,54 \text{ kWh/m}^3$ olarak bulunur.

Tablo 3'te evin yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı verilmiştir. Sağlaması İzoder programında yapılmış ve aynı sonuç elde edildiği gözlemlenmiştir. (Ek 10)

Evin birim hacmi başına düşen yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacının ev için gereken en büyük ısı kaybına oranı $Q < Q'$ ($26,46 < 31,54$) olduğundan tasarlanan ev için hesaplanan yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacının olması gereken en büyük değerin altında olduğu görülmektedir. Bu nedenle tasarlanan ev, bu standartlarda verilen hesap metoduna göre standartlara uygun olduğu belirlenmiştir.

2.2.3. Sıcak Su İhtiyacı İçin Gerekli Enerji İhtiyacı

Tasarlanan ev müstakil bir konuttur ve 4 kişilik bir aile yaşamaktadır. Kişi başına düşen günlük su miktarı 50 L olarak alınmıştır. Evin günlük sıcak su tüketim miktarı denklem (31)'e göre hesaplanır.

$$m_s = \text{Kişi sayısı} \times \text{kişi başına düşen günlük sıcak su miktarı (L/gün)} \quad (31)$$

Günlük enerji ihtiyacı denklem (32)'e göre

$$Q_{s,\text{günlük}} = m_s \times c_s \times (T_{\text{ist}} - T_{\text{şeb}}) \text{ (kJ/gün)} \quad (32)$$

şeklinde elde edilir.

c_s ; Suyun özgül ısısı (cal/g.°C) (1 cal/g.°C = 4,1868 kJ/kg.°C)

T_{ist} ; İstenilen su sıcaklığı (°C) (50 °C olarak alınmıştır.)

$T_{\text{şeb}}$; Şebeke suyu sıcaklığı (°C)

Rize ili için şebeke suyu Tablo 4'te verilmiştir ve aylara göre gerekli sıcak su enerji ihtiyacı (32) nolu denkleme göre hesaplanarak Tablo 5'de verilmiştir. Toplam ısıtma enerji ihtiyacı ve toplam sıcak su enerji ihtiyacı hesaplanarak evin toplam enerji ihtiyacı elde edilmiştir.

Tablo 4. Rize aylara göre şebeke suyu sıcaklığı

Aylar	Rize ili ortalama şebeke suyu sıcaklığı (°C)
Ocak	9,3
Şubat	8,1
Mart	9,3
Nisan	11,7
Mayıs	14,9
Haziran	17,7
Temmuz	20,3
Ağustos	21,2
Eylül	19,9
Ekim	17,8
Kasım	14,8
Aralık	11,8
Yıllık ortalama	14,73

Kaynak. Ceylan, 2010

Tablo 5. Evin kullanım sıcak su ihtiyacı için gereken enerji miktarı

Aylar	Evin sıcak su ihtiyacı için gereken enerji miktarı (kJ)	Evin sıcak su ihtiyacı için gereken enerji miktarı (kWh)
Ocak	1022416,56	284,23
Şubat	1052561,52	292,61
Mart	1022416,56	284,23
Nisan	962126,64	267,47
Mayıs	881740,08	245,12
Haziran	811401,84	225,57
Temmuz	746087,76	207,41
Ağustos	723479,04	201,13
Eylül	756136,08	210,21
Ekim	808889,76	224,87
Kasım	884252,16	245,82
Aralık	959614,56	266,77
Toplam	10631122,56	2955,45

Rize için ısıtma sezonunda (Ocak-Şubat-Mart-Nisan-Ekim-Kasım-Aralık) kullanım sıcak suyu için gereken aylık ortalama enerji ihtiyacı 266,57 kWh olarak hesaplanmıştır. Tablo 6’da evin sıcak su ve ısıtma ihtiyacı için gereken enerji miktarı verilmiştir. Tablo 6 incelendiğinde evin ısıtma sezonunda gerekli ortalama enerji miktarı 1650,05 kWh olarak elde edilmiştir.

Tablo 6. Evin aylara göre sıcak su ve ısıtma ihtiyacı için gereken enerji miktarı

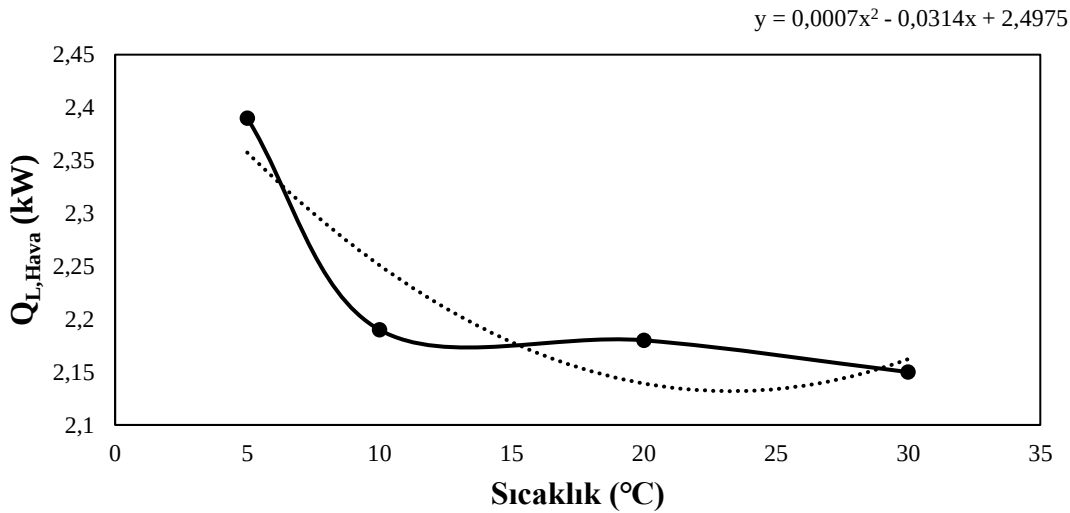
Aylar	Evin sıcak su ve ısıtma ihtiyacı için gereken enerji miktarı (kJ)	Evin sıcak su ve ısıtma ihtiyacı için gereken enerji miktarı (kWh)
Ocak	9180451,31	2552,16
Şubat	7897505,18	2195,51
Mart	5734076,68	1594,07
Nisan	25722457,28	715,14
Mayıs	881740,08	245,12
Haziran	811401,84	225,57
Temmuz	746087,76	207,41
Ağustos	723479,04	201,13
Eylül	756136,08	210,21
Ekim	2048308,66	569,43
Kasım	5438609,09	1511,93
Aralık	8676547,82	2412,08
Toplam	45466800,82	12639,77

2.3. Analiz Edilen Isı Pompaları Tasarımı

Tasarlanan evin ısı ihtiyacının karşılanması için üç farklı sistem H.K.I.P., T.K.I.P. ve hibrit ısı pompası sistemi incelenmiştir. H.K.I.P. ve T.K.I.P. sistemleri ilk önce tek olarak çalıştığı ve sonrasında hibrit olarak iki sisteminde aynı anda çalışıldığı düşünülp termodinamik analizleri yapılmıştır. Sonrasında üç farklı sistem karşılaştırılıp en iyi sonucu veren belirlenmiştir. Çalışmada çevre dostu olması ve son dönemlerde ısı pompalarında kullanımı giderek yaygınlaşan R32 akışkanı kullanılmıştır.

Termodinamik analiz yapılırken aşağıdaki kabuller dikkate alınmıştır;

- Sistemlerdeki bütün bağlantı boruları ile dış ortam arasındaki ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
- Evaporatör ve kondenserde basınç kayıplar ihmal edilmiştir.
- Isı pompalarında dolaşan soğutucu akışkanın (R32) kütleli debisi sabit (0,01 kg/s) ve kompresöre doymuş buhar olarak girdiği kabul edilmiştir. ($x=1$)
- Sistemlerdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Kompresörün mekanik verimi (η_k) %85 olarak seçilmiştir.



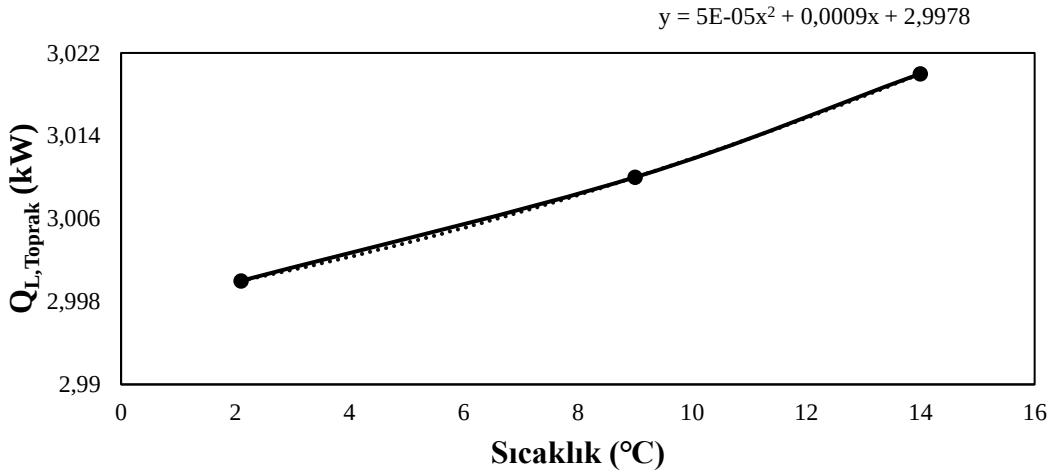
Şekil 21. Referansa göre $Q_{L,Hava}$ değişimi

- Öztürk (2009) yaptığı çalışmasında farklı çevre koşullarında H.K.I.P.'nın performansını incelemiştir. Bu çalışmada kaynaktan çekilen ısı miktarı ile dış hava değişimi arasındaki bağlantı grafiğe dökülerek Şekil 21'de gösterilmiş ve bu grafikten denklem elde edilerek bu tez çalışması için

H.K.I.P. sistemi kaynaktan çekilen ısı miktarı bağlantısı elde edilmiş ve bu bağlantı (33) nolu denklemde verilmiştir.

$$\dot{Q}_{\text{hava},\text{ç}} = 0,0007 \times T_{\text{hava},\text{g}}^2 - 0,0314 \times T_{\text{hava},\text{g}} + 2,4975 \quad (33)$$

- Madessa vd. (2017) yaptıkları çalışmada T.K.I.P. sisteminin çalışma parametrelerini incelemişlerdir. Bu referans dikkate alınarak TK.I.P. sisteminde kaynaktan çekilen ısı miktarı ile toprak sıcaklığı arasında bağlantı kurularak Şekil 22’de gösterilmiş ve (34) nolu denklemde bu bağlantı verilmiştir.

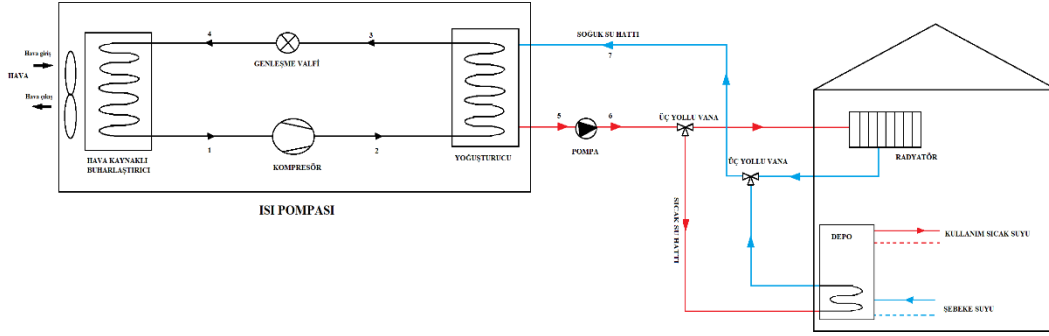


Şekil 22. Referansa göre $Q_{L,Toprak}$ değişimi

$$\dot{Q}_{\text{toprak},\text{ç}} = 5E-05 \times T_{\text{toprak},\text{g}}^2 + 0,0009 \times T_{\text{toprak},\text{g}} + 2,9978 \quad (34)$$

- H.K.I.P. sisteminde 50 Watt kapasiteli fan kullanılmıştır.

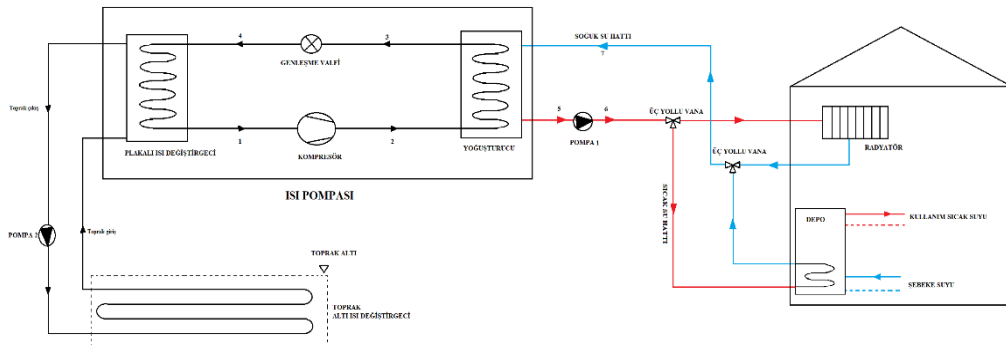
2.3.1. Hava Kaynaklı Isı Pompası Kullanımı



Şekil 23. Hava kaynaklı ısı pompası sistem modeli

Şekil 23’de bu tez çalışmasında incelenen ev için tasarlanmış H.K.I.P. sistemi verilmiştir. H.K.I.P. sistemi, üzerindeki 50 W kapasiteli fan yardımıyla dış ortam havasını alarak soğutucu akışkan sıcaklığını değiştiren hava kaynaklı buharlaştırıcı, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkanın basıncını yoğunlaştırıcı basıncına yükselten kompresör, kompresörden gelen yüksek basınçtaki soğutucu akışkanı yoğunlatan yoğunlaştırıcı, yoğunlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın basıncını azaltan kısılma vanası, yoğunlaştırıcıdan çıkan suyun basıncını artırarak depo ve radyatöre gönderen 95 Watt gücünde pompa, kullanım sıcak suyu eldesi için 200 L hacimli depo ve ısınma ihtiyacını karşılayabilmek için radyatörden oluşmaktadır.

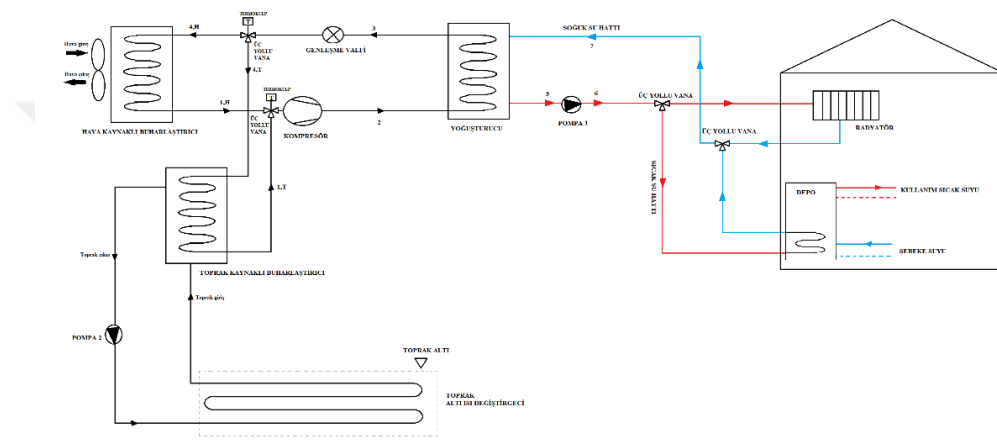
2.3.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kullanımı



Şekil 24. Toprak kaynaklı ısı pompası sistem modeli

T.K.I.P. sistemi için yatay tip T.K.I.P. sistemi tasarlanmıştır. Tasarlanan sistem Şekil 24’de verilmiştir. Sistemde kullanılan elemanlar H.K.I.P. sisteminde kullanılan elemanlar ile aynıdır ve bunlara ek olarak toprak altına yerleştirilen içerisinden salamura geçerek toprağın sıcaklığını almayı sağlayan toprak altı ısı değiştirgeci ve 95 Watt gücünde pompa bulunmaktadır.

2.3.3. Hava ve Toprak Kaynaklı Hibrit Isı Pompası Kullanımı

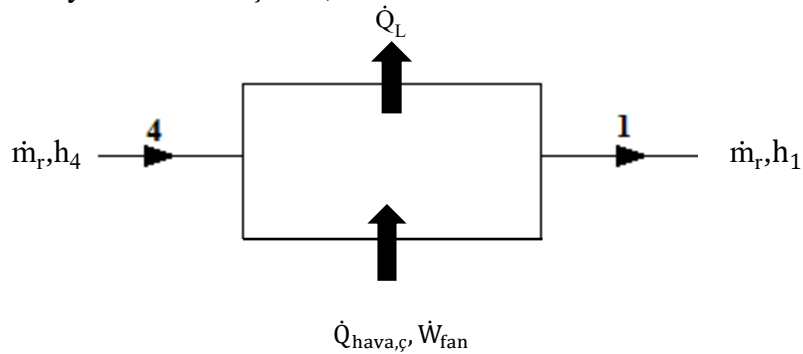


Şekil 25. Hibrit ısı pompası sistem modeli

Hibrit ısı pompası sistemi H.K.I.P. ve T.K.I.P. sistemlerinin aynı anda kullanıldığı sistemdir. Şekil 25’de tasarımı verilmiştir. Kaynak sıcaklıklarının saatlik değişimi dikkate alınarak en uygun kaynak devreye alınarak ısı pompası çevrimi başlatılır.

2.4. Hesaplamalar ve Termodinamik Analiz

Hava kaynaklı buharlaştırıcı;



$\dot{Q}_{\text{hava}, \phi}$; Havadan çekilen ısı miktarı (kW)

$\dot{Q}_L$; Buharlaştırıcı kapasitesi (kW)

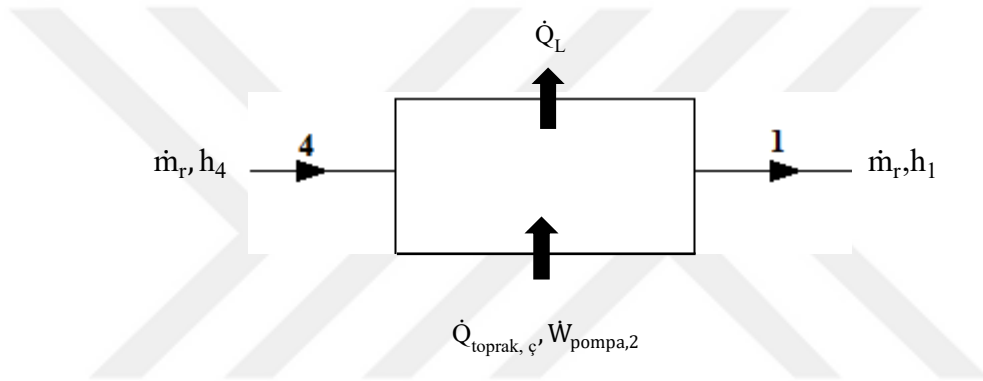
$\dot{m}_r$; Soğutucu akışkanın kütleli debisi (kg/s)

$\dot{W}_{\text{fan}}$; Fan gücü (kW)

$$\dot{Q}_{\text{hava}, \phi} + \dot{W}_{\text{fan}} = \dot{Q}_L \quad (35)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (36)$$

Toprak kaynaklı buharlaştırıcı;

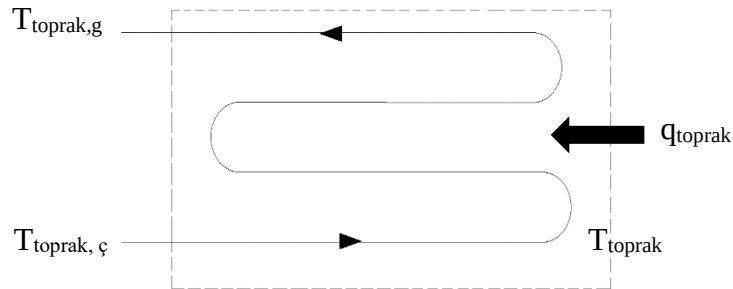


$\dot{Q}_{\text{toprak}, \phi}$; Toprak devresinden soğutucu akışkana geçen ısı miktarı (kW)

$\dot{W}_{\text{pompa}, 2}$; Toprak devresinde kullanılan pompa gücü (kW)

$$\dot{Q}_{\text{toprak}, \phi} + \dot{W}_{\text{pompa}, 2} = \dot{Q}_L \quad (37)$$

Toprak ısı değiştirici;



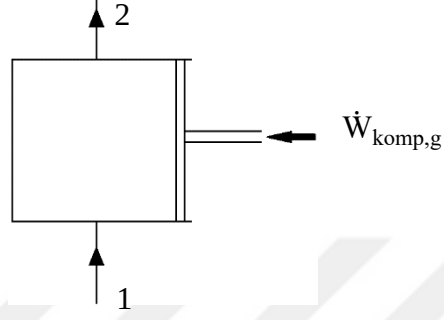
q_{toprak} ; Topraktan çekilen ısı miktarı (W)

T_{toprak} ; Toprak sıcaklığı (°C)

$T_{\text{toprak,g}}$; Salamura giriş sıcaklığı (°C)

$T_{\text{toprak,ç}}$; Salamura çıkış sıcaklığı (°C)

Kompresör;



$$\dot{W}_{\text{komp,g}} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (38)$$

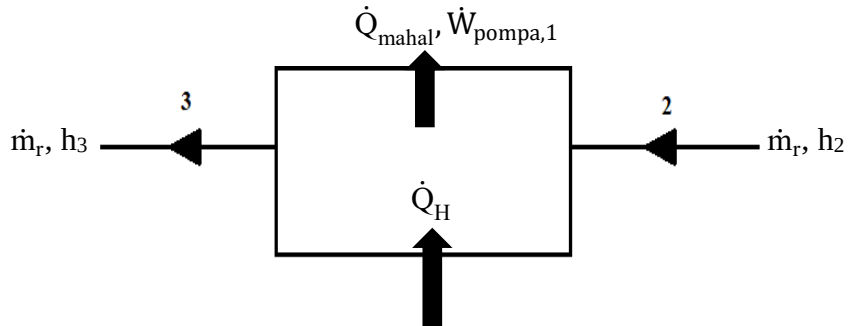
$\dot{W}_{\text{komp,g}}$; Kompresör işi (kW)

Kısılma vanası;



$$h_3 = h_4 \quad (39)$$

Yoğuşturucu;



$\dot{Q}_H$; Yoğuşturucu kapasitesi (kW)

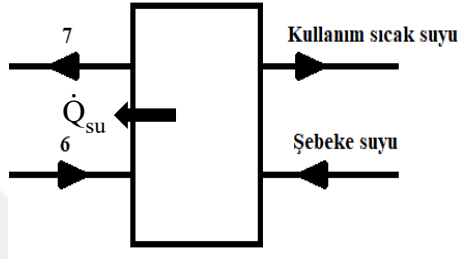
$\dot{Q}_{\text{mahal}}$; Ortama verilen ısı miktarı (kW)

$\dot{W}_{\text{pompa},1}$; Tesisat devresinde kullanılan pompanın gücü (kW)

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{\text{mahal}} + \dot{W}_{\text{pompa},1} \quad (40)$$

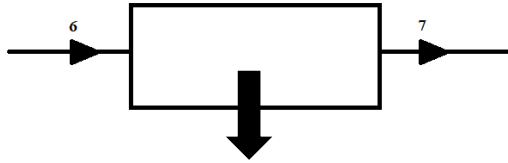
$$\dot{Q}_H = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \quad (41)$$

Su deposu;



$\dot{Q}_{\text{su}}$; Sıcak su için gereken enerji (kW)

Radyatör;



$\dot{Q}_{\text{ısı}}$; Mahal ısıtılması için gerekli olan enerji (kW)

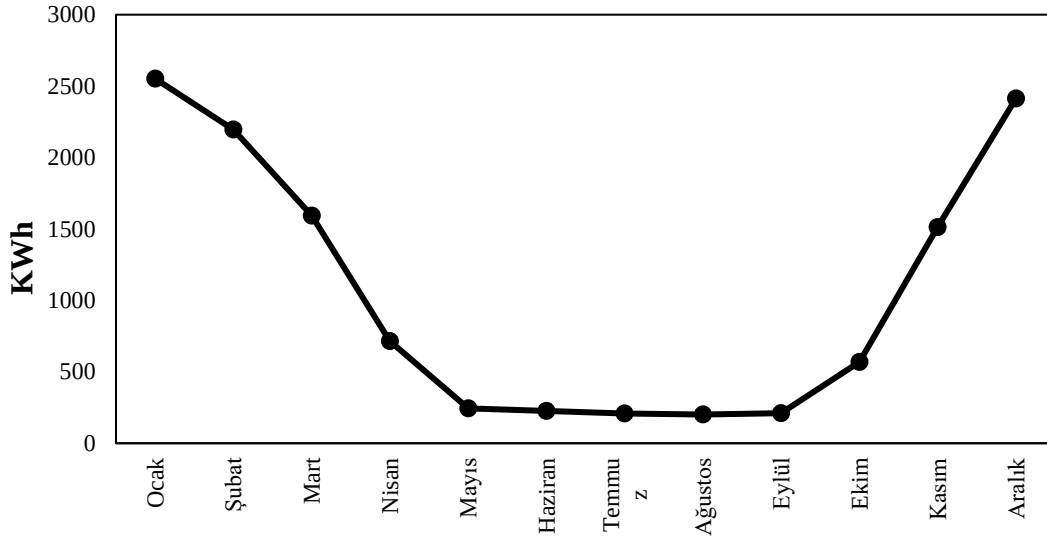
$$\dot{Q}_{\text{mahal}} = \dot{Q}_{\text{su}} + \dot{Q}_{\text{ısı}} \quad (42)$$

2.5. Bulgular

2.5.1. Mahal İçin Gerekli Olan Enerji Miktarı

Rize ili iklim koşulları dikkate alınarak tek katlı müstakil bir evin ısı kayıpları hesaplanmış ve yıl boyu gereken sıcak su ihtiyacı, kış ayları için ısınma ihtiyacı

hesaplanmıştır. Sıcak su ve ısınma ihtiyacının karşılanabilmesi için ısı pompası kullanımına yönelik model sistemler tasarlanmış ve hesaplamalar yapılmıştır. Kabuller dikkate alınarak EES programında ısı pompaları için kod yazılmış ve meteorolojiden alınan veriler kullanılarak her ay için ısı pompalarından elde edilen enerji miktarları ile ev için gerekli olan enerji miktarı grafikler ile karşılaştırılmıştır.

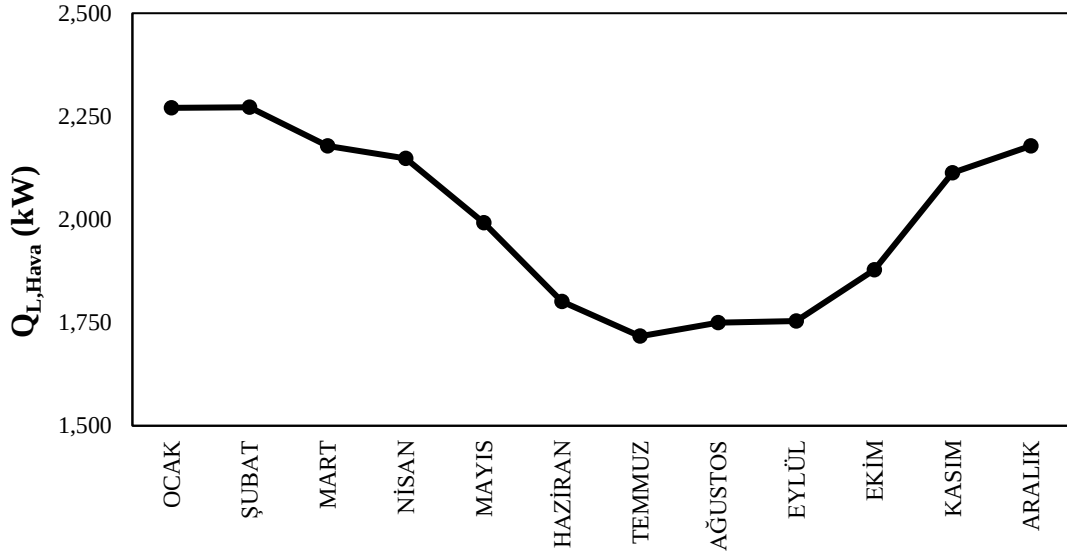


Şekil 26. Aylara göre evin toplam enerji ihtiyacı

Şekil 26’de evin ısıtılması ve sıcak su ihtiyacı için gereken enerji miktarı verilmiştir. En yüksek enerji ihtiyacının Ocak ayında olduğu en düşük ise Ağustos ayında olduğu görülmüştür.

2.5.2. Rize Bölgesinde Hava Kaynaklı Isı Pompası Kullanımı

Referanstan elde edilen denklemden yola çıkarak H.K.I.P. için aylara göre buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarı incelenmiş ve aylara göre değişimi Şekil 27’de verilmiştir. Şekil 27 incelendiğinde H.K.I.P.’ın dan çekilen ısı miktarının ($Q_{L,Hava}$) en yüksek Şubat ayında 2,272 kW, en düşük Temmuz ayında 1,717 kW olarak elde edilmiştir.

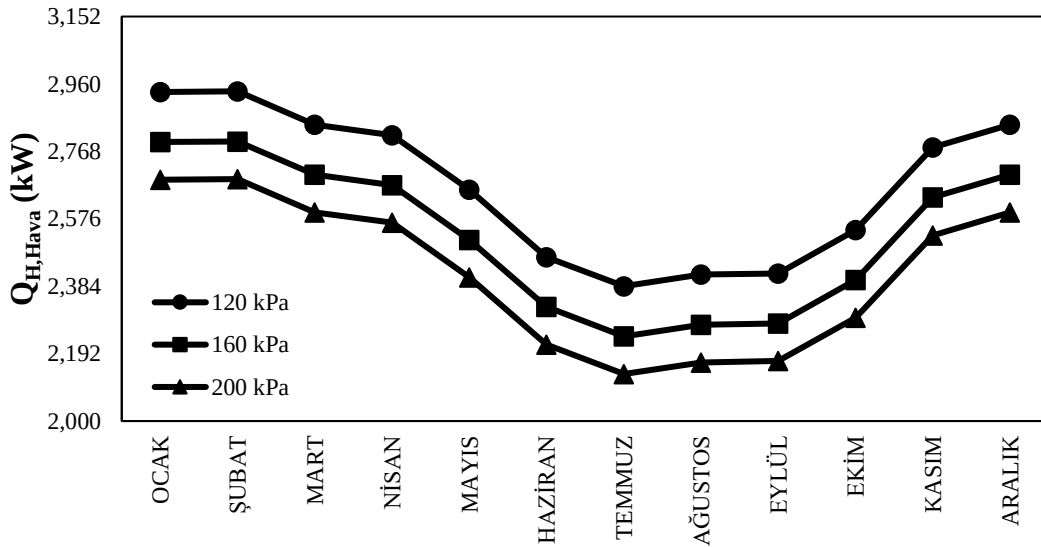


Şekil 27. Referansa göre H.K.I.P. buharlaştırıcısından çekilen ısı miktarı değişimi

2.5.2.1. Farklı Buharlaştırıcı Basınçlarında Hava Kaynaklı Isı Pompası

Performans Analizi

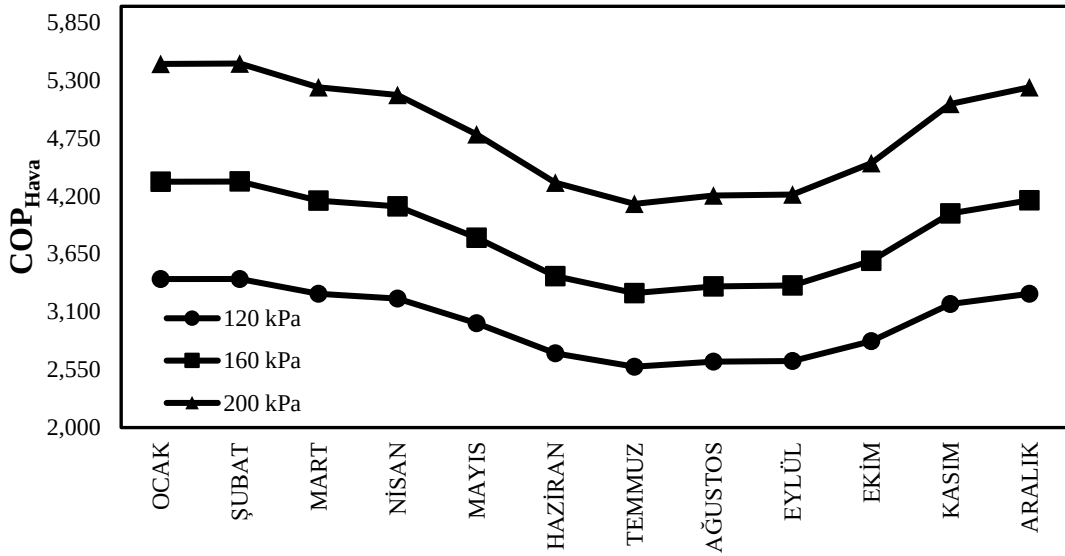
Yoğuşturucu basıncı 500 kPa olarak sabit tutularak, $Q_{H,Hava}$ miktarı değişimi üç farklı buharlaştırıcı basıncında (120 kPa, 160 kPa, 200 kPa) incelenmiş ve Şekil 28’de aylara göre değişimi verilmiştir.



Şekil 28. 500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında H.K.I.P. sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi

H.K.I.P. için yoğuşturucudan ortama verilen ısı miktarı ($Q_{H,Hava}$) saatlik olarak hesaplanmış ve Şekil 28’de aylara göre farklı buharlaştırıcı basınçlarında değişimi verilmiştir. Grafik incelendiğinde Temmuz ayında en düşük ısı miktarı 200 kPa basınçta 2,241 kW, en yüksek ısı miktarı 120 kPa basınçta 2,384 kW olarak elde edilmiştir. Ocak ayında en yüksek ısı miktarı 120 kPa basınçta 2,937 kW, en düşük ısı miktarı 2,687 kW olarak elde edilmiştir.

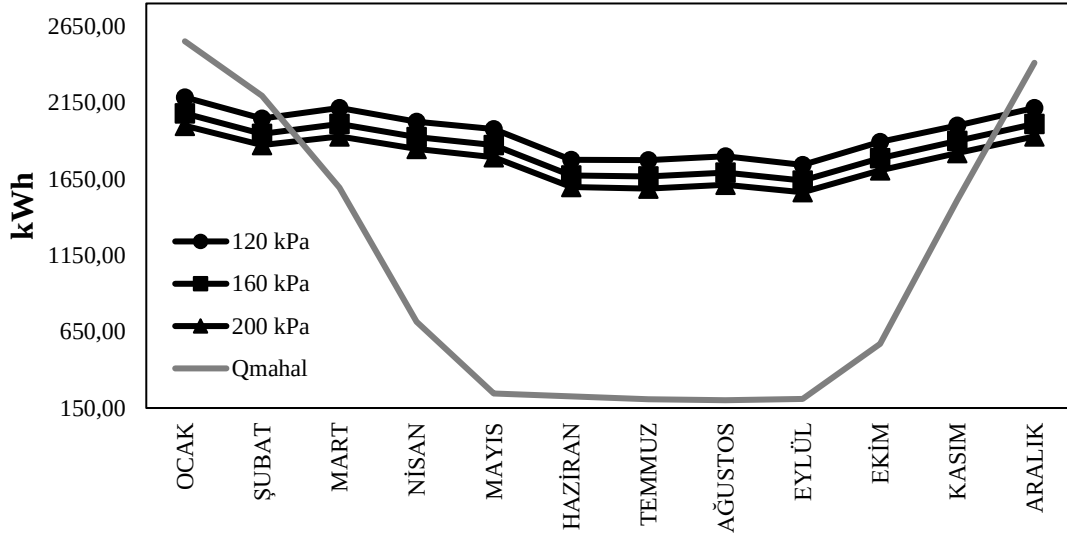
Şekil 29’de 500 kPa yoğuşturucu basıncında üç farklı buharlaştırıcı basıncının COP_{Hava} üzerindeki etkisinin aylara göre değişimi verilmiştir. Temmuz ayında en yüksek COP_{Hava} değeri 200 kPa basınçta 4,124 olarak, en düşük 120 kPa basınçta 2,578 olarak elde edildi. Ocak ayında en yüksek COP_{Hava} değeri 200 kPa basınçta 5,453 olarak, en düşük COP_{Hava} değeri 120 kPa basınçta 3,409 olarak elde edilmiştir.



Şekil 29. 500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında H.K.I.P. sistemi COP değişimi

Şekil 30’de 500 kPa yoğuşturucu basıncında üç farklı buharlaştırıcı basıncının H.K.I.P. sisteminde elde edilen enerji miktarı üzerindeki etkisinin değişimi verilmiştir. H.K.I.P. sisteminden elde edilen en fazla enerji miktarı Ocak ayında 120 kPa basınçta 2185,13 kWh olarak, Ocak ayında en düşük enerji miktarı 200 kPa basınçta 1999,13 olarak elde edilmiştir. H.K.I.P. sisteminden elde edilen en düşük enerji miktarı Temmuz ayında 200 kPa basınçta 1587,69 kWh olarak, Temmuz ayında en yüksek enerji miktarı 120 kPa basınçta 1773,69 olarak elde edilmiştir. Ocak, Şubat ve Aralık

aylarında üç farklı basınçta da mahal için gereken enerji talebinin karşılanamadığı diğer aylarda ise karşılanabildiği görülmektedir.

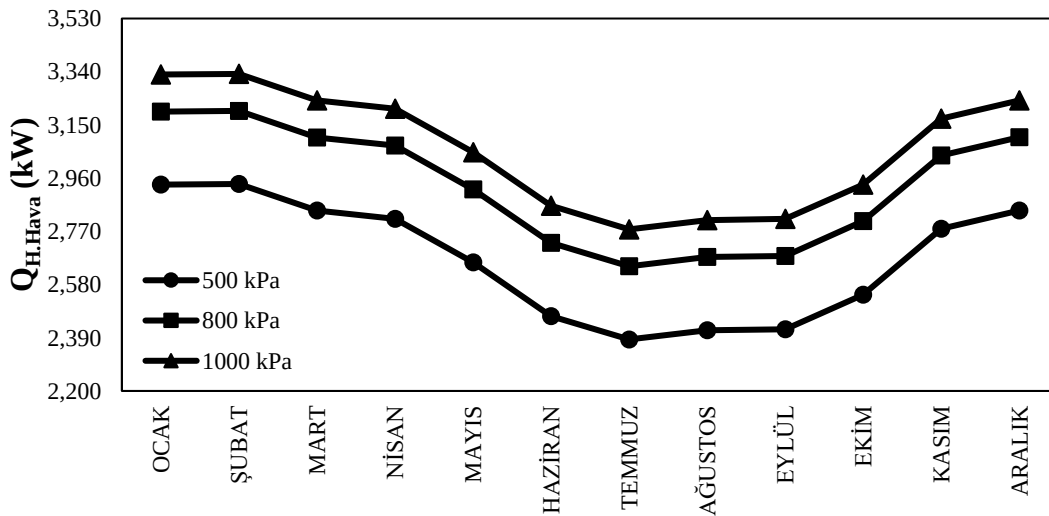


Şekil 30. 500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında H.K.I.P. sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi

2.5.2.2. Farklı Yoğuşturucu Basınçlarında Hava Kaynaklı Isı Pompası

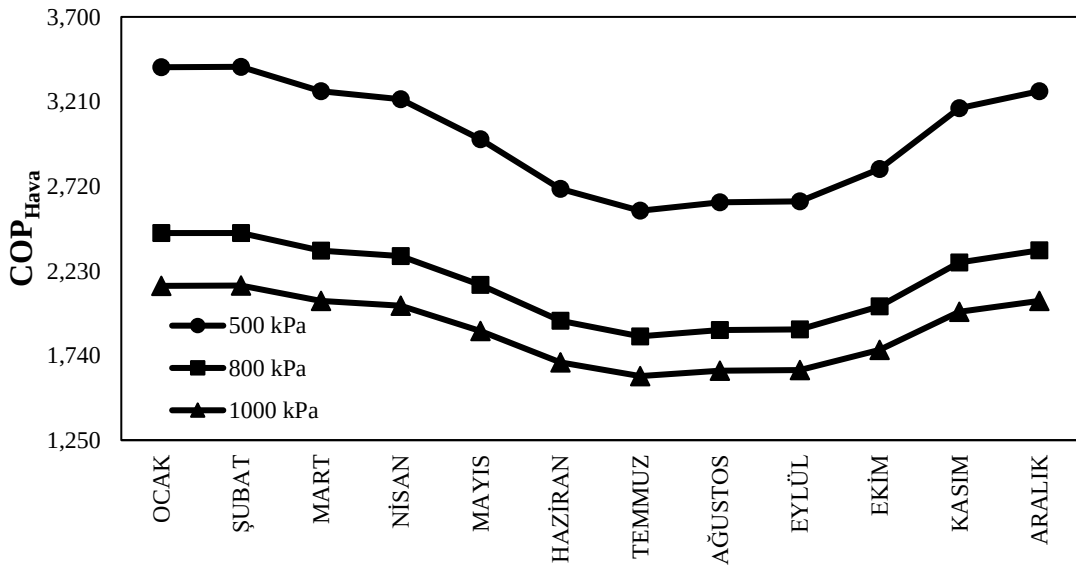
Performans Analizi

Buharlaştırıcı basıncı 120 kPa da sabit tutularak üç farklı yoğuşturucu basıncının (500 kPa, 800 kPa, 1000 kPa) H.K.I.P. sistemi üzerindeki etkisi incelenmiştir.



Şekil 31. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşturucu basıncında H.K.I.P. sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi

Şekil 31’de 120 kPa buharlaştırıcı basıncında yoğuşturucu basınçları değiştirilerek H.K.I.P. sistemi aylara göre ortama verdiği ısı miktarı verilmektedir. Ocak ayında en yüksek $Q_{H,Hava}$ değeri 1000 kPa basınçta 3,33 kW , en düşük 500 kPa basınçta 2,937 kW olarak elde edilmiştir. Temmuz ayında en yüksek $Q_{H,Hava}$ değeri 1000 kPa basınçta 2,77 kW, en düşük ise 500 kPa basınçta 2,384 kW olarak elde edilmiştir.

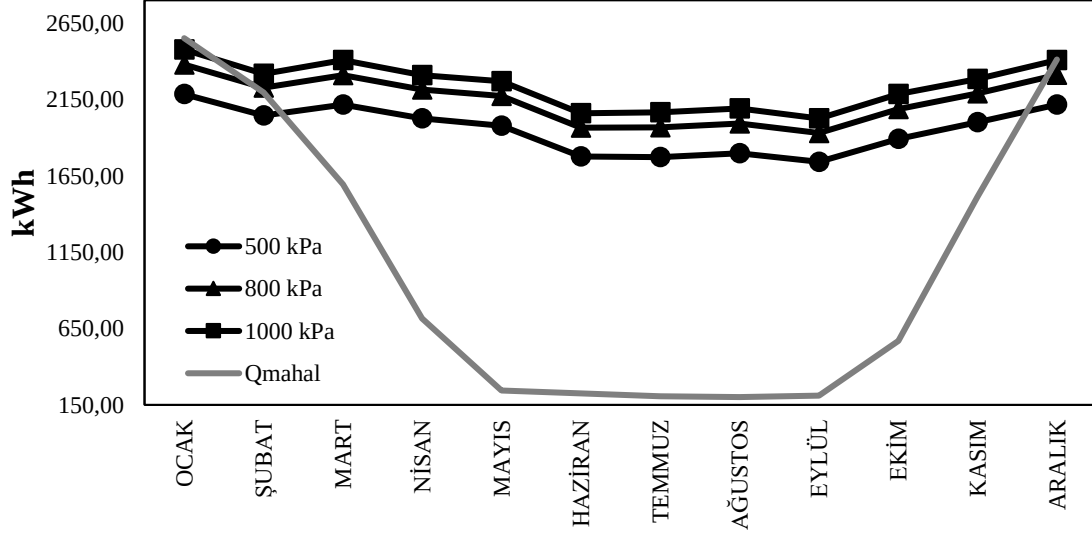


Şekil 32. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşturucu basıncında H.K.I.P. sistemi COP değişimi

Şekil 32’de 120 kPa buharlaştırıcı basıncında yoğuşturucu basınçları değiştirilerek COP_{Hava} değerlerinin aylara göre değişimi verilmektedir. Ocak ayında en yüksek COP_{Hava} değeri 500 kPa basınçta 3,409, en düşük 1000 kPa basınçta 2,143 olarak elde edilmiştir. Temmuz ayında en yüksek COP_{Hava} değeri 500 kPa basınçta 2,578, en düşük ise 1000 kPa basınçta 1,621 olarak elde edilmiştir.

Şekil 33’de 120 kPa buharlaştırıcı basıncında üç farklı yoğuşturucu basıncının H.K.I.P. sisteminde elde edilen enerji miktarı üzerindeki etkisinin değişimi verilmiştir. H.K.I.P. sisteminden elde edilen en fazla enerji miktarı Ocak ayında 1000 kPa basınçta 2477,52 kWh olarak, Ocak ayında en düşük enerji miktarı 500 kPa basınçta 2185,13 kWh olarak elde edilmiştir. H.K.I.P. sisteminden elde edilen en düşük enerji miktarı Temmuz ayında 500 kPa basınçta 1773,69 kWh olarak, Temmuz ayında en yüksek enerji miktarı 1000 kPa basınçta 2066,08 kWh olarak elde edilmiştir. Ocak ve Aralık aylarında üç farklı basınçta da mahal için gereken enerji talebinin karşılanamadığı

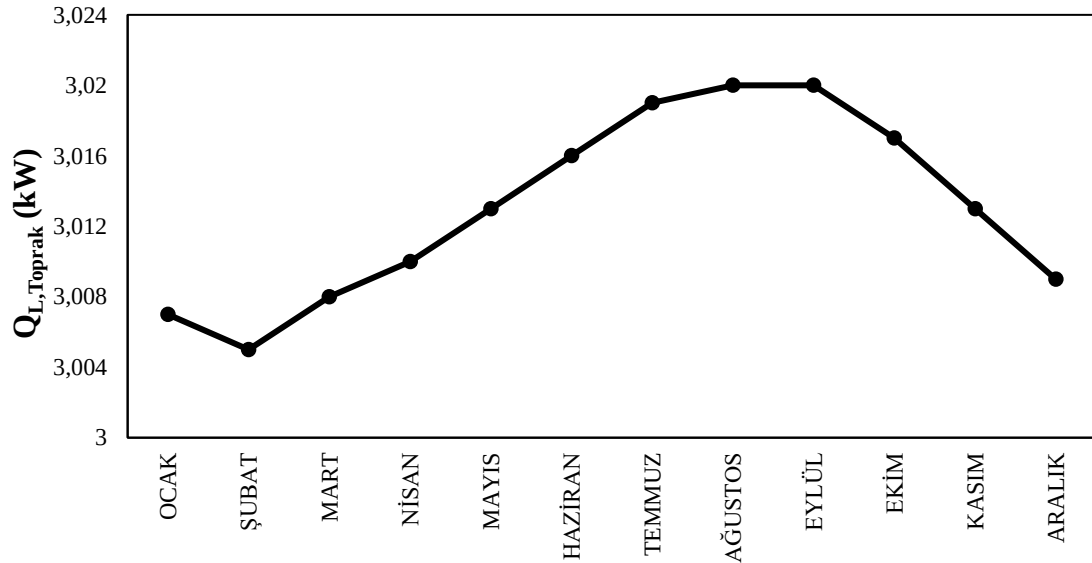
Şubat ayında sadece 500 kPa basıncında talebin karşılanmadığı, diğer aylarda ise karşılanabildiği gözlemlenmiştir.



Şekil 33. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşurucu basıncında H.K.I.P. sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi

2.5.3. Rize Bölgesinde Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kullanımı

Referanstan elde edilen denklem yardımı ile T.K.I.P. için aylara göre buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarı ($Q_{L,Toprak}$) incelenmiş ve Şekil 34'de verilmiştir.

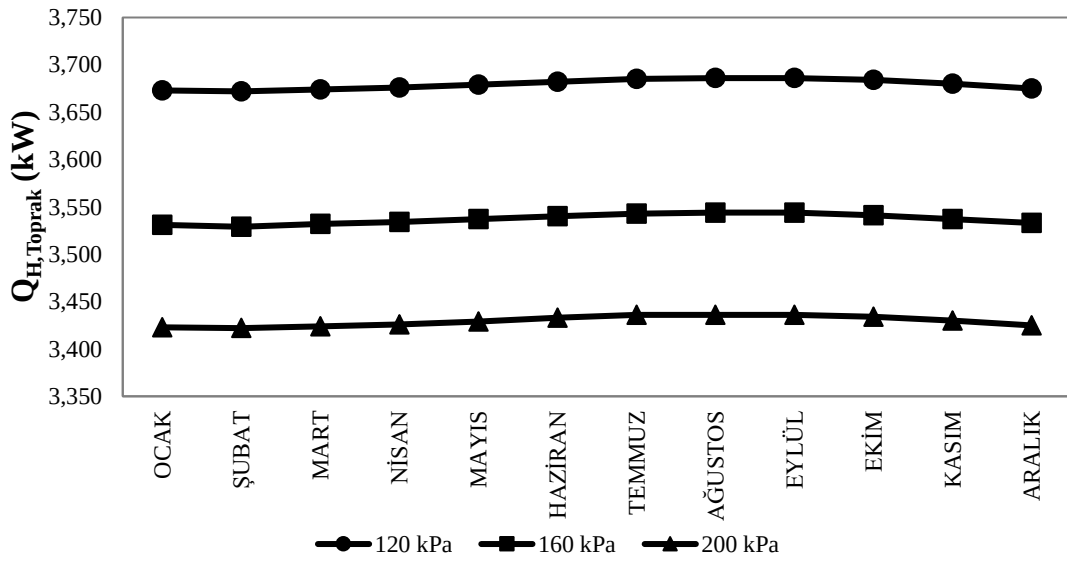


Şekil 34. Referansa göre T.K.I.P. buharlaştırıcısından alınan ısı miktarı değişimi

En yüksek $Q_{L,Toprak}$ değeri Temmuz ayında 3,019 kW, en düşük $Q_{L,Toprak}$ değeri Şubat ayında 3,005 kW olarak elde edilmiştir.

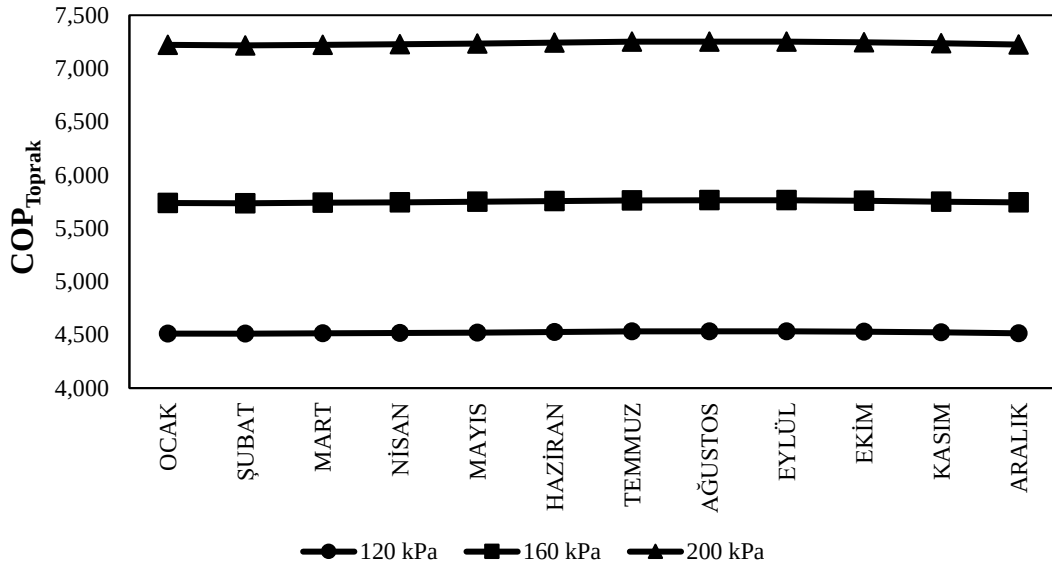
2.5.3.1. Farklı Buharlaştırıcı Basınçlarında Toprak Kaynaklı Isı Pompası Performans Analizi

Yoğuşturucu basıncı 500 kPa olarak sabit tutularak, $Q_{H,Toprak}$ miktarı değişimi 120 kPa, 160 kPa, 200 kPa buharlaştırıcı basınçlarında incelenmiş ve Şekil 35 'de aylara göre değişimi verilmiştir.



Şekil 35. 500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında T.K.I.P. sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi

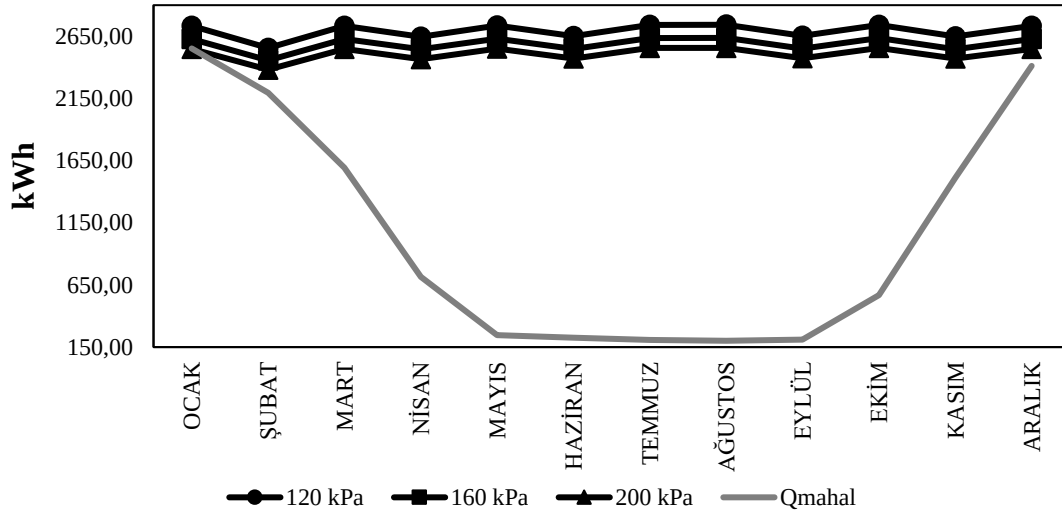
Şekil 35’de 500 kPa yoğuşturucu basıncında üç farklı buharlaştırıcı basıncının $Q_{H,Toprak}$ üzerindeki etkisinin aylara göre değişimi verilmiştir. Grafik incelendiğinde Temmuz ayında en düşük $Q_{H,Toprak}$ değeri 200 kPa basınçta 3,436 kW, en yüksek $Q_{H,Toprak}$ değeri 120 kPa basınçta 3,685kW olarak elde edilmiştir. Ocak ayında en yüksek $Q_{H,Toprak}$ değeri 120 kPa basınçta 3,673 kW, en düşük $Q_{H,Toprak}$ değeri 200 kPa basınçta 3,423 kW olarak elde edilmiştir.



Şekil 36. 500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında T.K.I.P. sistemi COP değişimi

Şekil 36’de 500 kPa yoğuşturucu basıncında üç farklı buharlaştırıcı basıncının COP_{Toprak} üzerindeki etkisinin aylara göre değişimi verilmiştir. Temmuz ayında en yüksek COP_{Toprak} değeri 200 kPa basınçta 7,252 olarak, en düşük 120 kPa basınçta 4,532 olarak elde edildi. Ocak ayında en yüksek COP_{Toprak} değeri 200 kPa basınçta 7,221 olarak, en düşük COP_{Toprak} değeri 120 kPa basınçta 4,513 olarak elde edilmiştir.

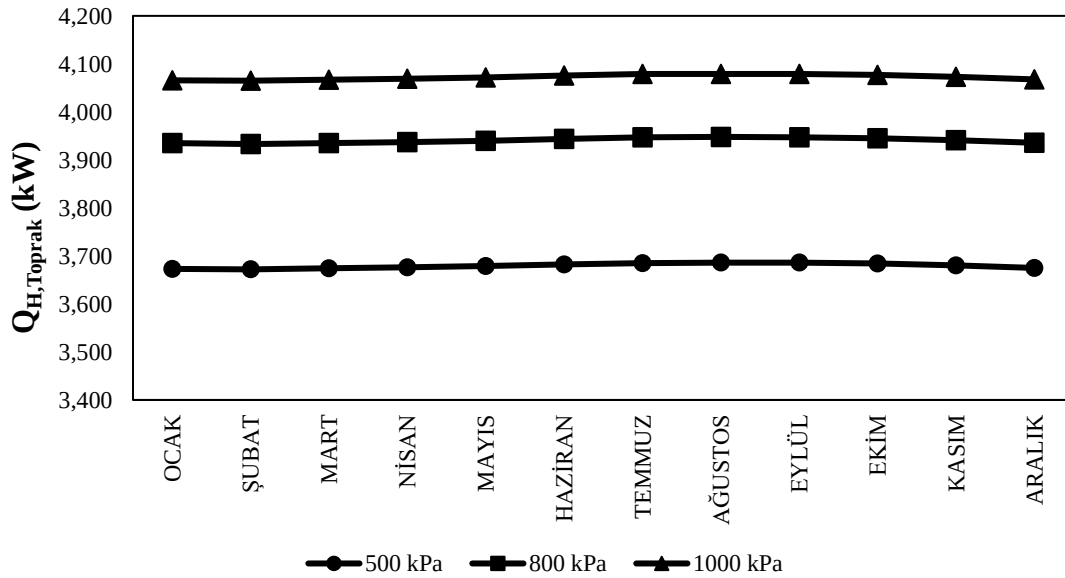
Şekil 37’de 500 kPa yoğuşturucu basıncında üç farklı buharlaştırıcı basıncının T.K.I.P. sisteminde elde edilen enerji miktarı üzerindeki etkisinin değişimi verilmiştir. T.K.I.P. sisteminden elde edilen en fazla enerji miktarı Ağustos ayında 120 kPa basınçta 2742,38 kWh olarak, Ağustos ayında en düşük enerji miktarı 200 kPa basınçta 2556,38 kWh olarak elde edilmiştir. T.K.I.P. sisteminden elde edilen en düşük enerji miktarı Şubat ayında 200 kPa basınçta 2381,71 kWh olarak, Şubat ayında en yüksek enerji miktarı 120 kPa basınçta 2555,71 kWh olarak elde edilmiştir. Ocak ayında sadece 200 kPa basınçta mahal için gereken enerji ihtiyacı sağlanamazken 120 kPa ve 160 kPa basınçlarında sağlanabilmektedir. Diğer aylarda üç basıncında mahal için gereken enerjiyi sağlayabildiği gözlemlenmiştir.



Şekil 37. 500 kPa yoğusturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında T.K.I.P. sisteminde ortaya verilen ısı miktarı değişimi

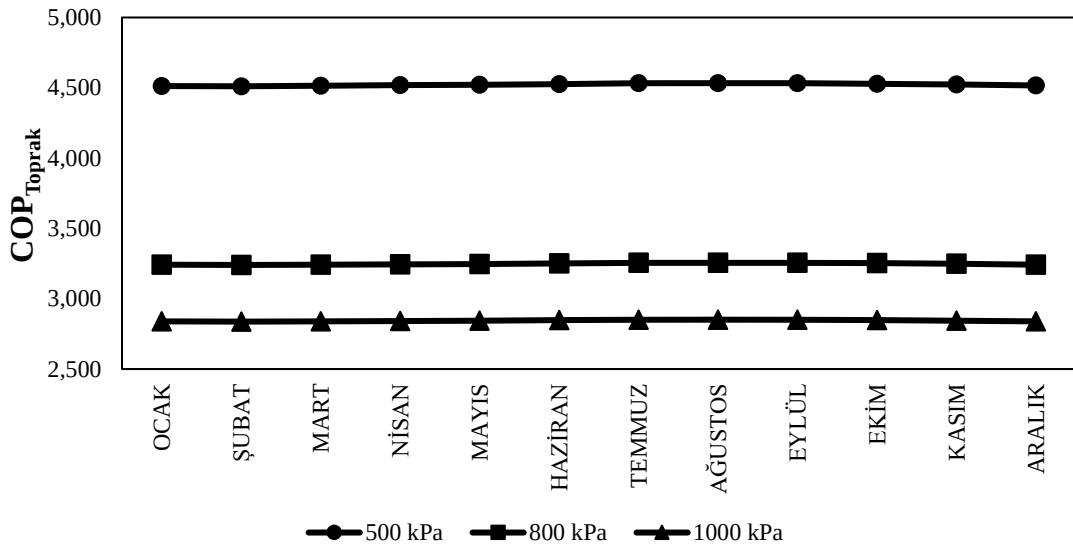
2.5.3.2. Farklı Yoğusturucu Basınçlarında Toprak Kaynaklı Isı Pompası Performansının Analizi

Buharlaştırıcı basıncı 120 kPa' a sabit tutularak 500 kPa, 800 kPa ve 1000 kPa yoğusturucu basınçlarında T.K.I.P. sisteminin performansı değerlendirilmiştir.



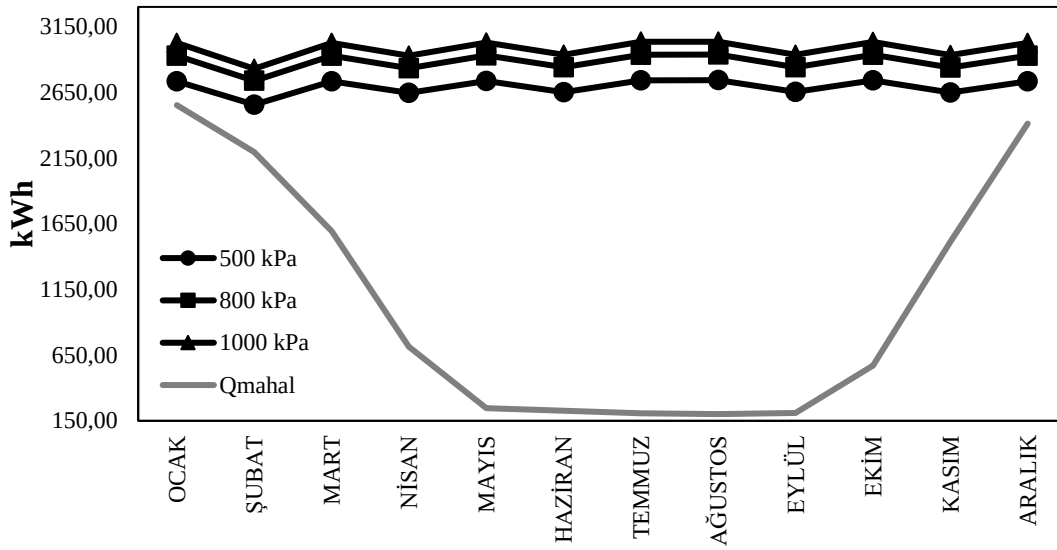
Şekil 38. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğusturucu basıncında T.K.I.P. sisteminden ortaya verilen ısı miktarı değişimi

Şekil 38’de 120 kPa buharlaştırıcı basıncında yoğuşturucu basınçları değiştirilerek T.K.I.P. sistemi aylara göre $Q_{H,Toprak}$ değişimi verilmektedir. En yüksek $Q_{H,Toprak}$ değeri Temmuz ayında değeri 1000 kPa basınçta 4,079 kW , Temmuz ayında en düşük $Q_{H,Toprak}$ değeri 500 kPa basınçta 3,685 kW olarak elde edilmiştir. En düşük $Q_{H,Toprak}$ değeri Şubat ayında 500 kPa basınçta 3,672 kW, Şubat ayında en yüksek $Q_{H,Toprak}$ değeri ise 1000 kPa basınçta 4,065 kW olarak elde edilmiştir.



Şekil 39. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşturucu basıncında T.K.I.P. sistemi COP değişimi

Şekil 39’da 120 kPa buharlaştırıcı basıncında yoğuşturucu basınçları değiştirilerek COP_{Toprak} değerlerinin aylara göre değişimi verilmektedir. En düşük COP_{Toprak} değeri Şubat ayında 1000 kPa basınçta 2,837, Şubat ayında en yüksek COP_{Toprak} değeri 500 kPa basınçta 4,511 olarak elde edildi. En yüksek COP_{Toprak} değeri Ağustos ayında 500 kPa basınçta 4,533, Ağustos ayında en düşük COP_{Toprak} değeri 1000 kPa basınçta 2,851 olarak elde edilmiştir.

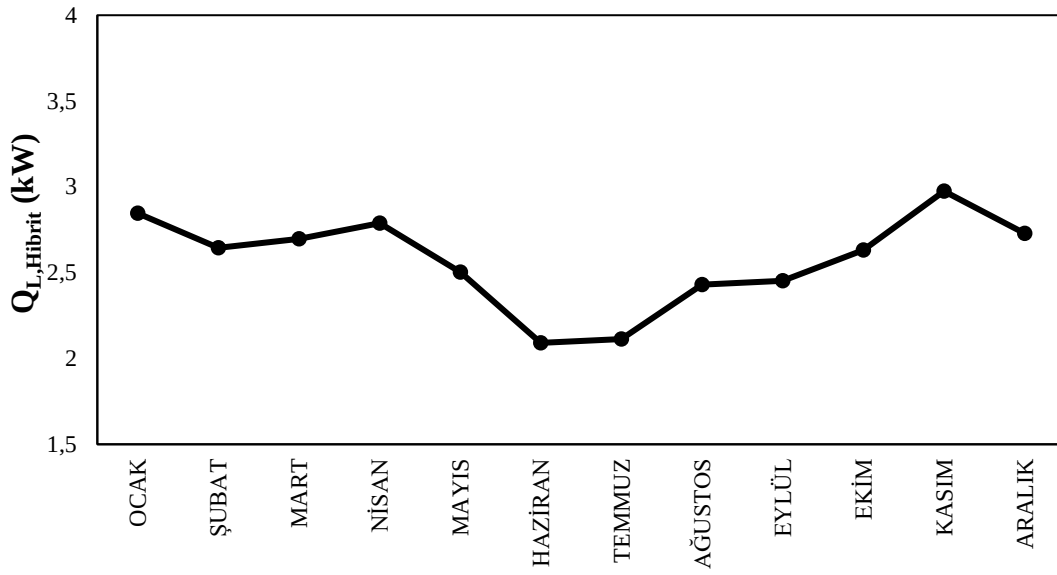


Şekil 40. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşturucu basıncında T.K.I.P. sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi

Şekil 40’da 120 kPa buharlaştırıcı basıncında üç farklı yoğuşturucu basıncının T.K.I.P. sisteminde elde edilen enerji miktarı üzerindeki etkisinin değişimi verilmiştir. T.K.I.P. sisteminden elde edilen en fazla enerji miktarı Temmuz ayında 1000 kPa basınçta 3034,77 kWh olarak, Temmuz ayında en düşük enerji miktarı 500 kPa basınçta 2741,64 kWh olarak elde edilmiştir. T.K.I.P. sisteminden elde edilen en düşük enerji miktarı Şubat ayında 500 kPa basınçta 2555,71 kWh olarak, Şubat ayında en yüksek enerji miktarı 1000 kPa basınçta 2829,24 olarak elde edilmiştir. Üç farklı yoğuşturucu basıncının da mahal için gereken toplam enerji ihtiyacını karşılayabildiği görülmüştür.

2.5.4. Rize Bölgesi İçin Hibrit Kaynaklı Isı Pompası Kullanımı

Şekil 41’de hibrit ısı pompası sisteminde T.K.I.P. ve H.K.I.P. sisteminde referanslara göre elde edilen denklemlerden yola çıkarak hibrit ısı pompası sistemi buharlaştırıcısından çekilen ısı miktarı verilmiştir. Hibrit ısı pompası sisteminde H.K.I.P. ve T.K.I.P. sistemlerinde kaynak sıcaklığı yüksek olan sistem devreye girmektedir.

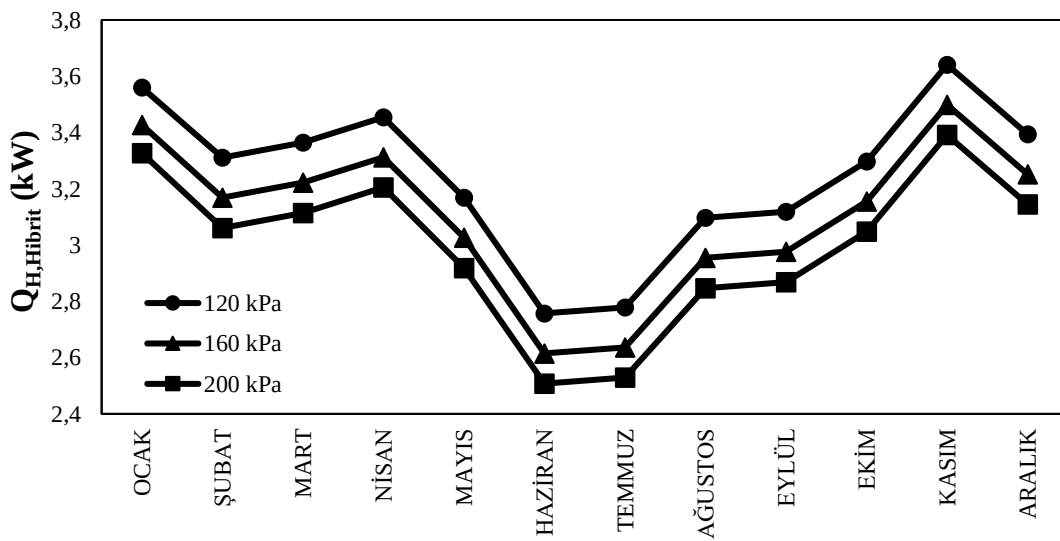


Şekil 41. Hibrit ısı pompası buharlaştırıcısından alınan ısı miktarı değişimi

Şekil 41 incelendiğinde en düşük $Q_{L,Hibrit}$ değeri Haziran ayında 2,09 kW olarak, en yüksek $Q_{L,Hibrit}$ değeri ise Kasım ayında 2,97 kW olarak elde edilmiştir.

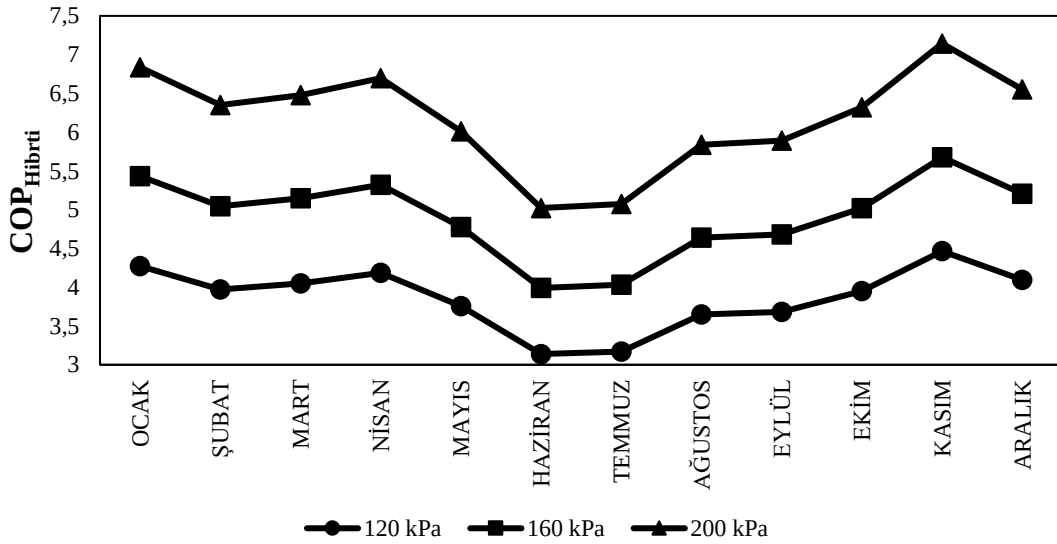
2.5.4.1. Farklı Buharlaştırıcı Basınçlarında Hibrit Isı Pompası Performans Analizi

Yoğuşturucu basıncı 500 kPa da sabit tutularak 120 kPa, 160 kPa ve 200 kPa buharlaştırıcı basınçlarında $Q_{H,Hibrit}$ değerinin aylara göre değişimi Şekil 42’de gösterilmiştir.



Şekil 42. 500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında hibrit ısı pompası sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi

Şekil 42 incelendiğinde en yüksek $Q_{H,Hibrit}$ değeri Kasım ayında 120 kPa basınçta 3,641 kW, Kasım ayında en düşük $Q_{H,Hibrit}$ değeri 200 kPa basınçta 3,392 kW olarak elde edildi. En düşük $Q_{H,Hibrit}$ değeri Haziran ayında 200 kPa basınçta 2,51 kW, Haziran ayında en yüksek $Q_{H,Hibrit}$ değeri 120 kPa basınçta 2,757 kW olarak elde edilmiştir.



Şekil 43. 500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında hibrit ısı pompası sistemi COP değişimi

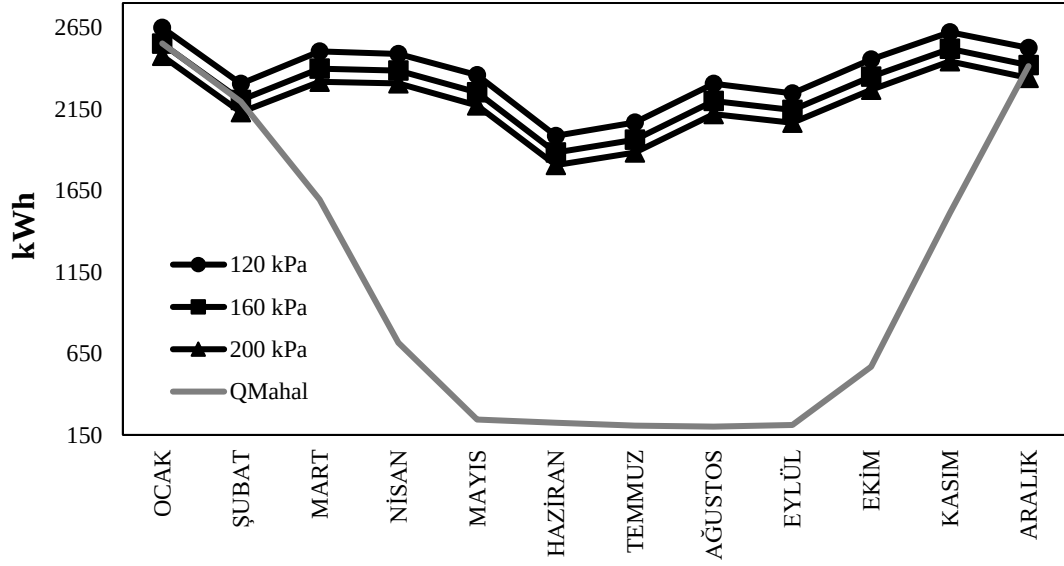
Şekil 43’de 500 kPa yoğuşturucu basıncında üç farklı buharlaştırıcı basıncının COP_{Hibrit} üzerindeki etkisinin aylara göre değişimi verilmiştir. En yüksek COP_{Hibrit} değeri Kasım ayında 200 kPa basınçta 7,14, Kasım ayında en düşük COP_{Hibrit} değeri düşük 120 kPa basınçta 4,465 olarak elde edildi. En düşük COP_{Hibrit} değeri Haziran ayında 120 kPa basınçta 3,14 Haziran ayında en yüksek COP_{Hibrit} değeri 200 kPa basınçta 5,02 olarak elde edilmiştir.

Şekil 44’de 500 kPa yoğuşturucu basıncında üç farklı buharlaştırıcı basıncının hibrit ısı pompası sisteminde elde edilen enerji miktarı üzerindeki etkisinin değişimi verilmiştir. Hibrit ısı pompası sisteminden elde edilen en fazla enerji miktarı Ocak ayında 120 kPa basınçta 2648,73 kWh olarak, Ocak ayında en düşük enerji miktarı 200 kPa basınçta 2474,85 kWh olarak elde edilmiştir. Hibrit ısı pompası sisteminden elde edilen en düşük enerji miktarı Haziran ayında 200 kPa basınçta 1805,39 kWh olarak, Haziran ayında en yüksek enerji miktarı 120 kPa basınçta 1985,25 kWh olarak elde edilmiştir. Ocak ayında sadece 120 kPa basıncı mahal için gereken enerji

ihtiyacını sağlamış diğer basınç değerleri sağlayamamıştır. Şubat ve Aralık aylarında sadece 200 kPa basıncı gereken enerji ihtiyacını sağlayamamış 120 kPa ve 160 kPa basınçları sağlayabilmiştir. Diğer aylarda üç basınçta mahal için gerekli olan enerji talebini sağlayabildikleri görülmüştür.

2.5.4.2. Farklı Yoğuşturucu Basınçlarında Hibrit Isı Pompası Performans

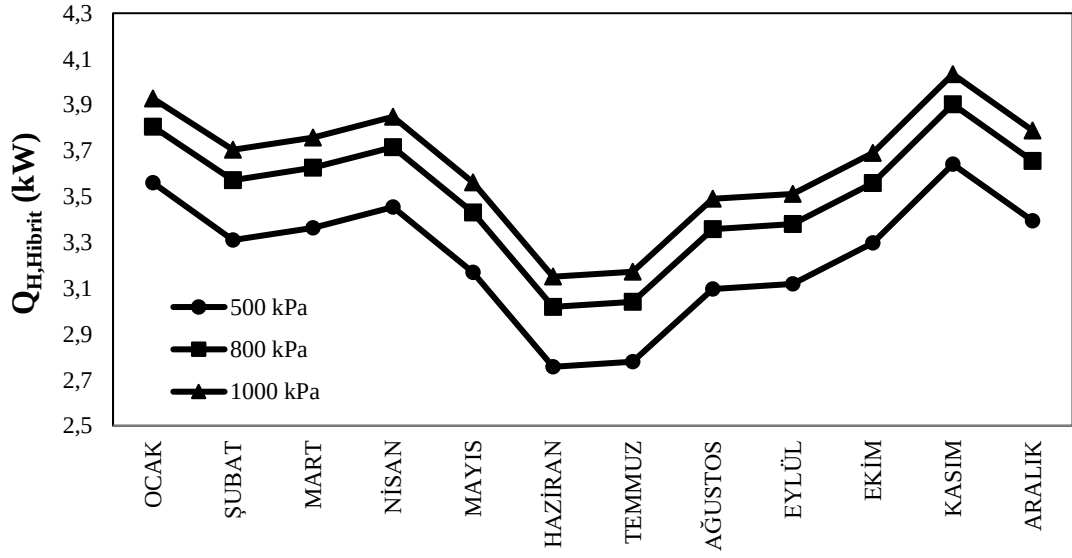
Analizi



Şekil 44. 500 kPa yoğuşturucu basıncında ve üç farklı buharlaştırıcı basıncında hibrit ısı pompası sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi

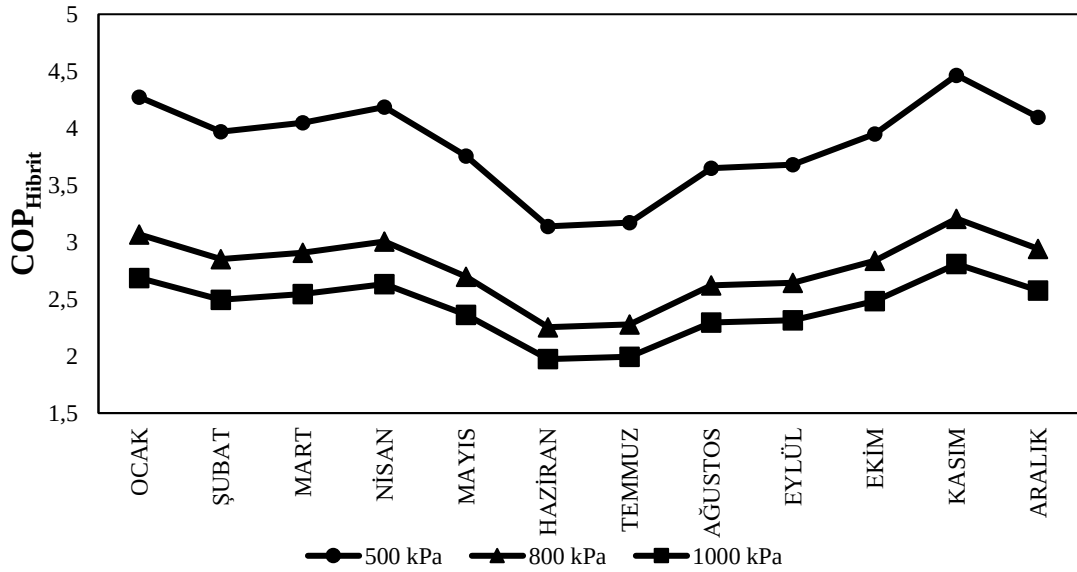
Buharlaştırıcı basıncı 120 kPa da sabit tutularak yoğuşturucu basıncının 500 kPa, 800 kPa ve 1000 kPa değerlerinde $Q_{H,Hibrit}$ üzerindeki etkisi değişimi Şekil 45’de verilmiştir.

Şekil 45 incelendiğinde en yüksek $Q_{H,Hibrit}$ değeri 1000 kPa basınçta Kasım ayında 4,03 kW Kasım ayında en düşük $Q_{H,Hibrit}$ değeri 500 kPa basınçta 3,64 kW olarak elde edildi. En düşük $Q_{H,Hibrit}$ değeri ise Haziran ayında 500 kPa basınçta 2,757 kW, Haziran ayında en yüksek $Q_{H,Hibrit}$ değeri 1000 kPa basınçta 3,15 kW olarak elde edilmiştir.

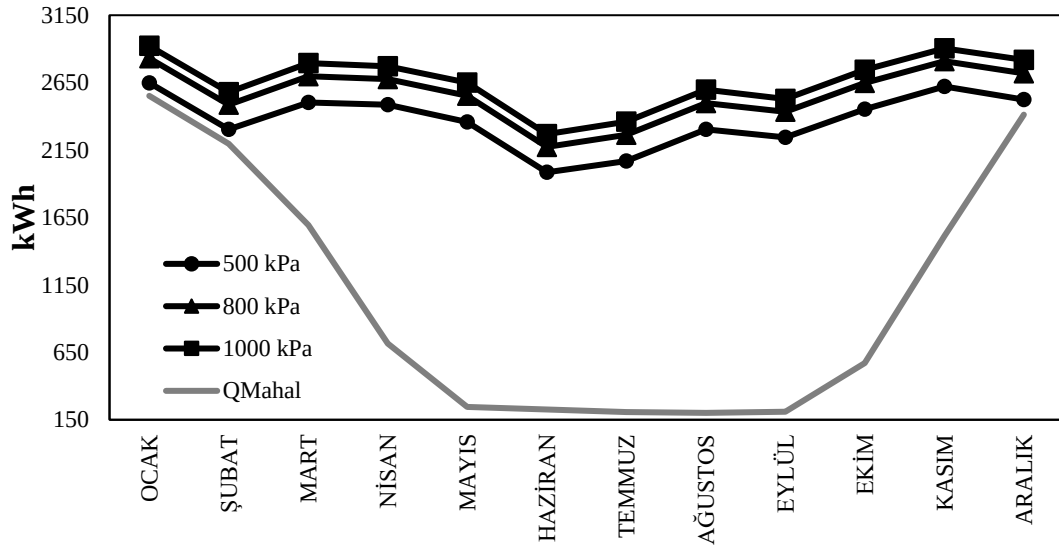


Şekil 45. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğusturucu basıncında hibrit ısı pompası sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi

Şekil 46'da 120 kPa buharlaştırıcı basıncında, 500 kPa, 800 kPa ve 1000 kPa yoğusturucu basıncının COP_{Hibrit} üzerindeki etkisi değişimi verilmiştir. En yüksek COP_{Hibrit} değeri Kasım ayında 500 kPa basınçta 4,46, Kasım ayında en düşük COP_{Hibrit} değeri 1000 kPa basınçta 2,808 olarak elde edilmiştir. En düşük COP_{Hibrit} değeri Haziran ayında ise 1000 kPa basınçta 1,97, Haziran ayına en yüksek COP_{Hibrit} değeri 500 kPa basınçta 3,14 olarak elde edilmiştir.



Şekil 46. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğusturucu basıncında hibrit ısı pompası sistemi COP değişimi



Şekil 47. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında ve üç farklı yoğuşturucu basıncında hibrit ısı pompası sisteminden ortama verilen ısı miktarı değişimi

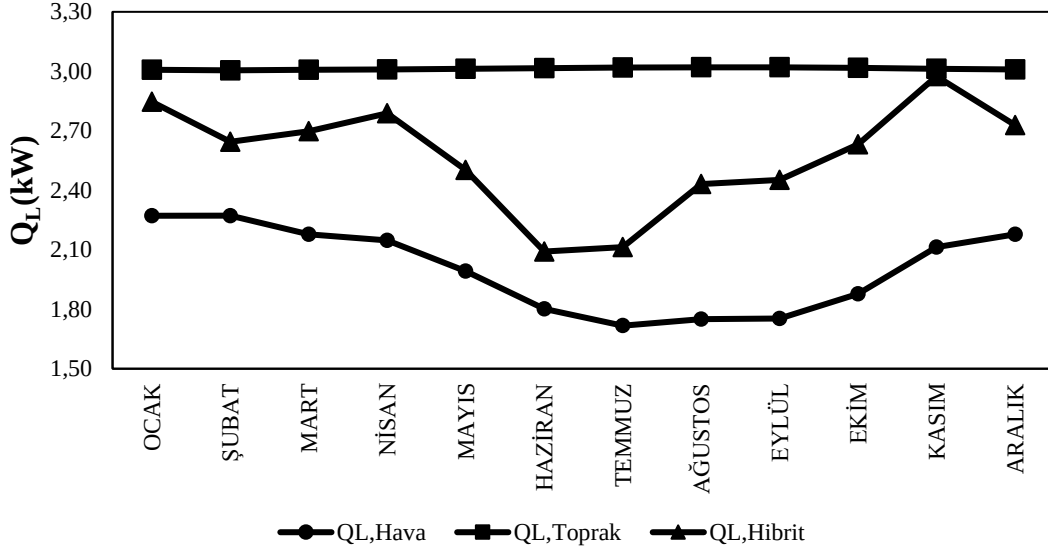
Şekil 47’de 120 kPa buharlaştırıcı basıncında üç farklı yoğuşturucu basıncının Hibrit ısı pompası sisteminde elde edilen enerji miktarı üzerindeki etkisinin değişimi verilmiştir. Hibrit ısı pompası sisteminde elde edilen en fazla enerji miktarı Ocak ayında 1000 kPa basınçta 2922,38 kWh, Ocak ayında en düşük enerji miktarı 500 kPa basınçta 2648,73 kWh olarak elde edilmiştir. Hibrit ısı pompası sisteminde elde edilen en düşük enerji miktarı Haziran ayında 500 kPa basınçta 1982,25 kWh olarak, Haziran ayında en yüksek enerji miktarı 1000 kPa basınçta 2268,35 olarak elde edilmiştir. Üç farklı yoğuşturucu basıncının da mahal için gereken toplam enerji ihtiyacını karşılayabildiği görülmüştür.

2.5.5. Rize Bölgesi İçin Kullanılan Isı Pompalarının Karşılaştırılması

Rize bölgesi için kullanılan H.K.I.P., T.K.I.P. ve hibrit ısı pompası sistemleri ayrı ayrı hesapları yapılarak sonuçlar elde edilmiş ve bu sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur. Kullanılan bu üç farklı ısı pompası sistemi sonuçları karşılaştırılarak değerlendirilmiştir.

2.5.5.1. Q_L Değerinin Karşılaştırılması

Referanslardan elde edilen denklem ile belirlenen buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarının (Q_L) aylara göre değişimi üç ısı pompası sistemi için karşılaştırılarak Şekil 48’de gösterilmiştir.



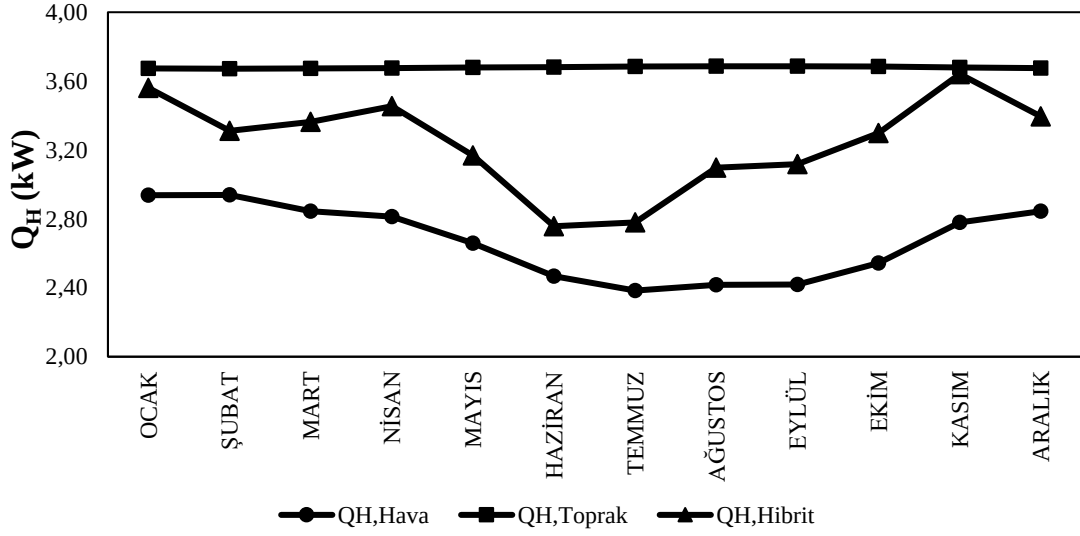
Şekil 48. Referansa göre belirlenen ısı pompaları Q_L değerlerinin karşılaştırılması

Kaynaktan çekilen ısı miktarının en fazla T.K.I.P. sisteminde en az ise H.K.I.P. sisteminde olduğu görülmüştür. Q_L değeri en fazla Ağustos ayında T.K.I.P. sisteminde 3,02 kW, Ağustos ayında en düşük Q_L değeri H.K.I.P. sisteminde 1,75 kW olarak elde edilmiştir. En düşük Q_L değeri Temmuz ayında H.K.I.P. sisteminde 1,717 kW, Temmuz ayında en yüksek Q_L değeri T.K.I.P. sisteminde 3,019 kW olarak elde edilmiştir.

2.5.5.2. Q_H Değerinin Karşılaştırılması

Q_H değeri her basınç durumunda en fazla T.K.I.P. sisteminde, en az ise H.K.I.P. sisteminde elde edilmiştir.

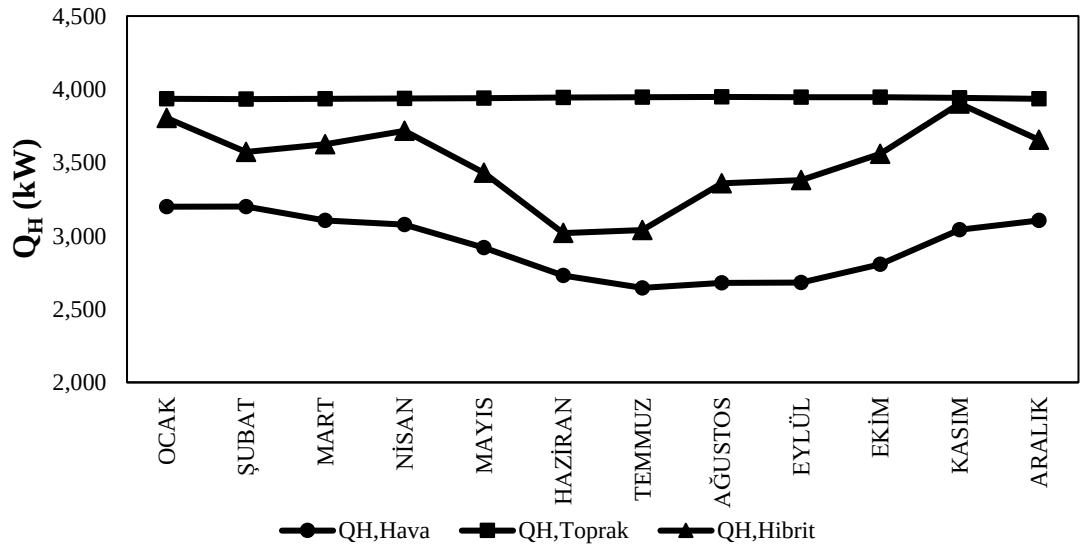
Buharlaştırıcı basıncı 120 kPa, yoğunlaştırıcı basıncı 500 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminin Q_H değer değişimleri Şekil 49’da gösterilmiştir



Şekil 49. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarının Q_H değerlerinin karşılaştırılması

En yüksek Q_H değeri Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 3,686 kW, Ağustos ayında en düşük Q_H değeri H.K.I.P. tarafından 2,417 kW olarak elde edilmiştir. En düşük Q_H değeri Temmuz ayında H.K.I.P. tarafından 2,384 kW, Temmuz ayında en yüksek Q_H değeri T.K.I.P. tarafından 3,685 kW olarak elde edilmiştir.

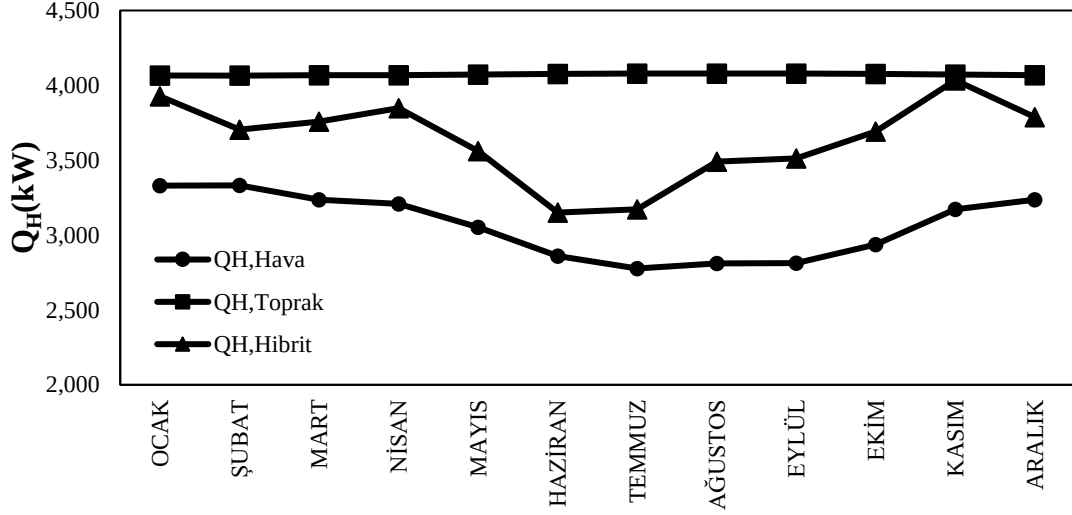
Buharlaştırıcı basıncı 120 kPa, yoğuşturucu basıncı 800 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminin Q_H değer değişimleri Şekil 50’de gösterilmiştir.



Şekil 50. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 800 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarının Q_H değerlerinin karşılaştırılması

En yüksek Q_H değeri Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 3,948 kW, Ağustos ayında en düşük Q_H değeri H.K.I.P. tarafından 2,682 kW olarak elde edilmiştir. En düşük Q_H değeri Temmuz ayında H.K.I.P. tarafından 2,645 kW, Temmuz ayında en yüksek Q_H değeri T.K.I.P. tarafından 3,947 kW olarak elde edilmiştir.

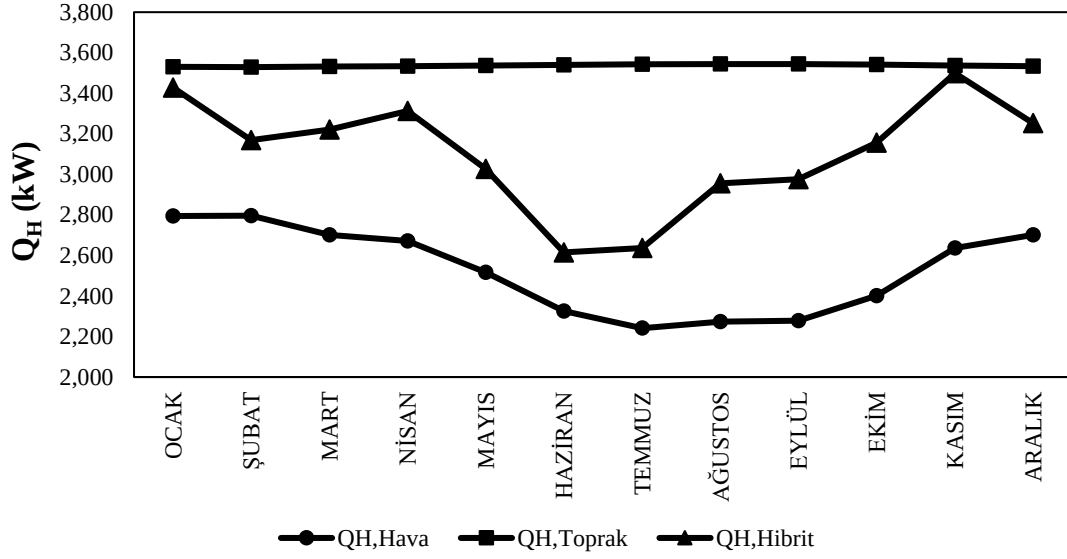
Buharlaştırıcı basıncı 120 kPa, yoğuşturucu basıncı 1000 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminin Q_H değer değişimleri Şekil 51’de gösterilmiştir.



Şekil 51. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 1000 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarının Q_H değerlerinin karşılaştırılması

En yüksek Q_H değeri Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 4,079 kW, Ağustos ayında en düşük Q_H değeri H.K.I.P. tarafından 2,810 kW olarak elde edilmiştir. En düşük Q_H değeri Temmuz ayında H.K.I.P. tarafından 2,777 kW, Temmuz ayında en yüksek Q_H değeri T.K.I.P. tarafından 4,079 kW olarak elde edilmiştir.

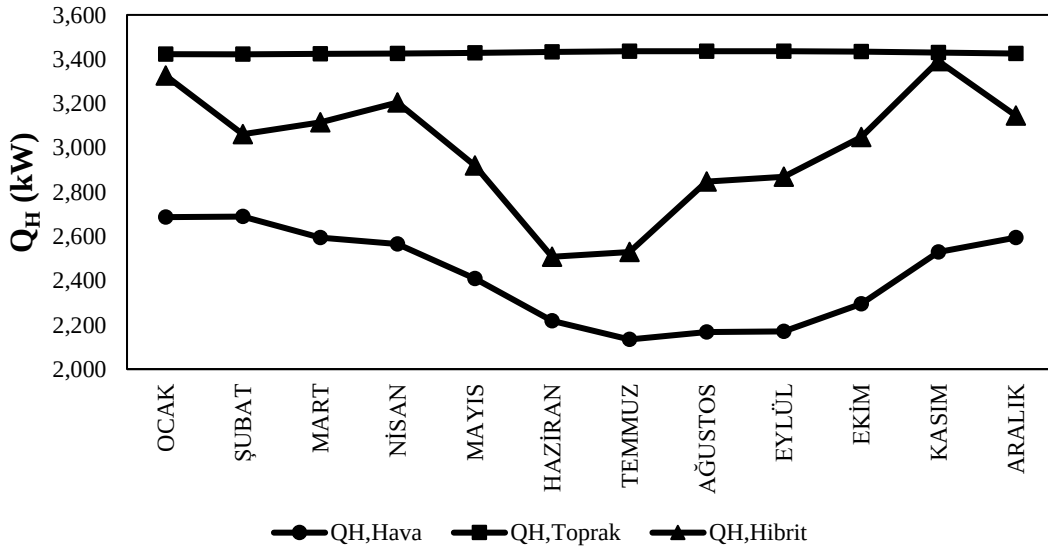
Buharlaştırıcı basıncı 160 kPa, yoğuşturucu basıncı 500 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminin Q_H değer değişimleri Şekil 52’de gösterilmiştir.



Şekil 52. 160 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarının Q_H değerlerinin karşılaştırılması

En yüksek Q_H değeri Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 3,544 kW, Ağustos ayında en düşük Q_H değeri H.K.I.P. tarafından 2,274 kW olarak elde edilmiştir. En düşük Q_H değeri Temmuz ayında H.K.I.P. tarafından 2,241 kW, Temmuz ayında en yüksek Q_H değeri T.K.I.P. tarafından 3,543 kW olarak elde edilmiştir.

Buharlaştırıcı basıncı 200 kPa, yoğuşturucu basıncı 500 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminin Q_H değer değişimleri Şekil 53’de gösterilmiştir.

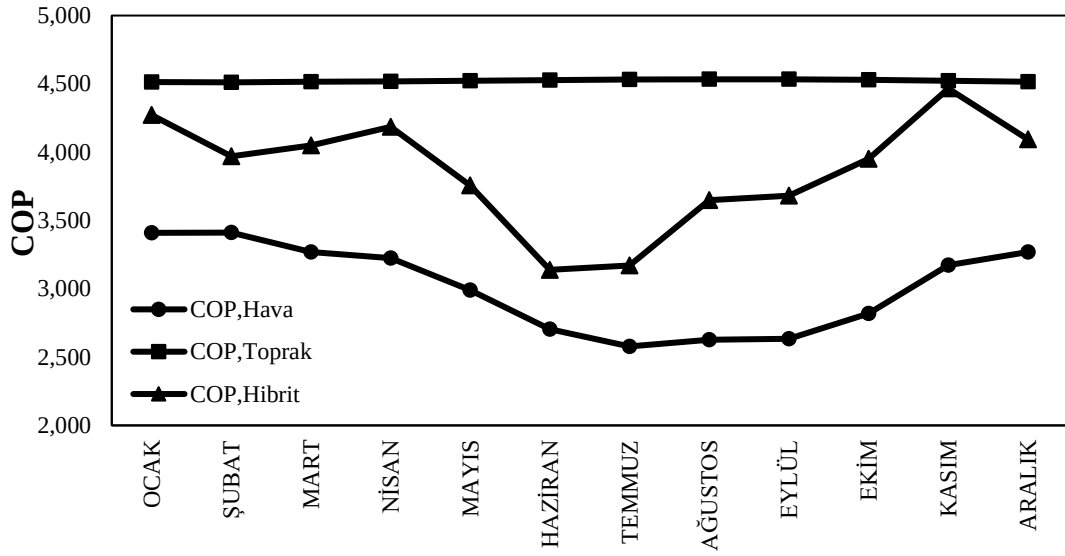


Şekil 53. 200 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarının Q_H değerlerinin karşılaştırılması

En yüksek Q_H değeri Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 3,436 kW, Ağustos ayında en düşük Q_H değeri H.K.I.P. tarafından 2,167 kW olarak elde edilmiştir. En düşük Q_H değeri Temmuz ayında H.K.I.P. tarafından 2,134 kW, Temmuz ayında en yüksek Q_H değeri T.K.I.P. tarafından 3,436 kW olarak elde edilmiştir.

2.5.5.3. COP Değerinin Karşılaştırılması

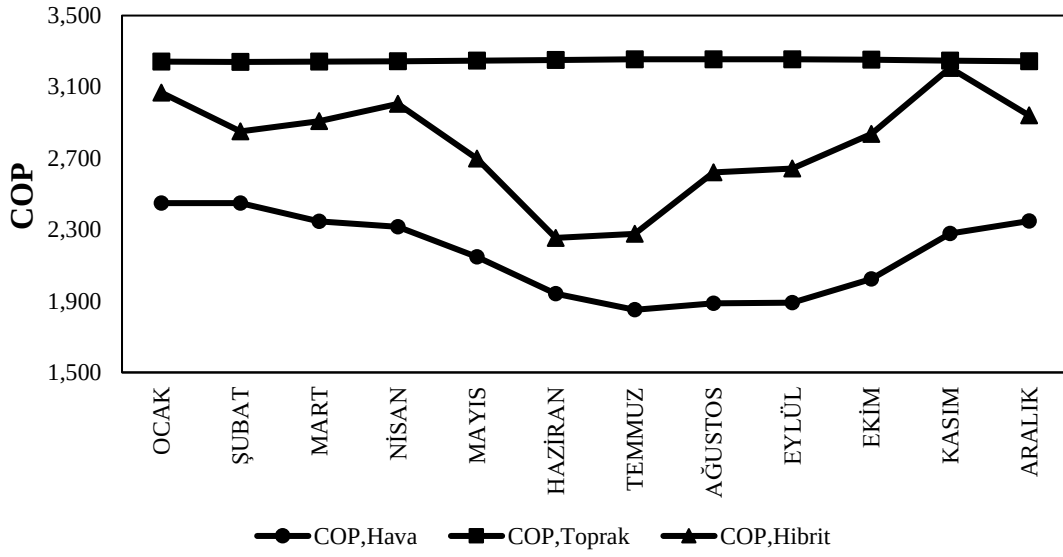
COP değeri her basınç durumu için en fazla T.K.I.P. siteminde, en az ise H.K.I.P. sisteminde elde edilmiştir.



Şekil 54. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarının COP değerlerinin karşılaştırılması

Buharlaştırıcı basıncı 120 kPa, yoğuşturucu basıncı 500 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminin COP değeri değişimleri Şekil 54’de gösterilmiştir. En yüksek COP değeri Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 4,533, Ağustos ayında en düşük COP değeri H.K.I.P. tarafından 2,627 olarak elde edilmiştir. En düşük COP değeri Temmuz ayında H.K.I.P. tarafından 2,578, Temmuz ayında en yüksek COP değeri T.K.I.P. tarafından 4,532 olarak elde edilmiştir.

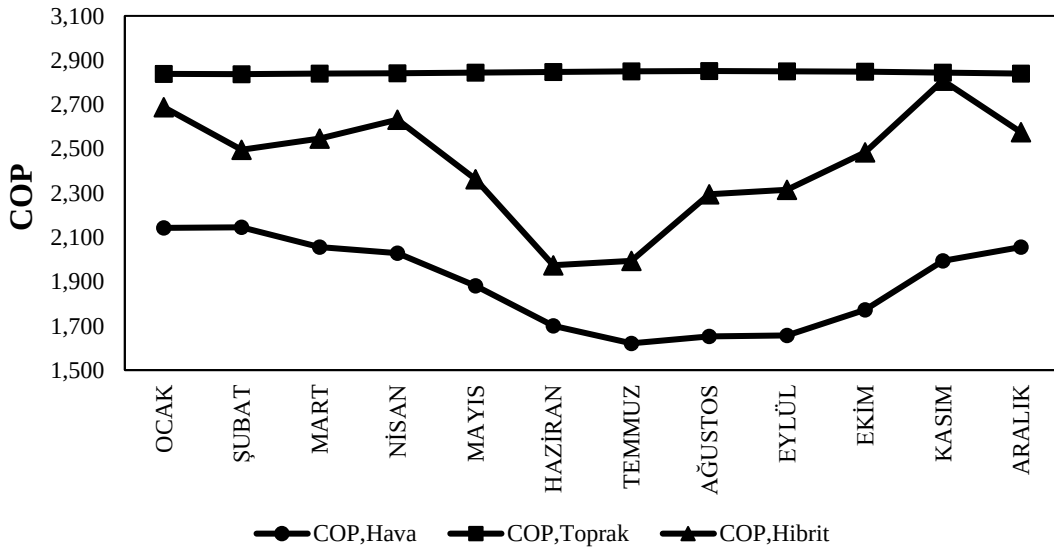
Buharlaştırıcı basıncı 120 kPa, yoğuşturucu basıncı 800 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminin COP değeri değişimleri Şekil 55’de gösterilmiştir.



Şekil 55. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 800 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarının COP değerlerinin karşılaştırılması

Şekil 55’de en yüksek COP değeri Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 3,255, Ağustos ayında en düşük COP değeri H.K.I.P. tarafından 1,887 olarak elde edilmiştir. En düşük COP değeri Temmuz ayında H.K.I.P. tarafından 1,851, Temmuz ayında en yüksek COP değeri T.K.I.P. tarafından 3,255 olarak elde edilmiştir.

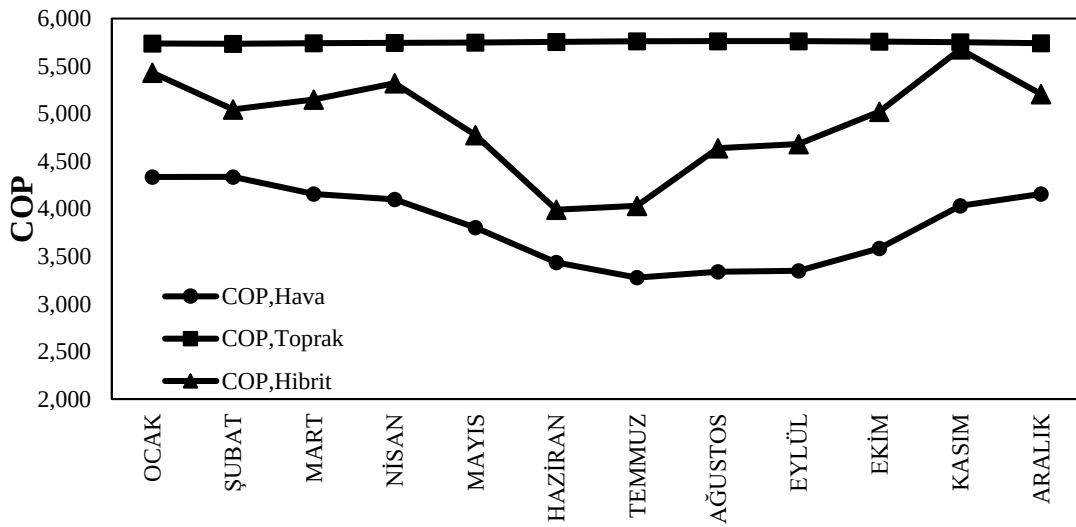
Buharlaştırıcı basıncı 120 kPa, yoğuşturucu basıncı 1000 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminin COP değeri değişimleri Şekil 56’de gösterilmiştir.



Şekil 56. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 1000 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarının COP değerlerinin karşılaştırılması

Şekil 56 incelendiğinde en yüksek COP değeri Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 2,851, Ağustos ayında en düşük COP değeri H.K.I.P. tarafından 1,652 olarak elde edilmiştir. En düşük COP değeri Temmuz ayında H.K.I.P. tarafından 1,621, Temmuz ayında en yüksek COP değeri T.K.I.P. tarafından 2,850 olarak elde edilmiştir.

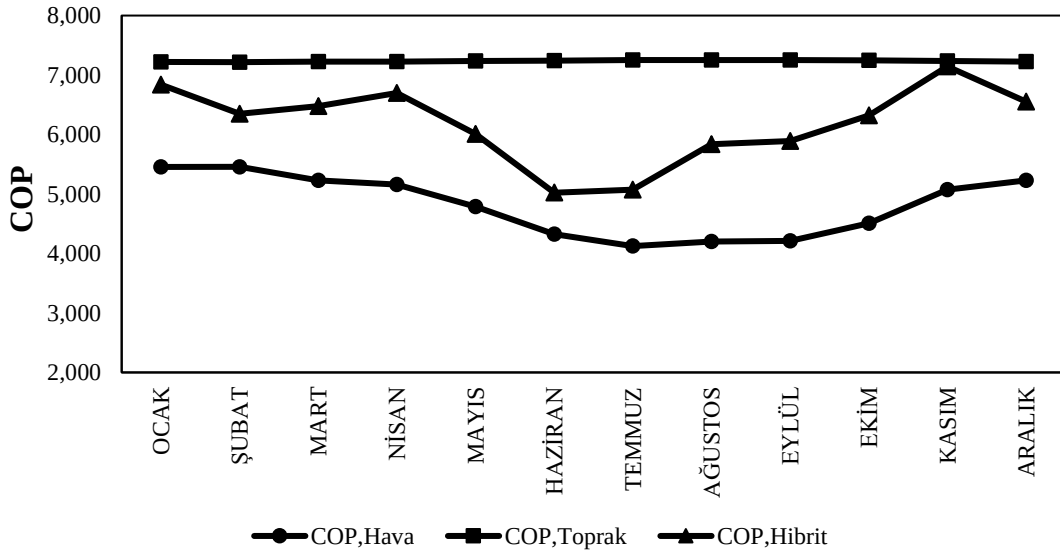
Buharlaştırıcı basıncı 160 kPa, yoğuşturucu basıncı 500 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminin COP değeri değişimleri Şekil 57’de gösterilmiştir.



Şekil 57. 160 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarının COP değerlerinin karşılaştırılması

Şekil 57 incelendiğinde en yüksek COP değeri Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 5,763, Ağustos ayında en düşük COP değeri H.K.I.P. tarafından 3,340 olarak elde edilmiştir. En düşük COP değeri Temmuz ayında H.K.I.P. tarafından 3,277, Temmuz ayında en yüksek COP değeri T.K.I.P. tarafından 5,762 olarak elde edilmiştir.

Buharlaştırıcı basıncı 200 kPa, yoğuşturucu basıncı 500 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminin COP değeri değişimleri Şekil 58’de gösterilmiştir.



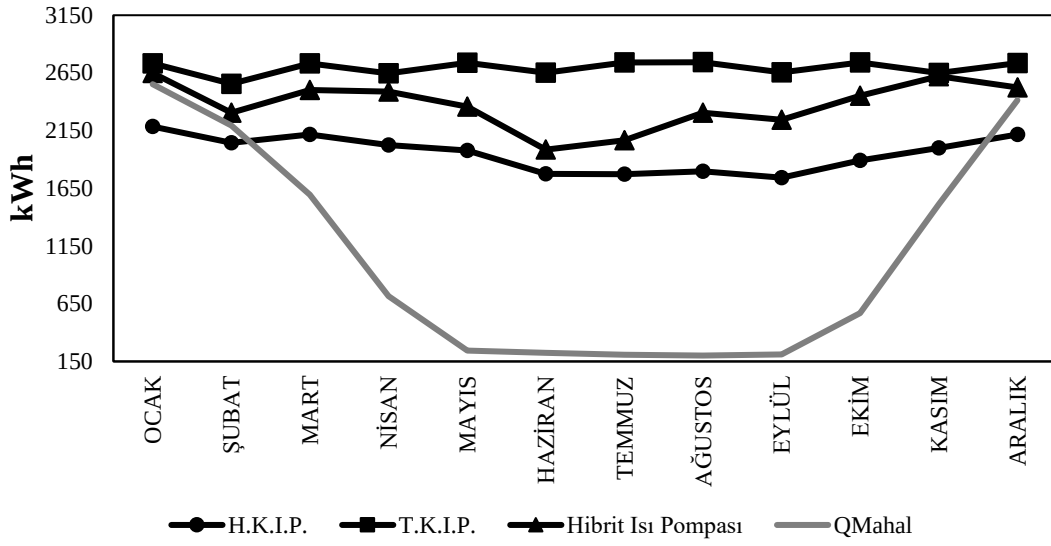
Şekil 58. 200 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarının COP değerlerinin karşılaştırılması

Şekil 58 incelendiğinde en yüksek COP değeri Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 7,252, Ağustos ayında en düşük COP değeri H.K.I.P. tarafından 4,203 olarak elde edilmiştir. En düşük COP değeri Temmuz ayında H.K.I.P. tarafından 4,124, Temmuz ayında en yüksek COP değeri T.K.I.P. tarafından 7,251 olarak elde edilmiştir.

2.5.5.4. Isı Pompalarından Elde Edilen Enerjinin Karşılaştırılması

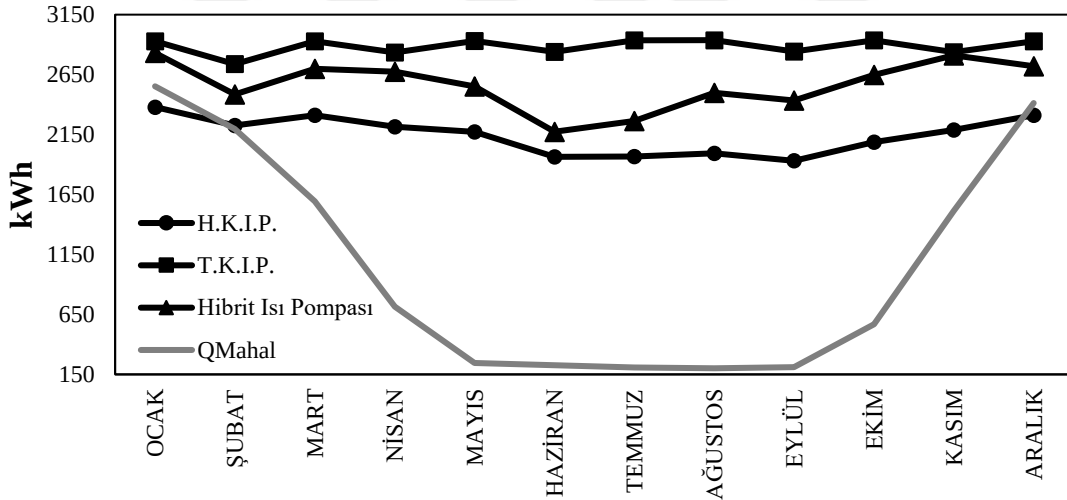
Isı pompalarından elde edilen enerji değerleri her basınç durumu için en fazla T.K.I.P. sisteminde, en az ise H.K.I.P. sisteminde elde edilmiştir. Buharlaştırıcı basıncı 120 kPa, yoğuşturucu basıncı 500 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminden elde edilen enerji değeri değişimleri Şekil 59’da gösterilmiştir.

Şekil 59 incelendiğinde en yüksek enerji miktarı Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 2742,38 kWh, Ağustos ayında en düşük enerji miktarı H.K.I.P. tarafından 1798,25 kWh olarak elde edilmiştir. En düşük enerji miktarı Temmuz ayında H.K.I.P. tarafından 1773,69 kWh, Temmuz ayında en yüksek enerji miktarı T.K.I.P. tarafından 2741,64 kWh olarak elde edilmiştir. Ocak, Şubat ve Aralık aylarında H.K.I.P. sistemi gereken enerjiyi karşılayamadığı görülmektedir.



Şekil 59. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarından elde edilen enerji miktarlarının karşılaştırılması

Buharlaştırıcı basıncı 120 kPa, yoğuşturucu basıncı 800 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminin COP değeri değişimleri Şekil 60’da gösterilmiştir.

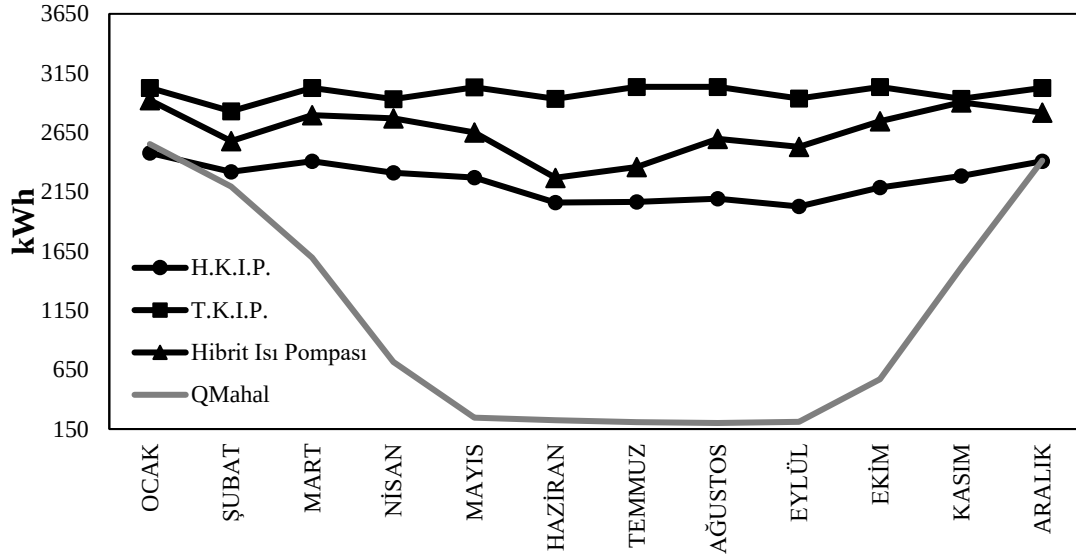


Şekil 60. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 800 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarından elde edilen enerji miktarlarının karşılaştırılması

Şekil 60 incelendiğinde en yüksek enerji miktarı Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 2937,31 kWh, Ağustos ayında en düşük enerji miktarı H.K.I.P. tarafından 1992,43 kWh olarak elde edilmiştir. En düşük enerji miktarı Temmuz ayında H.K.I.P. tarafından 1967,88 kWh, Temmuz ayında en yüksek enerji miktarı T.K.I.P. tarafından

2936,57 kWh olarak elde edilmiştir. Ocak ve Aralık aylarında H.K.I.P. sistemi gereken enerjiyi karşılayamadığı görülmüştür.

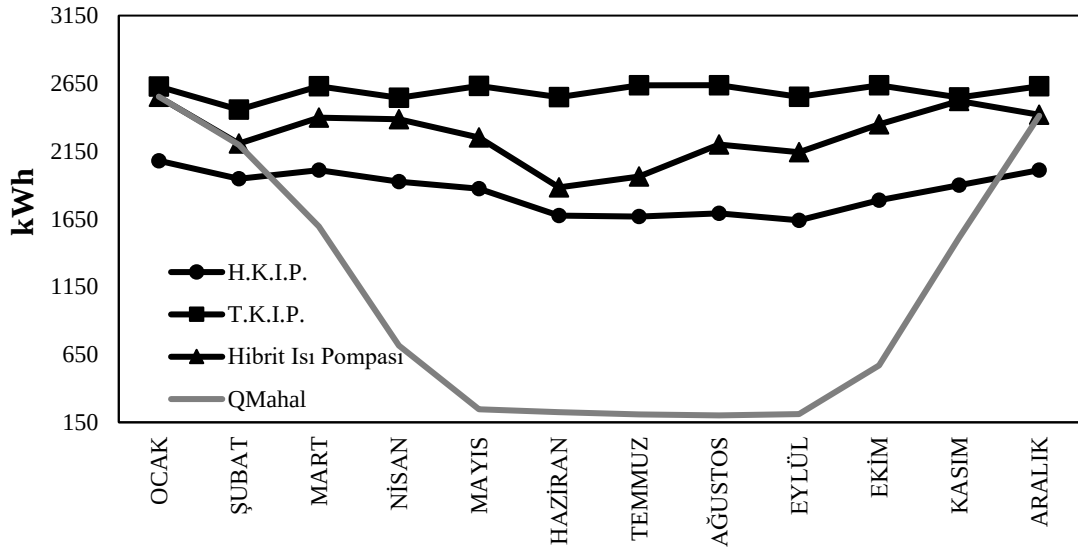
Buharlaştırıcı basıncı 120 kPa, yoğuşturucu basıncı 1000 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminin COP değeri değişimleri Şekil 61’de gösterilmiştir.



Şekil 61. 120 kPa buharlaştırıcı basıncında 1000 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarından elde edilen enerji miktarlarının karşılaştırılması

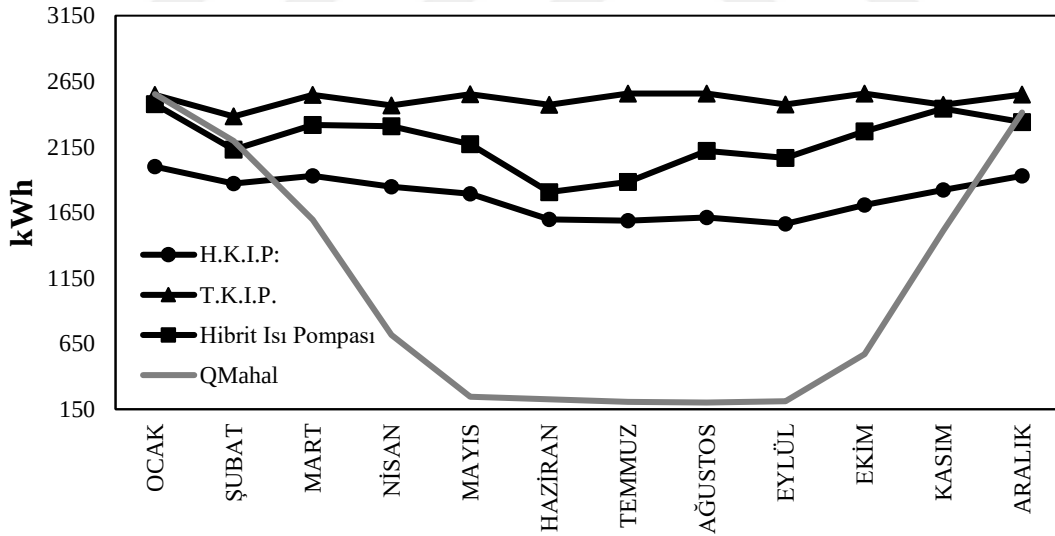
Şekil 61 incelendiğinde en yüksek enerji miktarı Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 3034,78 kWh, Ağustos ayında en düşük enerji miktarı H.K.I.P. tarafından 2090,64 kWh olarak elde edilmiştir. En düşük enerji miktarı Haziran ayında H.K.I.P. tarafından 2059,92 kWh, Haziran ayında en yüksek enerji miktarı T.K.I.P. tarafından 2934,72 kWh olarak elde edilmiştir. Ocak ve Aralık aylarında H.K.I.P. sistemi gereken enerjiyi karşılayamadığı görülmüştür.

Buharlaştırıcı basıncı 160 kPa, yoğuşturucu basıncı 500 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminin COP değeri değişimleri Şekil 62’de gösterilmiştir. Şekil 62 incelendiğinde en yüksek enerji miktarı Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 2636,74 kWh, Ağustos ayında en düşük enerji miktarı H.K.I.P. tarafından 1691,86 kWh olarak elde edilmiştir. En düşük enerji miktarı Haziran ayında H.K.I.P. tarafından 1674 kWh, Haziran ayında en yüksek enerji miktarı T.K.I.P. tarafından 2548,8 kWh olarak elde edilmiştir. H.K.I.P. sistemi Ocak, ve Aralık aylarında, hibrit ısı pompası sistemi Ocak ayında gereken enerjiyi karşılayamadığı görülmektedir.



Şekil 62. 160 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarından elde edilen enerji miktarlarının karşılaştırılması

Buharlaştırıcı basıncı 200 kPa, yoğuşturucu basıncı 500 kPa durumunda üç ısı pompası sisteminin COP değeri değişimleri Şekil 63’de gösterilmiştir.



Şekil 63. 200 kPa buharlaştırıcı basıncında 500 kPa yoğuşturucu basıncında ısı pompalarından elde edilen enerji miktarlarının karşılaştırılması

Şekil 63 incelendiğinde en yüksek enerji miktarı Ağustos ayında T.K.I.P. tarafından 2556,38 kWh, Ağustos ayında en düşük enerji miktarı H.K.I.P. tarafından 1612,25 kWh olarak elde edilmiştir. En düşük enerji miktarı Haziran ayında H.K.I.P. tarafından 1596,96 kWh, Haziran ayında en yüksek enerji miktarı T.K.I.P. tarafından

2471,76 kWh olarak elde edilmiştir. Ocak ayında üç ısı pompası sisteminin de gereken enerji talebini karşılayamadığı, Şubat ve Aralık aylarında. H.K.I.P. sistemi ve hibrit ısı pompası sistemi gereken enerjiyi karşılayamadığı görülmektedir.



4. SONUÇ

Yapılan tez çalışmasında Rize ili iklimi koşullarında müstakil bir konut seçilmiş ve yalıtımları yapılarak ısı kayıp hesapları TS 825'e göre hesaplanmıştır. Evde 4 kişilik sıcak su ihtiyacı olduğu düşünülerek ısıtma sezonunda hem sıcak su hem de ısıtma ihtiyacı olduğu, ısıtma sezonu dışında sadece sıcak su ihtiyacı olduğu düşünülerek toplam enerji ihtiyacı belirlenmiştir (Isıtma için gerekli enerji ihtiyacı İzoder programı ile hesaplanarak doğrulanmıştır). Belirlenen toplam enerji ihtiyacını karşılayabilmek için H.K.I.P. ve T.K.I.P. sistemleri tasarlanmıştır. H.K.I.P. ve T.K.I.P. sistemleri ile her iki sisteminde aynı anda kullanıldığı hibrit ısı pompası sistemleri meteorolojiden alınan veriler ile EES programında kabuller dikkate alınarak termodinamik analizi yapılmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı basınçları değiştirilerek ısı pompası sistemleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Üç ısı pompası sisteminin mahalin toplam enerji ihtiyacını karşılayıp karşılayamadığı analiz edilmiştir.

Konut için gerekli olan toplam enerji ihtiyacı sırasıyla en fazla Ocak, Aralık, Şubat, Mart ve Nisan aylarında olduğu gözlemlendi. Geriye kalan aylarda (Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül) θ_e değeri yüksek miktarda olduğu için ısıtma enerjisi 0 olarak alındı ve bu aylarda sadece sıcak su ihtiyacı için gereken enerji dikkate alındı.

Buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarı (Q_L) her ay için T.K.I.P. sisteminde diğer ısı pompası sistemlerinden daha fazla olduğu elde edilmiştir.

Yoğuşturucudan ortama verilen ısı miktarı (Q_H) incelendiğinde, yoğuşturucu basıncının artmasıyla üç ısı pompası sistemi Q_H değerinde aynı oranda artış meydana geldiği görülmektedir. Yoğuşturucu basıncını 500 kPa'dan 800 kPa'a çıkmasıyla 0,261 kW'lık, 800 kPa'dan 1000 kPa'a çıkmasıyla 0,132 kW'lık, 500 kPa'dan 1000 kPa'a çıkmasıyla 0,393 kW'lık bir artış olduğu hesaplanmıştır.

Buharlaştırıcı basıncının artmasıyla üç ısı pompası sistemi Q_H değerinde aynı oranda azalma meydana geldiği, yoğuşturucu basıncını 120 kPa'dan 160 kPa'a çıkmasıyla 0,142 kW'lık, 160 kPa'dan 200 kPa'a çıkmasıyla 0,108 kW'lık, 120 kPa'dan 200 kPa'a çıkmasıyla 0,25 kW'lık bir azalma olduğu elde edilmiştir. En

yüksek Q_H değeri 120 kPa buharlaştırıcı basıncı 1000 kPa yoğuşturucu basıncında T.K.I.P. sisteminde (4,079 kW) olduğu tespit edilmiştir.

Isı pompaları COP değişimleri incelendiğinde, yoğuşturucu basıncının artmasıyla üç ısı pompası sistemi COP değerinde azalma meydana geldiği görülmektedir. Yoğuşturucu basıncını 500 kPa'dan 800 kPa'a çıkmasıyla COP_{Hava} 0,962, COP_{Toprak} 1,278, COP_{Hibrit} 1,268 oranında, yoğuşturucu basıncı 800 kPa'dan 1000 kPa'a çıkmasıyla COP_{Hava} 0,304 COP_{Toprak} 0,404 COP_{Hibrit} 0,993 oranında, yoğuşturucu basıncı 500 kPa'dan 1000 kPa'a çıkmasıyla COP_{Hava} 1,266 COP_{Toprak} 1,682 COP_{Hibrit} 2,257 oranında azaldığı hesaplanmıştır.

Buharlaştırıcı basıncının artmasıyla üç ısı pompası sistemi COP değerinde artış meydana geldiği görülmektedir. Buharlaştırıcı basıncını 120 kPa'dan 160 kPa'a çıkmasıyla COP_{Hava} 0,925, COP_{Toprak} 1,23, COP_{Hibrit} 1,212 oranında, buharlaştırıcı basıncı 160 kPa'dan 200 kPa'a çıkmasıyla COP_{Hava} 1,211 COP_{Toprak} 1,489 COP_{Hibrit} 1,467 oranında, buharlaştırıcı basıncı 120 kPa'dan 200 kPa'a çıkmasıyla COP_{Hava} 2,046 COP_{Toprak} 2,719 COP_{Hibrit} 2,679 oranında arttığı, en yüksek COP değeri 200 kPa buharlaştırıcı basıncı 500 kPa yoğuşturucu basıncında T.K.I.P. sisteminde (7,252) olduğu tespit edilmiştir.

Isı pompası sistemlerinden elde edilen enerji miktarları incelendiğinde, yoğuşturucu basıncının artmasıyla üç ısı pompası sisteminden elde edilen enerji miktarında da artış meydana geldiği görülmektedir. Yoğuşturucu basıncının 500 kPa'dan 800 kPa'a çıkmasıyla H.K.I.P. ve T.K.I.P. sistemlerinden elde edilen enerji miktarı 194,18 oranında, hibrit ısı pompası sisteminden elde edilen enerji miktarı 181,92 oranında, yoğuşturucu basıncı 800 kPa'dan 1000 kPa'a çıkmasıyla H.K.I.P. ve T.K.I.P. sistemlerinde elde edilen enerji miktarı 98,208 oranında, hibrit ısı pompası sisteminden elde edilen enerji miktarı 91,725 oranında, yoğuşturucu basıncı 500 kPa'dan 1000 kPa'a çıkmasıyla H.K.I.P. ve T.K.I.P. sistemlerinden elde edilen enerji miktarı 292,392 oranında, hibrit ısı pompası sisteminden elde edilen enerji miktarı 273,647 oranında arttığı hesaplanmıştır.

Buharlaştırıcı basıncının artmasıyla üç ısı pompası sisteminden elde edilen enerji miktarında da azalma meydana geldiği görülmektedir. Buharlaştırıcı basıncının 120 kPa'dan 160 kPa'a çıkmasıyla H.K.I.P. ve T.K.I.P. sistemlerinden elde edilen enerji miktarı 105,648 oranında, hibrit ısı pompası sisteminden elde edilen enerji

miktarı 98,98 oranında, buharlaştırıcı basıncının 160 kPa'dan 200 kPa'a çıkmasıyla H.K.I.P. ve T.K.I.P. sistemlerinde elde edilen enerji miktarı 80,35 oranında, hibrit ısı pompası sisteminden elde edilen enerji miktarı 74,897 oranında, buharlaştırıcı basıncının 120 kPa'dan 200 kPa'a çıkmasıyla H.K.I.P. ve T.K.I.P. sistemlerinden elde edilen enerji miktarı 186 oranında, hibrit ısı pompası sisteminden elde edilen enerji miktarı 173,881 oranında azaldığı, en yüksek enerji elde edilen ısı pompası sistemi 120 kPa buharlaştırıcı basıncı 1000 kPa yoğuşturucu basıncında T.K.I.P. sistemi olduğu tespit edilmiştir.

Yapılan çalışmada Rize bölgesinde kullanılacak olan ısı pompası kış sezonunda ısıtma amaçlı kullanılacağı için H.K.I.P. sistemi ve hibrit ısı pompası sistemi belirlenen koşullarda mahalın enerji talebini karşılayamadığı için Rize bölgesi için kullanımı uygun olmayacağı sonucuna varılmıştır. T.K.I.P. sistemi 200 kPa buharlaştırıcı 500 kPa yoğuşturucu basıncı durumu dışındaki tüm durumlarda mahal için gerekli enerji talebini karşılayabildiği gözlemlenmiştir. Rize bölgesi için T.K.I.P. sistemini kullanımının yeterli olacağı sonucuna varılmıştır.

4.1. Öneriler

Bu tez çalışmasından sonra yapılacak olan diğer çalışmalarda soğutucu akışkanın kütleli debisi, soğutucu akışkan cinsi, kompresörün mekanik verimi, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları değiştirilerek ve basınç kayıpları, sıcaklık kayıpları hesaplamalara dahil edilerek ısı pompalarına etkileri incelenebilir. Mahal ısıtılması ve sıcak su ihtiyacını karşılamak için farklı yakıt türleri seçilerek mahal için yeterlilikleri ısı pompaları ile karşılaştırılabilir, yakıt ve ısı pompaları ekonomik yönden karşılaştırılabilir.

KAYNAKÇA

- Aditya, G. R., Mikhaylova, O., Narsilio, G. A., ve Johnston, I. W. (2018). Financial assessment of ground source heat pump systems against other selected heating and cooling systems for Australian conditions. *IGSHPA Research Track*, 4, 1–9. <https://doi.org/10.22488/okstate.18.000003>
- Arslaner, M. E. (2018). Türkiye’ nin farklı derece-günlüklerinde yer alacak örnek bir konut için uygun mekanik tesisat sisteminin tayini. *İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 97.
- Baek, N. C., Shin, U. C., ve Yoon, J. H. (2005). A study on the design and analysis of a heat pump heating system using wastewater as a heat source. *Solar Energy*, 78(3), 427–440. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2004.07.009>
- Bertsch, S. S., ve Groll, E. A. (2008). Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates. *International Journal of Refrigeration*, 31(7), 1282–1292. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.01.006>
- Bilen, K., ve Demir, O. (2021). Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompalarının farklı soğutucu akışkanlar için enerji ve ekserji analizi. *El-Cezeri Journal of Science and Engineering*, 8(2), 688–705. <https://doi.org/10.31202/ecjse.865741>
- Bulut, H. (2010). Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin elemanları. *Soğutma ve Klima Tekniği*, 112.
- Büyükşen, H. (2020). Manisa’ da bir bölgenin dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası ile iklimlendirilmesi ve maliyet analizi. *Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 75.
- Byrne, P., Miriel, J., ve Lenat, Y. (2011). Experimental study of an air-source heat pump for simultaneous heating and cooling - Part 1: Basic concepts and performance verification. *Applied Energy*, 88(5), 1841–1847. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.12.009>
- Byun, J. S., Lee, J., ve Jeon, C. D. (2008). Frost retardation of an air-source heat pump by the hot gas bypass method. *International Journal of Refrigeration*, 31(2), 328–334. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.006>
- Çakır, U., ve Çomaklı, K. (2011). Hava Kaynaklı Bir Isı Pompasının Farklı Çalışma Şartları Altında Termodinamik Performans Analizi. In *Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi* (pp. 179–187).

- Cazorla-Marín, A., Montagud, C., Corberán, J. M., ve Marchante-Avellaneda, J. (2018). Seasonal performance assessment of a dual source heat pump system for heating, cooling and domestic hot water production. *IGSHPA Research Track*, 1–9. <https://doi.org/10.22488/okstate.18.000014>
- Çengel, Y. A., ve Boles, M. A. (2008). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. Bilimsel İzmir Güven Kitabevi.*
- Çengel, Y. A., ve Ghajar, A. J. (2015). Isı Değiştiriciler. *Isı Ve Kütle Transferi* (p. 631). Palmiye Yayıncılık.
- Ceylan, T. (2010). İki katlı bir binanın, güneş enerjisi destekli hava kaynaklı ısı pompasıyla ısıtılması ve sıcak su eldesinin analizi. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü. Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 116
- Coşkun, S., Güler, F., Fazlıç, M. A., ve Ergün, E. H. (2018). Dikey tip toprak kaynaklı bir ısı pompasının simülasyonu. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 23(3), 155–168. <https://doi.org/10.17482/uumfd.467169>
- Dikici, A., Akbulut, A., ve Gülçimen, F. (2005). Güneş ve hava kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel incelenmesi. *Mühendis ve Makina*, 46(544), 41–51.
- Dikici, A., Akbulut, A., ve Gülçimen, F. (2006). Güneş, hava ve toprak enerjisi kaynaklı ısı pompalarının Elazığ şartlarında kullanımının deneysel olarak araştırılması ve enerji ve ekserji analizleri. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 25(2), 49–61.
- Erkan, E. (2019). Toprak hava ısı değiştiricili hibrit bir ısı pompasının termodinamik analizi. *Uşak Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 42.
- Gözütok, M. (2019). Soğuk iklim bölgesinde ısıtma amaçlı toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin kullanımı. *Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 57.
- Güres, Ö. (2016). Toprak ısı değiştiricilerinin sayısal olarak ısıtma ve soğutma sezonları için incelenmesi. *Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 80.
- Han, J., Cui, M., Chen, J., ve Lv, W. (2021). Analysis of thermal performance and economy of ground source heat pump system: a case study of the large building. *Geothermics*, 89(July 2020), 101929. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2020.101929>
- Hao, H., ve Yu, Y. (2021). Study on solar-ground source heat pump and combined heating system in severe cold area. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 825(1). <https://doi.org/10.1088/1755-1315/825/1/012008>

- Kabul, A., ve Alkan, R. (2016). Farklı soğutucu akışkanlar için toprak kaynaklı ısı pompasının termodinamik ve termoeconomik analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 36(1), 119–131.
- Kılınç, F., Buyruk, E., ve Caner, M. (2019). Sivas ili şartlarında yatay toprak kaynaklı ısı pompasının ısıtma ve soğutma için performans analizi. *Journal of Polytechnic*, 0900(4), 1039–1044. <https://doi.org/10.2339/politeknik.474467>
- Koçyiğit, F. (2020). Diyarbakır ili için toprak kaynaklı ısı pompası destekli buhar sıkıştırımlı ısıtma sisteminin ekserji analizi. *DÜMF Mühendislik Dergisi*, 11(3), 1119–1129. <https://doi.org/10.24012/dumf.706761>
- Koyun, T., Koyun, A., ve Acar, M. (2005). Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88, 45–53.
- Kuk Akçair, S. (2019). Rize ili iklim şartlarında hava kaynaklı bir ısı pompasının ekserjetiksürdürülebilirlik değerlendirilmesi. *Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 94.
- Madessa, H. B., Torger, B., Bye, P. F., ve Erlend, A. (2017). Parametric study of a vertically configured ground source heat pump system. *Energy Procedia*, 111(1876), 1040–1049. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.267>
- Mesta, O. Ö. (2021). Sakarya şartlarında toprak kaynaklı ısı pompası kullanımı ve ekonomik analizi. *Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 102.
- Nikitin, A., Deymi-Dashtebayaz, M., Muraveinikov, S., Nikitina, V., Nazeri, R., ve Farahnak, M. (2021). Comparative study of air source and ground source heat pumps in 10 coldest Russian cities based on energy-exergy-economic-environmental analysis. *Journal of Cleaner Production*, 321(May), 128979. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.128979>
- Onat, A., İmal, M., ve İnan, A. T. (2004). Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması Vve Alternatif Soğutucu Akışkanlar. *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*, 7(September), 32–38.
- Özdemir, M. B., ve Özkaya, M. G. (2015). Ankara ili şartlarında düşey tip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizi. *Politeknik Dergisi*, 18(4), 269–280.
- Özen, A. C. (2019). Farklı iklim koşullarında hava kaynaklı ısı pompası ile yoğuşmalı kombinin termo-ekonomik analizi. In *Kütahya Dumlupınar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 59.

- Öztürk, M. M. (2009). Farklı çevre koşullarının hava kaynaklı ısı pompasının performansına etkisinin deneysel olarak incelenmesi. *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Doktora Tezi*, 196.
- Öztürk, M. M., ve Erbay, L. B. (2012). An experimental analysis of air source heat pump water heater. *Isi Bilimi Ve Teknigi Dergisi/ Journal of Thermal Science and Technology*, 32(1), 117–127.
- Salimi, N. (2018). Yapılarda enerji kaynağı olarak toprağın kullanılması. *Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Mimarlık Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 65.
- Şengül, K. (2019). Pistonlu kompresörlerde parametrik valf tasarımı ve deneysel incelemesi. *Gebze Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 76.
- Şevik, S., Doğan, H., ve Aktaş, M. (2011). Güneş Enerjisi ve Isı Pompası Destekli Isıtma- Kurutma Sisteminin Modellenmesi Modeling of Heating-Drying System Assisted Solar Energy and Heat Pump. *Politenik Dergisi*, 14(1), 85–91.
- Süzer, B. (2001). Toprak kaynaklı ısı poması ile hava kaynaklı ısı pompasının teknoekonomik açıdan karşılaştırılması. *Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendsligi Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 141.
- Tabatabaei, S. A., ve Treur, J. (2016). Comparative Analysis of the Efficiency of Air Source Heat Pumps in Different Climatic Areas of Iran. *Procedia Environmental Sciences*, 34, 547–558. <https://doi.org/10.1016/j.proenv.2016.04.048>
- Tamdemir, Ş. (2014). Hava-hava ısı pompasının teorik ve deneysel incelenmesi. *Hitit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 59.
- Temel, Ö. (2016). Türkiye’ de bölgelere göre ısı pompası seçimi kriterleri. *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 254.
- Uluyüce, C. (2019). Toprak ve su kaynaklı ısı pompalarının ekonomik ve çevresel etkilerinin incelenmesi: Gaziantep örneği. *Yüksek Lisans Tezi. Hacettepe Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü. Ankara, Türkiye*. 88.
- Wang, R., Xie, G., Wu, Q., Wu, Y., ve Yuan, J. (2011). An air source heat pump with an advanced cycle for heating buildings in Beijing. *Energy Conversion and Management*, 52(2), 1493–1500. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.10.012>
- Xiang, B., Ji, Y., Yuan, Y., Zeng, C., Cao, X., ve Zhou, J. (2021). Performance analysis of photovoltaic-thermal road assisted ground source heat pump system during non-heating season. *Solar Energy*, 221(April), 10–29. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.04.019>

- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., ve Yamankaradeniz, N. (2010). *Soğutma Tekniği ve Isı Pompaları Uygulamaları*. Dora Yayınları, 3. Baskı, ISBN: 978-605-4485-97-0, 689s., 487-488.
- Yao, Y., Jiang, Y., Deng, S., ve Ma, Z. (2004). A study on the performance of the airside heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(17–18), 3745–3756. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.03.013>
- Yıldız, Ç. (2017). Toprak kaynaklı bir ısı pompasının enerji ve ekserji analizi. *Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 76.
- Yolcan, O. O. (2017). Kütahya bölgesinde farklı soğutucu akışkan kullanılan hava, toprak ve güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompalarının teknoekonomik analizi. *Dumlupınar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi*, 131.
- Yüksel, T., ve Esen, M. (2010). Elazığ ili için çeşitli yenilenebilir enerji kaynaklarının deneysel olarak değerlendirilmesi. *Doğu Anadolu Bölgesi Araştırmaları*.

EKLER

Ek-1. Hesaplanmış yüzeysel ısı iletim direnç değerleri

Sıra No	Yapı bileşeni tipi ³⁾	Yüzeysel ısı iletim direnci ^{1) 2)}	
		R _i (m ² K / W)	R _e (m ² K / W)
1	Dış duvar (Sıra no 2 'de verilenin dışındaki dış duvarlar)	0,13	0,04
2	Arkadan havalandırılan giydirme cephe ⁴⁾ dış duvarlar, ısı yalıtımı yapılmayan tavan arasını ayıran alçak duvarlar		0,08
3	Daireler arasındaki ayırıcı duvarlar, merdiven duvarı, farklı kullanım amaçlı çalışma odalarını ayıran duvarlar, sürekli olarak ısıtılmayan mekânlara bitişik bölme duvarı, ısı yalıtımlı tavan arasına bitişik alçak duvar		5)
4	Toprak temaslı dış duvar		0
5	Bir yaşama mekânının dış hava ile sınırını oluşturan yatay veya eğimli, yukarıda yer alan (havalandırılmayan çatı) tavan veya çatı	0,13	0,04
6	Kullanılmayan bir tavan arası veya havalandırılan bir mekân altındaki tavan (havalandırılan çatı kabuğu)		0,08
7	Daireler arası ayırıcı taban veya farklı kullanım amaçlı çalışma odalarını ayıran taban		
7.1	Aşağıdan yukarıya ısı akışı olması hâlinde	0,13	5)
7.2	Yukarıdan aşağıya ısı akışı olması hâlinde	0,17	
8	Bodrum tavanı	0,17	5)
9	Bir yaşama mekânının dış hava ile sınırını oluşturan çıkma tabanları		0,04
10	Altında bodrum olmayan bir yaşama mekânının zemine oturan tabanı		0
1) Basitleştirmek amacıyla bütün durumlarda R _i =0,13 m ² K/W ve 4 ve 10'uncu sıradaki durumlar hariç olmak üzere R _e = 0,04 m ² K/W değerleri hesaplamalarda kullanılabilir.			
2) Yapı elemanlarından buhar geçişinin tahkiki ve sınırlandırılması ile ilgili hesaplamalarda kullanılacak olan iç ve dış yüzeysel ısı iletim direnci için Madde 2.4.6'ya bakınız.			
3) Yapı bileşenlerinin bina üzerindeki konumları için Şekil 1 'e bakınız.			
4) Hava boşluklu sandviç duvarlarda Sıra no 1 'de verilen değerler kullanılır.			
5) Yapı bileşeninin iç mekânda yer alması durumunda, hesaplamalarda iç ve dış yüzey ısı iletim direnç değerleri aynı kabul edilmelidir.			

Ek-2. Bölgelere göre en fazla değer olarak kabul edilmesi tavsiye edilen U değerleri

	U_D (W/m ² K)	U_T (W/m ² K)	U_t (W/m ² K)	U_F^* (W/m ² K)
1. Bölge	0,70	0,45	0,70	2,4
2. Bölge	0,60	0,40	0,60	2,4
3. Bölge	0,50	0,30	0,45	2,4
4. Bölge	0,40	0,25	0,40	2,4

Ek-3. Gölgeleme faktörü

	r_{lay}
Ayrı (müstakil) ve/veya az katlı (3 kata kadar) binaların bulunduğu yönlerde	0,8
Ağaçlardan kaynaklanan gölgelemenin olduğu ve/veya 10 kata kadar yükseklikteki binaların bulunduğu yönlerde	0,6
Bitişik nizam ve/veya 10 kattan daha yüksek binaların bulunduğu yönlerde	0,5

Ek-4. Bütün derece gün bölgeleri için hesaplamalarda kullanılacak olan ortalama aylık güneş ışıınımı şiddeti değerleri (W/m^2)

	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
I güney =	72	84	87	90	92	95	93	93	89	82	67	64
I kuzey =	26	37	52	66	79	83	81	73	57	40	27	22
I batı/doğu =	43	57	77	90	114	122	118	106	81	59	41	37

Not - Ara yönlerin aylık ortalama güneş ışıınımı şiddeti değerleri olarak, hakim yönlerin değerleri, yatay camlamalarda ise Güney yönü için verilen değerler alınır.

Ek-5. Güneş enerjisi geçirme faktörü

Cam türü	g_L
Renksiz tek cam için	0,85
Renksiz yalıtım camı birimi için	0,75
* Isıl geçirgenlik katsayısı $2 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'den daha küçük olan diğer ısı yalıtım birimleri için	0,50

* Isıl geçirgenlik katsayısı $2 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'den daha küçük olan diğer ısı yalıtım birimleri için imalatçı firma tarafından belgelendirilmiş geçirme faktörü (g_L) varsa, beyan edilen bu değer alınarak hesaba katılır.

Ek-6. Farklı amaçlarla kullanılan binalar için hesaplamalarda kullanılacak aylık ortalama iç sıcaklık değerleri

	Isıtılacak binanın adı	Sıcaklığı (°C)
1	Konutlar	19
2	Yönetim binaları	
3	İş ve hizmet binaları	
4	Otel, motel ve lokantalar	20
5	Öğretim binaları	
6	Tiyatro ve konser salonları	
7	Kışlalar	
8	Ceza ve tutuk evleri	
9	Müze ve galeriler	
10	Hava limanları	22
11	Hastaneler	
12	Yüzme havuzları	26
13	İmalat ve atölye mahalleri	16

Ek-7. Farklı derece gün bölgeleri için ısı kaybı ve yoğuşma hesaplarında kullanılacak aylık ortalama dış sıcaklık değerleri

	1. Bölge	2. Bölge	3. Bölge	4. Bölge
OCAK	8,4	2,9	-0,3	-5,4
ŞUBAT	9,0	4,4	0,1	-4,7
MART	11,6	7,3	4,1	0,3
NİSAN	15,8	12,8	10,1	7,9
MAYIS	21,2	18,0	14,4	12,8
HAZİRAN	26,3	22,5	18,5	17,3
TEMMUZ	28,7	24,9	21,7	21,4
AĞUSTOS	27,6	24,3	21,2	21,1
EYLÜL	23,5	19,9	17,2	16,5
EKİM	18,5	14,1	11,6	10,3
KASIM	13,0	8,5	5,6	3,1
ARALIK	9,3	3,8	1,3	-2,8

Ek-8. Bölgelere ve ara değer $A_{top}/V_{brüt}$ oranlarına bağlı olarak Q' 'nin hesaplanması

1. Bölge	A_n ile ilişkili $Q'_{1,00} = 44,1 \times A/V + 10,4$ [kWh/m ² ,yıl]
	$V_{brüt}$ ile ilişkili $Q'_{1,00} = 14,1 \times A/V + 3,4$ [kWh/m ³ ,yıl]
2. Bölge	A_n ile ilişkili $Q'_{2,00} = 70 \times A/V + 24,4$ [kWh/m ² ,yıl]
	$V_{brüt}$ ile ilişkili $Q'_{2,00} = 22,4 \times A/V + 7,8$ [kWh/m ³ ,yıl]
3. Bölge	A_n ile ilişkili $Q'_{3,00} = 76,3 \times A/V + 36,4$ [kWh/m ² ,yıl]
	$V_{brüt}$ ile ilişkili $Q'_{3,00} = 24,4 \times A/V + 11,7$ [kWh/m ³ ,yıl]
4. Bölge	A_n ile ilişkili $Q'_{4,00} = 82,8 \times A/V + 50,7$ [kWh/m ² ,yıl]
	$V_{brüt}$ ile ilişkili $Q'_{4,00} = 26,5 \times A/V + 16,3$ [kWh/m ³ ,yıl]

Ek-9. Binanın özgül ısı kaybı hesaplama çizelgesi



Binanın Özgül Isı Kaybı Hesaplama Çizelgesi

Binadaki Yapı Elemanları		Yapı Elemanı Kalınlığı	Isıl İletkenlik Hesap Değeri	Isıl İletkenlik Direnci	Isı Geçirgenlik Katsayısı	Isı Kaybedilen Yüzey	Isı Kaybı	
		d(m)	λ (W/mK)	R (m²K/W)	U (W/m²K)	A (m²)	AxU (W/K)	
DUVAR:Dış Havaya Açık Duvar	14 ₁ Yüzeysel ısı iletim katsayısı (iç)			0,1300				
	4.6 Çimento harçlı şap	0,03	1,4	0,0214				
	7.1.5.2 Yatay delikli tuğlalarla yapılan duvarı	0,19	0,36	0,5278				
	10.3.2.1.1 Ekstrüde polistren köpüğü - YS 11	0,06	0,03	2,0000				
	4.1 Kireç harcı,kireç-çimento harcı	0,02	1	0,0200				
	14 _d Yüzeysel ısı iletim katsayısı (dış)			0,0400				
TOPLAM				2,739	0,365	115,30	42,08	
DUVAR:Dış Havaya Açık kolon	14 ₁ Yüzeysel ısı iletim katsayısı (iç)			0,1300				
	4.6 Çimento harçlı şap	0,03	1,4	0,0214				
	5.1.1 Donatılı	0,25	2,5	0,1000				
	10.3.2.1.1 Ekstrüde polistren köpüğü - YS 11	0,06	0,03	2,0000				
	4.1 Kireç harcı,kireç-çimento harcı	0,02	1	0,0200				
	14 _d Yüzeysel ısı iletim katsayısı (dış)			0,0400				
TOPLAM				2,311	0,433	,05	0,02	
TAVAN:Çatılı Kullanılmayan Tavan	14 ₁ Yüzeysel ısı iletim katsayısı (iç)			0,1300				
	4.1 Kireç harcı,kireç-çimento harcı	0,02	1	0,0200				
	5.1.1 Donatılı	0,1	2,5	0,0400				
	10.3.2.1.3 Ekstrüde polistren köpüğü - YS 11	0,1	0,04	2,5000				
	4.6 Çimento harçlı şap	0,03	1,4	0,0214				
	14 _d Yüzeysel ısı iletim katsayısı (dış)			0,0800				
TOPLAM				0,8 x A x U	2,791	0,358	121,98	34,94
TABAN:Toprak temaslı Taban	14 ₁ Yüzeysel ısı iletim katsayısı (iç)			0,1700				
	8.1.1 İğne yapraklı ağaçlardan elde edilmiş c	0,01	0,13	0,0769				
	4.6 Çimento harçlı şap	0,04	1,4	0,0286				
	10.3.2.1.1 Ekstrüde polistren köpüğü - YS 11	0,04	0,03	1,3333				
	5.1.1 Donatılı	0,15	2,5	0,0600				
	4.6 Çimento harçlı şap	0,02	1,4	0,0143				
14 _d Yüzeysel ısı iletim katsayısı (dış)			0,0000					
TOPLAM				0,5 x A x U	1,683	0,594	121,98	36,23
Dış Pencere1					2,4	24,84	59,616	
Dış Kapı1					5,5	1,4	7,7	
Dış Kapı2					3,5	1,4	4,9	
Yapı elemanlarından iletim yolu ile gerçekleşen ısı kaybı toplamı =							185,48	
Σ AU = U _d A _d + U _p A _p + U _k A _k + 0.8 U _T .A _T + 0.5 U _{At} A _{At} + U _{dAd} +....			İletim yoluyla gerçekleşen ısı kaybı ;					
Σ AU = 185,48			HT = Σ AU + I UI					
Özgül ısı kaybı ; H = HT + Hv			Havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı kaybı					
			Hv = 0,33 . nh . Vh = 77,28 W/K					
H = Hl + Hn = ...262,76..... W/K								

(*) Kullanıcı tarafından tanımlanan bileşenlerdir.

Ek-10. Binanın yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı hesaplama çizelgesi



Yıllık Isıtma Enerjisi İhtiyacı Hesaplama Çizelgesi

Aylar	Isı kaybı			Isı kazançları			KKO	Kazanç Kullanım Faktörü	Isıtma Enerjisi İhtiyacı
	Özgül Isı Kaybı	Sıcaklık Farkı	Isı Kayıpları	İç Isı Kazancı	Güneş Enerjisi Kazancı	Toplam			
	$H = H_t + H_v$ (W/K)	$\theta_i - \theta_e$ (K, °C)	$H(\theta_i - \theta_e)$ (W)	α_i (W)	α_s (W)	$\phi_t = \alpha_i + \alpha_s$ (W)			
OCAK	262,76	16,1	4.230	585	521	1.106	0,26	0,98	8.154.525
ŞUBAT		14,6	3.836		668	1.253	0,33	0,95	8.857.126
MART		11,7	3.074		832	1.417	0,46	0,89	4.698.498
NİSAN		8,2	1.629		962	1.547	0,95	0,65	1.615.366
MAYIS		1,0	263		1.132	1.717	6,54	0,00	0
HAZİRAN		0,0	0		1.194	1.779	0,00	0,00	0
TEMMUZ		0,0	0		1.161	1.746	0,00	0,00	0
AĞUSTOS		0,0	0		1.073	1.658	0,00	0,00	0
EYLÜL		0,0	0		879	1.464	0,00	0,00	0
EKİM		4,9	1.288		684	1.269	0,99	0,64	1.231.262
KASIM		10,5	2.759		502	1.087	0,39	0,92	4.557.980
ARALIK		15,2	3.994		452	1.037	0,26	0,98	7.717.037
$Q_{ay} = [H(\theta_i - \theta_e) - \eta(\alpha_{i,ay} + \alpha_{s,ay})] \cdot t(J)] \quad 1 \text{ kJ}=0,278 \cdot 10^{-3} \text{ KWh}$							$Q_{yıl} = \sum Q_{ay} = 34.832.284$		
Toplam ısı kaybı $Q_{yıl} = 0,278 \times 10^{-3} \times 34.832.284 \text{ (kj)} = 9.683 \text{ kWh}$									
İç ısı Kazancı $\alpha_{i,ay} \leq 5 \cdot A_n \text{ (W)}$									
Güneş enerjisi kazancı $\phi_{g,ay} = \sum \eta_{g,ay} \times G_{g,ay} \times I_{i,ay} \times A_i$									
Kazanç kayıp oranı $KKO_{ay} = (\phi_{i,ay} + \phi_{s,ay})/ H(\theta_{i,ay}-\theta_{e,ay})$									
Kazanç kullanım faktörü $\eta_{ay} = 1- e^{(-1/KKO_{ay})}$									
$A_{\text{toplam}} = 386,95 \text{ m}^2$									
$V_{\text{brüt}} = 365,93 \text{ m}^3$									
Hesaplama yapılan binadaki birim hacim başına düşen yıllık ısıtma enerjisi ihtiya									
$Q = Q_{yıl}/ V_{\text{brüt}} = 26,46 \text{ kWh/m}^3 \quad A_n = 0,32 \times V_{\text{brüt}} = 117,1 \text{ m}^2$									
$A_{\text{top}}/V_{\text{brüt}} = 1,06$ oranı 2. bölge için EK A.2' den alınan $Q' = A/V>1.05 \rightarrow 31,3$ formülünde yerine konulduğunda bina için olması gereken en büyük ısı kaybı $Q' = 31,30 \text{ kWh/m}^3$ bulunur.									
$Q < Q' (26,46<31,30)$ olduğundan bu bina için hesaplanan yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı olması gereken en büyük değerin altındadır. Bu proje, bu standartlarda verilen hesap metoduna göre standartlara uygundur.									