



T. C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EVSEL UYGULAMA İÇİN HİBRİT BİR TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI
SİSTEMİNİN NÜMERİK ANALİZİ

Fatih Güler

Doç. Dr. Salih COŞKUN
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bursa- 2018
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Fatih GÜLER tarafından hazırlanan “Evsel Uygulama İçin Hibrit Bir Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Nümerik Analizi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Salih COŞKUN

Üye: Doç. Dr. Salih COŞKUN
Uludağ Üniversitesi Teknik Bilimler M.Y.O.
Elektrik ve Enerji Bölümü
İklimlendirme ve Soğutma Teknolojileri Programı

İmza

Üye: Prof. Dr. Recep Yamankaradeniz
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Kemal Furkan SÖKMEN
Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa
Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

İmza

Yukarıdaki Sonucu Onaylarım

Ali Bayram

Prof. Dr. Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü

5.10.2024 (Tarih)

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

.../09/2018

Fatih GÜLER

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

EVSEL UYGULAMA İÇİN HİBRİT BİR TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN NÜMERİK ANALİZİ

Fatih GÜLER

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Salih COŞKUN

Bu çalışmada İstanbul’ da yer alan bir restoranı kış aylarında ısıtmak ve sıcak su ihtiyacını karşılamak ve yaz aylarında soğutmak amacıyla, dikey tip bir toprak kaynaklı ısı pompası (GSHP) sistemi tasarlanmıştır. Sonra tasarlanan bu GSHP sistemi, güneş enerjisi sistemiyle birleştirilerek yeni bir hibrit sistem (SAGSHP) tasarlanmıştır. TRNSYS (Zamana bağlı Sistem Simülasyonu) programı yardımıyla modellenen bu sistemler İstanbul ili iklim şartlarında 100 m sondaj derinliği, 12 m² kolektör alanı, 350 lt tank hacmi için bir yıl boyunca simüle edilmişlerdir. Daha sonra her iki sisteme etki eden parametreleri incelemek amacıyla, her iki sistem; farklı sondaj derinlikleri (75 m, 100 m, 125 m), kolektör alanları (4 m², 8 m², 12 m²), tank hacimleri (350 lt, 600 lt) ve 8 farklı il (İstanbul, Ankara, Çanakkale, Hakkari, İzmir, Konya, Muğla, Trabzon) iklim şartları için simüle edilmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre İstanbul şartları için SAGSHP sistemi, GSHP sistemine göre yıllık %30 daha az enerji tüketmektedir. SAGSHP sistemi ile tüketilen enerjinin %58’ i güneşten sağlanmaktadır. Aynı dikey tip GSHP sistemi yardımıyla restoranın soğutulması sırasında tüketilen yıllık enerji miktarı, ısıtmaya göre %47,38 arttığı gözlenmiştir. SAGSHP sistemi için en yüksek yıllık enerji tüketimi Hakkari için (4753,92 kW), en düşük yıllık enerji tüketimi (1797,13 kW) İzmir için elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Güneş Enerjisi, Isı Pompası, Toprak Kaynaklı Isı Pompası, TRNSYS

2018, xv,+ 96 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

NUMERICAL ANALYSIS OF A HYBRID GROUND SOURCE HEAT PUMP SYSTEM FOR DOMESTIC APPLICATION

Fatih GÜLER

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Salih COŞKUN

In this study, a vertical type ground source heat pump (GSHP) system was designed to heat a restaurant in Istanbul in the winter months and to meet the need of hot water and to cool it in summer. Then the designed GSHP system is combined with the solar energy system to design a new hybrid system (SAGSHP). These systems, modeled with the help of TRNSYS (Transient Simulation System) software, are simulated for one year for 100 m depth of drilling, 12 m² collector area, 350 lt tank volume in the Istanbul climatic conditions. Both systems were then simulated for different drilling depths (75 m, 100 m, 125 m), collector areas (4 m², 8 m², 12 m²), tank volumes (350 lt, 600 lt) and 8 different provincial (İstanbul, Ankara, Çanakkale, Hakkari, İzmir, Konya, Muğla, Trabzon) climatic conditions in order to study the parameters affecting both systems. According to the results obtained, the SAGSHP system for Istanbul conditions consumes 30% less energy per year than the GSHP system. 58% of the energy consumed by the SAGSHP system is provided by the sun. the annual amount of energy consumed during the cooling of the restaurant with the help of the same vertical type GSHP system increased by 47.38% compared to heating. The highest annual energy consumption for the SAGSHP system was obtained for Hakkari (4753.92 kW) and the lowest annual energy consumption (1797.13 kW) for Izmir.

Key Words: Solar Energy, Heat Pump, Ground Source Heat Pump, TRNSYS
2018,
xv, +96pages

TEŞEKKÜR

Hiçbir zaman maddi ve manevi desteğini esirgemeyen ve beni bugünlere getiren aileme, büyük bir sevgi, özveri ve sabırla her zaman bana destek ve yardımcı olan eşime, tez çalışmamın planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşturulmasında ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın danışman hocam Doç. Dr. Salih Coşkun'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Fatih GÜLER

.../09/2018

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemleri	3
2.1.1. Yeraltı Suyu Isı Pompası Sistemleri (GWHP)	4
2.1.2. Açık Su Kaynaklı Isı Pompası Sistemleri (SWHP)	5
2.1.3. Toprakla Bütünleşik Isı Pompası Sistemleri (GCHP)	6
2.2. Kaynak Araştırması	7
3. MATERYAL VE YÖNTEM.	18
3.1. Modellenen Sistemlerin Özellikleri	18
3.1.1. GSHP Sisteminin Özellikleri	18
3.1.2. SAGSHP Sisteminin Özellikleri	21
3.2. Modellenen Sistemleri Oluşturan Elemanların Özellikleri ve Kontrol Yöntemleri	26
3.2.1. Simülasyon Zamanı ve Simülasyon Zaman Adımı	26
3.2.2. Sıcak Su Kullanım Programı (Type 14b)	27
3.2.3. Isı Pompası (Type 927)	27
3.2.4. Toprak Isı Eşanjörü (Type 557)	32
3.2.5. Evsel Su Tankı (Type 4a)	37
3.2.6. Güneş Kolektörü (Type 1b)	40
3.2.7. Vanalar (Type 11b, Type 11d, Type 11f, Type 11h)	41
3.2.8. Fan (Type 112b)	44
3.2.9. Oda termostatı (Type 108)	45
3.2.10. Isıtma Eşanjörü (Type 670)	47
3.2.11. Soğutma Eşanjörü (Type 508)	51
3.2.12. Meteorolojik Veri Dosyası (Type 15)	53
3.3 Modellenen Mahallin Özellikleri	54
4. BULGULAR	57
4.1. Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemine (GSHP) Ait Simülasyon Sonuçları	57
4.2. Güneş Enerjisi Destekli Dikey Tip Toprak Kaynaklı (SAGSHP)	

Sistemine Ait Simülasyon Sonuçları	61
4.3. Dikey Tip Toprak Kaynaklı GSHP ile Bir Mahallin Soğutulmasına Ait Simülasyon Sonuçları	69
4.4. Farklı Sistem Parametrelerinin SAGSHP Sisteminin Isıtma Performansı Üzerine Etkileri.....	75
4.4.1. Farklı Sondaj Derinlikleri, Kolektör Alanları ve Tank Hacimlerinin SAGSHP sisteminin Isıtma Performansı Üzerine Etkisi	75
4.4.2. Farklı İklim Koşullarının SAGSHP sisteminin Isıtma Performansı Üzerine Etkisi	83
4.4.3. Farklı Sondaj Derinliklerinin GSHP sisteminin Soğutma Performansı Üzerine Etkisi	85
4.4.4. Farklı İklim Koşullarının GSHP sisteminin Soğutma Performansı Üzerine Etkisi	87
5- TARTIŞMA VE SONUÇ	88
KAYNAKLAR	91
EKLER	94
ÖZGEÇMİŞ	96

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

Açıklamalar

α	Termal yayılım (Sabit basınçta ısı iletim katsayısının yoğunluk ve özgül ısıya oranıdır.)
λ	Toprağın termal iletkenliği
γ_f	Tank kontrol fonksiyonu
γ_I	Giriş kontrol fonksiyonu
γ_o	Çıkış kontrol fonksiyonu
τ	Kolektörün kısa dalga geçirgenlik katsayısı
ρ_f	Akışkan yoğunluğu
η_{motor}	Motor verimi
$f_{motorloss}$	Fan motor kayıp katsayısı
γ	0 ve 1 arasında değişen kontrol fonksiyon değeri
ΔT_H	Üst ölü bant sıcaklık farkı
ΔT_L	Alt ölü bant sıcaklık farkı
ω_1	Nem Oranı (1 olduğu durumda)
ω_2	Nem Oranı (2 olduğu durumda)
ω_{in}	Nem Oranı (Girişte)
ω_{out}	Nem Oranı (Çıkışta)
$\omega_{air,out}$	Karışmadan önce serpantinden çıkan havanın mutlak nem oranı
$\omega_{air,in}$	Serpantin içine giren havanın mutlak nem oranı
$\omega_{air,mix}$	Serpantinden çıkan hava ile by-pass olan havanın karışımının mutlak nem oranı
ε	Isı eşanjörü verimi.
$\frac{dh}{dt}$	Havanın entalpisinin kuru havasıcaklığıyla değişimi
A	Kolektör yüzey alanı
a_0	Maksimum kolektör verimi
a_1	Birinci derece negatif kolektör verimi denkliği katsayısı

Simgeler

a_2

C_{min}

$C_{min,req}$

COP

$C_{p,air}$

$C_{p,f}$

$C_{p,fluid}$

$C_{p,liq}$

$C_{p,load}$

$C_{p,source}$

f_{bypass}

H

$h_{air,in}$

$h_{air,mix}$

$h_{air,out}$

$h_{air,out,req}$

h_{cond}

I_T

m_1

m_2

m_{in}

\dot{m}_{air}

$\dot{m}_{air,req}$

Açıklamalar

İkinci derece negatif kolektör verimi denkleği katsayısı

Minimum kapasitans

Hava çıkış sıcaklığını korumak için gereken minimum kapasite

Isıtma veya soğutma modundaki ısı pompası performans katsayısı.

Havanın özgül ısısı

Akışkanın özgül ısısı

Serpantin içerisindeki sıvının özgül ısısı

Sıvı akışkanın özgül ısısı

Isı pompasının yük tarafındaki sıvının özgül ısısı.

Isı pompasının kaynak tarafındaki sıvının özgül ısısı.

Serpantin etrafında by-pass edilen akışkan hızı

Sondaj deliği uzunluğu

Girişteki havanın entalpisi

Serpantinden çıkan hava ile bypass olan havanın karışımının entalpisi

Çıkıştaki havanın entalpisi

Kullanıcı ayar noktası sıcaklığını korumak için cihazdan çıkması gereken hava entalpisi

Serpantinlerden süzülen su

buharının yoğuşma entalpisi

Kolektörün birim alana düşen depolayabildiği enerji miktarı

1. durumdaki kütleli debi

2. durumdaki kütleli debi

Giren akışkanın kütleli debisi

Kütleli hava debisi

Kullanıcı tarafından belirtilen çıkış havası sıcaklığını korumak için serpantin boyunca havanın kütleli akış hızı.

Simgeler

\dot{m}_{cond}

\dot{m}_{fluid}

\dot{m}_L

\dot{m}_{liq}

\dot{m}_{load}

m_{out}

\dot{m}_{source}

N

\dot{P}_{comp}

$\dot{P}_{cooling}$

\dot{P}_{fan}

$\dot{P}_{heating}$

\dot{P}_{pump}

\dot{P}_{rated}

q

q'

$\dot{Q}_{absorbed}$

\dot{Q}_{air}

$\dot{Q}_{cooling}$

\dot{Q}_{fluid}

$\dot{Q}_{heating}$

\dot{Q}_{hx}

Açıklamalar

Yoğuşan su (drenaj) akış hızı.

Serpantin boyunca akışkanın toplam akış hızı (by-pass edilmiş hava içerir)

Yük tarafına giden kütleli debi

Serpantin sıvısı kütleli debi

Isı pompasının yük tarafındaki sıvının kütleli debisi.

Çıkan akışkanın kütleli debisi

Isı pompasının kaynak tarafındaki sıvının kütleli debisi.

Tanktaki katman sayısı

Isı pompası kompresörü tarafından çekilen güç

Soğutma modunda ısı pompası tarafından çekilen güç.

Fan tarafından çekilen güç

Isıtma modunda ısı pompası tarafından çekilen güç.

Sirkülasyon pompaları tarafından çekilen güç

Fan motoru tarafından tüketilen enerji

Isı transfer miktarı

Birim uzunluk başına verilen ısı akısı

Isıtma modunda ısı pompası tarafından absorbe edilen enerjidir.

Fan tarafından hava akışına verilen enerji

Mevcut koşullardaki ısı pompası soğutma kapasitesi.

Havadan sıvıya aktarılan enerji

Mevcut koşullardaki ısı pompası ısıtma kapasitesi.

Hava çıkış sıcaklığını korumak için sıvı ve hava arasında aktarılması gereken enerji

Simgeler

\dot{Q}_{loss}

\dot{Q}_{max}

$\dot{Q}_{\text{rejected}}$

\dot{Q}_s

\dot{Q}_{sun}

$\text{SPF}_{\text{heating}}$

r

R

R_g

t

T_0

T_1

T_2

T_a

$T_{\text{air,in}}$

T_{env}

T_f

$T_{\text{fluid,in}}$

$T_{\text{fluid,out}}$

T_g

T_b

T_H

T_{IN}

T_i

T_{in}

T_L

$T_{\text{liq,in}}$

$T_{\text{liq,out}}$

$T_{\text{load,in}}$

Açıklamalar

Çevreye olan ısı kaybı

Sıvı ve hava akışları arasında aktarılabilecek maksimum enerji miktarı.

Soğutma modunda ısı pompası tarafından atılan enerji.

Yüke aktarılan enerji miktarı

Güneşten elde edilen enerji

Ortalama sezonsal performans katsayısı

Kaynağa radyal yönde uzaklık

Termal direnç

Toprak termal direnci zaman

Başlangıçtaki toprak sıcaklığı

1. durumda akışkanın sıcaklığı

2. durumda akışkanın sıcaklığı

Ortam sıcaklığı

Serpantine giren hava sıcaklığı.

Çevre sıcaklığı

Dolaşım sıvısı sıcaklığı

Serpantine giren sıvının sıcaklığı

Serpantinden çıkan sıvının sıcaklığı (by-pass edilmiş akışkanla karışmadan önce)

Toprak sıcaklığı

Sondaj deliği çeperi sıcaklığı

Üst giriş sıcaklığı

Üst limit izleme sıcaklığı

i. tabakadaki sıcaklığı

Akışkan giriş sıcaklığı

Yük sıcaklığı

Serpantine giren sıvının sıcaklığı.

Serpantinden çıkan sıvının sıcaklığı

Isı pompasının yük tarafına giren sıvının sıcaklığı.

Simgeler

$T_{load,out}$

T_{MAX}

T_N

T_{out}

$T_{out,coil}$

$T_{source,in}$

$T_{source,out}$

U

U_L

$U_{L/T}$

V

W_{aux1}

W_{aux2}

W_{cool_fan}

W_{cool_pump}

W_{coll_pump}

W_{extr_heater}

W_{ground_pump}

$W_{heating_fan}$

$W_{heating_pump}$

W_{hp}

W_{tank_pump}

W_{top}

Açıklamalar

Isı pompasının yük tarafından çıkan sıvının sıcaklığı.

Maksimum giriş sıcaklığı

Kaynak tarafına çıkış sıcaklığı

Akışkan çıkış sıcaklığı

Bypass havası ile tekrar karışmadan hemen önceki serpantinden çıkan hava sıcaklığı.

Isı pompasının kaynak tarafına giren sıvının sıcaklığı.

Isı pompasının kaynak tarafından çıkan sıvının sıcaklığı.

Tank kayıp katsayısı

Birim alan başına kolektörün tüm kayıp katsayısı

Sıcaklığa bağlı kayıp katsayısı

Hacim

Isıtıcı bir tarafından harcanan enerji

Isıtıcı iki tarafından harcanan enerji

Soğutma fanının harcadığı enerji

Soğutma döngüsü pompasının harcadığı enerji

Güneş kolektörü döngüsü

pompasının harcadığı enerji

İlave ısıtıcının harcadığı enerji

Toprak döngüsü pompasının harcadığı enerji

Isıtma fanının harcadığı enerji

Isıtma döngüsü pompasının harcadığı enerji

Isı pompasının harcadığı enerji

Tank döngüsü pompasının harcadığı enerji

Toplam harcanan enerji

Kısaltmalar

ASHRAE

ASHP

BHH

COP

COP_{sys}

DHW

EER

EWT

FLM

GCHP

GHE

GHX

GSHP

GWHP

HDPE

HGSHP

HPU

HSGSHPS

ICM

ILS

LHEST

PV

SAGSHPS

SAVGSHP

SF

SGSHP

SWHP

TRT

WB

WLHP

Açıklamalar

Amerika Isıtma Soğutma Tesisat Mühendisleri Derneği

Hava kaynaklı ısı pompası

Sondaj ısıtıcısı

Performans katsayısı

Sistemin performans katsayısı

Kullanım sıcak suyu

Enerji verimlilik oranı

Maksimum su sıcaklığı

Sonlu çizgi kaynağı modeli

Toprakla bütünleşik ısı pompası

Toprak ısı eşanjörü

Sondaj eşanjörü

Toprak kaynaklı ısı pompası

Yeraltı suyu ısı pompası

Yüksek yoğunluklu polietilen boru

Hibrit toprak kaynaklı ısı pompası

Isı Pompası Ünitesi

Hibrid solar destekli ısı pompası sistemleri

Sonsuz silindir kaynağı modeli

Sonsuz çizgi kaynağı modeli

Gizli ısı enerjisi depolama tankı

Foto voltaik

Solar destekli ısı pompası sistemleri

Dikey eşanjörlü solar destekli toprak kaynaklı ısı pompası

Güneş fraksiyonu

Güneş enerjili ısı pompası

Açık su kaynaklı ısı pompası

Toprak ısı tepki testi

Kazan sistemi

Yeraltı su kaynaklı sudan suya ısı pompası

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemleri (Sarbu ve Sebarchievici 2015’den değiştirilerek alınmıştır.).....	4
Şekil2.2. Toprakla Bütünleşik Isı Pompası Sistemleri (Sarbu ve Sebarchievici 2015’den değiştirilerek alınmıştır.)	6
Şekil 3.1. Sıcak su ve mahal ısıtılmasında kullanılan güneş enerjisi destekli GSHP sisteminin şematik gösterimi	19
Şekil 3.2. Bir mahallin ısıtılması ve sıcak su elde edilmesi amacıyla tasarlanan güneş enerjisi destekli GSHP sisteminin TRNSYS modeli... ..	20
Şekil 3.3. Sıcak su ve mahal ısıtılmasında kullanılan güneş enerjisi destekli GSHP sisteminin şematik gösterimi	21
Şekil3.4. Bir mahallin ısıtılması ve sıcak su elde edilmesi amacıyla tasarlanan güneş enerjisi destekli SAGSHP sisteminin TRNSYS modeli	23
Şekil 3.5. Mahallin soğutulmasında kullanılan GSHP sisteminin şematik Gösterimi	24
Şekil 3.6. Bir mahallin soğutulması amacıyla tasarlanan GSHP’ li sistemin TRNSYS modeli	25
Şekil 3.7. Isı Pompası Şematik Diyagramı.....	28
Şekil 3.8. “U” borulu ısı eşanjörü geometrisi.. ..	33
Şekil 3.9. Isıl Tepki Testi Şematik Gösterimi ve Sıcaklık Zaman Değişim Grafiği	36
Şekil 3.10. Sıcaklık Kontrollü Vana Çalışma Prensibi	38
Şekil 3.11. Katmanlar arasındaki akış.. ..	39
Şekil 3.12. Sıcaklık Kontrollü Vana Çalışma Prensibi	42
Şekil 3.13. Sıcaklık kontrollü vana akışı	42
Şekil 3.14. Dağıtım vanası akışı	43
Şekil 3.15. Karışım vanası akışı	44
Şekil 3.16. Kontrol elemanı işlevi grafiksel gösterimi	47
Şekil 3.17. Isıtma serpantini şematik gösterimi.....	48
Şekil 3.18. Soğutma serpantini şematik diyagramı	52
Şekil 3.19. Projelendirilen restoranın yerleşim planı.. ..	54
Şekil 3.20. Mutfak için hafta içi ve sonu doluluk oranı	56
Şekil 4.1. Isı pompasının kaynak ve yük sıcaklıkları	57
Şekil 4.2. Isı pompasının çektiği, verdiği ısılar ve tükettiği güçler	58
Şekil 4.3. Sistemdeki elektrikli ısıtıcıların devreye girmesi	58
Şekil 4.4. Isı pompası ortalama COP değerlerinin değişimi	59
Şekil 4.5. Tank içindeki su ve çevre sıcaklıklarının değişimi	59

Şekil 4.6.Mahal sıcaklık ve bağıl nem değişimi.....	60
Şekil 4.7.Isı pompasının topraktan çektiği, mahal' e attığı ısı miktarları ve kompresör güç tüketim değerleri	62
Şekil 4.8.Isı pompası kaynak ve yük sıcaklık değişimleri	62
Şekil 4.9.Topraktan çekilen ve depolanan ortalama ısı miktarları	63
Şekil 4.10.Isı pompasına aityıllık ortalama COP değerinin zamana bağlı değişimi	63
Şekil 4.11. Isı eşanjöründen ayrılan su ve hava sıcaklarının değişimi	64
Şekil 4.12.Toprak ısı değiştiricisine giren su sıcaklığı	64
Şekil 4.13.Depolama hacmi içindeki ve toprak ısı eşanjörü yakınındaki ortalama toprak sıcaklığının değişimi.	65
Şekil 4.14.Toprak depolama hacminin üst kısmından çevre havasına olan ısı kaybı ve kazancı.	66
Şekil 4.15.Tank üst ve alt tabakasındaki su sıcaklıkları ile çevre sıcaklık değişimleri	67
Şekil 4.16.Kolektör çıkış sıcaklığı ve kolektör pompasının devreye girme zamanları	67
Şekil 4.17.Mahal sıcaklığı ve bağıl nemi	68
Şekil 4.18.Mahallin soğutulması için tasarlanan GSHP sisteminin TRNSYS modeli	69
Şekil 4.19.Isı pompasının çektiği ısı miktarı ve kompresörün tükettiği enerji miktarı	70
Şekil 4.20.Isı pompasının mahalden çektiği ve toprağa attığı ısı miktarları	70
Şekil 4.21.Simülasyon zamanı boyunca COP değerlerinin değişimi	71
Şekil 4.22.Toprak ısı eşanjörüne giren ve ayrılan su sıcaklıkları..	72
Şekil 4.23. Depolama hacmi içindeki ortalama toprak sıcaklığını ve toprak ısı eşanjörü yakınındaki ortalama toprak sıcaklığının değişimi	72
Şekil 4.24. Toprak depolama hacminin üst kısmından çevre havasına olan ısı kaybı ve kazancı	72
Şekil 4.25. Soğutma eşanjöründe havadan çekilen ısı miktarı ve eşanjöre gönderilen su sıcaklığı	73
Şekil 4.26. Mahal' e üflenen hava sıcaklığı	73
Şekil 4.27. Mahallin sıcaklık ve bağıl nem değişimi	74
Şekil 4.28. 75 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyetüzerine etkisi.	75
Şekil 4.29. 75 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde SF üzerine etkisi.	76
Şekil 4.30. 75 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde COP_{hp} ve COP_{sys} üzerine etkisi.	77

Şekil 4.31. 100 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyet üzerine etkisi.....	77
Şekil 4.32. 100 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde SF üzerine etkisi.	78
Şekil 4.33. 100 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde COP_{hp} ve COP_{sys} üzerine etkisi.	79
Şekil 4.34. 125 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyet üzerine etkisi.....	80
Şekil 4.35. 125 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde SF üzerine etkisi	80
Şekil 4.36. 125 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde COP_{hp} ve COP_{sys} üzerine etkisi ..	81
Şekil 4.37.SAGSHP sisteminin yıllık enerji tüketimi ve işletme maliyetinin sondaj derinliklerine bağlı değişimi..	82
Şekil 4.38.SAGSHP sisteminin SF, COP değerlerinin sondaj derinliklerine bağlı değişimi	82
Şekil 4.39. 100 m sondaj derinliği, 350 lt tank hacmi ve 12 m ² kolektör alanı için Türkiye'deki 8 ilde ısıtma çevrimi simülasyonu yıllık toplam güç tüketimi ve yıllık maliyetteki değişim	83
Şekil 4.40. 100 m sondaj derinliği, 350 lt tank hacmi ve 12 m ² kolektör alanı için Türkiye'deki 8 ilde ısıtma çevrimi simülasyonu güneş fraksiyonundaki (SF) değişim	84
Şekil 4.41.100 m sondaj derinliği, 350 lt tank hacmi ve 12 m ² kolektör alanı için Türkiye'deki 8 ilde ısı pompası ısıtma çevrimi simülasyonu performans katsayısı (COP_{hp}) ve sistem performans katsayısı (COP_{sys}) değişimi	84
Şekil 4.42. 75,100 ve 125 m sondaj derinliği için İstanbul ili ısı pompası soğutma çevrimi simülasyonu yıllık güç tüketimi (W_{top}) ve yıllık maliyetin değişimi	85
Şekil 4.43. 75,100 ve 125 m sondaj derinliği için İstanbul ili ısı pompası soğutma çevrimi simülasyonu performans katsayısı (COP_{hp}) ve sistem performans katsayısı (COP_{sys}) değişimi	86
Şekil 4.44.100 m sondaj derinliği için Türkiye'deki 8 ilde ısı pompası soğutma çevrimi simülasyonu yıllık güç tüketimi (W_{top}) ve yıllık maliyetin değişimi	87
Şekil 4.45. 100 m sondaj derinliği için, Türkiye'deki 8 ilde ısı pompası soğutma çevrimi simülasyonu performans katsayısı (COP_{hp}) ve sistem performans katsayısı (COP_{sys}) değişimi	87

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Aylara karşılık gelen zaman aralıkları.	26
Çizelge 3.2. Zamana bağlı su çekimi	27
Çizelge 3.3. Restoranı oluşturan elemanlara ait toplam ısı transfer katsayıları	55
Çizelge 4.1. Güneş enerjisi destekli GSHP sistemine ait enerji tüketim değerleri ve oranları	61
Çizelge 4.2. Bir mahallin GSHP ile soğutulması esnasında toplam güç tüketim değerleri.....	68



1. GİRİŞ

Enerji, insanlık tarihinin başlangıcından itibaren gereksinim duyulan en önemli ihtiyaçlardan birisidir. Enerji ihtiyacı geçmişten günümüze birçok şekilde karşılanmıştır. Bu zamana kadar genel olarak kömür, petrol ve doğalgaz gibi kaynaklar bu ihtiyaçları karşılamada temel rolü üstlenmiştir. Enerji ihtiyacı; nüfus artışı, yeni ihtiyaçlar ve sanayileşmeye bağlı olarak hızla artmaktadır. Fakat günümüzde temel enerji kaynakları olan fosil kökenli olan yakıtların miktarı azalmakta, yani mevcut kaynakların ihtiyaçları karşılayamayacağı bir noktaya doğru hızla gidilmektedir. Bunun yanında alternatif enerji kaynaklarına geçişteki en önemli nedenlerden birisi de ekolojik çevreye verdikleri telafisi güç zararlarıdır. Son zamanlarda yoğun hava kirliliği, olumsuz hava şartları ve doğal afetlerin artışında etkili olmakta, küresel ısınma ile beraber buzullarda erimeler oluşmaktadır. Tüm bu faktörler alternatif enerji kaynaklarını gündeme taşımaktadır.

Enerjinin zamanla kalitesinin bilinmesi de sürdürülebilir enerji çalışmaları için gereklidir. Bunun için yenilikçi teknolojilerin ve yöntemlerin, kaynakların güvenli kullanım tekniklerinin, enerjinin yerinde ve verimli kullanımının yanı sıra kayıpların en aza indirilmesi için araştırılması gerekmektedir.

Bu gereksinimler sonucu ortaya çıkan teknolojilerden birisi de toprak kaynaklı ısı pompalarıdır. Toprak kaynaklı ısı pompaları, ısıtmada topraktan çekilen ısıyı kullanan, soğutmada ise mahalden çektiği ısıyı toprağa veren ısı pompalarıdır. Toprak kaynaklı ısı pompalarında toprakla olan bu ısı transferini sağlamak amacıyla yatay veya dikey olarak toprağa yerleştirilmiş toprak ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Bu ısı değiştiricilerinden genel olarak akışkanın da donmasını önlemek amacıyla antifrizli su çözeltisi geçirilmektedir.

Toprak kaynaklı ısı pompalarının yaygın olarak günümüzde kullanılmakta olan hava kaynaklı ısı pompalarına karşı birçok avantajı bulunmaktadır:

- Enerji sarfiyatları daha azdır.
- Havaya göre toprak daha stabil bir enerji kaynağıdır.
- Çok düşük hava sıcaklıklarında bile ilave bir ısı kaynağı gerektirmezler.
- Kullanılan soğutucu akışkan miktarı daha azdır.
- Bakım maliyetleri tasarım olarak basit olmalarının sonucu daha düşüktür. (Sarbu ve Sebarchievici 2015)



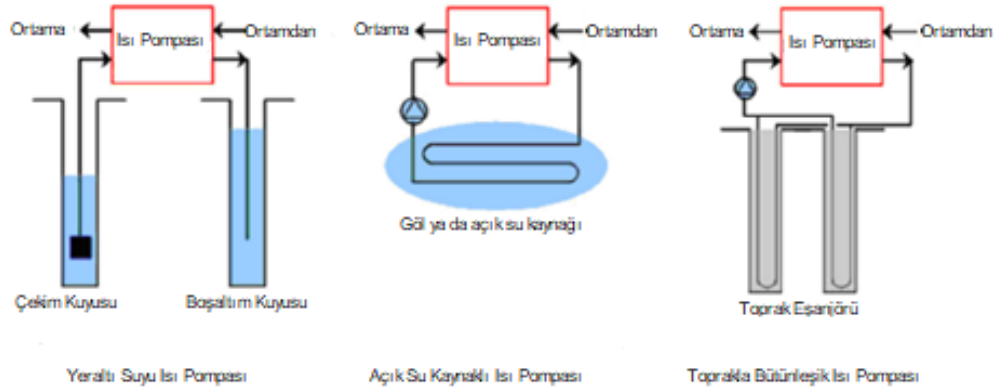
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemleri

Isı pompaları genel olarak (1) ısı kaynağı; (2) ısıtma ve soğutma dağıtım sıvıları; ve (3) termodinamik çevrimlerine göre sınıflandırılırlar. Genel olarak aşağıdaki sınıflandırmalar da yapılabilir:

- Fonksiyonuna göre: ısıtma, soğutma, kullanım sıcak suyu (DHW) ısıtma, havalandırma, kurutma, ısı geri kazanımı, vb.
- Isı kaynağına göre: toprak, yeraltı suyu, su, hava, egzoz havası vb.
- Aktarıma göre: Havadan havaya, havadan suya, sudan suya, antifrizden (sulu çözelti) suya, suya doğrudan suya vb.

Son zamanlarda GSHP sistemi, yüksek enerji verimliliği ve çevre dostu olmasının üstünlüğü nedeniyle daha fazla dikkat çekmiştir. Güneş, rüzgar, biyokütle, hidro ve yeryüzü enerjisi gibi yenilenebilir enerji formları düşük emisyonları üretmekte ya da hiç üretmemektedir. Toprak sıcaklığı, don hattının altında oldukça sabit bir karakteristiğe sahiptir. Toprak kış ortasında daha sıcak, yaz ortasında ise açık havaya göre daha serindir. Böylece zemin verimli bir ısı kaynağıdır. Bir GSHP sistemi üç temel bileşen içerir: (1) bir toprak bağlantısı alt sistemi, (2) ısı pompası alt sistemi ve (3) ısı dağıtım alt sistemi. GSHP'ler, yer altı veya yüzey sularını ısı kaynağı veya rezerv olarak kullanabilen çok çeşitli sistemler içermektedir. Bu sistemler temel olarak ASHRAE (1) yeraltı suyu ısı pompası (GWHP) sistemleri, (2) açık su kaynaklı ısı pompası (SWHP) sistemleri ve (3) toprakla bütünleşik ısı pompası sistemleri (GCHP) ile üç kategoriye ayrılmıştır. Bu farklı sistemlerin şeması aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemleri (Sarbu ve Sebarchievici 2015'dan değiştirilerek alınmıştır.)

Çeşitli GSHP sistemleri arasında, dikey GCHP (Toprakla Bütünleşik Isı Pompası) sistemi, araştırma alanı ve pratik mühendislik alanında en büyük ilgiyi çekmiştir.

Bir GCHP sisteminde ısı, saf su veya antifriz sıvısının dolaştığı kapalı bir döngü, yani toprak ısı eşanjörü (GHE) yoluyla toprağa verilir. GCHP sistemlerinde yaygın olarak kullanılan GHE'ler tipik olarak ya dikey sondaj deliklerine (dikey GHE olarak adlandırılan) ya da yatay hendeklere (yatay GHE) monte edilen HDPE borularından oluşmaktadır. Bu ısı pompası sistemlerinde, toprakta depolanan ısı doğrudan çalışma sıvısı (soğutucu akışkan) tarafından emilir. Bu daha yüksek bir performans katsayısı elde edilmesini sağlar. (Sarbu ve Sebarchievici 2015)

2.1.1. Yeraltı Suyu Isı Pompası Sistemleri (GWHP)

Bir GWHP sistemi, bir kuyudan gelen suyu süzer ve bir ısı kaynağı ya da rezervuara göndermek için bir ısı pompasına (ya da bir ara ısı eşanjörüne) iletir. Yaygın olarak kullanılan örnek bir tasarım, binadaki sudan havaya ısı pompalarına bağlı olan yeraltı suyu ile kapalı bir su döngüsü arasında merkezi bir sudan suya ısı eşanjörünü yerleştirmektir. İkinci bir olasılık ise, yer altı suyunu bir ısı geri kazanım chillerinden geçirmek ve binayı dağıtılmış bir hidronik döngü ile ısıtmak veya soğutmaktır.

Küçük tesisler haricinde doğrudan sistem (yer altı suyunun bir ısı eşanjörüne geçirilmeden ısı pompasına pompalandığı) önerilmemektedir. Bu sistemin bazı kurulumları başarılı olmasına rağmen, iyon barındıran yeraltı suyu ile bile ciddi zararlarla karşılaşmıştır. Yeraltı suyunun sirkülasyonu için spesifik bileşenler benzerdir. Ana bileşenler (1) çekim ve boşaltım kuyuları, (2) bir kuyu pompası (genellikle suya batırılmış) ve (3) bir yer-su ısı eşanjörü içerir. Dalgıç bir pompanın kullanılması, sisteme hava veya oksijen sokulması olasılığını ortadan kaldırmaktadır. Yıkanebilir bir filtre de kurulmalıdır. Enjeksiyon kuyusu, yeraltı suyu akışının aşağı akış yönünde 10 ila 15 m arasında olmalıdır.

2.1.2. Açık Su Kaynaklı Isı Pompası Sistemleri (SWHP)

Düzenli kullanıldığı takdirde açık su kütleleri çok iyi bir ısı kaynağı veya rezervuar olabilir. Suyun maksimum yoğunluğu, 0 ° C'deki donma noktasında değil, 4.0 ° C'de sıcaklıktadır. Bu olay, normal ısı transfer modları ile kombinasyon halinde, verimli ısı pompası çalışmasına avantaj sağlayan sıcaklık profili üretir. Bazı durumlarda göller soğutma için en iyi su kaynağı olabilir.

Kapalı döngü sistemleri, bir göl, nehir veya diğer açık bir su kütlelerine yerleştirilen bir boru şebekesine bağlı sudan havaya veya sudan-suya ısı pompalarından oluşur. Bir pompa, bir su / antifriz solüsyonunu ısı pompası eşanjörü ve su içerisine daldırılmış boru devresine sirküle eder.

Açık çevrim sistemleri, soğutma kulelerinin kullandığı su kütlelerini kullanabilir, ayrıca fan enerjisi veya sık bakım gerektirmez. Sıcak iklimlerde göller, kışın ısıtma modunda ısı kaynağı olarak da kullanılabilir, ancak su sıcaklıklarının 7 ° C'nin altına düştüğü soğuk iklimlerde, kapalı döngü sistemleri ısıtma modu için daha geçerli bir seçenek olabilir.

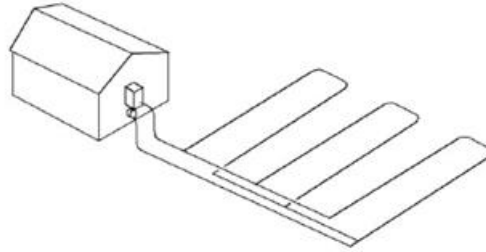
Göl suyu doğrudan sudan havaya veya sudan-suya ısı pompalarına veya kapalı bir boru devresi ile ünitelere bağlanan bir ara ısı eşanjörü üzerinden pompalanabilir. Doğrudan sistemler sadece birkaç ısı pompası uygulaması için elverişli olma eğilimindedir. Derin göllerde (12 m ya da daha fazla), yıl boyunca doğrudan soğutma ya da ön soğutma mümkün olan yeterli termal tabakalaşma vardır. Su, geri dönüş kanalındaki bir serpantin

boyunca derin göllerin altından pompalanabilir. Su sıcaklığı 10 ° C veya daha düşük olduğunda doğrudan soğutma da mümkündür.

Kapalı döngü SWHP'lerin avantajları, (1) azaltılmış hafriyat maliyetleri, (2) düşük pompalama enerjisi gereksinimleri ve (3) düşük işletme maliyetleri olarak sıralanabilir. Dezavantajlar (1) serpantin hasarı olasılığı ve (2) dış ortam koşullarına sahip su sıcaklıklarındaki büyük değişimlerdir.

2.1.3. Toprakla Bütünleşik Isı Pompası Sistemleri (GCHP)

GCHP, GSHP' nin bir alt kümesidir ve genellikle kapalı devre ısı pompası olarak adlandırılır. Bir GCHP sistemi, toprağa gömülü bir GHE'ye bağlanan tersine çevrilebilir bir buhar sıkıştırma çevriminden oluşur. GCHP ayrıca GHE tipi: yatay GHE ve dikey GHE'ye göre alt bölümlere ayrılmıştır. Aşağıdaki şekilde şematik olarak yatay toprak eşanjörlü bir GCHP sistemi gösterilmiştir. (Sarbu ve Sebarchievici 2015)



Şekil2.2. Toprakla Bütünleşik Isı Pompası Sistemleri (Sarbu ve Sebarchievici 2015'dan değiştirilerek alınmıştır.)Toprak kaynaklı ısı pompaları (GSHP) ile ilgili literatürde çok sayıda çalışma mevcuttur:

Shonder ve ark. (2001) jeotermal ısı pompaları ile 1000'den fazla konutun iklimlendirme sisteminin yenilenip GSHP sistemi kurulmasıyla ilgili çalışmışlardır. Ele aldıkları her bir konut, iki veya daha fazla toprağa açılmış dikey boşluktan oluşan kendi ısı değiştiricisine sahip bir ısı pompasına sahiptir. Çalışmada, ısı pompaları pik soğutma yüklerini karşılayacak şekilde ve toprak ısı eşanjörleri, ısı pompalarına giren maksimum su sıcaklığı (EWT) 35°C sınır değer olacak şekilde boyutlandırılmıştır.

Yapılan araştırmada eşanjör tasarımıının (yani eşanjör boyutunun) 35°C sınırını sağlamaktan daha önemli olduğu bulgusuna erişilmiştir. Bağımsız bir konuta TRNSYS programı uygulanarak 35°C öngörülen maksimum su giriş sıcaklığının, bir yıllık tasarım süresi esas alındığında 31.6°C değerinin daha uygun olduğu görölmüştür.

2.2. Kaynak Araştırması

Shonder ve ark. (2004) hava kaynaklı ısı pompalarını toprak kaynaklı ısı pompaları ile değiştirerek, Texas'ta elde edilebilecek enerji tasarrufu ve en yüksek talep azaltımını tahminlerini geliştirmek amacıyla konut uygulamalarında jeotermal ısı pompası üzerine çalışmışlardır. Jeotermal ısı pompası kullanılan 200 konutlu bir yerleşim birimi için jeotermal veya toprakla bütünleşik ısı pompalarının (GCHP) yıllık enerji tüketimini incelemişler. Üç farklı GCHP verimlilik seviyesi modellenmiş ve sistemler, ev tipi sıcak su tanklarını desteklemek için ısıtıcılar ile ve ısıtıcılar olmadan tasarlanmıştır. Orta ve yüksek verimlilikteki GCHP' lerin dört şehirde de önemli enerji tasarrufları sağladığı bulunmuştur.

Chen ve ark. (2005) Yeraltı su kaynaklı sudan suya ısı pompası (WLHP) kullanılan bir iklimlendirme sistemi üzerine çalışmışlardır. 14°C' deki yer altı suyu ısı kaynağı olarak kullanılmıştır. Kule şeklinde binalar için, WLHP klima sisteminin, esneklik ve her tüketici için kolay kullanım gibi birçok faydaya sahip olduğunu, merkezi sistemle karşılaştırıldığında daha ekonomik olduğunu ve merkezi klima sisteminin hem soğuk hem de bir ısı kaynağı gerektirdiğinden daha fazla enerji tasarrufu sağladığı görölmüştür.

Thygesen ve Karlsson (2013) PV sistemi ve ısı pompası (alternatif 1), Isı pompası ve güneş enerjisi sistemi (alternatif 2), Isı pompası, PVsistemi ve güneş enerjisi sistemi (alternatif 3) üç farklı sistemi simüle ederek ekonomik ve enerji tüketimi açısından analiz etmişlerdir. Sonuç olarak, bir ısı pompası ile birlikte bir PV sisteminin, bir ısı pompası ile birlikte güneş enerjili bir termal sisteme göre daha üstün bir alternatif olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Bakırcı ve ark.(2011) soğuk iklime sahip Erzurum ilinde güneş kaynaklı ısı pompası sisteminin performansını araştırmak amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada, sistemin performansı deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel sonuçları, 2008 ve 2009 Ekim ayından Mayıs ayına kadar elde edilmiştir. Deneysel olarak elde edilen sonuçlar, ısı pompası katsayısını ve sistem performansını hesaplamak için kullanılmıştır. Isı pompası ve sistemin performans katsayısı sırasıyla 3.0-3.4 ve 2.7-3.0 aralığında bulunmuştur. Bu çalışma aynı zamanda, bu sistemin Türkiye'nin soğuk bir iklim bölgesi olan Erzurum ilinde konut ısıtmasında kullanılabileceğini göstermektedir. Yapılan ekonomik analiz sonucunda SGSHP sistemlerinin LPG, elektrik ve fuel-oil'e göre daha ekonomik olduğu ortaya konmuştur.

Wang ve ark. (2012) yaptıkları çalışmada ısıtma ve soğutma için bir ofis binasında kullanılan GSHPS ve solar enerjili GSHPS'den (SAGSHPS) oluşan yeni bir hibrid solar GSHPS (HSGSHPS) ile ilgili bir çalışma sunmuşlardır. Bu sistemin birkaç yıllık performansını tahmin etmek için TRNSYS' de bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Simüle edilen sonuçlar, önerilen HSGSHPS' nin, zemin sıcaklığı dengesizliği problemini yıllık bazda çözmek için makul şekilde tasarlandığını göstermiştir. Güneş enerjisi toplama ve depolama için uygun kontrol stratejisi, SAGSHPS'nin performans katsayısına (COP) göre bulunmuştur. İlk çalışma süresinin SAGSHPS ve GSHPS'nin çalışması üzerinde etkisi vardır. HSGSHPS' deki elektrik enerjisi tüketiminin% 32'si, her zaman çalışır durumda tutmak yerine, fan sirkülasyonu olmadığında sirkülasyonpompası kapatılırsa geri kazanılabileceği belirtilmiştir. Sonuç olarak güneş enerjisi toplama ve depolama kontrol stratejisinin SAGSHPS COPsys' i üzerinde önemli etkileri olduğu gözlemlenmiştir. Önerilen HSGSHPS, ısıtma yükü soğutma yükünden çok daha büyük olan bir binada kullanılabileceği ve SAGSHPS ve GSHPS' nin hibrid sistemi, BHH' nin GSHPS' deki dengesizlik problemini çözebileceği ve SAGSHPS' nin COP_{sys}' ini arttırabileceği belirtilmiştir.

Januševičius ve Streckienė (2013) TRNSYS programında yapılan güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemlerinin simülasyonu üzerinde çalışmışlardır. Bu simülasyonun amacı,

bir güneş enerjisi destekli ısı pompası kombinasyonunun performansının sifira yakın enerjili binalarda nasıl değiştiğini belirlemektir. Üç sistemin sonuçları otonom (bağımsız) olarak mukayese edilmiştir. Bu çalışmada seri ve paralel solar termal kollektör bağlantıları olan farklı güneş destekli ısı pompası tasarımları modellenmiş ve üç Baltık ülkesi (Litvanya, Letonya ve Estonya) için simülasyonlar yapılmıştır. Sonuç olarak kombine bir sistemin bağımsız bir ısı pompası sisteminden daha iyi performans gösterdiği görülmüştür. Güneş kollektörlerinin, ısı pompası çalışma süresini ve zemin kaynağının doğal rejenerasyonu (toprağın ısıl yönden doyuma ulaşması) birlikte paralel bağlantı durumlarında olumlu etkisi açıkça görüldüğü belirtilmiştir. Toprak rejenerasyonu özellikle yüksek elektrik enerjisi tüketimi nedeniyle daha düşük SPF (Mevsimsel performans katsayısı) değerine neden olabildiği ve bu olumsuz faktörün, sistem kontrol stratejilerini optimize ederek azaltılabileceği vurgulanmıştır. Kombine sistemlerin daha kararlı çalışması ve ısı kaynağında uzun süreli sıcaklık düşüşünü minimize etme olasılığı olduğu bildirilmiştir.

Rad ve ark. (2013) Isıtma amacıyla binalarda, güneş enerjisi destekli hibrit toprak kaynaklı ısı pompası (GSHP) sistemlerinin uygulanabilirliğini incelemişlerdir. Toronto, Kanada yakınlarındaki Milton City'deki gerçek bir ev için yükler tahmin edilmiştir. Bir sistem simülasyon yazılımı olan TRNSYS programı geleneksel bir GSHP sisteminin yanı sıra önerilen bir hibrid GSHP sisteminin yıllık performansını modellemek için kullanılmıştır. Siteden toplanan yıllık veriler simülasyon sonuçlarına göre incelenmiştir. Bu alışma, güneş kollektörleriyle birleştirilmiş hibrit toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin, konutların ısıtılması için alan koşullandırma için uygun bir seçenek olduğunu göstermiştir. Zemindeki güneş enerjisi termal depolamasının büyük miktarda toprak eşanjör (GHX) uzunluğunu azaltılabileceği göstermiştir. Üç güneş kollektörünün toplam 6.81 m² lik bir alan ile bir GSHP sistemine birleştirmenin GHX uzunluğunu% 15 oranında azaltacağı tespit edilmiştir. Genel sistem ekonomik açıdan 20 yıllık yaşam döngüsü maliyet analizi kullanılarak değerlendirilmiştir. Analiz, geleneksel GSHP sistemine kıyasla küçük bir ekonomik yarar olduğunu göstermiştir. Sondaj maliyetinin 20 yıllık yaşam döngüsü maliyet analizine dayalı olarak önerilen hibrid sistemin net

bugünkü değerinin, geleneksel GSHP sistemine göre %3.7- %7.6 daha düşük olduğu tahmin edilmektedir.

Zhang ve ark. (2015) TRNSYS yazılımı kullanarak, üç ay süreyle hibrid topraklı kaynaklı ısı pompası sistemini simüle etmişlerdir. Çalışmada, ısı pompası ve toprak ısı eşanjörünün giriş ve çıkış suyu sıcaklıkları ile toprak sıcaklığı değişim eğilimi ve COP değerleri incelenmiştir. Çin, Wuhan'daki toprak kaynaklı ısı pompası ve göl suyu kaynağı ısı pompası birleşik sistemi, bu çalışmada TRNSYS yazılımı ile simüle edilmiştir. Üç ay boyunca çalışan hibrid sistem verilerine göre, dış ortamın yaş termometre sıcaklığı ile ısı pompası sıvı girişi sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı 4°C olarak elde edilmiştir. Analitik sonuçlar, bu sistemin çalışmasının istikrarlı olduğunu ve sıcaklık farkı yaklaşık 4.4°C iken çalışma süresi arttıkça yaz aylarında toprak sıcaklıklarının kademeli olarak azaldığını göstermişlerdir.

Zhai ve ark. (2017) Şanghay JiaoTong Üniversitesi'nin yeşil enerji binasında mevcut 180 m² kapalı alana sahip bir toplantı salonu için tasarlanmış toprak kaynaklı ısı pompası (GSHP) sistemini incelemişlerdir. İncelenen ısı pompasının nominal soğutma kapasitesi 22,3 kW olup elektrik tüketimi 5,3 kW olduğu, buna bağlı olarak, ısıtma modundaki nominal ısıtma kapasitesi ve elektrik tüketimi sırasıyla 29.5 kW ve 6.9 kW olduğu belirtilmiştir. Deneysel araştırma hem soğutma modunda hem de ısıtma modunda gerçekleştirilmiştir. Bir yıl sonra, toprağın ortalama sıcaklığının değişmediği ilk günkü sıcaklığıyla neredeyse aynı olduğu (18°C) tespit edilmiştir. Deneysel araştırmaya göre, tipik ısıtma modunda ortalama ısıtma kapasitesi 20.9 kW ve COP katsayısının 3, soğutma modunda ortalama soğutma kapasitesinin 17 kW, COP katsayısının 3.2 olarak belirlendiği bildirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, Şangay'daki binalar için GSHP sistemlerinin uygulanabilirliğini göstermektedir. Dahası, bu tür küçük ölçekli GSHP sistemleri, Şanghay'daki kırsal alanlardaki konutlarda yaygın olarak kullanılabilirliği belirtilmiştir.

Emmi ve ark. (2015) soğuk iklim koşullarındaki ortamları ısıtmak için kullanılan bir toprak kaynağı ısı pompası sistemini araştırmışlardır. Soğuk iklimlerde ısı pompası

sistemleri sadece ısıtma için kullanılırsa, dengesiz bir toprak yükü nedeniyle sistemin performansının düştüğü belirtilmiştir. Güneş kolektörlerinin, soğuk bölgelerde kurulu olan sistemlerin daha verimli çalışmasını sağlamaya yardımcı olacağı belirtilmiştir. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompalarını araştırmak için, soğuk bir yerde (TRNSYS) ile simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Sondaj boyunun ısı pompasının enerji verimliliği üzerindeki etkisi özellikle analiz edilmiştir. Sonuç olarak, toprak eşanjörleri, ısı pompası ısıtma modunda çalışırken ve zemin, soğuk periyot sırasında enjekte edilen ısı ile şarj edilmediğinde, zeminden ısı çekilmektedir. Güneş kolektörleri, yıllık bir döngü boyunca zemin yüklerini dengeleyebilmekte ve daha verimli ısı pompaları döngüsü elde edilmesine yardımcı olabilmektedir. Ayrıca, güneş enerjili ısı kolektörleri entegre edildiğinde, toplam kuyu uzunluğu azaltılabileceği belirtilmiştir. Yapılan çalışmada, sondaj alanları binanın tüm ısıtma yükünü karşılamak için boyutlandırılmış ve güneş kolektörleri olmadan, ısı pompasının mevsimsel enerji performansı on yıllık dönem boyunca her bir bölgede yaklaşık % 10 oranında azaldığı gözlemlenmiştir.

Zhou ve ark. (2016) Çin'in bir soğutma yoğunluklu bölgesi olan Chongqing'de yer alan bir toprak kaynaklı ısı pompası (GSHP) sistemini deneysel olarak ele almışlardır. 2013 ve 2014 yıllarında ölçülen sistem EER, sırasıyla 3.01 ve 2.91 olup, 2013 sistem COP katsayısı 2.59 olarak ölçülmüştür. İncelenen GSHP sistemine dayanan bir TRNSYS modeli kurulmuştur. Modelin doğruluğu, ölçülen ve simüle edilen su sıcaklıkları ile zemin sıcaklıkları arasındaki karşılaştırmaya göre doğrulanmıştır. Model daha sonra GSHP sisteminin uzun vadeli performansını tahmin etmek için kullanılmıştır. Sistemin 20 yıllık çalışmasının ardından, yer altındaki ısı birikiminin ve sistem verimliliğinin bozulmasının daha da kötüleştiği belirlenmiştir.

Verma ve ark. (2017) güneş enerjisinin gün içinde depolandığı ve geceleri ısınma için kullanılan güneş enerjili bir toprak kaynaklı ısı pompasının (SAGSHP) performansını irdelemişlerdir. Deneysel veriler kullanılarak, güneş kolektörü tarafından emilen ısı, toprağa ısı iletimi, yerden alınan ısı ve sistemin COP değeri hesaplanmıştır. Sonuç olarak, güneş kolektörünün ısı emiliminin artan kütle akış hızı ile 2,07 ila 2,56 kW arasında değiştiğini göstermektedir. Isı kayıplarından dolayı gün içerisinde sadece

1,991–2,414 kW güneş ısısı elde edilebilir. Kollektördeki ısı transfer akışkanının kütle akış hızındaki artış ve ısı girişinin toprağa % 21 oranında artması ile sonuçlanmış ve güneş kolektörünün verimi 2,8–3,2 kat artmıştır. Toprağa ısı şarj edilmesi ayrıca, gece boyunca alan ısıtması için COP' ta % 23'lük bir artışa neden olmuştur.

Madessa ve ark. (2016) dikey tip bir GSHP performansını araştırmak için parametrik bir çalışma yapmışlardır. Isı pompasının farklı bileşenleri için matematiksel modeller geliştirmişler ve ısı pompasının performansını analiz etmek için yer derinliğinin, su akış hızlarının, soğutucu akışkanlarının tiplerinin etkisini incelemişlerdir. Çeşitli çalışma akışkanlarına (R-134a, R-290, R-600a ve R-717) sahip bir topraklı kaynaklı ısı pompasının (GSHP) performansını incelemek için sayısal bir çalışma yapılmıştır. Farklı parametreler araştırılmış ve önemli bulgular şu şekilde özetlenmiştir: Zeminin derinliğinin evaporatör sıcaklığını etkilediğini ve bunun da GSHP sisteminin COP' ini etkilediğini görmüşlerdir. GSHP için çalışan akışkan olarak kullanılan dört soğutucu madde farklı performans gösterdiği görülmüş, ancak hepsi farklı parametreler için aynı eğilimleri göstermişlerdir. R-717, incelenen çalışma sıvıları arasında en iyi performansı göstermiştir.

Miglani ve ark. (2017) hibrid bir güneş enerjisi topraklı kaynaklı ısı pompasının tasarımı ve işletimi için bir optimizasyon yöntemi üzerine çalışmışlardır. İncelenen sistem, güneş kolektörleri, toprak ısı eşanjörü (BHE), bir ısı pompası, doğal gaz kazanı ve su tankından oluşmaktadır. Bu çalışmada, toplam yıllık maliyet ve CO₂ emisyonlarını en aza indirgeyen tasarım parametrelerini belirleyebilmek çok amaçlı bir işletme optimizasyon yöntemi kullanmışlardır. Sonuç olarak güneş enerjisi rejenerasyonunun mevsim etkilerini içeren bir hibrit güneş GSHP'sinin optimum dizaynı ve çalışması için bir metodoloji geliştirilmiştir. Metodoloji, İsviçre'nin Zürih kentindeki tek ailelik bir konut binasına uygulanmış ve sonuçlar, daha yüksek BHE uzunlukları ve güneş kolektörü alanının, emisyon azalımına neden olabileceğini ve güneş enerjisi rejenerasyonunun mevsimsel olarak BHE sıcaklıklarını düzenlemek için gerekli olduğunu göstermiştir.

Biglarian(2017) bir konuttaki GSHP' inin kısa ve uzun zaman periyotları üzerinde performansını değerlendirmek için sayısal bir yaklaşım geliştirmişlerdir. Elde ettikleri sayısal sonuçları, Energy Plus yazılımının sonuçları ile karşılaştırılmış ve önerilen modelin sistemin dinamik davranışını uygun bir şekilde tahmin edebileceğini göstermişlerdir. Yaptıkları çalışmada, toprak termal kapasitesinin GSHP' nin performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Yaptıkları çalışmada kuyu boşluğu termal kapasitesinin göz önünde bulundurulmasının, tasarım kuyu deliği uzunluğunu büyük ölçüde etkilediğini görmüşlerdir. Bu çalışmada, GSHP' in dinamik simülasyonu için sayısal bir yaklaşım önerilmiştir. Önerilen sayısal model, Tahran, İran iklim koşullarında toprak kaynaklı bir sudan havaya ısı pompası sisteminin simülasyonunu yapmak için kullanılmıştır. Sonuçlar, kuyu kapasitesinin göz ardı edilmesinin, sıvı sıcaklığını kısa sürelerle deşarjında olağanüstü bir etkiye sahip olduğunu, GSHP' in yıllık enerji performansı üzerindeki etkisinin ise daha az etkilediğini göstermektedir.

Ji ve ark. (2017) Çin'in soğuk bir bölgesindeki ticari binalarda ısıtma ve soğutma için güneş enerjisi destekli bir toprak kaynaklı ısı pompası (SAGSHP) sisteminin uzun vadeli performansı üzerine sayısal simülasyonu sunmuşlardır. SAGSHP sisteminin optimum güneş kolektörü alanını belirleme yönteminin basitleştirilmiş bir yöntemi, depolama hacmindeki ve sistem ekonomisindeki yerin yıllık ısı dengesi esas alınarak önerilmiştir. Sistem tasarımının doğrulanması TRNSYS tarafından gerçekleştirilmiş 10 yıllık sürekli çalışma için sayısal bir simülasyon gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçları, ısıtma yükü ağırlıklı toprak kaynaklı ısı pompası (GSHP) sistemi için yeraltı yük dengesizliği sorununun, geçiş mevsiminde toprağın şarj olmasıyla çözüldüğünü ve ve depolama hacmindeki toprağın ortalama sıcaklığının, her yıl sonunda neredeyse değişmediğini göstermektedir.

Maa ve ark. (2017) tarafından toprak döngüsü sisteminde değişken hızlı pompalarla donatılmış toprak kaynağı ısı pompası (GSHP) sistemleri için bir optimizasyon stratejisi geliştirmişlerdir. Optimizasyonun genel amacı, gerekli bina ısıtma ve soğutma talebini sağlarken sistem güç tüketimini en aza indirmektir. Değişken hızlı pompalar için iki aşamalı bir kontrol stratejisine kıyasla, önerilen stratejide, incelenen GSHP sisteminin soğutma gücü tüketiminin % 4.2'sinden tasarruf edebileceği gösterilmiştir.

Lu ve ark. (2017) yaptıkları çalışmada Melbourne, Avustralya'daki konut tipi Dikey Kaynaklı Isı Pompası (GSHP) sistemleri için bazı ekonomik göstergeleri değerlendirmişlerdir. Ortalama üst sermaye maliyetinin 31.000 AUD civarında olduğu ve birçok faktöre bağlı olarak, özellikle de GSHP endüstrisinin Avustralya'daki gelişmesinin erken safhası düşünüldüğünde daha düşük maliyetlerle mümkün olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen maliyet verilerinin yanı sıra, sırasıyla ısıtma ve soğutma için kaydedilen 3.8 ve 3.6 ortalama performans katsayıları gibi diğer performans verilerini kullanarak, alternatif ısıtma / soğutma sistemlerini değerlendirmek için çeşitli ekonomik göstergeler kullanılmıştır. Analizler, 20 yıllık bir tasarım ömrü için, bir hava kaynaklı ısı pompası (ASHP) sisteminin, bir GSHP sisteminden daha cazip olduğu görülmüştür. Bununla birlikte, 40 yıllık bir tasarım ömrü için GSHP sistemi, ASHP sistemleri de dahil olmak üzere diğer alternatiflerden çok daha fazla tasarruf sağlamaktadır. GSHP sistemi, ASHP sistemleri de dahil olmak üzere diğer alternatiflerden çok daha fazla tasarruf sağladığı belirtilmiştir. Kaydedilen bu maliyet ve operasyonel performans verilerini kullanarak yapılan daha ayrıntılı bir ekonomik analiz, 40 yıllık bir tasarım ömrü boyunca 592 dolar yıllık eşdeğer bir kazanç olan GSHP sisteminin çekiciliğini ortaya koymaktadır.

Liu ve ark. (2017) Topraktan sürekli ısı çekilmesi, toprak sıcaklığını kesinlikle bozar ve bu da toprak sıcaklığı dengesini bozabilir ve ayrıca toprak kaynaklı ısı pompasının performansını düşürür. Bu problemi çözmek için yardımcı ısı kaynağı olan hibrit bir toprak kaynaklı ısı pompası (HGSHP) önerilmiştir. Bu makale, soğuk bölgede bulunan Shenyang' daki HGSHP'nin fizibilitesini ve performansını araştırmayı amaçlamıştır. Öncelikle, bir ofis binasının saatlik dinamik yükleri hesaplanmıştır. Daha sonra, yardımcı ısıtma kaynağı olarak kazanlı bir HGSHP sistemi, toprak kaynaklı ısı pompası sistemi (GSHP) ve geleneksel bir elektrikli su soğutucu + kazan sistemi (WB) içeren üç sistem, bu ofis binası için TRNSYS simülasyon programı ile tasarlanmış ve simüle edilmiştir. Bu üç sistem için çeşitli performans parametreleri elde edilmiştir. Bu parametreler, gömülü boruların saatlik çıkış / giriş sıcaklığı, saatlik toprak sıcaklığı, enerji tüketimi dağılımı ve performans katsayısı (COP) içermektedir. Simülasyon

sonuçları, yardımcı ısı kaynağı olarak kazanlı HGSHS sisteminin soğuk birikim problemini etkili bir şekilde çözebileceğini ve enerji tüketimini azalttığını göstermiştir.

Li ve ark. (2018) güneş enerjisi destekli ısı pompası bir sistemin (SAGSHS), farklı işletme stratejilerinin sistem performansına, toprak sıcaklığı değişimine etkisini incelemiştir. İlk olarak farklı işletme şartları altında bir binanın ısıtılması için uygulanan SAGSHS sisteminin simülasyon sonuçları tartışılmıştır. Daha sonra Çin'in başkenti Pekin' de bir binanın ısıtılmasında kullanılan gerçek bir SAGSHS sistem sonuçları verilmiştir. Tankta ve ısı pompası ünitesinde su sıcaklığı değişimi, güneş enerjisinin direkt olarak zeminde depolaması, sonbahar mevsimindeki toprak sıcaklığı değişimi gözlenmiştir. Modelleme için TRNSYS simülasyon programı kullanılmıştır. Elde edilen simülasyon sonuçları, ısı pompası ünitesinin kondenser tarafı dönüş suyunun güneş enerjisiyle ön ısıtılması durumunda sistemin daha ekonomik olacağını, fakat evaporatör tarafı dönüş suyunun ısıtılması durumunda ise solar enerji kullanımının maksimum seviyeye ulaştığını açıkça göstermiştir.

Asl ve ark. (2018) yarı açık devre GSHP sisteminde soğutma testleri yapılmış ve her testte sistemin termal performansını ölçmüşlerdir. Geliştirilen sayısal model soğutma testlerinin sonuçları kullanılarak doğrulanmıştır. Sonuçlar, geleneksel GSHP işlemi ile karşılaştırıldığında, deney sahasında beklendiği gibi, hızlı yeraltı suyu akışı koşullarında soğutma performans katsayısı (COP) ve sistem performans katsayısı (COP_{sys}), sırasıyla% 13.1 ve % 6.6 oranında artırılabilir olduğunu gözlemlemiştir. Bu çalışmada elde edilen arazi testlerinin sonuçları, yarı açık devre GSHP sisteminde su pompalama ve enjeksiyonun, soğutma işlemi sırasında ısı pompası COP' ini %7 oranında artırabilir olduğunu göstermiştir. COP'deki sınırlı artış, yeraltı suları akışından kaynaklandığı sonucuna varılmıştır. Yeraltı suyunun yokluğunda, yarı açık döngü sisteminin soğutma COP ve COP_{sys}'i sırasıyla %101 ve %62 oranında artırdığı tahmin edilmektedir. Ayrıca bir örnek binanın ısıtma ve soğutma yükleri bina tasarımı ve iklim koşullarına göre hesaplanmıştır. Binaya uygulanan sayısal simülasyonun sonuçları, farklı su pompalama ve enjeksiyon durumlarında GHE uzunluğunu% 60-72 azaltabileceğini göstermektedir. Ekonomik analiz, su pompalama ve

enjeksiyonunGSHP sistem maliyetlerinde% 22-36 tasarruf sağlayabileceğini göstermiştir. Özellikle yeraltı suyu akışındaki yavaş formasyonlarda, GHE'lerin sistem verimliliğini ve ısı aktarım kapasitesini artırabilir olduğunu açığa çıkarmaktadır.

Li ve ark. (2018) binaların ve ısı pompa ünitelerinin (HPU'ların) dinamik ısı yüklerini, sistemdeki 3D dinamik ısı transfer işlemini kapsamlı bir şekilde ele alan yer altı kaynaklı ısı pompası (GSHP) sistemlerinin uzun vadeli performans değerlendirmesi için entegre bir tahmini modeli sunmuşlardır. Bu çalışmadan çıkan sonuçlar aşağıdaki şekilde özetlenebilir: GSHP sistemlerinin uzun vadeli performansını değerlendirmek için GSHP sistemi ve 3D sayısal GHE modeli birleştiren entegre bir yöntem önerilmiş ve pratik mühendislik ile üç yıllık test verileri ile doğrulanmıştır. Uzun vadeli GSHP performansının değerlendirilmesi için özellikle önemli olan, sistemdeki sıcaklık değişiminin etkili tahminlerini gerçekleştirmek için 3D GHE ısı iletiminin, dinamik ısı yüklerinin, çalışma karakteristikleri ve sistem aksesuarlarının bütüncül bir değerlendirmesinin önemli olacağı belirtilmiştir.

Han ve ark. (2008) gizli ısı enerjisi depolama tankı (LHEST) ile güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası (SAGSHP) ısıtma sistemi araştırılmıştır. Simülasyonun sonuçlarından ısıtma döneminde ısıtma sisteminin ortalama performans katsayısı (COP) 3.28 olarak bulunmuştur. Simülasyon sonuçlarına göre: Toprağın sıcaklık alanı güneş enerjisinin eklenmesiyle, böylece toprak kaynaklı ısı pompası ısıtma sisteminin COP'si iyileştirileceği belirtilmiştir. (LHEST) Gizli ısı enerjisi deposu, birim hacim başına tankın depolama ısı kapasitesini arttırmakla, tankın boyutunun büyük ölçüde azalmasına ve sistem çalışması sırasında tank sıcaklığının dalgalanma aralığını da azaltacağına, bu da sistem çalışmasını daha kararlı hale getireceği belirtilmiştir.

Eslami ve Bernier (2011) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, eşit olmayan kütle akış hızları ve giriş sıcaklıkları ile çalışan iki bağımsız devreli çift U borulu toprak eşanjörüyle ısı transferini tahmin etmek için analitik bir model sunmuşlardır. Bu konfigürasyonun performansı, konvansiyonel bir toprak kaynaklı ısı pompası sistemi ve tek devreli bir güneş enerjili toprak kaynaklı ısı pompası sistemi ile karşılaştırılmıştır.

Sonuçlar, önerilen konfigürasyon ya da güneş enerjili toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için kış güneş enerjisi şarjının, ısı pompası tarafından topraktan çekilen enerji miktarını azalttığını göstermiştir. Ayrıca, $1,5 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}$ lik bir yerdeki ısı iletkenliği için, sondaj deliği uzunluğunu önerilen konfigürasyon veya solar destekli toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için % 17,6'ya kadar ve % 33,1 oranında azaltılabildiği de gösterilmiştir.

Cacabelos ve ark. (2015) tarafından toprak kaynaklı ısı pompası ile bir binanın ısıtılması ve soğutulması TRNSYS programı kullanılarak simüle edilmiştir. Sistemin enerji tüketimini esas alarak, ortalama sapma hatasını ve ortalama % 5 ve % 12'nin altında hata katsayısını azaltmak mümkün olmuştur. Farklı hava kanallarından iç ortam sıcaklığında yapılan hata da araştırılmış ve % 5'in altında bir ortalama değer elde edilmiştir. Bu çalışma, tüm yıl boyunca ısıtma ve soğutma sistemi için yapım ve performans verileri etrafında dağıtılan çeşitli sensörlerden yıllık verilerin toplanmasını içermektedir. Bina modları, kullanım saatleri, aydınlatma programları ve havalandırma gibi veriler de modellenen bina için dikkatle ölçülmüştür. İç mekan sıcaklıklarında yapılan hata da araştırılmış ve % 5'in altında ortalama bir değer elde edilmiştir.

Lucia ve ark. (2017) GSHP teknolojilerini, bu çözümlerin termodinamik analizini ve GSHP'e entropi üretimi yaklaşımı üzerine çalışmışlardır. GSHP'nin mevsimsel ortalama ekserji verimliliği yaklaşık %68 olarak hesaplanmış ve bu da büyük bir optimizasyon potansiyeli olduğunu göstermiştir. Ayrıca, entropi üretimi optimizasyonun, sistemin kurulum maliyetlerini %5,5 oranında azaltabildiği belirtilmiştir. İkinci yasa optimizasyonunun, minimum entropinin zamana göre hesaplanması temelinde U-boru sondajına kütle akış oranı gibi bir dizi değişken konfigürasyon parametresi üzerinde çalışan bir kontrol algoritmasına uygulanabildiği ve bu gelişmeler GSHP sistemlerinin verimliliğini artırabilir ve küresel sürdürülebilirlik hedefinin ardından CO₂ emisyonunun azaltılması potansiyellerini artırabilir olduğu belirtilmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

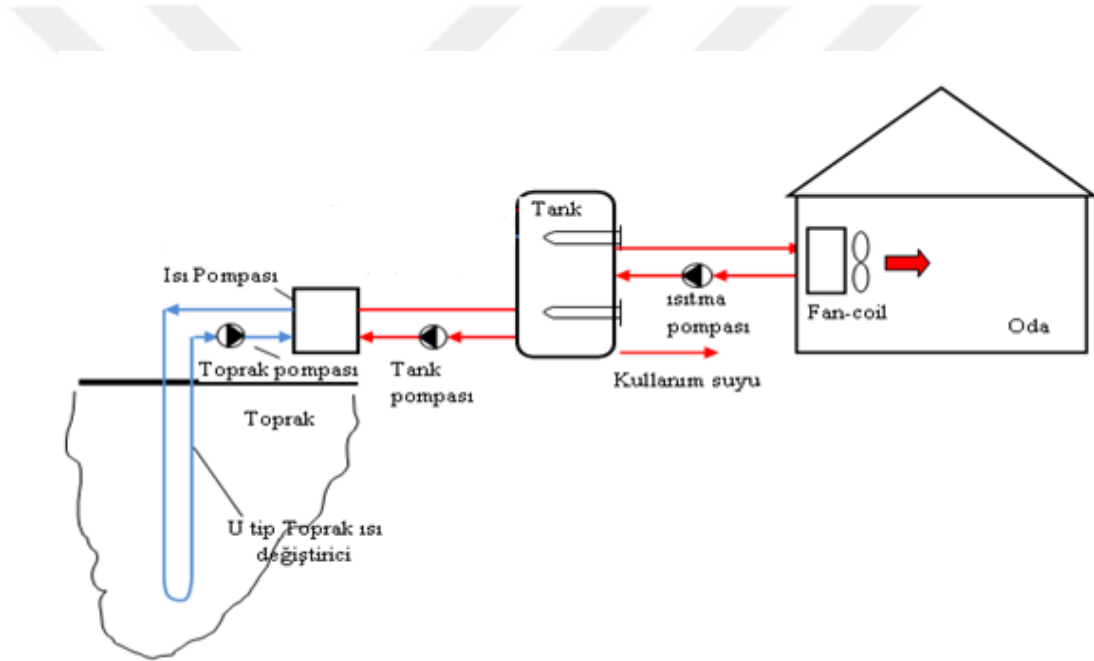
Bu çalışmada bir restoranın ısıtılması, soğutulması ve aynı zamanda gün içerisinde belirlenen zaman aralıklarında sıcak su ihtiyacının karşılanması amacıyla, dikey tip toprak kaynaklı bir ısı pompası (GSHP) sistemi ve bu sisteme güneş enerjisi sistemi ilave edilerek oluşturulan hibritbir sistem olan (güneş enerjisi destekli) dikey tip toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemi (SAGSHP) incelenmiştir. İlk olarak ısıtmaya yönelikGSHP ve SAGSHP İstanbul ili iklim şartlarında 100 m sondaj derinliği, 12 m² kolektör alanı, 350 lt tank hacmi için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Sonrasında İstanbul iklim şartlarında SAGSHP sondaj delikleri (75 m, 100 m, 125 m), kolektör alanları (4 m², 8 m², 12 m²) ve tank hacimleri (350 lt, 500 lt, 600 lt) parametreleri değiştirilerek simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve sonuçlar incelenmiştir. Daha sonra SAGSHP sistemi Türkiye'nin değişik coğrafi bölgelerindeki illerin (İstanbul, Ankara, Çanakkale, Hakkari, İzmir, Konya, Muğla, Trabzon) meteorolojik verileri baz alınarak simülasyonlar yapılmış ve sonuçlar incelenmiştir. Son olarak GSHP sisteminin soğutma simülasyonu sondaj delikleri (75 m, 100 m, 125 m) için ve Türkiye'nin değişik coğrafi bölgelerindeki iller (İstanbul, Ankara, Çanakkale, Hakkari, İzmir, Konya, Muğla, Trabzon) için gerçekleştirilmiş ve sonuçlar irdelenmiştir.

3.1. Modellenen Sistemlerin Özellikleri

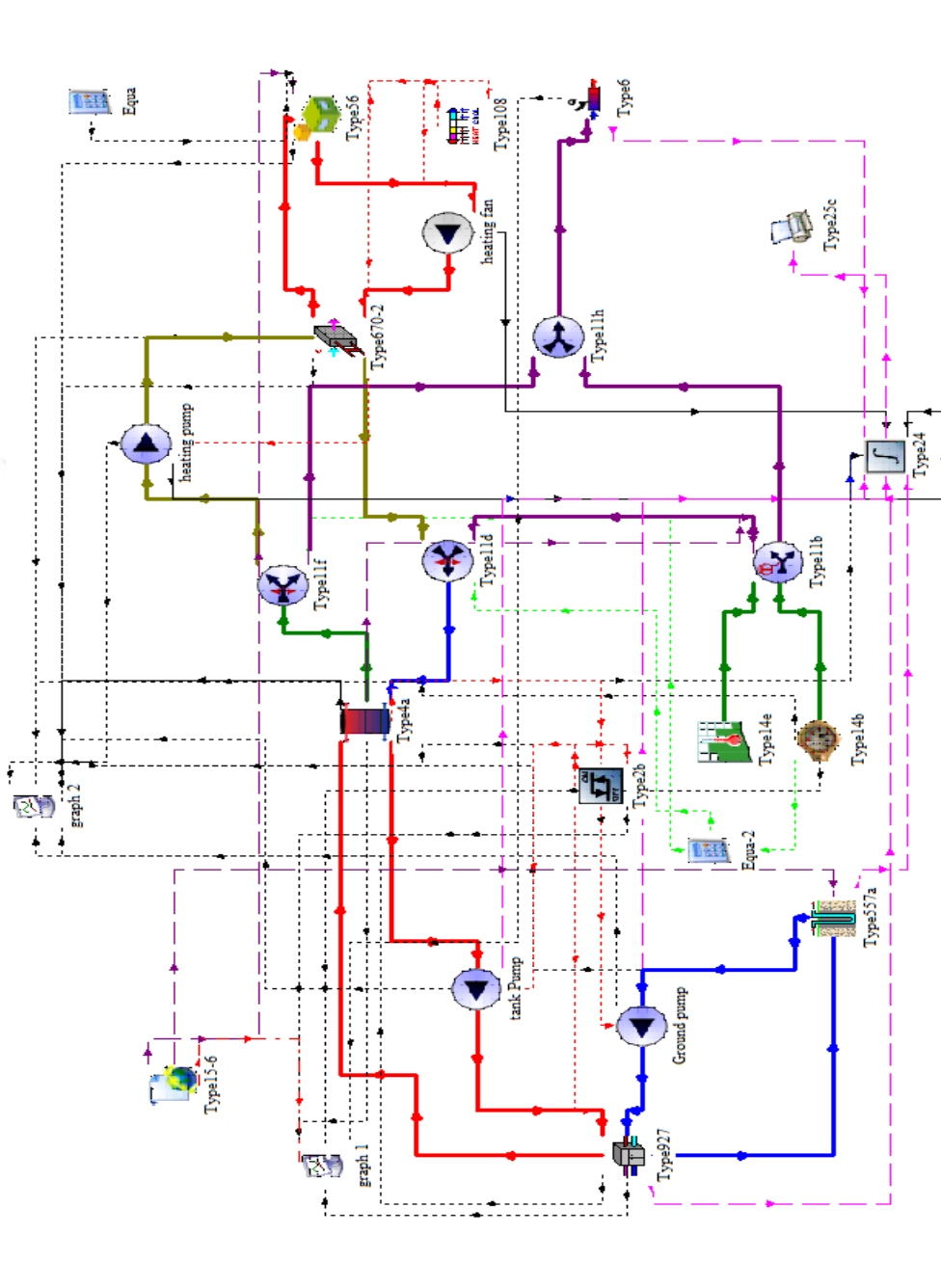
3.1.1. GSHP Sisteminin Özellikleri

Modellenen bu sistemde toprak kaynaklı bir ısı pompası yardımıyla topraktan çekilen ısı, bir tank içinde depolanan suyun ısıtılması amacıyla kullanılmaktadır. Toprağın ısısının çekilmesi, toprak altına dikey olarak yerleştirilen ısı eşanjörü içerisinde antifrizli su çözeltisinin bir sirkülasyon pompası yardımıyla dolaştırılmasıyla gerçekleşmektedir. Isı pompası, topraktan çektiği ısıyı bir sirkülasyon pompası yardımıyla tank içerisindeki suya aktarmaktadır. Tank içerisinde sürekli olarak 55°C desıcak su elde edilmesi hedeflenmektedir. Isı pompasının yeterli gelmediği soğuk kış

günlerinde tank içine yerleştirilen iki adet 2kW'lık elektrikli ısıtıcılar devreye girmek suretiyle su sıcaklığını 55°C' de sabit tutmaktadırlar. Tank içerisinde depolanan sıcak su hem kullanım suyu olarak hem de bir restoranın yemek odasının ısıtılmasında kullanılmaktadır. Bu sistemde tankta ısıtılan su bir sirkülasyon pompası yardımıyla (ısıtma pompası) bir ısı eşanjörüne (fan-coil) gönderilmektedir (Şekil 3.1.) . Burada sıcak su ısısını, ortam havasına vermek suretiyle mahal ısıtılmaktadır. Kış aylarında restoran sıcaklığı 22°C'de sabit tutulmaktadır.TRNSYS yardımıyla modellenen GSHP sistemi Şekil 3.2.' de verilmektedir.



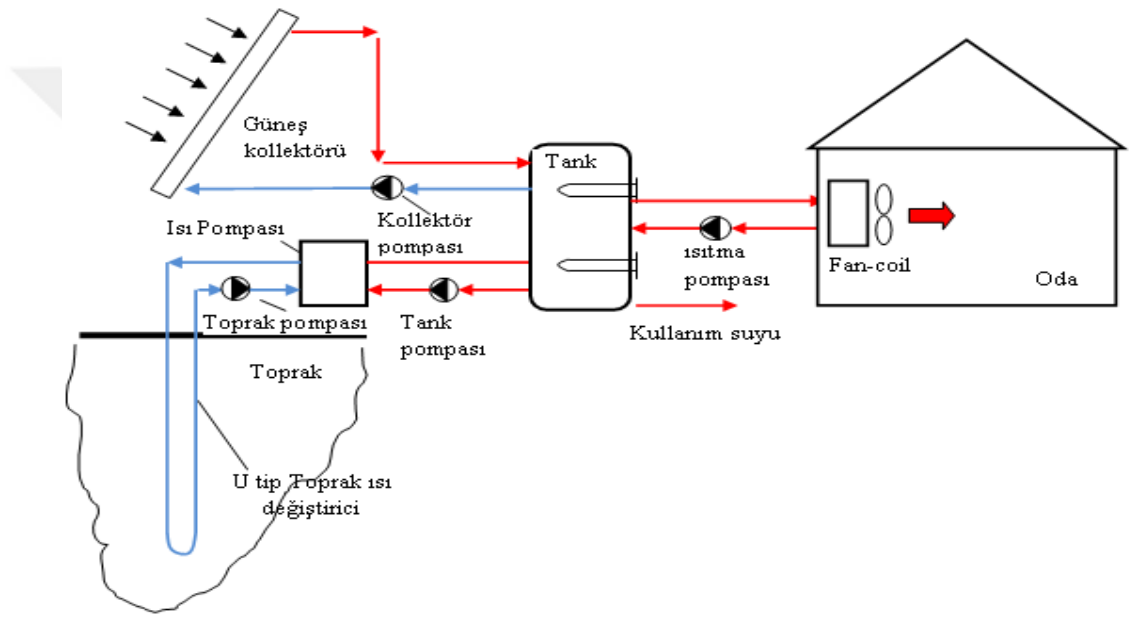
Şekil 3.1. Sıcak su ve mahal ısıtılmasında kullanılan güneş enerjisi destekli GSHP sisteminin şematik gösterimi



Şekil 3.2. Bir mahallin ısıtılması ve sıcak su elde edilmesi amacıyla tasarlanan güneş enerjisi destekli GSHP sisteminin TRNSYS modeli

3.1.2. SAGSHP Sisteminin Özellikleri

Modellenen bu sistemde toprak kaynaklı bir ısı pompası yardımıyla topraktan çekilen ısı, bir tank içinde depolanan suyun ısıtılması amacıyla kullanılmaktadır. Toprağın ısısının çekilmesi, toprak altına dikey olarak yerleştirilen ısı eşanjörü içerisinde dolaştırılan antifrizli su çözeltisinin bir sirkülasyon pompası yardımıyla gerçekleşmektedir (Şekil 3.3).

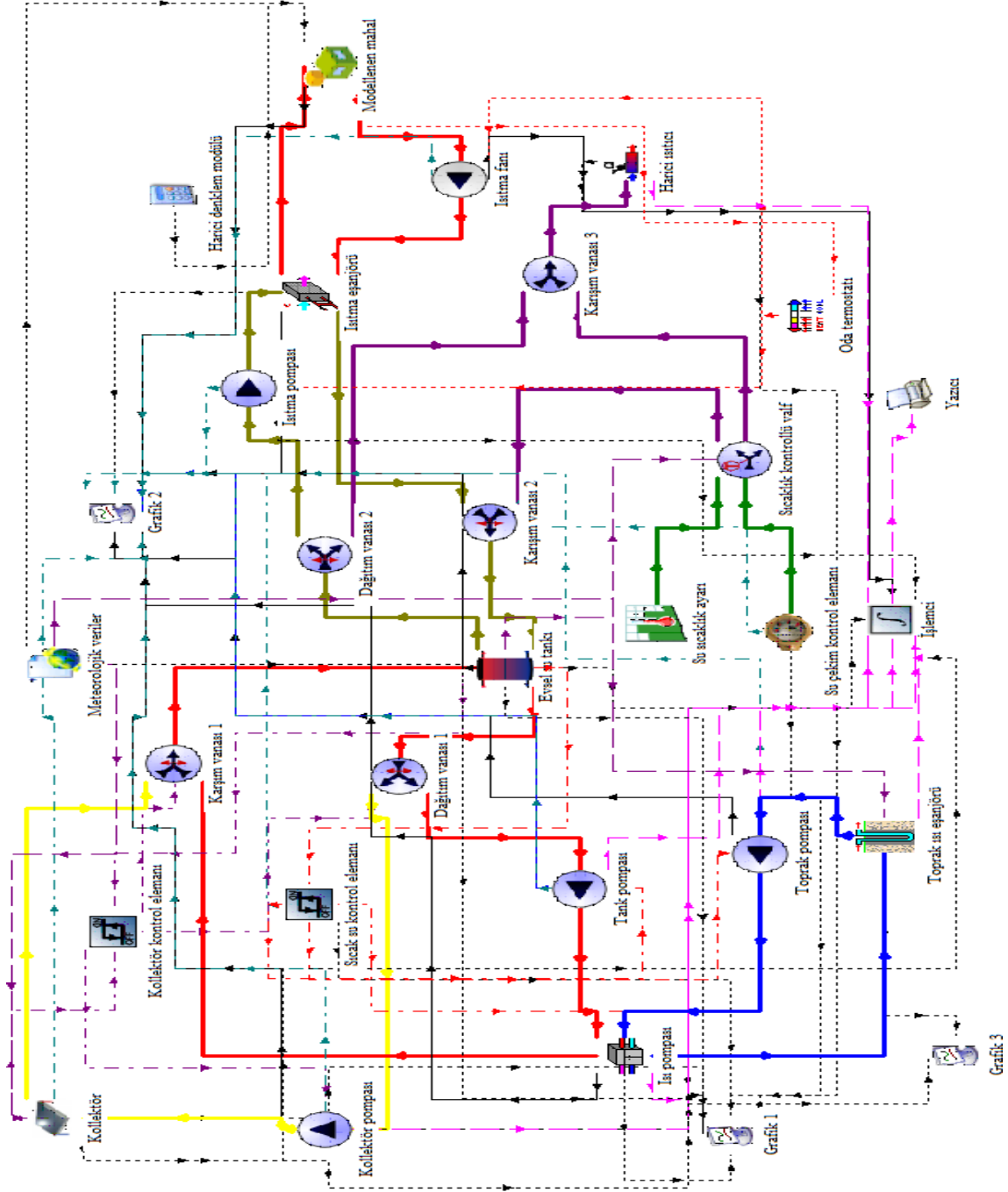


Şekil 3.3. Sıcak su ve mahal ısıtılmasında kullanılan güneş enerjisi destekli GSHP sisteminin şematik gösterimi

Isı pompası, topraktan çektiği ısıyı bir sirkülasyon pompası yardımıyla tank içerisindeki suya aktarmaktadır. Tank içerisinde sürekli olarak 55°C de sıcak su elde edilmesi hedeflenmektedir. Tank içerisinde depolanan sıcak su hem kullanım suyu olarak hem de bir restoranın yemek odasının ısıtılmasında kullanılmaktadır. Ayrıca bu sisteme güneş enerjisinden yararlanmak üzere bir güneş kolektörü ve kolektördeki su döngüsünü sağlayan bir sirkülasyon pompası ilave edilmiştir. Tank içerisinde yer alan elektrikli ısıtıcıların devreye daha az girerek enerji tasarrufu sağlamak amacıyla, tankın alt

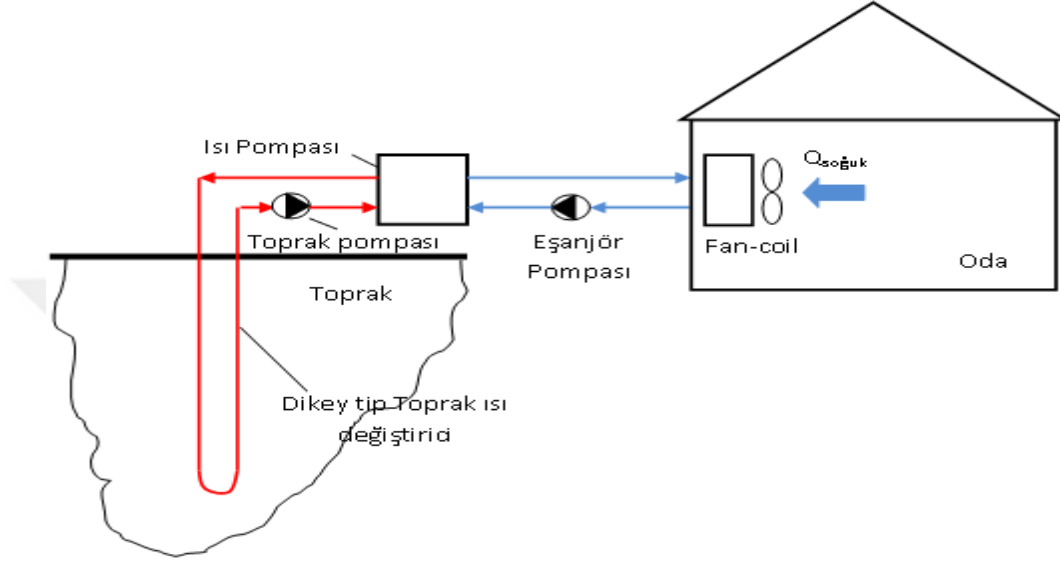
kısından alınan su ısıtılmak suretiyle tekrar kazana gönderilmektedir. Bunun sonucu olarak yaz günlerinde tank içerisindeki su, güneş enerjisinden yararlanılmak suretiyle ısıtılmakta ve kullanım suyu daha düşük maliyetle elde edilmektedir. Ayrıca bu sistemde tankta ısıtılan su bir sirkülasyon pompası yardımıyla (ısıtma pompası) bir ısı eşanjörüne (fan-coil) gönderilmektedir. Burada sıcak su ısını, ortam havasına vermek suretiyle mahal ısıtılmaktadır. Kış aylarında restoran sıcaklığı 22°C’de sabit tutulmaktadır.TRNSYS yardımıyla modellenen SAGSHP sistemi Şekil 3.4’ de verilmektedir.





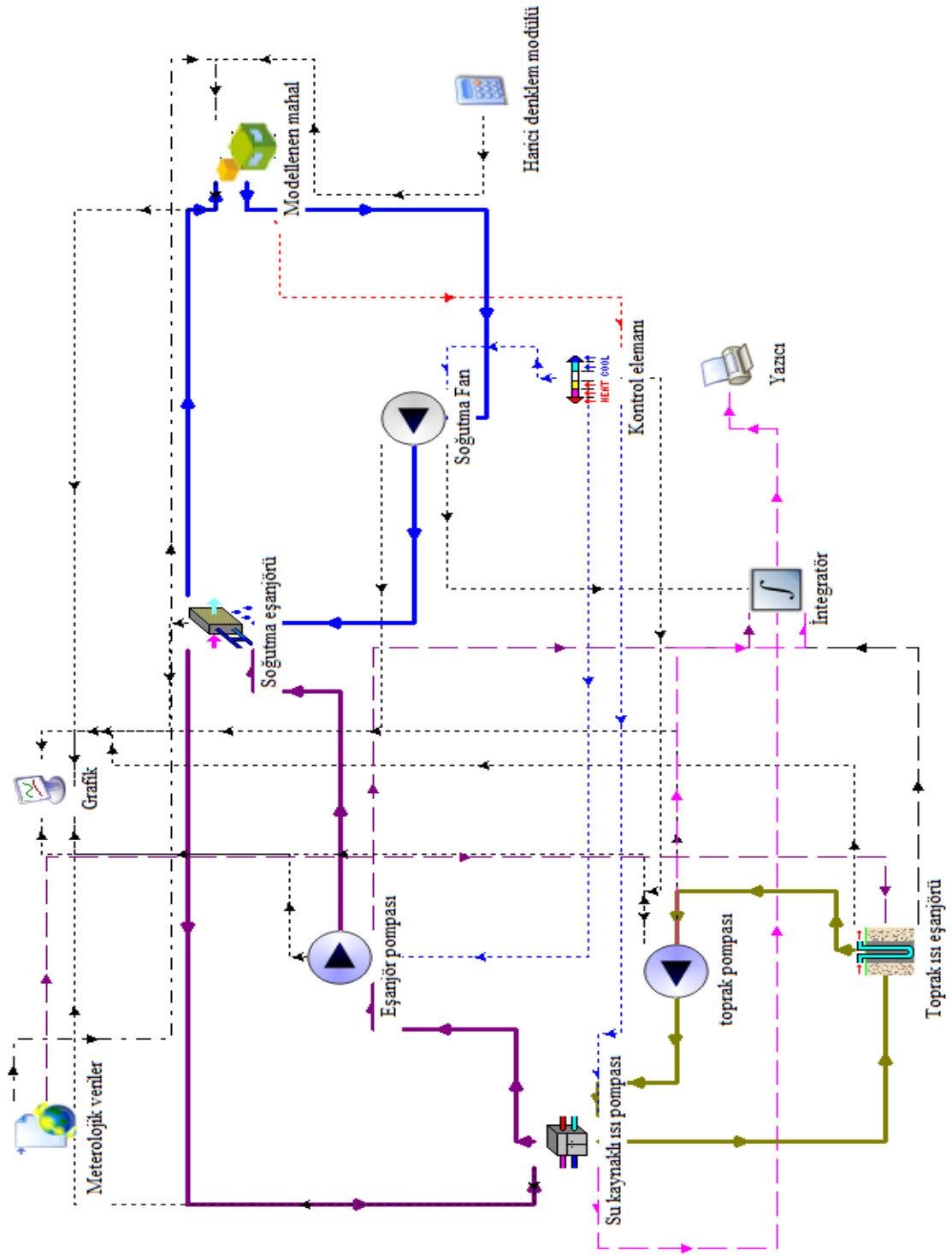
Şekil 3.4. Bir mahallen ısıtılması ve sıcak su elde edilmesi amacıyla tasarlanan güneş enerjisi destekli SAGSHP sisteminin TRNSYS modeli

Modellenen restoranın yaz şartlarında soğutulması amacıyla yine GSHP sistemi kullanılmıştır (Şekil 3.5.). Böylece yaz şartlarında restoranın yemek odası sıcaklığı 24°C 'de muhafaza edilmektedir.



Şekil 3.5. Mahallin soğutulmasında kullanılan GSHP sisteminin şematik gösterimi

Yemek odası sıcaklığı bir oda termostatı yardımıyla kontrol edilmektedir. Toprak ve eşanjör pompaları, soğutma fanı ve ısı pompası gibi sistem elemanlarının kontrolü bu oda termostatı yardımıyla sağlanmaktadır. Ortam ısı (ısı pompasında soğutulan suyun bir sirkülasyon pompası) yardımıyla yemek odası içindeki bir eşanjöre gönderilmesi ve bir fan yardımıyla oda havası ısının alınmasıyla gerçekleştirilir. Isı pompası kondenserinden atılan ısı ise suya aktarılmakta ve ısınan su bir pompa yardımıyla toprak ısı eşanjörü içerisinden geçirilerek ısınıp toprağa atarak soğumakta ve tekrar ısı pompası kondenserine geri dönmektedir. Bir mahallin soğutulması amacıyla tasarlanan GSHP' li sistemin TRNSYS modeli Şekil 3.6.' da verilmektedir.



Modellenen SAGSHP sistemini oluşturan elemanların özellikleri ve kontrol yöntemleri aşağıda verilmektedir.

3.2. Modellenen Sistemleri Oluşturan Elemanların Özellikleri ve Kontrol Yöntemleri

3.2.1. Simülasyon Zamanı ve Simülasyon Zaman Adımı

Analizlerde simülasyon zaman adımı 0,125 h olarak alındı. Simülasyon metodu olarak ardışık yerleştirme metodu (Successive Substitution) kullanılmıştır.

Simülasyon başlangıcı 0, bitişi 8760 h olarak alındı. Zaman aralıklarının hangi ayları gösterdiği Çizelge3.1' de görölmektedir.

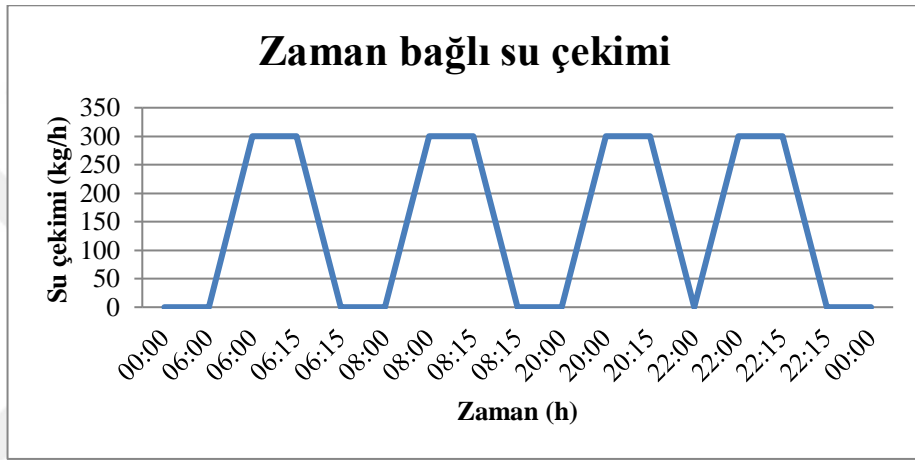
Çizelge 3.1. Aylara karşılık gelen zaman aralıkları

Aylar	Gün	Saat	Saat
OCAK	1	0	744
ŐUBAT	32	744	1416
MART	60	1416	2160
NİSAN	91	2160	2880
MAYIS	121	2880	3624
HAZİRAN	152	3624	4344
TEMMUZ	182	4344	5088
AĞUSTOS	213	5088	5832
EYLÜL	244	5832	6552
EKİM	274	6552	7296
KASIM	305	7296	8016
ARALIK	335	8016	8760

3.2.2 Sıcak Su Kullanım Programı (Type 14b)

Su çekim elemanı yardımıyla tanktan, günde dört kere (6:00, 8:00, 20:00 ve 22:00) saatlerinde 15 dakika süreyle 300 l/h su çekimi gerçekleştirilmektedir. Zamana bağlı su çekimi grafiği Çizelge 3.2.'deki gibidir. Tanktan çekilen kullanım sıcak suyu yerine 15°C sıcaklıkta şebeke suyu takviye edilmektedir.

Çizelge 3.2. Zamana bağlı su çekimi



3.2.3. Isı pompası (Type 927)

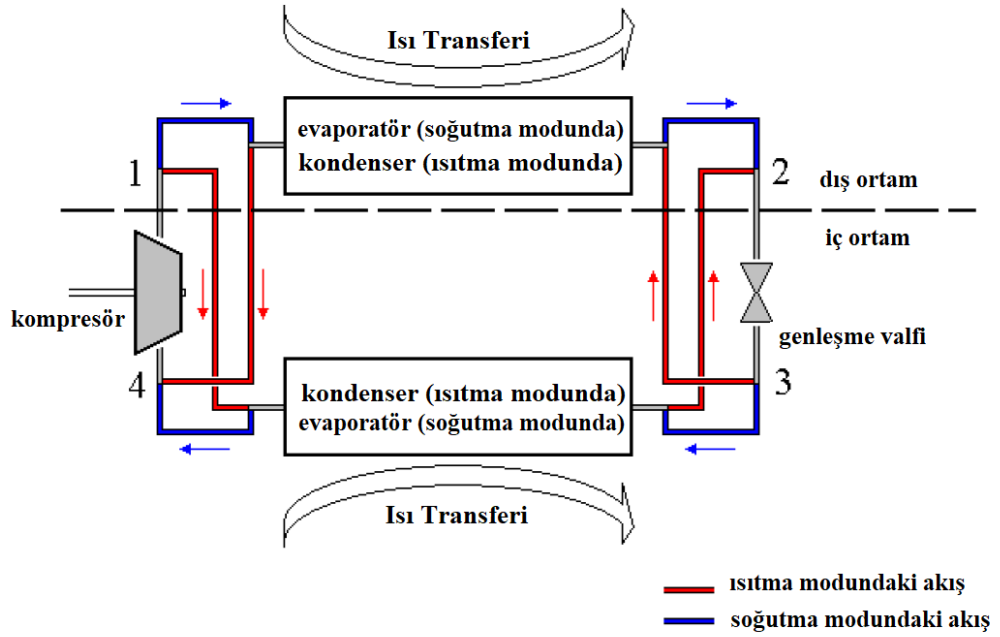
Sistemde kullanılan ısı pompası nominal ısıtma ve ısıtma esnasında kompresör güç tüketimi sırasıyla 78228 kJ/h ve 18193 kJ/h olup, nominal soğutma ve soğutma esnasında kompresörün harcadığı güç ise sırasıyla 55000 kJ/h ve 13997 kJ/h' dir. Nominal kaynak debisi 2840 l/h iken yük debisi 1703 l/h dir. Isı pompası kompresörü tank çıkış sıcaklığını izleyen bir kontrol elemanı tarafından kontrol edilmektedir. Isı pompası devreye girince aynı zamanda tank ve toprak döngüsü pompaları da devreye girmektedir. Tank, toprak ve ısıtma pompalarının maksimum debileri 1440 l/h, maksimum güç 60 W alınırken, kolektör pompasının maksimum debisi 500 l/h ve maksimum gücü 40 W olarak alındı.

TRNSYS içerisinde Type 927 olarak bulunan bu eleman, tek kademeli bir ısı pompası modellenmesinde kullanılır. Isı pompası, bir sıvıdan absorbe ettiği enerjiyi diğer sıvıya

aktaran, ısıtma ve soğutma amaçlı kullanılan bir cihazdır. Bu model, giren yük ve kaynak sıcaklıklarına dayalı olarak, kapasite ve çekilen güç için katalog verileri içeren, kullanıcı tarafından sağlanan veri dosyalarını kullanarak çalışır. Type927, gerçek ısı pompası gibi sıcaklık seviyesi kontrolünde çalışır; kullanıcı tanımlı kontrol sinyali ısıtma ya da soğutma modunda açık olması gerektiğini gösterdiğinde, kontrol sinyali değerleri değişene kadar kapasite mertebesinde çalışır.

Isı Pompası Çalışma Sistematığının Matematiksel Açıklaması

Isı pompası, enerjiyi düşük sıcaklık kaynağından daha yüksek sıcaklıktaki ortama aktaran bir cihazdır. Soğutucu akışkanın yönü ısı pompasının çevriminin ısıtma ya da soğutma olduğunu belirler. Şekil 3.7.'de bir ısı pompası sisteminin şematik diyagramı gösterilmektedir.



Şekil 3.7. Isı Pompası Şematik Diyagramı

TRNSYS'te Type927 toprak kaynaklı ısı pompası modülü, ısı pompası üreticilerinden kolayca temin edilebilen katalog verilerine dayanır. Bu bileşenin merkezinde soğutma performansı verileri ve ısıtma performansı verileri içeren iki dosya bulunur. Her iki veri

dosyası, giren kaynak sıvısı sıcaklığına ve giren yük sıvısı sıcaklığına bağlı olarak ısı pompasının (ister ısıtma, ister soğutma modunda olsun) kapasite ve çektiği gücün hesaplanmasını sağlar. Bu değerler, nominal koşullara göre elde edilmiştir.

Soğutma ve Isıtma Performansı Verileri

Örnek bir soğutma performansı veri dosyası, ilgili TRNSYS dizini içerisinde bulunmaktadır. Kendi performans verilerini oluşturan kullanıcılar örnek dosyanın dizilimini iyi incelemelidir.

Isı Pompası Performansı

TRNSYS Type927 ısı pompası modülü, birisi ısıtma ve diğeri soğutma için olmak üzere iki kontrol sinyali ihtiva etmektedir. Kullanıcı her iki kontrol sinyalini 1 olarak ayarlarsa model bir uyarı üretmez. Ancak, ısıtma modu soğutma moduna göre önceliklidir. Isıtma ve soğutma kontrol sinyalleri her ikisi de AÇIK ise, model soğutma kontrol sinyalini yok sayacak ve ısıtma modunda çalışacaktır.

Isıtma modunda ısı pompası AÇIK olarak tanımlırsa, Type927 giren kaynak ve yük sıvısı ile TRNSYS veri alt döngüyü çağırır. Veri döngüsü, ısıtma performansı veri dosyasına (girdi dosyasındaki mantıksal birim numarası olarak kullanıcı tarafından belirtilir) erişir ve makinenin ısıtma kapasitesini ve çektiği gücü verir. Isı pompasının Isıtma COP'u denklem 3.1 ile verilir.

$$COP_{heating} = \frac{\dot{Q}_{heating}}{\dot{P}_{heating}} \quad 3.1$$

Denklem 3.1' de, COP ısıtma modundaki performans katsayısını, $\dot{Q}_{heating}$ [kJ/hr] cinsinden mevcut koşullardaki ısı pompası ısıtma kapasitesini ve $\dot{P}_{heating}$ [kJ/hr] cinsinden ısı pompası tarafından çekilen gücü ifade eder.

Bir yıl boyunca hesaplanan ortalama COP değeri literatürde mevsimsel performans faktörü (SPF) olarak da adlandırılır.

$$COP_{heating,ave} = SPF_{heating} = \frac{\dot{Q}_{heating}}{\dot{P}_{comp} + \dot{P}_{fan} + \dot{P}_{pump}} \quad 3.2$$

Denklem 3.2’de $SPF_{heating}$ ortalama sezonsal performans katsayısını, \dot{P}_{comp} [kJ / hr] cinsinden ısı pompası kompresörü tarafından çekilen gücü, \dot{P}_{pump} [kJ/hr] cinsinden sirkülasyon pompaları tarafından çekilen gücü, \dot{P}_{fan} [kJ/hr] cinsinden fan tarafından çekilen gücü ifade eder.

Isıtma işleminde kaynak tarafından absorbe edilen enerji miktarı Denklem 3.3 eşitliğindeki gibidir.

$$\dot{Q}_{absorbed} = \dot{Q}_{heating} - \dot{P}_{heating} \quad 3.3$$

Denklem 3.3’de $\dot{Q}_{absorbed}$ [kJ / hr] cinsinden ısıtma modunda ısı pompası tarafından absorbe edilen enerjidir.

Kaynak ve yük çıkış sıcaklıkları Denklem 3.4 ve Denklem 3.5 denklemleri kullanılarak hesaplanır.

$$T_{source,out} = T_{source,in} - \frac{\dot{Q}_{absorbed}}{\dot{m}_{source} C_{p,source}} \quad 3.4$$

$$T_{load,out} = T_{load,in} + \frac{\dot{Q}_{heating}}{\dot{m}_{load} C_{p,load}} \quad 3.5$$

Denklem 3.4 ve 3.5’te $T_{source,in}$ [°C] cinsinden ısı pompasının kaynak tarafına giren sıvının sıcaklığını, $T_{source,out}$ [°C] cinsinden ısı pompasının kaynak tarafından çıkan sıvının sıcaklığını, $T_{load,in}$ [°C] cinsinden ısı pompasının yük tarafına giren sıvının sıcaklığını, $T_{load,out}$ [°C] ısı pompasının yük tarafından çıkan sıvının sıcaklığını, \dot{m}_{source} [kg/hr] cinsinden ısı pompasının kaynak tarafındaki sıvının kütleli debisini, $C_{p,source}$ [kJ/kg.K] cinsinden ısı pompasının kaynak tarafındaki sıvının özgül ısısını,

\dot{m}_{load} [kg/hr] cinsinden ısı pompasının yük tarafındaki sıvının kütsel debisini, $C_{p,load}$ [kJ/kg.K]cinsinden ısı pompasının yük tarafındaki sıvının özgül ısısını ifade eder.

Soğutma modunda ısı pompası AÇIK olarak belirlenirse, Type927 ısıtma modunda olduğu gibi çalışır. Giren kaynak ve yük sıvısı ile TRNSYS veri alt programını çağırır. Alt program artık soğutma performansı veri dosyasına erişir ve makinenin soğutma kapasitesini ve güç çekimini tekrar hesaplar. Isı pompasının soğutmada COP değeri, Denklem 3.6 ile verilmiştir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cooling}}{\dot{P}_{cooling}} \quad 3.6$$

Denklem 3.6'da $\dot{Q}_{cooling}$ [kJ/hr] mevcut koşullardaki ısı pompası soğutma kapasitesini, $\dot{P}_{cooling}$ [kJ/hr] cinsinden soğutma modunda ısı pompası tarafından çekilen güçü ifade eder.

Soğutma esnasında kaynak tarafından atılan enerji miktarı denklem Denklem 3.7 ile verilmiştir.

$$\dot{Q}_{rejected} = \dot{Q}_{cooling} + \dot{P}_{cooling} \quad 3.7$$

Denklem 3.7'de $\dot{Q}_{rejected}$ [kJ/hr] soğutma modunda ısı pompası tarafından atılan enerjiyi ifade eder.

Kaynak ve yük çıkış sıcaklıkları Denklem 3.8 ve Denklem 3.9 denklemleri kullanılarak hesaplanır.

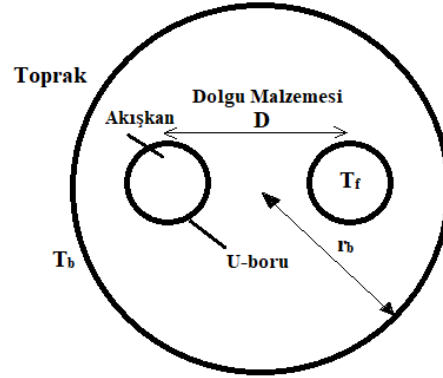
$$T_{source,out} = T_{source,in} + \frac{\dot{Q}_{rejected}}{\dot{m}_{source}C_{p,source}} \quad 3.8$$

$$T_{load,out} = T_{load,in} - \frac{\dot{Q}_{cooling}}{\dot{m}_{load}C_{p,load}} \quad 3.9$$

3.2.4. Toprak Isı Eşanjörü (Type 557)

Toprak altına 75, 100, 125 m derinliklere döşenen ısı eşanjörü “U” tiptir. 2 ayrı sondaj kuyusu mevcut olup, U tip borunun iç ve dış çapları sırasıyla 0,01372 ve 0,01664 m dir. Sondaj deliklerinin bulunduğu hesaplamada delik çapı 0,1016 m, dolgu malzemesi ısı iletim katsayısı 4,68 kJ/hmK, boru ısı iletim katsayısı 1,5122 kJ/hmK dir.

Toprak eşanjörleri, yeraltına yerleştirilen yüksek yoğunluklu polietilenden (HDPE) yapılan basit “U” borulardan oluşan ısı eşanjörleridir. Bu boruların biri veya set olarak sondaj deliğine yerleştirilir. Dolaşım sıvısı, gerekirse etil alkol, glikol veya tuz gibi bir antifriz ile karıştırılmış sudan oluşur. Düşük sondaj deliği direncinin (R_b) toprak eşanjöründeki termal ısı transferi üzerinde olumlu bir etkisi vardır. Borunun ve çözeltilinin yüksek ısı iletimi, borular arasında mümkün olduğunca fazla boşluk bırakılması ve küçük sondaj yarıçapı ile elde edilir. Isı transferi genellikle sondaj deliğinin içinde ve sondaj deliğinin dışında olacak şekilde bölünerek hesaplama yapılır. Dolaşım sıvısından boruya ısı transferi esas olarak taşınım ile olduğu kabul edilir. Borudan sondaj deliği duvarına ısı transferinde ise iletimle olan ısı aktarımı baskındır. Şekil 3.8.’de tipik bir U-borulu toprak ısı eşanjörü geometrisini göstermektedir. Toprağın termal direnci esas olarak toprağın ısıl iletkenliğine ve sondaj deliği çapına ve toprağın termal yayılımına bağlıdır. Sayısal veya analitik olan birçok matematiksel model, toprak eşanjörlerinin termal tepkisini analiz etmek için önerilmiştir. Modellerin çoğu sondaj deliğinin ısı kapasitesini ihmal ettikleri için birkaç saatlik çalışmadan sonra geçerlidir. Saatlik simülasyonlar yaparak, sondaj deliğinin iç ve dış sıcaklıkları, COP üzerinde bir etkiye sahip olan uzun vadeli simülasyonlara kıyasla daha kesin, doğru bir şekilde belirlenebilir. Saatlik simülasyonlar ısı pompası boyutuna ve sondaj alanının boyutlandırılmasının belirlenmesinde yardımcı olabilir.



Şekil 3.8. “U” borulu ısı eşanjörü geometrisi

Toprak Eşanjörü Matematiksel İfade Adlandırmaları:

Tek bir U-borulu tipik bir sondaj deliği için gerekli sondaj deliği uzunluğu “H”, aşağıdaki gibi sabit hal baz alınmış bir ısı transferini ifade eden Denklem 3.10 ile hesaplanabilir.

$$H = \frac{qR_g}{T_g - T_f} \quad 3.10$$

Denklem 3.10’da H [m]cinsinden sondaj deliği uzunluğunu, q[W] cinsinden ısı transfer miktarını, R_g [K/(W/m)] cinsinden toprak termal direncini, T_g ve T_f [°C] cinsinden dolaşım sıvısı sıcaklıklarını ifade eder.

Toprak ısı eşanjörü, genellikle, bu ihtiyaçların, çeşitli büyüklük ve sürelerde birbirini izleyen 20 yıl boyunca yıllık ortalama toprak ısı yükü, 1 ay boyunca en yüksek aylık toprak ısı yükü ve en yoğun 6 saatlik toprak ısı yükü olmak üzere toplam üç ardışık termal etkiye maruz kaldığı göz önünde bulundurularak tasarlanmıştır: Bu koşullarda gerekli olan sondaj deliği uzunluğu Denklem 3.11 ile verilir:

$$H = \frac{q_h R_b + q_a R_{20a} + q_m R_{1m} + q_h R_{6h}}{T_g - (T_f + \Delta T_g)} \quad 3.11$$

Denklem 3.11’de R_b [K/(W/m)] cinsinden etkili sondaj deliği termal direncini, R_{20a}, R_{1m}, R_{6h} [K/(W/m)] cinsinden 20 yıl, 1 ay ve 6 saat termal etkiler için toprak termal dirençlerini ifade eder; ΔT_g , [°C] cinsinden sondaj deliği ile bitişik sondaj delikleri arasındaki uzun süreli etkileşimden dolayı sıcaklıkta olan artıştır.

Tek sondajdaki ısı işlem, farklı yaklaşımlarla açıklanabilir. Tekli toprak eşanjörleri için analitik modeller genellikle sonsuz çizgi kaynağı modeli (ILS), sonlu çizgi kaynağı modeli (FLM) veya sonsuz silindir kaynağı modeli (ICM) olarak adlandırılmaktadır. İki sonsuz model, kaynağı / kaynağı ve zamanı radyal mesafenin bir fonksiyonu olarak ısı kaynağı etrafındaki sıcaklığı hesaplar. Sondaj deliği, ısı aktarımının çevreden yapıldığı bir hat veya silindir olarak modellenmiştir. ILS modeli, Denklem 3.12’de aşağıdaki gibi matematiksel olarak ifade edilebilir:

$$T_{(r,t)} - T_0 = \frac{q'}{\pi\lambda} \int_{r^2}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} du \quad 3.12$$

Denklem 3.12’de u integrasyon değişkenini, $T_{(r,t)}$ [°C] cinsinden belli bir radyal mesafe ve zamandaki sıcaklığı, T_0 [°C] cinsinden başlangıç durumdaki sıcaklığı, r [m] cinsinden radyal mesafeyi, t [s] cinsinden zamanı, α [m^2s^{-1}] cinsinden termal yayılımı ifade eder.

FLS, dikey ısı transferini de dikkate alan ILS’nin bir modifikasyonudur. FLS (sonlu hat) yöntemi (Claesson ve Eskilson, 1988) tarafından önerilmiştir ve daha sonra sıklıkla kullanıldığı modellenme amaçlarına uyacak şekilde geliştirilmiştir.

FLS aşağıdaki Denklem 3.13’deki gibi açıklanmıştır.

$$T_{(r,t,z)} - T_0 = \frac{q'}{4\pi\lambda} \int_0^H \frac{erfc(\frac{du}{2\sqrt{\alpha t}})}{d(u)} - \frac{erfc(\frac{du}{2\sqrt{\alpha t}})}{d'(u)} \quad 3.13$$

Denklem 3.13’de $T_{(r,t,z)}$ [°C] cinsinden sondaj deliğinde belli bir radyal ve düşey mesafede ve belirli bir zamandaki sıcaklığı ifade eder.

Ayrıca Denklem 3.13’

$$d(u) = \sqrt{r^2 + (H - u)^2}$$

$$d'(u) = \sqrt{r^2 + (H + u)^2}$$

ve $erfc(x)$ Denklem 3.14'de tanımlandığı gibi tamamlayıcı bir hata fonksiyonudur.

$$erfc(x) = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \int_x^{\infty} e^{-t^2} dt \quad 3.14$$

ILS, ICM ve FLM, sondaj deliğinin dışındaki ısı transfer için değişik yaklaşımlardır. Sondaj deliğinin içinde yukarı ve aşağı giden borular etkileşir. Sondajın içindeki zamana bağlı modelleme, çok fazla hesaplama yükü getirmektedir. Bu nedenle, yarı kararlı hal ısı direnci (R), Denklem 3.11 ile gösterildiği gibi U-boru şaftlarının her biri için üç bileşenin, yani dolgu, akışkan ve boru malzemesinin katkısını varsaymak suretiyle modellendiğinde yaygın olarak aşağıdaki Denklem 3.15'teki gibi kullanılır:

$$R = R_{cond,grout} + R_{conv,fluid} + R_{cond,pipe} \quad 3.15$$

Denklem 3.15'te sırasıyla $R_{cond,grout}$, $R_{conv,fluid}$, $R_{cond,pipe}$ [K/(W/m)] cinsinden toplam termal direnci belirleyecek dolgu malzemesindeki termal direnci, akışkandaki termal direnci ve U borulardaki termal direnci ifade eder. Denklem 3.16'da da ifade edildiği termal direncin gibi, ortalama akışkan ve sondaj deliği duvar sıcaklığı arasındaki farkı temsil ettiği varsayılmaktadır.

$$R_b = \frac{(T_{in} + T_{out})/2 - T_b}{q_{in} + q_{out}} \quad 3.16$$

Denklem 3.16'da T_{in} , T_{out} ve T_b [°C] cinsinden akışkan giriş, çıkış sıcaklığı ve sondaj deliği ortalama sıcaklığını, q_{in} ve q_{out} [W] giriş ve çıkıştaki ısı transfer miktarını ifade eder.

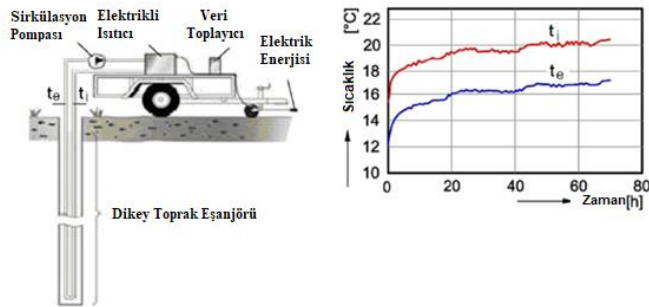
Yaygın olarak sadece dolgu malzemesinde, yani harç veya yeraltı suyunda, iletimle ısı transferi kabul edilmiştir. Gerçekte, özellikle yüksek sıcaklıklarda yeraltı suyu, doğal aşınımı nedeniyle de ısı transferine katkıda bulunur.

Kanal Isı Deposu (Duct Heat Storage (DST)) modeli, TRNSYS Type 557 komponentinde toprak eşanjörü simülasyonları için kullanılan en yaygın araçtır. Zemindeki sıcaklık üç bölüme ayrılarak hesaplanır; Küresel sıcaklık, yerel çözüm ve sabit akı çözümü. Global ve lokal problemler, iki boyutlu aksenal simetrik

formülasyonlar kullanılarak açık bir sonlu-fark metodu kullanılarak çözülmüştür. Depolama hacmi için sabit akışlı çözelti, önceden hesaplanmış g-fonksiyonları ile analitik olarak elde edilir. Elde edilen sıcaklık daha sonra süperpozisyon yöntemleri kullanılarak hesaplanır.

Dikey tip eşanjörlü bir toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde, topraktan temin edilmesi gereken termal gücü hesaplamak için sistemi oluşturan parametrelerin belirlenmesi zordur. Isı pompasına verilmesi gereken enerjinin bir fonksiyonu olarak kaç döngünün ayarlanması gerektiğini bilmek için, toprağın ısıl iletkenliğini ve sondaj deliğinin etkin termal direncini belirlemek çok önemlidir. Bu bağlamda, basit bir toprak döngüsünün yerleştirildiği bir sondaj deliği kullanılarak toprağın ısıl tepki testinin yapılması (TRT) gereklidir.

Bu amaçla kurulmuş bir test sırasında, Şekil 3.9.'da görüldüğü gibi toprak döngüsüne bağlanmış bir elektrikli ısıtıcı genellikle giriş (t_i) ve çıkış (t_e) akışkan sıcaklıkları ölçülürken toprak eşanjörü içerisindeki akışkana toprak döngüsü üzerinden ısı sağlar. Bu okunan iki anlık sıcaklığın ortalaması, genellikle belirli bir zamanda dikey toprak döngüsündeki ortalama sıcaklığı temsil etmek için alınır. İdeal bir testte, ölçülen dolaşım debisi ve ısı giriş hızı test boyunca sabit kalır. Romanya'daki ilk TRT, 2009 yılında Bükreş'teki GEOTHERM PDC şirketi tarafından gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.9. Isıl Tepki Testi Şematik Gösterimi ve Sıcaklık Zaman Değişim Grafiği

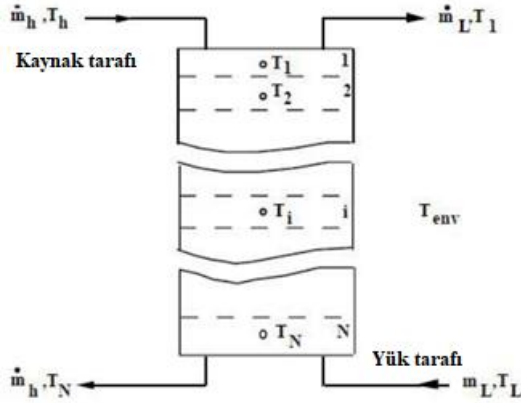
Testin asgari süresini tahmin etmek için aşağıdaki Denklem 3.17 kullanılabilir.

$$\tau_{min} = \frac{5R_b^2}{\alpha} \quad 3.17$$

3.2.5. Eysel Su Tankı (Type 4a)

Sıcak su depolamak için 0.35, 0.5, 0.6, m³ hacminde ve bahsedilen hacimlere karşılık gelen sırasıyla 1320, 1770, 2020 mm yüksekliklerinde sıcak su tankları kullanılmıştır. Tank boyunca tankın her katmanında su sıcaklıkları farklı olacağından, tank boyu 10 katmana bölünmüştür. Bir kontrol elemanı yardımıyla tankın en üst katman sıcaklığı izlenmekte ve bu değer 55°C' de sabit tutulmak istenmektedir. Bu kontrol elemanı, tankın en üst katman sıcaklığını, tankın ortalama sıcaklığıyla karşılaştırılmaktadır. Eğer aradaki fark 10°C den fazla ise ısı pompası ile birlikte tank ve toprak döngüsü pompaları da devreye sokulmakta, aradaki fark 2°C ' e olana kadar çalıştırılarak su sıcaklığı arttırılmaktadır. Isı pompası devreye girdiği halde istenilen sıcak su değerine ulaşamıyorsa, tank içine yerleştirilen elektrikli ısıtıcılar devreye girmektedir. Tankın içinde 2. ve 8. katmanlarda 7200 kJ/h kapasitelerinde elektrikli ısıtıcılar ve bunları devreye sokan iki adet termostat yerleştirilmiştir. 2. kademede ısıtıcı bu kademede su sıcaklığı 50°C' nin altına düştüğünde devreye girerken, 8. kademede ısıtıcı ise bu kademede su sıcaklığı 40°C' nin altına düştüğünde devreye girmektedir.

Bu çalışmada modellenen tüm sistemlerdeki tanklar, 10 adet katmana ayrılmış Şekil3.10.' da gösterildiği gibi modellenmiştir. Tank içinde değişik sıcaklık aralıklarında tabakalar bulunmaktadır. Bu tabakalar, akışkanın yoğunluğuna göre konumlanmasını sağlamıştır. Yoğunluk farkına bağlı olarak sıcak ve yoğunluğu az olan akışkan yükselerek tankın üst bölümüne doğru çıkmaktadır. Modellenen bu tankta, akışkanın kendi sıcaklığına en yakın katmandan eklenmesine izin veren değişken giriş konumlarına göre modelleme yapılmıştır.



Şekil3.10.Tank içerisindeki katmanların gösterimi

Tank içerisinde dolaşan akışkanın, her bir katmana girmeden önce tamamen karıştırıldığı varsayılmaktadır. Şekil 3.11.'de belirtildiği gibi, m_1 kütlesinin m_4 'e eklendiği, m_2 kütlesinin m_3 'e eklendiği, yukarı veya aşağı doğru bir akış olduğu görülmektedir. Daha sonra, Denklem 3.18' de belirtildiği gibi i katmanında bir enerji dengesi sağlanır:

$$M_i \cdot C_{pf} \frac{dT_i}{dt} = \begin{cases} (\dot{m}_1 - \dot{m}_3) \cdot C_{pf} \cdot (T_{i-1} - T_i) \dot{m}_1 \geq \dot{m}_3 \\ (\dot{m}_3 - \dot{m}_1) \cdot C_{pf} \cdot (T_{i+1} - T_i) \dot{m}_1 < \dot{m}_3 \end{cases} \quad 3.18$$

Denklem 3.18'de M_i [kg] cinsinden ilgili bölümdeki su kütlesini, C_{pf} [kJ/kgK] cinsinden tank içerisindeki akışkanın özgül ısısını, T_i [°C] cinsinden akışkanın i . Tabakadaki sıcaklığını, t [s] cinsinden zamanı ifade eder.

Tanktan çevreye olan ısı kaybı Denklem 3.19 ile hesaplanmaktadır:

$$\dot{Q}_{loss} = \sum_{i=1}^N (UA)_i \cdot (T_i - T_{env}) + \gamma_f \sum_{i=1}^{i=l} (UA)_{f,i} \cdot (T_i - T_f) \quad 3.19$$

Denklem 3.19'da \dot{Q}_{loss} [kJ/s] cinsinden çevreye olan ısı kaybı, U belirli tank bölümündeki çevreyle arasındaki kayıp katsayısı [kJ/sm²K], T_i , T_f , T_{env} [°K] cinsinden sırasıyla i ilgili bölümdeki sıcaklık, akışkan sıcaklığı, çevre sıcaklığı ve γ_f tank kontrol fonksiyonunu ifade eder.

Yüke aktarılan enerji miktarı Denklem 3.20' e göre hesaplanır.

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_L \cdot C_{pf} \cdot (T_1 - T_L) \quad 3.20$$

Denklem 3.20’de \dot{Q}_s [kj/s] cinsinden yüke aktarılan enerji miktarı, \dot{m}_L [kg/s] cinsinden yük tarafına giden kütleli debi, T_1 [°C] cinsinden yük tarafına çıkıştaki sıcaklık, T_L [°C] cinsinden yük sıcaklığıdır.

Kaynaktan aktarılan enerji miktarı Denklem 3.21 yardımıyla hesaplanır.

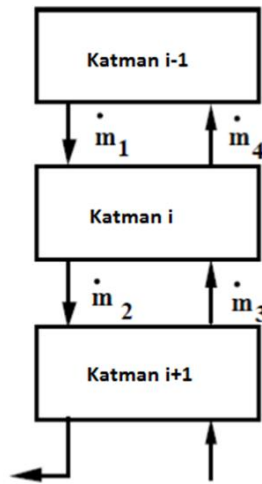
$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_h \cdot C_{pf} \cdot (T_h - T_N) \quad 3.21$$

Denklem 3.21’de \dot{Q}_{in} [kj/s] cinsinden kaynak tarafından aktarılan enerji miktarı, \dot{m}_h [kg/s] cinsinden kaynak tarafından tanka giren kütleli debi, T_h [°C] cinsinden kaynaktan gelen akışkan sıcaklığı, T_N [°C] cinsinden kaynaktarafına çıkış sıcaklığıdır.

Tanktaki iç enerji değişimleri Denklem 3.22 ile hesaplanır:

$$\Delta E = \frac{V \cdot \rho_f \cdot C_{pf} [\sum_{i=1}^N T_i - \sum_{i=1}^N T_i]_{t=TIME_0}}{N} \quad 3.22$$

Denklem 3.22’de V [m³] cinsinden tank hacmini, ρ_f [kg/m³] cinsinden akışkan yoğunluğunu, N tanktaki katman sayısını ifade etmektedir.



Şekil3.11.Katmanlar arasındaki akış

3.2.6. Güneş Kolektörü (Type 1b)

Ayrıca gün içerisinde tank içindeki su bir pompa yardımıyla (kolektör pompası) 4, 8, 12, m² yüzey alanına sahip düz plakalı güneş kolektöründe ısıtılmak suretiyle tanka gönderilmektedir. Tankın en alt katmanından çekilen su, bir kolektör pompası yardımıyla kolektöre gönderilmekte ve ısınan su tekrar tankın üst katmanına geri gönderilmektedir. Kolektör pompası bir diferansiyel kontrol elemanı yardımıyla kontrol edilmekte olup, bu kontrol elemanı kolektör su çıkış sıcaklığıyla tank ortalama su sıcaklığını karşılaştırmakta ve aradaki fark 10°C' nin üzerindeyse kolektör pompası devreye girmekte ve aradaki fark 2°C olana kadar çalışmaktadır.

TRNSYS Type 1 güneş kolektörü komponenti düz plakalı bir güneş kolektörünün modellenmesini sağlar. Güneş termal kolektör verimliliği için genel bir denklem, aşağıdaki şekilde Denklem 3.23'den (Hottel-Whillier denkleminde) elde edilebilir (Duffie ve Beckman, 1991).

$$\eta = \frac{Q_{sun}}{A \cdot I_T} = \frac{\dot{m} \cdot c_{pf} (T_o - T_i)}{A \cdot I_T} = F_R \cdot (\tau \alpha)_n - F_R \cdot U_L \cdot \frac{(T_i - T_a)}{I_T} \quad 3.23$$

Denklem 3.23'te η , kolektör verimliliğini, \dot{Q}_{sun} [kJ/h] cinsinden güneşten elde edilen enerji, A [m²] cinsinden kolektör yüzey alanını, I_T [kJ/hm²] cinsinden kolektörün birim alana düşen depolayabildiği enerji miktarını, \dot{m} [kg/h] cinsinden kütleli debiyi, c_{pf} [kJ/kgK] cinsinden akışkan özgül ısısını, T_o ve T_i [°C] cinsinden akışkan çıkış ve giriş sıcaklığını, F_R giderim verimi faktörünü, α kolektörün kısa dalga absorpsiyon katsayısını, τ kolektörün kısa dalga geçirgenlik katsayısını, U_L [kJ/hm²K] cinsinden birim alan başına kolektörün tüm kayıp katsayısını, T_a [°C] cinsinden ortam sıcaklığını ifade etmektedir.

Kayıp katsayısı U_L tam olarak sabit değildir, bu nedenle U_L değeri ($T_i - T_a$) değeri de dikkate alınarak Denklem 3.24'ledaha iyi bir ifade elde edilir:

$$\eta = \frac{Q_{sun}}{A \cdot I_T} = F_R \cdot (\tau \alpha)_n - F_R \cdot U_L \cdot \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - F_R \cdot U_{L/T} \cdot \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T} \quad 3.24$$

Denklem 3.24'te U_{LT} [kJ/hm²K] cinsinden sıcaklığa bağlı kayıp katsayısını vermektedir.

Denklem 3.24, şu şekilde de yeniden yazılabilir:

$$\eta = a_0 - a_1 \cdot \frac{(\Delta T)}{I_T} - a_2 \cdot \frac{(\Delta T)^2}{I_T} \quad 3.25$$

Denklem 3.25'te a_0 maksimum kolektör verimini, a_1 ve a_2 [kJ/hm²K] cinsinden birinci ve ikinci derece negatif kolektör verimi denkliği katsayısını ifade etmektedir.

Type 1'de kullanılan genel güneş enerjisi kolektör termal verimlilik denklemi bu denklemdir. Isıl verimlilik genellikle a_0 , a_1 ve a_2 parametreleri ile tanımlanır: Bu 3 parametre, ASHRAE standartlarına göre test edilen ve SRCC (ASHRAE, 2003; SRCC, 1995) tarafından derecelendirilen kolektörlerin yanı sıra yakın geçmişteki güneş enerjisi kolektörleri Avrupa Standartlarına (CEN, 2001) göre test edilen kolektörler için de mevcuttur. Kolektör parametrelerinin pek çok örneği internette bulunabilir (ör. SPF, 2004).

Güneş enerjisi destekli sistemlerde toplam enerjinin ne kadarının güneş enerjisinden karşılandığını gösteren bir ifade olan “*güneş fraksiyonu*”, Denklem 3.26 yardımıyla elde edilmiştir.

$$SF = \frac{\dot{Q}_{sun}}{\dot{Q}_{sun} + W_{tot}} \quad 3.26$$

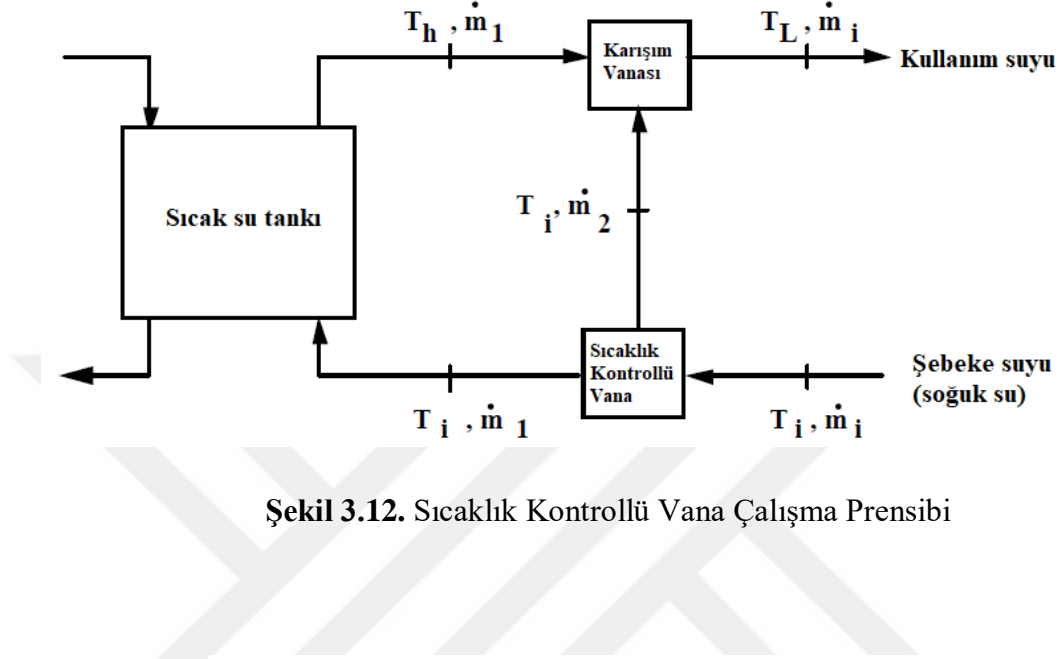
3.2.7. Vanalar (Type 11b, Type 11d, Type 11f, Type 11h)

Sistemde genel olarak 4 çeşit vana kullanılmıştır. Bunlar sırasıyla sıcaklık kontrollü vana, karışım vanası, sinyal kontrollü karışım vanası ve dağıtım vanasıdır. Bu vanalar TRNSYS Type 11 elemanı altında verilmektedir.

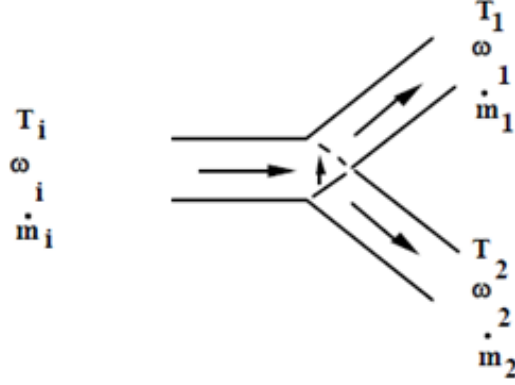
Vana Matematiksel İfade Adlandırmaları:

Sıcaklık kontrollü vana: Kolektör çıkış sıcaklığının kullanım sıcaklığının çok üzerinde olduğu yaz aylarında tank içindeki su sıcaklığı da 55°C' nin çok üstünde olacaktır. Kullanım sıcak suyunu 55°C sıcaklığa düşürebilmek için sıcaklık kontrollü bir

vana yardımıyla 15°C sıcaklıktaki şebeke suyu ile karıştırılmaktadır. Şekil 3.12. ve Şekil 3.13.'de sıcaklık kontrollü vananın çalışma prensibi gösterilmiştir.

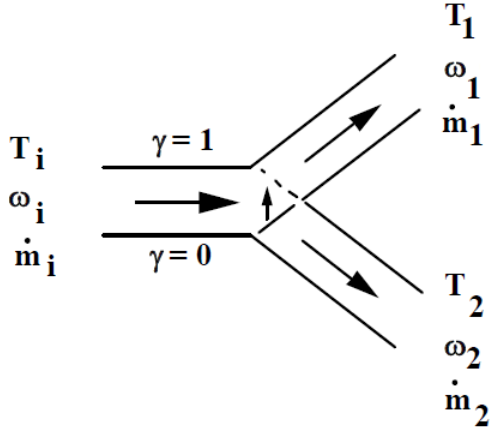


Şekil 3.12. Sıcaklık Kontrollü Vana Çalışma Prensibi



Şekil 3.13. Sıcaklık kontrollü vana akışı

Dağıtım vanası: Isıtma sisteminde su tankından ısı pompasına ve güneş kollektörüne akışın sağlanmasında ve diğer taraftan mahallin ısıtılması için 2 adet dağıtım vanası kullanılmıştır. Şekil 3.14'de dağıtım vanası gösterimi verilmiştir.



Şekil 3.14. Dağıtım vanası akışı

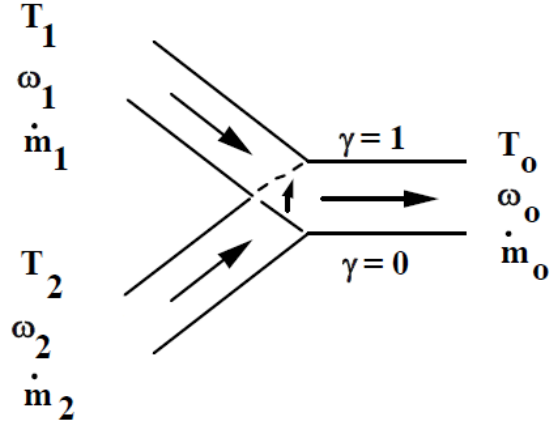
Dağıtım vanasında dağıtılacak kütleli debiler Denklem 3.27 ve Denklem 3.28'deki gibi “ γ ” değeri ile belirlenir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{in}(1 - \gamma) \quad 3.27$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{in}\gamma \quad 3.28$$

Denklem 3.27 ve 3.28'de \dot{m}_1 ve \dot{m}_2 [kg/h] cinsinden girişteki kütleli debileri, γ [0...1] arasından değişen kontrol fonksiyonu değerini, \dot{m}_{in} [kg/h] girişteki kütleli debiyi ifade etmektedir.

Karışım Vanası: Isıtma sisteminde kollektör ve ısı pompasından su tankına, su tankı ve şebeke suyu hattından harici ısıtıcıya, ısıtma eşanjörü ve şebeke suyu hattından evsel su tankına olmak üzere 3 adet karışım vanası kullanılmıştır. Şekil 3.15'de karışım vanası akışı verilmiştir.



Şekil 3.15. Karışım vanası akışı

Karışım vanasındaki akış olayına ait denklemler Denklem 3.29, Denklem 3.30 ve Denklem 3.31'deki gibi “ γ ” değeri ile çıkış debisi ve sıcaklığı belirlenir.

$$T_{out} = \frac{\dot{m}_1 T_1 (1-\gamma) + \dot{m}_2 T_2 \gamma}{\dot{m}_1 (1-\gamma) + \dot{m}_2 \gamma} \quad 3.29$$

$$\omega_{out} = \frac{\dot{m}_1 \omega_1 (1-\gamma) + \dot{m}_2 \omega_2 \gamma}{\dot{m}_1 (1-\gamma) + \dot{m}_2 \gamma} \quad 3.30$$

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_1 (1 - \gamma) + \dot{m}_2 \gamma \quad 3.31$$

Denklem 3.29, 3.30 ve 3.31'de T_{out} , [°C] cinsinden karışım vanası çıkışındaki sıcaklığı, T_1 ve T_2 [°C] karışım vanasına giriş sıcaklıkları, ω_{out} vana çıkışındaki nem oranı, ω_1 ve ω_2 karışım vanası girişindeki nem oranı değerleri, \dot{m}_{out} [kg/h] cinsinden çıkıştaki kütleli debiyi ifade etmektedir.

3.2.8. Fan (Type 112b)

Kış aylarında evin ısıtılması için tanktan bir pompa yardımıyla çekilen sıcak su, restoranın yemek odasında bulunan bir ısı eşanjörüne gönderilmekte ve 6000 kg/h debi ve 900 W güç tüketimine sahip bir fan yardımıyla mahal ısıtılmaktadır.

TRNSYS içerisinde Type112 komponenti, sabit hızda dönebilen ve böylece sabit bir hava debisi ile havanın korunmasını sağlayan bir fanı modellemektedir. Type 112' nin çalıştığı moda bağlı olarak, bağıl nem ya da nem oranı giriş değerinden sadece birisi

alınır. Fanın kontrol sinyali “0” a ayarlı olduğu durumda, sıcaklık, nem oranı, bağıl nem ve fandan çıkan havanın basıncına karşılık gelen giriş koşullarına ayarlanır. Fan gücü, fan motorundan hava akışına aktarılan enerji, fan motorundan ortam sıcaklığına aktarılan enerji ve çıkış kütlelerinin akış hızı sıfırdır. Diğer taraftan, kontrol sinyali 1'e ayarlı olduğu durumda yani fan açık ise, fan tarafından hava akışına verilen enerji Denklem 3.32'deki gibi hesaplanır.

$$\dot{Q}_{air} = (\eta_{motor} + (1 - \eta_{motor})f_{motorloss})\dot{P}_{rated} \quad 3.32$$

Denklem 3.32'de η_{motor} motor verimini, $f_{motorloss}$ fan motor kaybı, \dot{P}_{rated} [kJ/hr] cinsinden fan motoru tarafından tüketilen enerjiyi ifade eder.

$$\dot{Q}_{ambient} = \dot{P}_{rated} - \dot{Q}_{air} \quad 3.33$$

Denklem 3.33'de $\dot{Q}_{ambient}$ [kJ/hr] cinsinden fan tarafından ortama aktarılan enerjiyi ifade eder.

Son olarak fandan çıkan havanın entalpisi Denklem 3.34 ile hesaplanabilir.

$$h_{air,out} = h_{air,in} + \frac{\dot{Q}_{air}}{\dot{m}_{air}} \quad 3.34$$

Denklem 3.34'te $h_{air,out}$ [kJ/kg] cinsinden çıkıştaki havanın entalpisini, $h_{air,in}$ [kJ/kg] cinsinden girişteki havanın entalpisini ve \dot{m}_{air} [kg/hr] cinsinden fandan geçen hava debisini ifade etmektedir.

3.2.9. Oda termostatu (Type 108)

Yemek odası sıcaklığı bir oda termostatu yardımıyla 22°C' de sabit tutulmaktadır. 0 veya 1 değerlerine sahip olabilen bir kontrol fonksiyonu γ_o üretir. γ_o değeri, iki ölü bant sıcaklık farkı, ΔTH ve ΔTL ile karşılaştırıldığında, üst ve alt sıcaklıklar, TH ve TL arasındaki farkın bir fonksiyonu olarak seçilir. Bu değeri $\gamma_i = 0$ veya 1 olup olmadığına bağlıdır. Kontrol elemanı normalde γ_o ile gecikmeyi belirleyen γ_i 'ye bağlanır. Güvenli şartlar için, TYPE 2 kontrol ünitesi ile yüksek limitli bir kontrol sağlanabilir. Ölü bant

koşullarından bağımsız olarak, limit koşulu aşıldığında kontrol fonksiyonu sıfıra ayarlanacaktır.

Matematiksel Açıklama

Matematiksel olarak, kontrol fonksiyonu aşağıdaki gibi Denklem 3.35, 3.36, 3.37 ve 3.38 ile gösterilmiştir.

DENETLEYİCİ AÇIK OLDUĞU DURUMDA

$$\text{Eğer } \gamma_i=1 \text{ ve } \Delta T_L \leq (T_H - T_L), \gamma_o = 1 \quad 3.35$$

$$\text{Eğer } \gamma_i=1 \text{ ve } \Delta T_L > (T_H - T_L), \gamma_o = 0 \quad 3.36$$

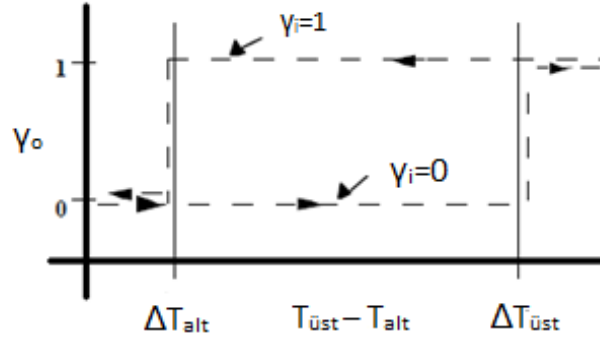
DENETLEYİCİ KAPALI OLDUĞU DURUMDA

$$\text{Eğer } \gamma_i=0 \text{ ve } \Delta T_H \leq (T_H - T_L), \gamma_o = 1 \quad 3.37$$

$$\text{Eğer } \gamma_i=0 \text{ ve } \Delta T_H > (T_H - T_L), \gamma_o = 0 \quad 3.38$$

Denklem 3.35, 3.36, 3.37 ve 3.38'de γ_i giriş kontrol fonksiyonunu, γ_o çıkış kontrol fonksiyonu, ΔT_L [°C] cinsinden alt ölü bant sıcaklık farkını, ΔT_H [°C] cinsinden üst ölü bant sıcaklık farkını, T_H [°C] cinsinden üst giriş sıcaklığını, T_L [°C] cinsinden alt giriş sıcaklığını ifade etmektedir.

Kontrol elemanı işlevi Şekil 3.16.'da grafiksel olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.16. Kontrol elemanı işlevi grafiksel gösterimi

3.2.10. Isıtma Eşanjörü (Type 670)

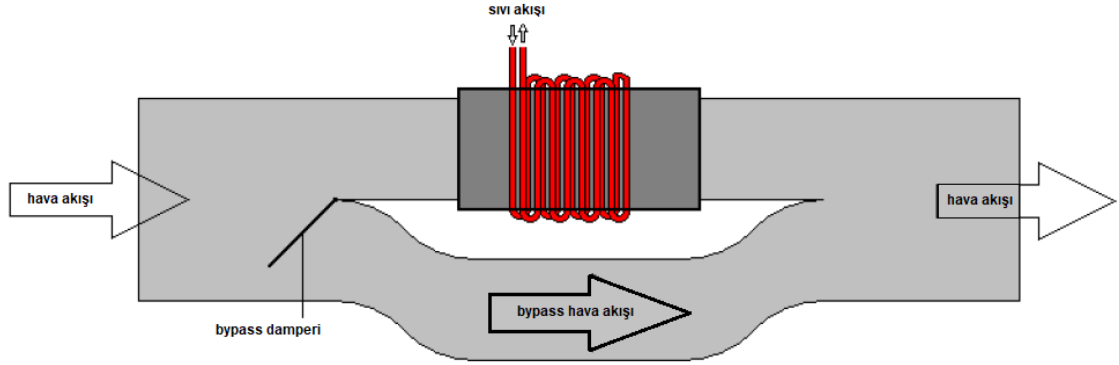
Isı eşanjörünün çıkışında arzu edilen maksimum hava sıcaklığı 50°C ve eşanjör etkenliği olarak belirlendi. Eşanjörde basınç kaybı olmadığı kabul edildi.

Type 670, çıkış havası sıcaklığını giriş havası sıcaklığının üzerinde ve kullanıcı tarafından belirlenen ayar noktası sıcaklığının altında tutmak için çalışan, bir baypas damperi ile kontrol edilen bir ısıtma serpantinini simüle eder.

Matematiksel Açıklama

Type 670, havanın sıcak bir sıvı içeren serpantinden geçirildiği bir ısıtma cihazını modeller. Teorik olarak hava, cihaza girerken daha sıcak ve aynı mutlak nem oranında çıkar. Kullanıcı hava giriş ve sıvı giriş koşullarını belirtir. Type 670 ayrıca, havanın çıkış sıcaklığının kullanıcı tarafından belirlenen bir maksimum sıcaklığı geçmeyeceği şekilde, ısıtma serpantini etrafında baypas edilen havanın fraksiyonunu modüle eden dahili olarak kontrol edilebilir bir damper ile donatılmıştır.

Damper ayrıca, çıkış havası sıcaklığının sıvı giriş sıcaklığının altına düşmemesi için hareketlenir. Type670 ısıtma serpantininin bir şeması, Şekil 3.17.' de gösterilmiştir.



Şekil 3.17. Isıtma serpantini şematik gösterimi

Type 670, kullanıcı tarafından girdiler arasında belirtilmeyen girişteki hava akışı için hava özelliklerini elde etmek amacıyla ilk olarak TRNSYS psikrometri rutinine bir çağrıda bulunur. Kullanıcının giriş havası basıncını, kuru termometre sıcaklığını ve mutlak nem oranını veya bağıl nemini belirtmesi gerekir. Kuru termometre sıcaklığı ve nem oranı modele girildiyse, bu kuru termometre sıcaklığı için doyumluk nem oranından daha yüksek bir nem oranı belirtilmemelidir. Aksi halde psikrometrik rutinde, giriş havası entalpisini ve bağıl nem veya nem oranını, kullanıcı tarafından sağlanmayan duruma geri döndürür.

Sıvının akış hızı veya ısıtma serpantinine giren hava debisi sıfıra ayarlanmışsa, Type670 havaya transfer edilen ısı olmadığını varsayar. Cihazdan çıkan sıvının sıcaklığı, cihaza giren sıvının sıcaklığına ayarlanır ve çıkış havası durumu, çıkış havası entalpisini giriş havası entalpisine eşit olarak, çıkış havası nem oranını giriş havası nem oranına eşit olarak ayarlanmasıyla ve basınç düşüşü etkileri göz önünde bulundurularak belirlenir. Basınç düşüşü etkileri nedeniyle, çıkış havası durumu giriş havası durumundan bir miktar farklı olabilir.

Giriş havası sıcaklığı çıkış havası ayar noktası sıcaklığından daha büyükse, havanın tümü serpantin etrafından geçecek ve sonuç olarak, hava ve sıvı akışı arasında enerji aktarımı olmayacaktır.

Type670 ilk önce tüm havanın serpantin boyunca geçeceğini varsayar. Denklem 3.39'u kullanarak hava akışının özgül ısısını hesaplar. "dh" entalpide ve "dT" sıcaklıktaki değişimdir.

$$Cp_{air} = \frac{dh}{dt} \quad 3.39$$

Denklem 3.39'da Cp_{air} [kJ/kgK] cinsinden havanın özgül ısısını, $\frac{dh}{dt}$ havanın entalpisinin kuru hava sıcaklığıyla değişimini ifade etmektedir.

"dh / dT" türevi, önce Psychrometrics rutini giriş havası sıcaklığı ile arayarak, daha sonra Psychrometrics rutini giriş havası sıcaklığı artı 1°C ile çağırmak suretiyle belirlenir. Her bir çağrının hava entalpisi kaydedilir. Bilinen havanın özgül ısısıyla, serpantin sisteminin hava veya su tarafının minimum kapasitesini belirlemek mümkündür. Minimum kapasite Denklem 3.40'daki gibi belirlenir:

Denklem 3.40 ile hava akışı ve serpantin içerisindeki sıvı akışı arasında aktarılabilecek maksimum enerji miktarı bulunur.

$$\dot{Q}_{max} = \varepsilon C_{min} (T_{liq,in} - T_{air,in}) \quad 3.40$$

Denklem 3.40'ta ε serpantin verimini, $T_{liq,in}$ [°C] serpantine giren akışkanın sıcaklığını, $T_{air,in}$ [°C] serpantinden çıkan akışkanın sıcaklığını, C_{min} [kJ/hr.K] cinsinden minimum kapasitansı ifade etmektedir.

Serpantin boyunca tüm havanın geçtiğini varsayarsak, serpantinden çıkan hava entalpisi Denklem 3.41 ile verilir.

$$h_{air,out} = h_{air,in} + \frac{\dot{Q}_{max}}{\dot{m}_{air} Cp_{air}} \quad 3.41$$

Denklem 3.41'de $h_{air,out}$ [kJ/kg] cinsinden çıkıştaki havanın entalpisini, $h_{air,in}$ [kJ/kg] cinsinden girişteki havanın entalpisini ve \dot{m}_{air} [kg/hr] cinsinden fanın geçen hava debisini ifade etmektedir.

Psikrometri rutini, bu sefer hava basıncını (basınç düşüşü dahil), hava nem oranını, çıkış havası entalpisi ve çıkış havasının sıcaklığını belirlemek için yeniden çağrılır. Bu

noktada, Type670, tüm hava akışının serpantin boyunca geçtiğini varsaymıştır. Eğer döndürülen sıcaklık kullanıcı tarafından belirlenen ayar noktası sıcaklığının altındaysa, o zaman çıkış havası sıcaklığını sıvı giriş sıcaklığının üzerinde ve kullanıcı tarafından belirlenen ayar noktası sıcaklığının altında tutmaya yönelik Type 670 kontrol kriterleri ile sıvı çıkış sıcaklığı aşağıdaki Denklem 3.42'deki gibi hesaplanabilir:

$$T_{liq,out} = T_{liq,in} - \frac{\dot{Q}_{max}}{\dot{m}_{liq}Cp_{liq}} \quad 3.42$$

Denklem 3.42'de $T_{liq,in}$ [°C] cinsinden serpantine giren sıvının sıcaklığını, $T_{liq,out}$ [°C] cinsinden serpantinden çıkan sıvının sıcaklığını, Cp_{liq} [kJ/kg.K] cinsinden sıvının özgül ısısını, \dot{m}_{liq} [kg/hr] sıvı akışkanın kütleli debisini ifade etmektedir.

Bilinen entalpide, serpantin çıkışı set sıcaklığını sağlamak için hava ve sıvı akışları arasındaki gerekli ısı transferi miktarı, Denklem 3.43 kullanılarak hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_{hx} = Cp_{air}(h_{air,out,req} - h_{air,in}) \quad 3.43$$

Denklem 3.43'de $h_{air,out,req}$ [kJ/kg] cinsinden serpantin çıkışında gerekli havanın entalpisini ifade etmektedir.

Gerekli kütleli debi Denklem 3.44 ile hesaplanabilir.

$$\dot{m}_{air,req} = \frac{C_{min}}{Cp_{liq}} \quad 3.44$$

Denklem 3.44 $\dot{m}_{air,req}$ [kg/h] cinsinden serpantin boyunca gerekli hava kütleli debiyi sağlar. Bypass hattından geçen hava akışı, toplam hava akışı ile çıkış sıcaklığını korumak için serpantinın çaprazlanması gereken miktar arasındaki farktır.

Son olarak serpantinden çıkan havanın sıcaklığı (cihaza giden havanın sıcaklığına karşılık olarak) Denklem 3.45'deki gibi verilir:

$$T_{out,coil} = T_{air,in} - \frac{\dot{Q}_{hx}}{\dot{m}_{air,coil}Cp_{liq}} \quad 3.45$$

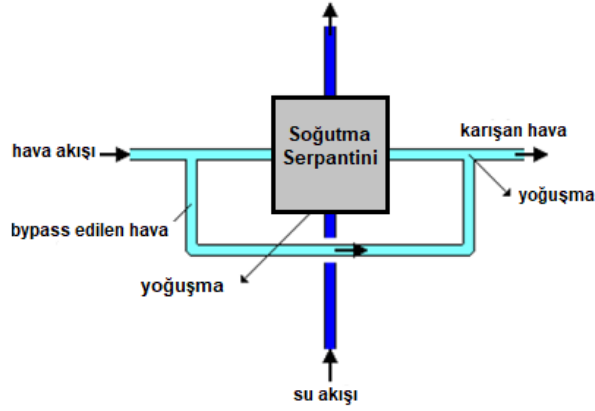
Denklem 3.45'te $T_{air,in}$ [°C] cinsinden serpantine giren havanın sıcaklığını, ifade etmektedir.

3.2.11. Soğutma Eşanjörü (Type 508)

Serpantin by-pass oranı 0,15, eşanjör çıkışında hava set sıcaklığı 10°C olarak alındı. TRNSYS Type508, dört kontrol modundan birini kullanarak bir soğutma serpantinini modeller. Soğutma serpantini, kullanıcı tarafından tanımlanan bir oranda serpantini bypass eden bir hava akımı yaklaşımı kullanılarak modellenmektedir. Hava akımının geri kalanının, serpantin içindeki akışkanın ortalama sıcaklığında ve doymuş olarak serpantinden çıktığı varsayılır. İki hava akımı serpantinden sonra tekrar karıştırılır. Model alternatif olarak, çıkış havası kuru termometre sıcaklığını kullanıcı tarafından belirlenen minimum seviyenin üzerinde tutacak şekilde serpantin etrafından akışkanı geçirebilir, havanın çıkıştaki mutlak nem oranını kullanıcı tarafından belirlenen minimum seviyenin üzerinde tutmak için serpantin etrafındaki akışkanı geçirebilir veya sıvı çıkış sıcaklığını kullanıcı tarafından belirlenen maksimum değer altında tutmak için serpantin etrafındaki akışkanı geçirebilir.

Matematiksel Tanım

Bir soğutma serpantini, soğuk bir sıvı içeren tüplerden geçerek havanın neminin alınmasını ve soğumasını sağlayan bir cihazdır. Enerji, daha sıcak havadan daha soğuk sıvıya aktarılır. Nem, hava akımından su buharı yoğunlaştıkça oluşur ve serpantinden dışarı akma eğilimi gösterir. Bir soğutma serpantinini modellemek için yaygın bir yöntem, serpantin boyunca geçen hava akımını iki kısma ayırmaktır. Hava akımının bir kısmı serpantinlerin üzerinden geçmekte ve serpantinlerdeki sıvı sıcaklığında doymuş bir durumda çıkmaktadır. Hava akımının diğer kısmı (bypass fraksiyonu olarak adlandırılır), serpantinle herhangi bir temas girmez, ancak serpantin üzerinden geçen hava akımının fraksiyonu ile giriş durumundaki haliyle yeniden karıştırılarak serpantin etrafından geçer. Şekil 3.18. soğutma serpantinlerini modellemek için kullanılan tekniğin şematik bir diyagramını göstermektedir.



Şekil 3.18. Soğutma serpantini şematik diyagramı

Şekil 3.18.'de görüldüğü gibi, yoğuşma için iki farklı durum ortaya çıkmaktadır. Birincisi, serpantinlerin kendisinde meydana gelen yoğunlaşmadır. İkincisi, soğutulmuş, nemden arındırılmış hava giriş havası ile karıştırıldığında ortaya çıkar.

Havanın kullanıcı tarafından belirtilen bir kısmı, suyun giriş ve çıkış sıcaklığının ortalamasında doygunluğa ulaşarak serpantinden geçer. Havanın geri kalan kısmı, serpantini bypass eder ve daha sonra soğutulmuş nemlendirilmiş doygun hava ile karıştırılır. Bu çalışma sistematigindeki tek handikap, serpantindeki ortalama su sıcaklığını bulmak için, bir çıkış sıcaklığını tahmin edilmesi ve hava akışından serpantin içerisindeki suya aktarılan enerjiyle eşleşene kadar yinelenmesi gerekliliğidir. Serpantindeki kondens debisi aşağıdaki Denklem 3.46'daki gibi verilir.

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{air}(1 - f_{bypass})(\omega_{air,out} - \omega_{air,in}) \quad 3.46$$

Denklem 3.46'da \dot{m}_{air} [kg/hr] cinsinden serpantinden geçen toplam hava debisini, f_{bypass} bypass edilen havanın oranını, $\omega_{air,out}$ [kgH₂O/kgAir] cinsinden bypass edilen havayla karışmadan önceki havanın mutlak nem oranını, $\omega_{air,in}$ [kgH₂O/kgAir] serpantine girişteki havanın mutlak nem oranını ifade etmektedir.

Kondense edilen hava ve bypass edilen hava her ikisi de aynı sıcaklıkta terk eder. TRNSYS “Buhar Özellikleri Alt Döngü Dosyası” çağrılarak kondense edilen havanın entalpisinin bulunmasını sağlar. Havadan daha sonra serpentine aktarılan enerji Denklem 3.47’deki gibi verilir.

$$\dot{Q}_{fluid} = \dot{m}_{air}(1 - f_{bypass})(h_{air,in} - h_{air,out}) - \dot{m}_{cond}h_{cond} \quad 3.47$$

Denklem 3.47’de $h_{air,in}$ [kJ/kgK] cinsinden serpentine giren havanın entalpisini, $h_{air,out}$ [kJ/kgK] cinsinden bypass edilen havayla karışmadan önceki havanın entalpisini, h_{cond} [kJ/kgK] cinsinden serpantinde yoğuşan su buharının entalpisini ifade etmektedir.

Serpantin içindeki sıvı akışkanın çıkış sıcaklığı Denklem 3.48 ile hesaplanabilir.

$$T_{fluid,out} = T_{fluid,in} + \frac{Q_{fluid}}{\dot{m}_{fluid}Cp_{fluid}} \quad 3.48$$

Denklem 3.48’de $T_{fluid,in}$ [°C] cinsinden serpentine giren sıvının sıcaklığını, Cp_{fluid} [kJ/kg.K] cinsinden sıvının özgül ısısını, \dot{m}_{fluid} [kg/hr] sıvı akışkanın kütleli debisini ifade etmektedir.

Havadan akışkana aktarılan enerji ve serpantinden geçen hava akışı, serpantinden bypass edilen hava akışı dengelendiğinde çıkış sıvısı sıcaklığı için yakınsayan bir çözüm Denklem 3.49 ve Denklem 3.50 kullanılarak bulunur.

$$h_{air,mix} = (1 - f_{bypass})h_{air,out} + f_{bypass}h_{air,in} \quad 3.49$$

$$\omega_{air,mix} = (1 - f_{bypass})\omega_{air,out} + f_{bypass}\omega_{air,in} \quad 3.50$$

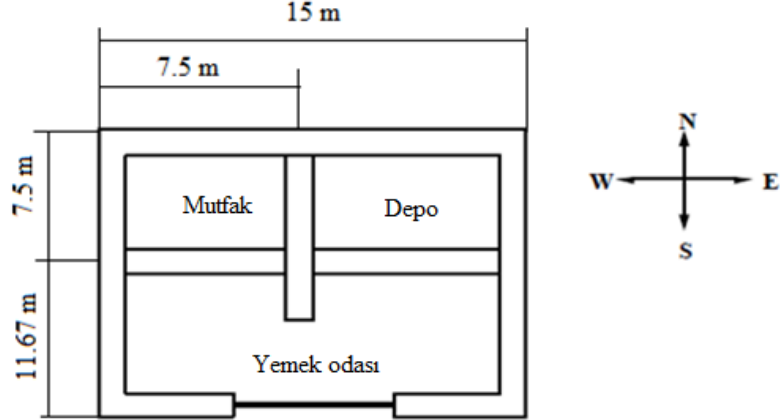
3.2.12. Meteorolojik Veri Dosyası (Type 15)

TRNSYS programında, hava durumu veri formatları Type15 tarafından okunabilir ve işlenebilmektedir. Type15 çoğunlukla standart biçimli veri dosyalarını okumak için

kullanılır. Ham veriyi dosyadan okurken, kullanıcı tanımlı yönelim yüzeylerine düşen güneş radyasyonu miktarını hesaplamak için bir alt döngü çağırır. Type15 aynı zamanda etkin gökyüzü sıcaklığını hesaplamak için bir algoritma içermektedir. Bu algoritma, Thermal Energy System Specialists Utility Library (Type575) bileşeninden gelmektedir. Bu üç ana bileşene ek olarak, Type15, “United States Department of Energy’s Building America Program” tarafından yayınlanan algoritmalara dayanarak, hava ile ilgili bir dizi diğer kullanışlı değerleri hesaplar.

3.3 Modellenen Mahallin Özellikleri

Modellenen mahallin mimari projesi Şek 3.19.’ da verilmiştir. Restoran; mutfak, depo ve yemek odası olmak üzere 3 odadan oluşmaktadır. SAVGSHP sistemi ile yemek odası sıcaklığı kış aylarında 22°C de muhafaza edilirken, günün belirli saatlerinde 55°C sıcak su ihtiyacı da karşılanmaktadır.



Şekil 3.19. Projelendirilen restoranın yerleşim planı

Binada sadece yemek odasında 10 m² cam mevcut olup, çift camdır ve toplam ısı transfer katsayısı 5 kJ/hm²K alınmıştır. Bina içinde ısı taşınım katsayısı 11 kJ/hm²K alınırken dış tarafında ise 64 kJ/hm²K olarak alınmıştır.

Bu çalışmada ele alınan resturanti oluşturan çatı; 16 mm kartonpiyer, 76 mm yalıtım, 102 mm beton ve 6 mm çatı kaplamasından, dış duvar ise 19 mm alçı, 76 mm yalıtım ve

25 mm sıvadan, iç duvar; 19 mm alçı, 58 mm ahşap ve 19 mm sıvadan ve döşeme; 25 mm mermer, 76 mm yalıtım ve 102 mm betondan oluşmaktadır. Toplam ısı transfer katsayıları Çizelge 3.3.' deki gibi hesaplanmıştır.

Çizelge 3.3.Restoranı oluşturan elemanlara ait toplam ısı transfer katsayıları

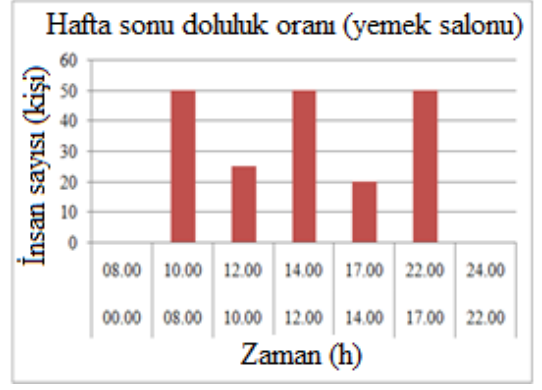
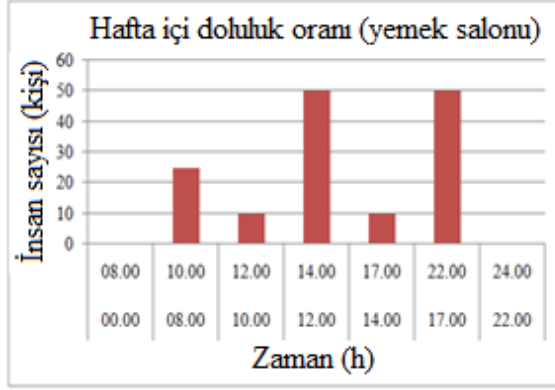
Yapı elemanları	Isı transfer katsayıları (kJ/hm ² K)
Çatı	1,63
Dış duvar	1,80
İç duvar	4,99
Döşeme	1,79

Restoranın her yerinde kullanılmayan zamanlarda hava değişimi, saatte bir yarım oda hava değişimi (0,5 l/h) olarak alınmıştır. Müşterilerin gelmesiyle birlikte yemek odasında hava değişimi müşteri başına 0,03 l/h artmaktadır.

Restoran içerisinde hem yemek odasında hem de mutfakta insanlardan ve ışıklardan kaynaklanan ısı kazançları mevcuttur. Mutfakta 50000 kJ/h soğutma kapasitesine sahip bir klima cihazı mevcut olup, mutfak sıcaklığını 26°C de sabit tutmaktadır. Mutfakta ayrıca fırından gelen ısı kazancı mevcuttur. Fırından radyasyonla olan ısı transferi 5000 kJ/h olup, konveksiyonla olan ısı transferi 10000 kJ/h'dır. Ayrıca fırından 0,1 kg/h nem transferi gerçekleşmektedir. Depoda 1500 kJ/h güce sahip bir dondurucudan gelen sabit ısı kazancı mevcut olup depo ısıtılmamaktadır.

Bina kullanıldığında lambalardan gelen ısı kazançları da devreye girmektedir. Lambalardan saatte 1500 kJ radyasyonla, 300 kJ konveksiyonla ısı yayılmaktadır. Yemek odasında yayılan ısı enerjisi hafta içi ve hafta sonları için farklıdır. Yemek odasında 07:00-22:00 arası lambalardan yayılan ısı enerjisi 2 katına çıkmaktadır.

Çalışanların ve müşterilerin her birinden 70 kJ/h radyasyonla, 150 kJ/h konveksiyonla ısı transferi ve saatte 0,058 kg nem transferi gerçekleşmektedir. Hafta sonu ve hafta içi yemek odası ve mutfak için doluluk oranları Şekil 3.20.' de görülmektedir.

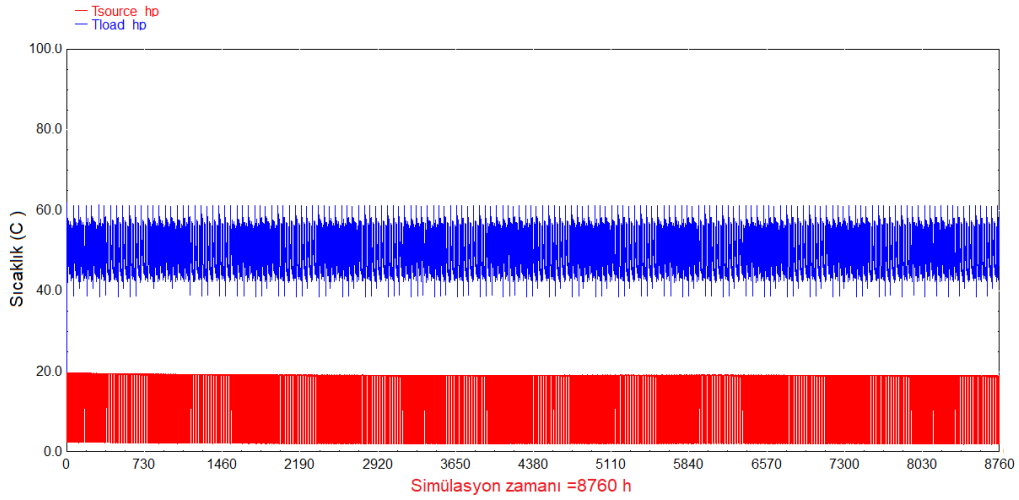


Şekil 3.20. Mutfak için hafta içi ve sonu doluluk oranı

4. BULGULAR

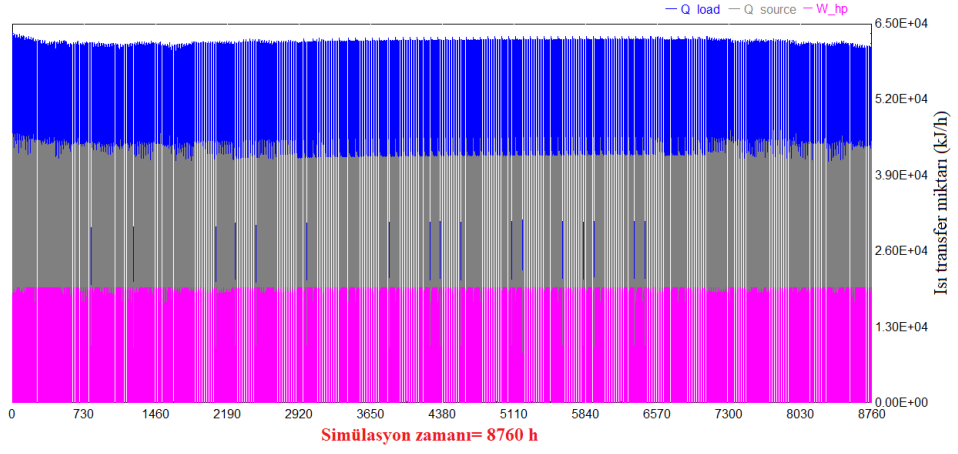
4.1. Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemine (GSHP) Ait Simülasyon Sonuçları

Evsel kullanım ve ısıtma amaçlı ihtiyaç duyulan sıcak su temini amacıyla kullanılan (GSHP) sistemine ait simülasyon sonuçları Şekil 4.1.'deki gibi verilmiştir. Toprak kaynaklı ısı pompası kaynak (load) ve yük (source) sıcaklıklarının 2,5°C ila 55° C arasında değiştiği gözlenmiştir.

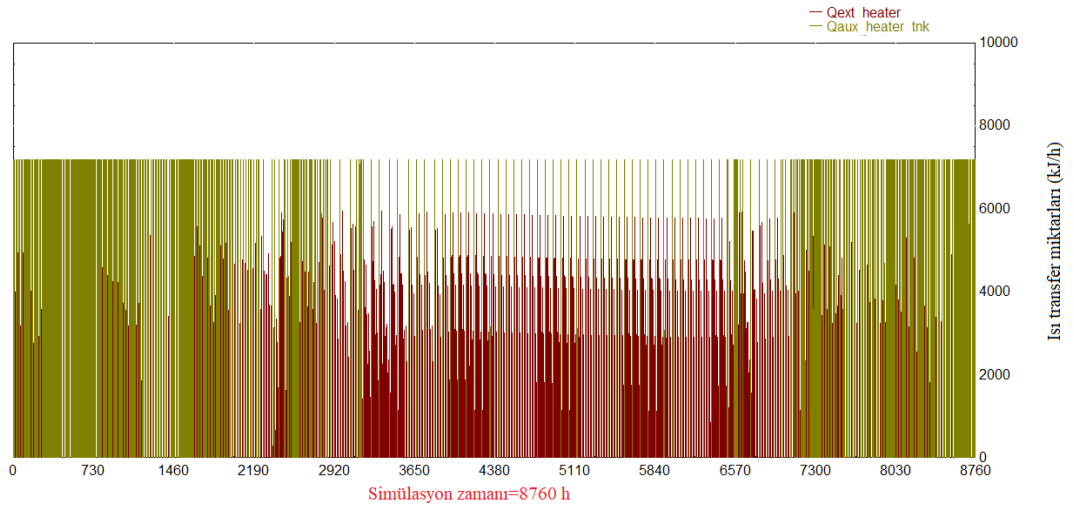


Şekil4.1. Isı pompasının kaynak ve yük sıcaklıkları

Simülasyon süresince ısı pompasının evsel kullanım ve ısıtma amaçlı ihtiyaç duyulan sıcak suyu elde edebilmesi için Şekil 4.2.'deki gibi sürekli olarak devreye girdiği görülmektedir. Isı pompasının yetersiz kaldığı durumlarda tank içinde ve dışında Şekil4.3.'de gösterildiği gibi sistemde bulunan elektrikli ısıtıcılar da devreye girmektedir. Bir yıl (8760h) için elde edilen simülasyon sonuçlarından, sistemde kullanılan ısı pompasının yaklaşık olarak topraktan çektiği ve mahal'e attığı ısı miktarları sırasıyla 45000 kJ/h ve 62000 kJ/h iken, kompresörün tükettiği güç değerleri 19500 kJ/h civarında olduğu görülmektedir.



Şekil 4.2. Isı pompasının aldığı, verdiği ısılar ve tükettiği güçler

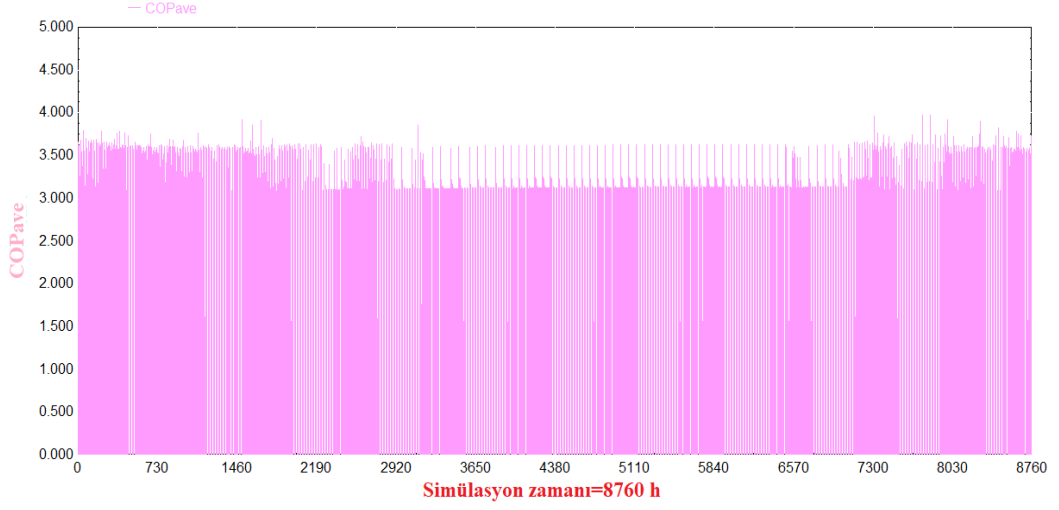


Şekil 4.3. Sistemdeki elektrikli ısıtıcıların devreye girmesi

Şekil 4.4.'ten kullanılan toprak kaynaklı ısı pompasının bir yıllık ortalama performans değeri (COP_{hp}) yaklaşık 3,33 olarak elde edilirken, tüm sistemin ortalama COP değeri ise (COP_{sys}) 2,05 olarak elde edilmiştir.

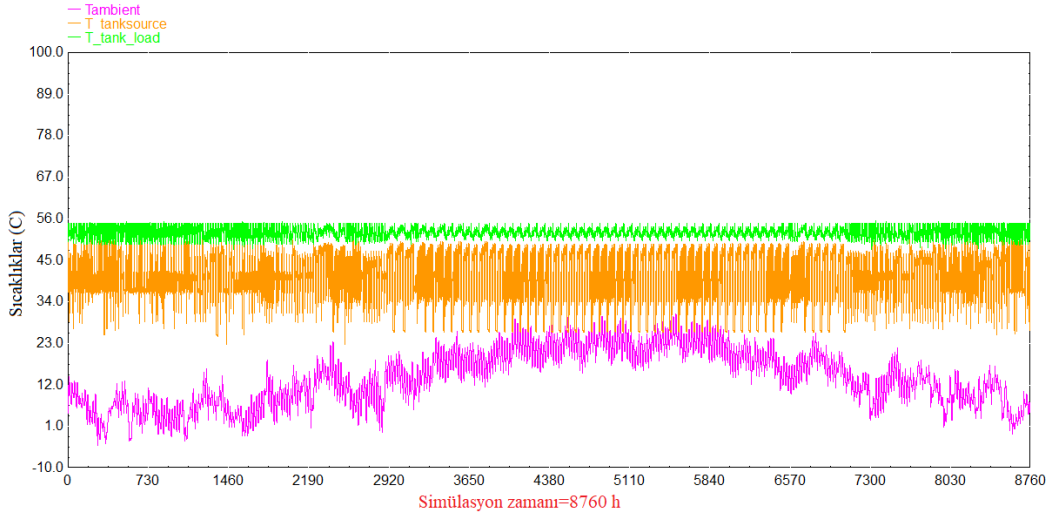
Isıtma ve sıcak su ihtiyacı için kış aylarında tank içindeki ve harici ısıtıcılar yoğun bir şekilde devreye olduğu giderken, yazın ısıtma ihtiyacı olmadığından dolayı azaldığı

görülmektedir.



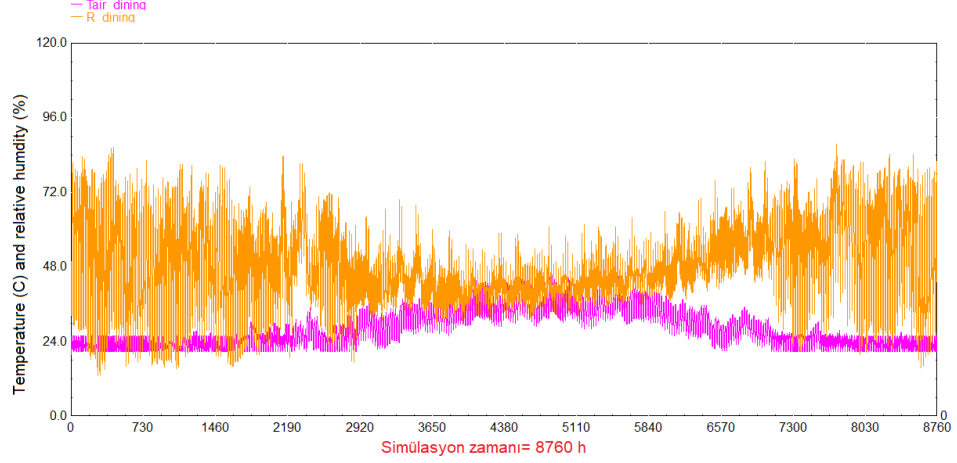
Şekil 4.4. Isı pompası ortalama COP değerlerinin değişimi

Şekil 4.5.'te tankın üst kısmındaki 55°C sıcaklıkta su, tankın aşağı kısımlarında 25°C'ye kadar düşmektedir.



Şekil4.5. Tank içindeki su ve çevre sıcaklıklarının değişimi

Bu sistemle Şekil 4.6.'dan mahal sıcaklığının kış boyunca 22°C' de muhafaza edildiği görülürken, bağıl nemin de yıl boyunca sıcaklıkla birlikte değiştiği gözlenmektedir.



Şekil4.6. Mahal sıcaklık ve bağıl nem değişimi

İstanbul ili iklim şartlarında bir restoranın kullanım sıcak su ve ısınma ihtiyacı için toprak kaynaklı ısı pompası kullanılarak modelleme yapılmıştır. Bir yıllık analiz sonucunda GSHP sistemine ait enerji tüketim verileri Çizelge 4.1.'deki gibi elde edilmiştir.

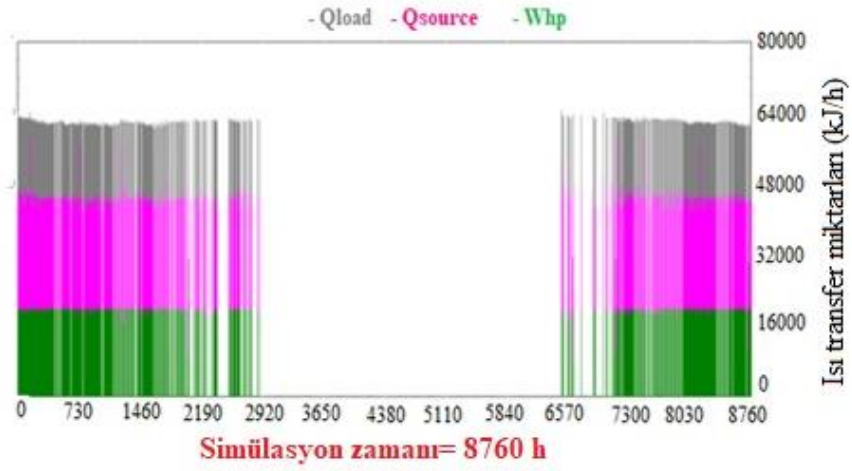
Yaklaşık toplam güç tüketimi 3472,72 kW olarak alındığında bu çalışmada özellikleri açıklanan bir restoranın yemek odasının sıcak su ve ısınma için yıllık enerji maliyeti 1627,97 TL/yıl olarak hesaplanmıştır. Ticarethane için elektriğin birim fiyatı 0,4641 TL alınmıştır (Ağustos 2018).

Çizelge4.1. GSHP sistemi yardımıyla bir mahallin sıcak su + ısınma gereksiniminin karşılanmasına ait enerji tüketim değerleri ve oranları

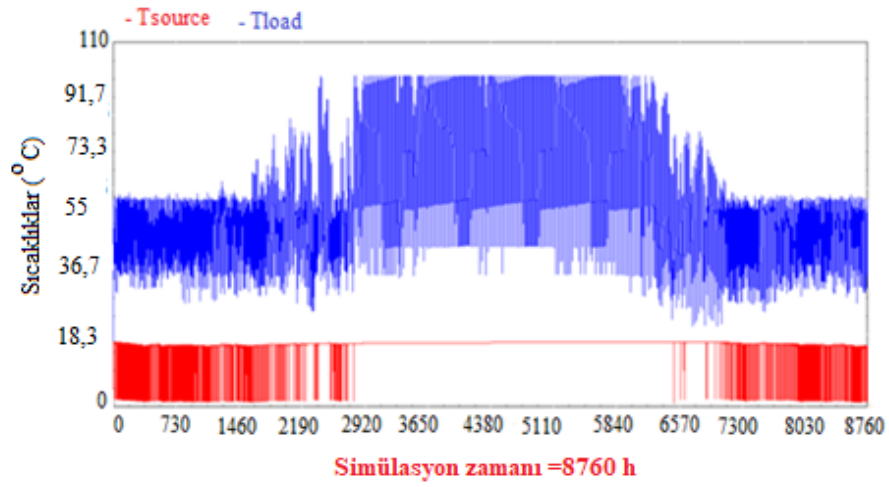
Bileşen	Tüketim(kW)	Oran (%)
W_{hp}	2137,13	61,54
W_{aux1}	905,14	0,00
W_{aux2}	0,00	0,00
$W_{tankpump}$	24,92	0,72
W_{grnd_pump}	24,92	0,72
W_{ext_heater}	162,08	4,67
$W_{heating_pump}$	13,66	0,39
$W_{heating_fan}$	204,86	5,90
W_{top}	3472,72	73,94

4.2. Güneş Enerjisi Destekli Dikey Tip Toprak Kaynaklı (SAGSHP) Sistemine Ait Simülasyon Sonuçları

Kullanılan ısı pompasının zamana bağlı çektiği, attığı ısı miktarları ve kompresörün tükettiği güç değerleri Şekil 4.7.' de görülmektedir. Şekilden de anlaşıldığı gibi ısı pompası Ocak ayından mayıs ayı ortalarına kadar ve ekim ayı başından ocak ayına kadar devreye girerken, güneşin bol olduğu ve soğutma gereksiniminin olduğu günlerde devreye hiç girmemektedir. Bir yıl (8760h) için gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarına göre, sistemde kullanılan ısı pompasının yaklaşık olarak topraktan çektiği ve mahal' e attığı ısı miktarları sırasıyla 46000 kJ/h ve 62000 kJ/h iken, kompresörün tükettiği güç değerleri 18000 kJ/h civarında değişirken, bu arada Şekil 4.8.'den ısı pompasının kaynak (load) ve yük (source) sıcaklıklarının 2,5°C ila 55° C arasında değiştiği gözlenmiştir.

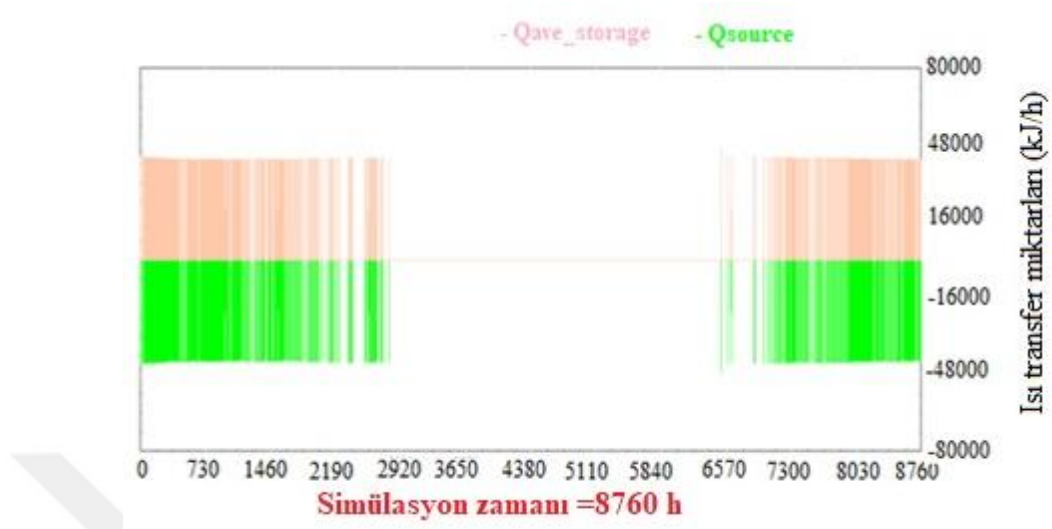


Şekil 4.7. Isı pompasının topraktan çektiği, mahal' e attığı ısı miktarları ve kompresör güç tüketim değerleri

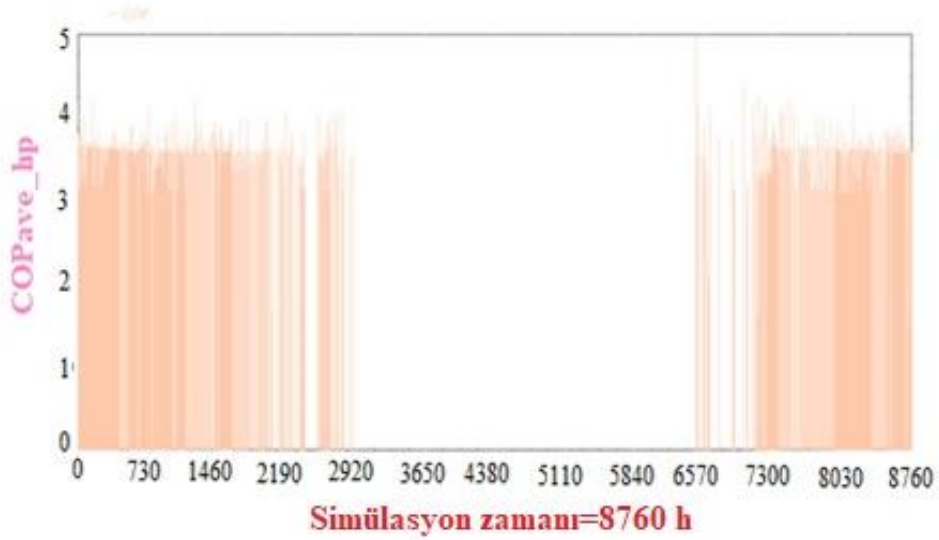


Şekil 4.8. Isı pompası kaynak ve yük sıcaklık değişimleri

Şekil 4.9.'danısı pompasının topraktan çektiği ısı miktarının (Q_{source}), ortalama depolama ısı yüküne ($Q_{ave_storage}$) eşit olduğu görülmektedir.



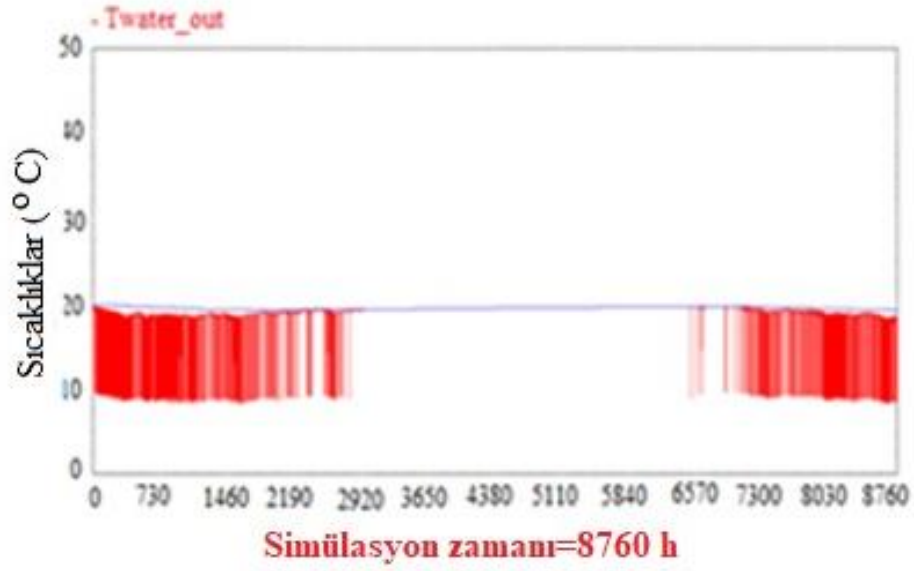
Şekil 4.9. Topraktan çekilen ve depolanan ortalama ısı miktarları



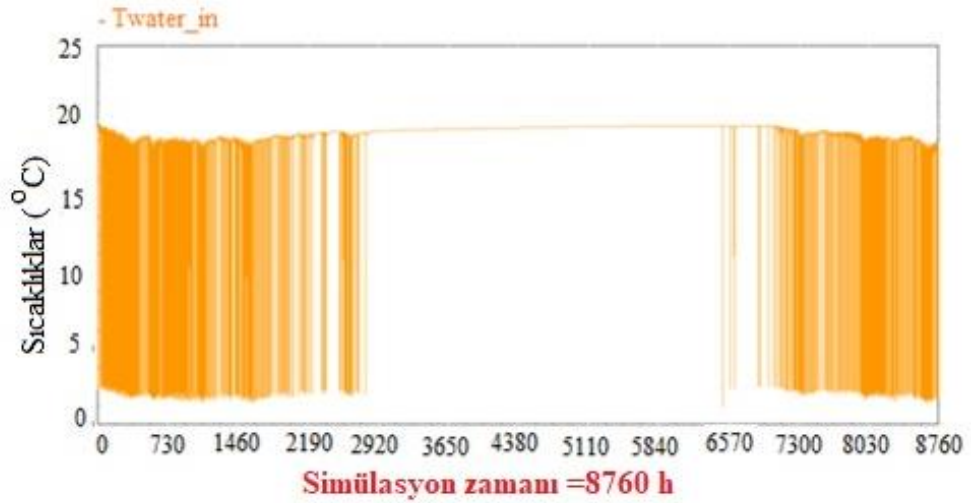
Şekil 4.10. Isı pompasına aityıllık ortalama COP değerinin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.10.'dan bu sistemde kullanılan ısı pompasının yıllık ortalama performans değeri GSHP sistem ile yaklaşık olarak aynı (3,33)olarak elde edilirken, tüm sistemin ortalama performans değeri daha büyük (2,30) olarak elde edilmiştir.

Toprak ısı değiştiricisine giren ve çıkan su sıcaklıklarının Şekil 4.11.ve 4.12.’den 9°C ile 2°C arasında değiştiği görülmektedir.



Şekil 4.11. Toprak ısı değiştiricisinden dönen su sıcaklığı



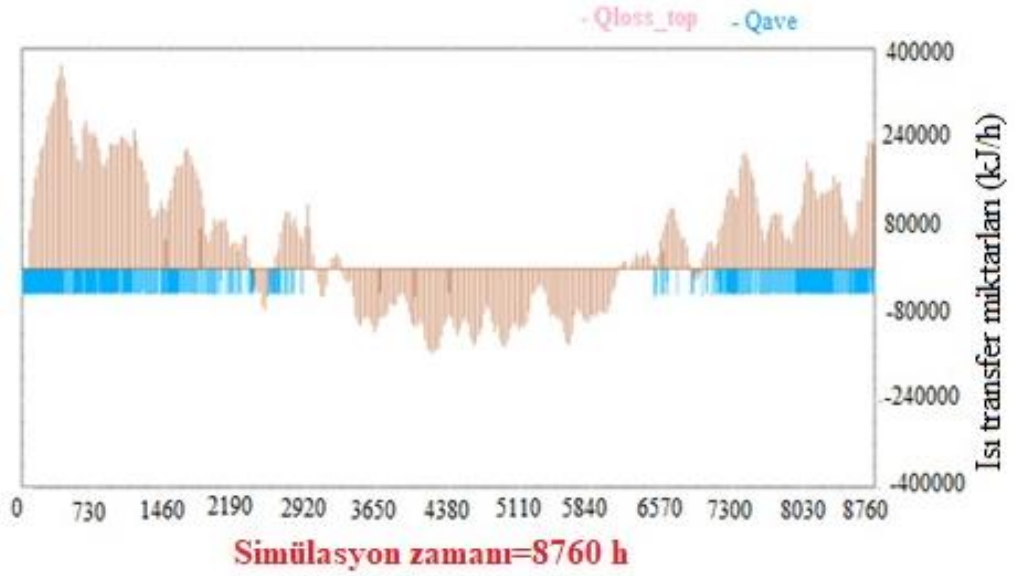
Şekil 4.12. Toprak ısı değiştiricisine giren su sıcaklığı

Şekil 4.13.'den simülasyon başlangıcı ve bitişi arasındaki depolama hacmi içindeki ortalama toprak sıcaklığı yaklaşık 20°C olup, toprak ısı eşanjörü yakınındaki toprak sıcaklığının ise 16°C' e kadar düştüğü görülmektedir.



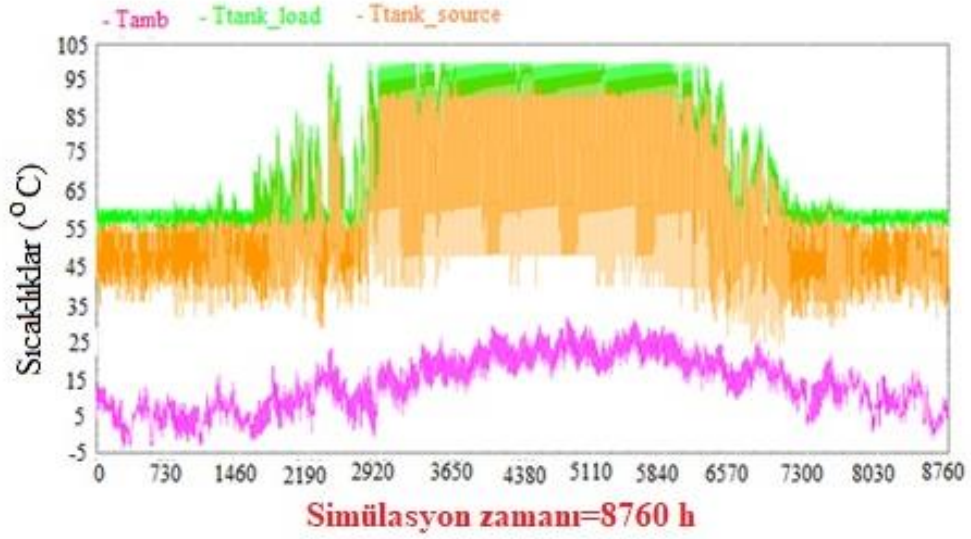
Şekil 4.13. Depolama hacmi içindeki ve toprak ısı eşanjörü yakınındaki ortalama toprak sıcaklığının değişimi

Toprak eşanjöründe sirküle edilen akışkanın toprak depolama hacminden geçtiği ısı miktarı (Q_{ave}) ve toprak depolama hacminin üst kısmından çevre havasına olan ısı kaybı (Q_{loss_top}) Şekil 4.14' ten görülmektedir. Hava sıcaklığının yükseldiği yaz aylarında, topraktan olan ısı kaybının düşük olduğu görülmektedir.

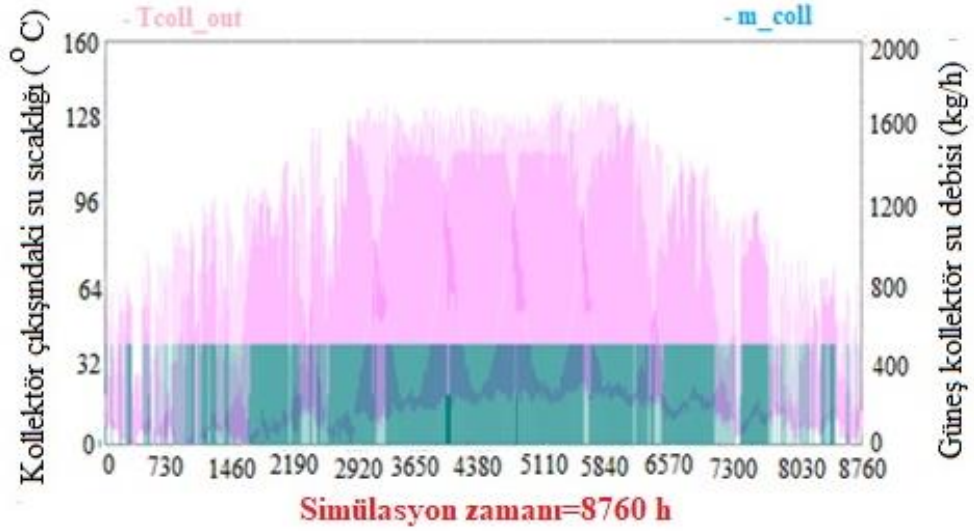


Şekil 4.14. Toprak depolama hacminin üst kısmından çevre havasına olan ısı kaybı ve kazancı

Çalışma için ele alınan İstanbul ili için kış mevsimi çevre sıcaklığının 15°C ila -5°C arasında değiştiği, ısı pompası ve tank içindeki elektrikli ısıtıcılar yardımıyla tank üst ve alt kısmındaki su sıcaklıkları sırasıyla 55°C ve 40°C olarak muhafaza edildiği Şekil 4.15.'te görülmektedir. Şekil 4.16.'dan kışın güneşli günlerde kolektör pompasının devreye girerek enerji tasarrufu sağlandığı ve kışın bazı günlerde kolektör çıkış sıcaklığının 100°C e yaklaştığı görülmektedir.

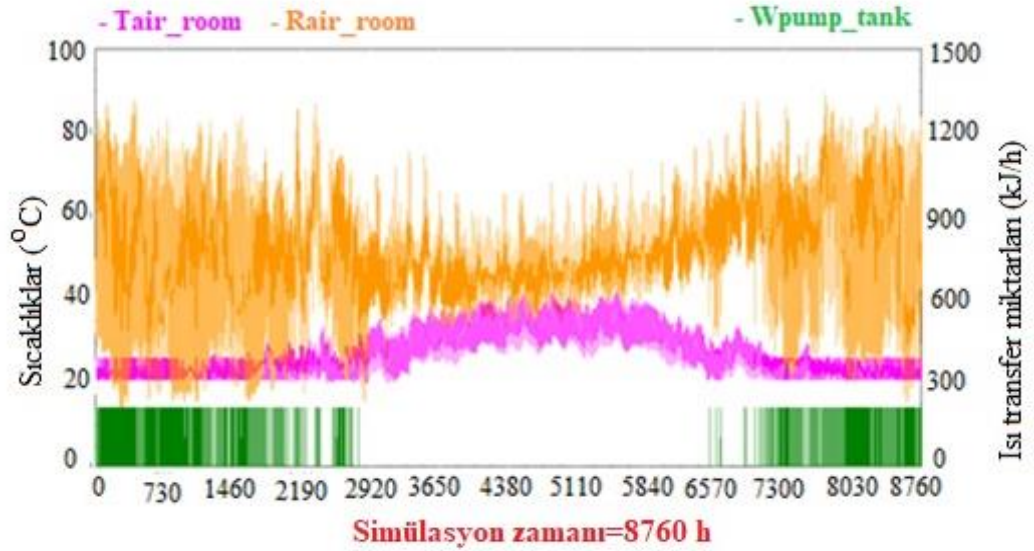


Şekil 4.15. Tank üst ve alt tabakasındaki su sıcaklıkları ile çevre sıcaklık değişimleri



Şekil 4.16. Kollektör çıkış sıcaklığı ve kolektör pompasının devreye girme zamanları

Bir yıl boyunca ısı pompası yardımıyla bir restoranın 55°C’ de kullanım sıcak su ihtiyacı karşılanırken, kış aylarında ise yemek odası sıcaklığı 22°C de sabit tutulmaktadır. Şekil 4.17.’ de ısı pompasıyla birlikte devreye giren tank pompası ve mahal sıcak ve bağıl nem değişimi görülmektedir.



Şekil 4.17. Mahal sıcaklığı ve bağıl nemi

İstanbul ili için yapılan bir yıllık analiz için güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sistemine (SAGSHP) ait enerji tüketim verileri Çizelge 4.2.'deki gibi elde edilmiştir:

Çizelge 4.2.Güneş enerjisi destekli GSHP sistemine ait enerji tüketim değerleri ve oranları

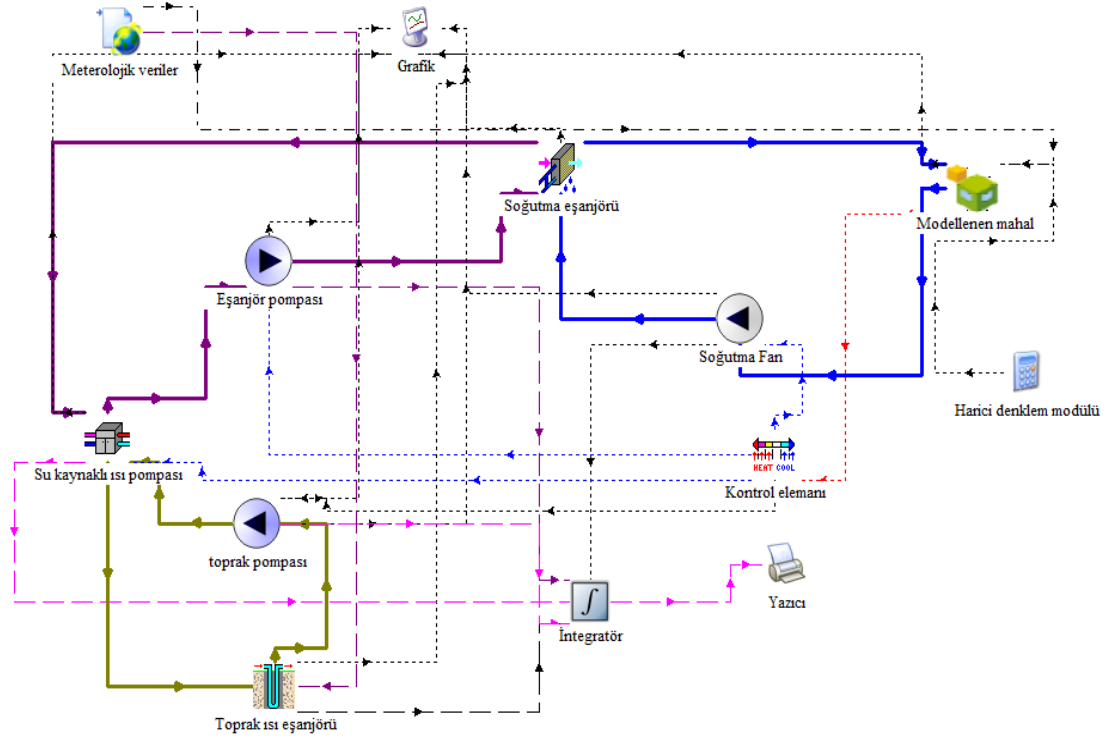
Components	Consumption (kW)	Ratio (%)
Whp	1675,76	69,02
Waux1	380,03	15,65
Waux2	11,53	0,47
Wtank_pump	19,63	0,81
Wground_pump	19,63	0,81
Wextr_heater	57,24	2,36
Wcoll_pump	48,13	1,98
Wheating_pump	13,51	0,56
Wheating_fan	202,61	8,34
Wtop	2428,08	100,00

Yaklaşık toplam güç tüketimi 2428 kW olarak alındığında bu çalışmada özellikleri açıklanan bir restoranın yemek odasının sıcak su ve ısınma için yıllık enerji maliyeti

1138,26 TL/yıl olarak hesaplanmıştır. Ticarethane için elektriğin birim fiyatı 0,4641TL/kW alınmıştır (Ağustos 2018). Güneş fraksiyonu %58 olarak hesaplanmıştır. Yani gereken enerjinin %58' i güneş tarafından karşılanmaktadır.

4.3. Dikey Tip Toprak Kaynaklı GSHP ile Bir Mahallin Soğutulmasına Ait Simülasyon Sonuçları

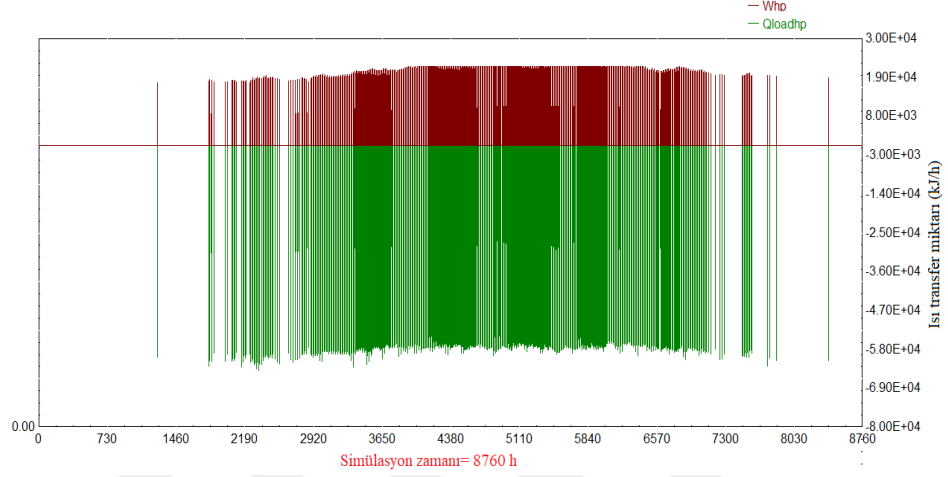
Şekil 4.18.'de Mahallin soğutulması için tasarlanan GSHP sisteminin TRNSYS modeli verilmiştir.



Şekil 4.18. Mahallin soğutulması için tasarlanan GSHP sisteminin TRNSYS modeli

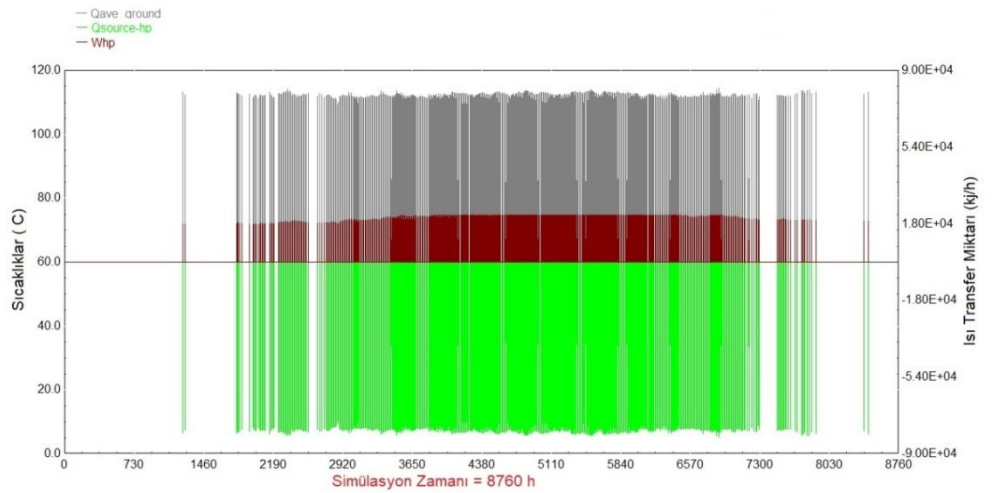
TRNSYS yardımıyla modellenen GSHP sistemiyle İstanbul için bir mahallin soğutulması amacıyla gerçekleştirilen bir yıllık analiz sonuçları aşağıda verilmiştir. Kullanılan ısı pompasının zamana bağlı çektiği, attığı ısı miktarları ve kompresörün tükettiği güç değerleri Şekil 4.19.' da görülmektedir. Grafikte 1416-2160 saatleri arası Mart ayını, 6552- 7296 Ekim ayını, 7296-8016 saatleri arası ise Kasım ayını belirtmektedir. Görüldüğü gibi ısı pompası Mart ortalarından Ekim ayının sonuna kadar

hemen hemen kesintisiz devrede olup, Kasım ayında da kısmen devreye girmektedir. Sistemde kullanılan ısı pompasının çektiği ısı (Q_{load}) ve bu sırada kompresörün harcadığı güç (W_{hp}) değerlerinin nominal kapasite değerleriyle (55000 kJ/h ve 13997 kJ/h) uyumlu değiştiği görülmektedir.



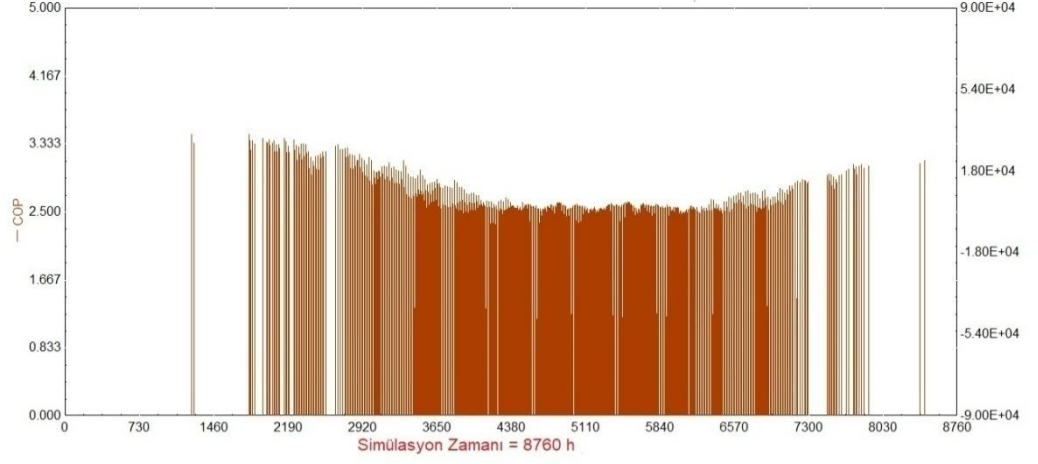
Şekil 4.19. Isı pompasının çektiği ısı miktarı ve kompresörün tükettiği enerji miktarı

Isı pompasının attığı ısı miktarının da nominal değere (78228 kJ/h) uyumlu değiştiği görülmektedir. Burada atılan ısı miktarı negatif değer olarak tanımlanmaktadır. Atılan bu ısı toprak tarafından alınmakta ve bu değer Şekil 4.20. üzerinde (Q_{ave_ground}) pozitif olarak görülmektedir.



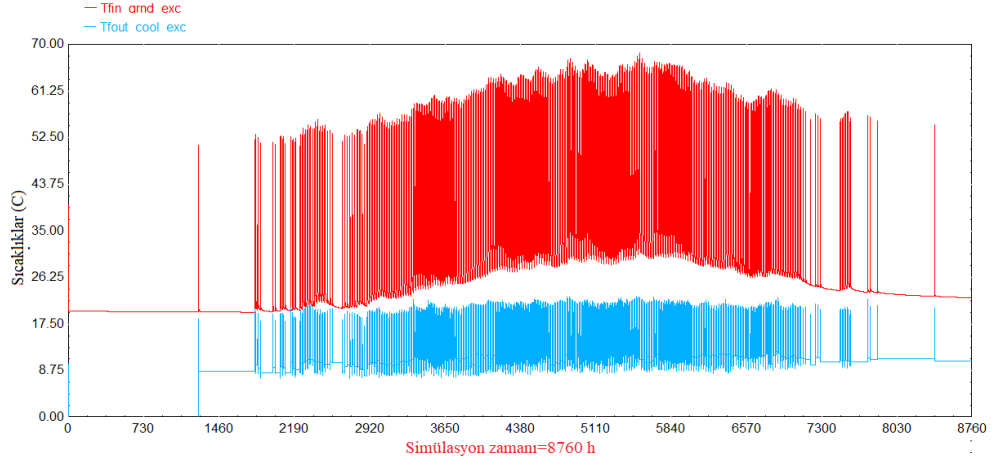
Şekil 4.20. Isı pompasının mahalden çektiği ve toprağa attığı ısı miktarları

Isı pompası kaynak sıcaklığının 8 ila 12°C arasında, yük sıcaklıkları ise 20 ila 70°C arasında değiştiği gözlenmiştir. Simülasyon zamanı boyunca ortalama COP değerinin Şekil 4.21.'den yaklaşık 2,5 civarında olduğu görülürken, bu değer yazın en sıcak olduğu günlerde düştüğü gözlenmiştir.

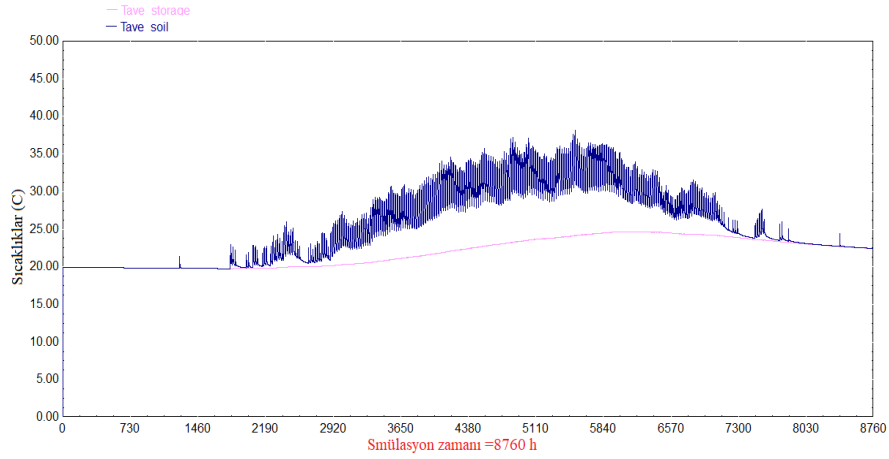


Şekil 4.21. Simülasyon zamanı boyunca COP değerlerinin değişimi

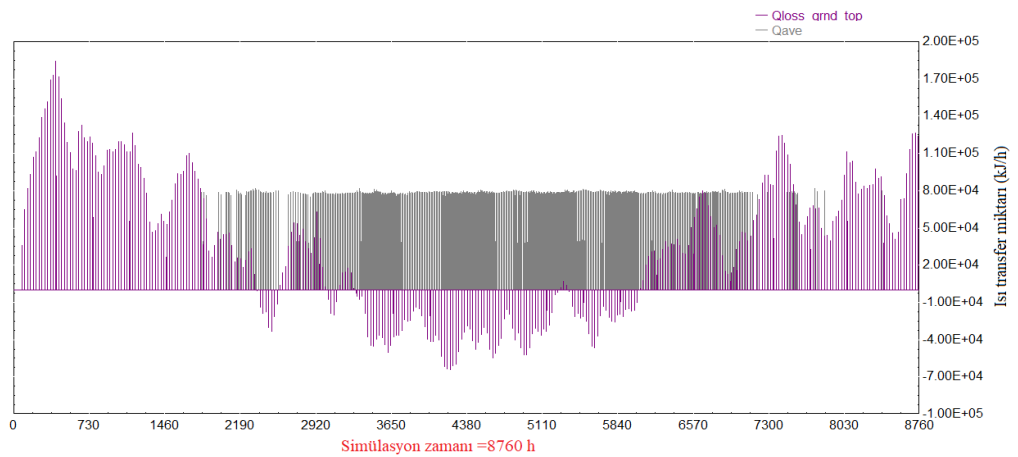
Isı pompasından ayrılan ve toprak ısı eşanjörüne giren su sıcaklığının 20°C ile 65°C arasında değiştiği, ayrılan su sıcaklığının ise 8°C ile 20°C arasında değiştiği Şekil 4.22.'deki gibi gözlenmiştir. Simülasyon başlangıcında depolama hacmi içindeki ortalama toprak sıcaklığı 20°C iken, yaz sonunda 24°C' e kadar çıktığı ve toprak ısı eşanjörü yakınındaki toprak sıcaklığının ise 35°C' e kadar çıktığı Şekil 4.23.'te görülmektedir. Toprak ısı değiştiricisinde dolaşan akışkanın toprak depolama hacmine verdiği ısı miktarı (Q_{ave}) ve toprak depolama hacminin üst kısmından çevre havasına olan ısı kaybı ($Q_{loss_grnd_top}$) Şekil 4.24.'de görülmektedir. Toprak sıcaklığının yükseldiği yaz aylarında, topraktan olan ısı kaybının yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 4.22. Toprak ısı eşanjörüne giren ve ayrılan su sıcaklıkları

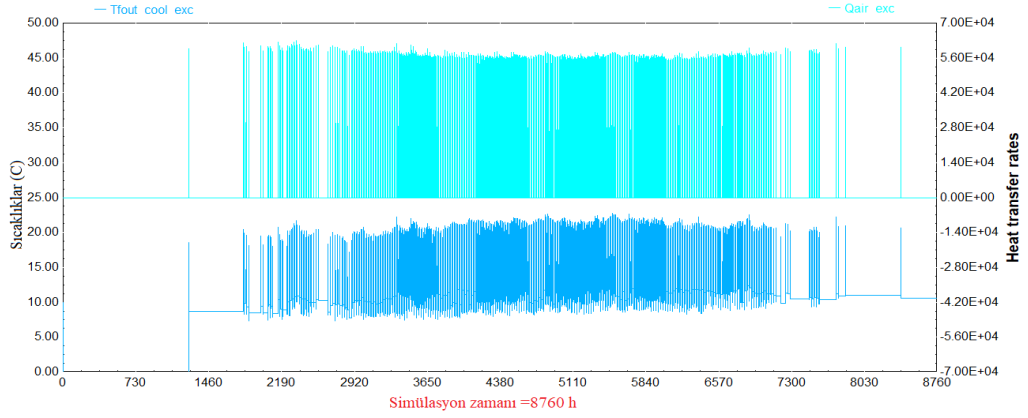


Şekil 4.23. Depolama hacmi içindeki ortalama toprak sıcaklığını ve toprak ısı eşanjörü yakınındaki ortalama toprak sıcaklığının değişimi

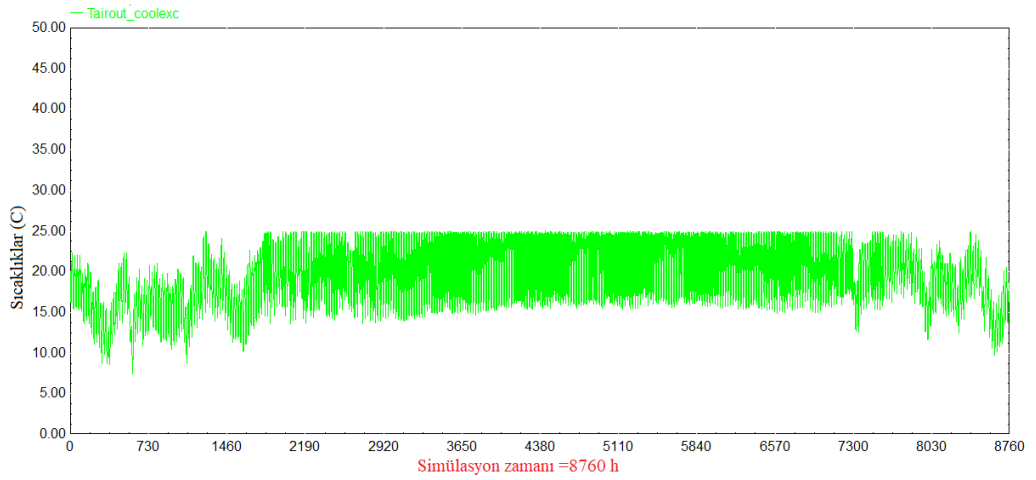


Şekil 4.24. Toprak depolama hacminin üst kısmından çevre havasına olan ısı kaybı ve kazancı

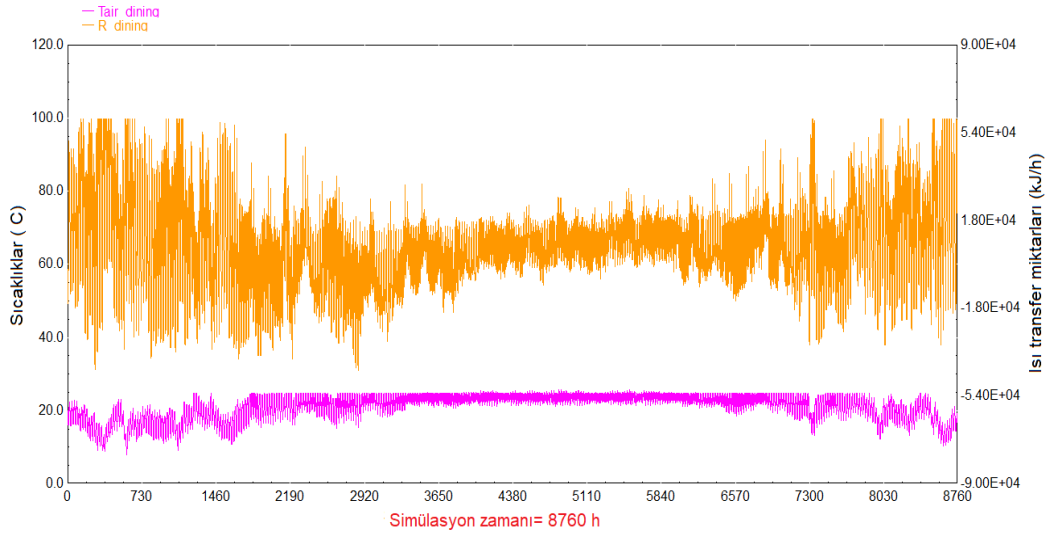
Mayıs ayı ortalarından (2880-3624) Eylül ayı ortalarına kadar (5832-6552) topraktan çevreye ısı kaybı gerçekleştiği görülmektedir. En yüksek ısı kaybının Haziran sonlarına doğru gerçekleştiği görülmektedir. Şekil 4.25.' de soğutma eşanjöründe soğutulan su sıcaklığı yaklaşık 8°C civarında olup, havadan çekilen ısı miktarının, ısı pompası nominal soğutma kapasitesine eşit olduğu görülmektedir. Şekil 4.26.'da görüldüğü gibi soğutma eşanjöründe yaklaşık 15°C civarına soğutulan hava mahal'e üflenmektedir. Böylece yaz boyunca oda sıcaklığı Şekil 4.27.'deki gibi 24°C de sabit tutulmaktadır. Soğutma sistemin devreye girmesiyle oda bağıl nem değerlerinin de düştüğü görülmektedir.



Şekil 4.25. Soğutma eşanjöründe havadan çekilen ısı miktarı ve eşanjöre gönderilen su sıcaklığı



Şekil 4.26. Mahal' e üflenmiş hava sıcaklığı



Şekil 4.27. Mahallin sıcaklık ve bağıl nem değişimi

İstanbul ili için bir mahallin GSHP sistemi ile soğutulması esnasında yapılan bir yıllık analiz sonucunda toplam enerji tüketim verileri Çizelge 4.3.' de verilmektedir.

Çizelge 4.3. Bir mahallin dikey tip GSHP ile soğutulması durumunda tüketilen güç tüketim değerleri ve oranları

Bileşen	Tüketim(kW)	Oran (%)
W_{hp}	5639,09	85,45
W_{cool_fan}	847,12	12,84
W_{grnd_pump}	56,47	0,86
W_{cool_pump}	56,47	0,86
W_{top}	6599,16	100

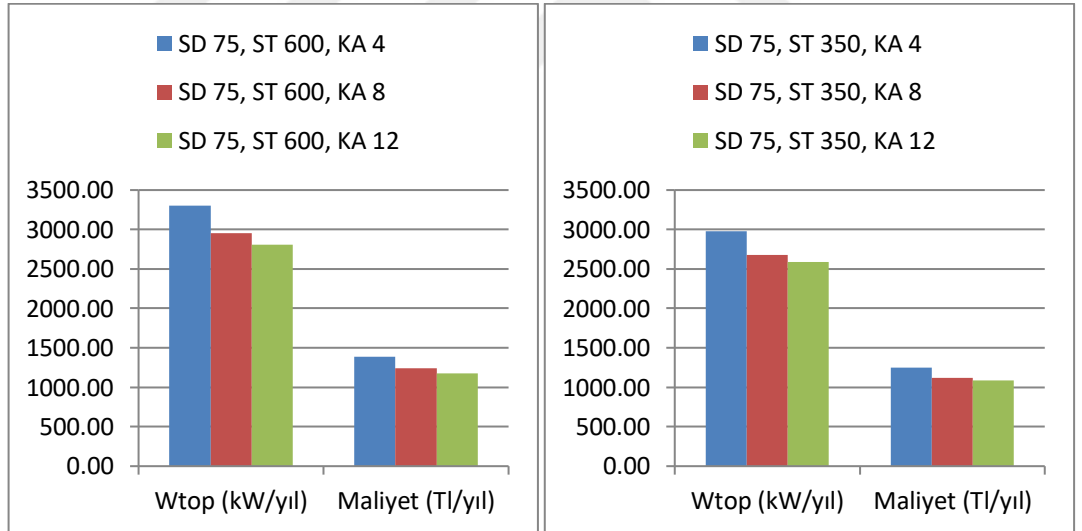
Çalışmada ele alınan restoranın soğutulması için yıllık toplam güç tüketim değeri yaklaşık 6600 kW, toplam maliyet ise 3093,61TL olarak hesaplanmıştır. Ticarethane için elektriğin birim fiyatı 0,4641 TL/kW alınmıştır (Ağustos 2018).

4.4. Farklı Sistem Parametrelerinin SAGSHP Sisteminin Isıtma Performansı Üzerine Etkileri

Bu çalışmada, elde edilen simülasyon sonuçları yanında bazı sistem parametrelerinin SAGSHP sisteminin ısıtma performansına etkileri de incelenmiştir. Aşağıda kolektör alanı, tank hacmi ve sondaj derinliği parametrelerinin dikey tip SAGSHP sistemi performansı üzerine etkileri incelenmiştir.

4.4.1 Farklı Sondaj Derinlikleri, Kolektör Alanları ve Tank Hacimlerinin SAGSHP sisteminin Isıtma Performansı Üzerine Etkisi

Şekil 4.28.'de 75 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyet üzerine etkisi verilmiştir.

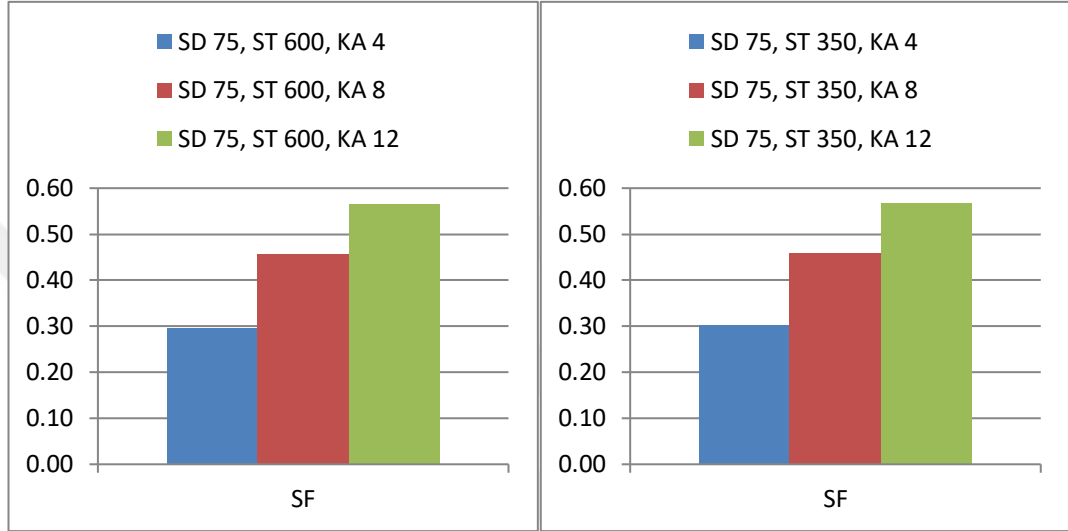


Şekil 4.28. 75 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyet üzerine etkisi

Aynı sondaj derinliği 75 m ve aynı güneş kolektör alanı (4 m²) için tank hacmi 600 lt' den 350 lt' ye düşürüldüğünde yıllık enerji tüketiminin %10,7 oranında düştüğü görülmektedir. Aynı sondaj derinliği (75 m) ve aynı tank hacminde (600 lt) ve kolektör

alanı 4 m²' den 8 m²' ye çıkartıldığında yıllık enerji tüketiminde %11,7, 12 m²' ye çıkartıldığında ise %17,4'lük düşüş olduğu görülmektedir.

Şekil 4.29.'da ise 75 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde SF (güneş fraksiyonu) üzerine etkisi gösterilmiştir.



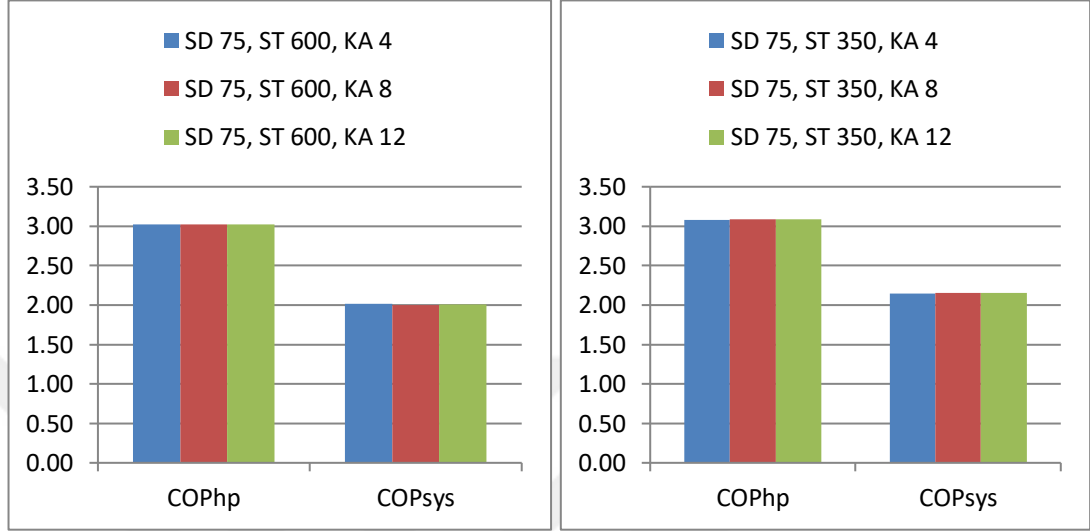
Şekil 4.29. 75 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde SF üzerine etkisi

Aynı sondaj derinliği 75 m ve aynı güneş kolektör alanı (4 m²) için tank hacmi 600 lt' den 350 lt' ye düşürüldüğünde SF' nin %2,5 oranında arttığı görülmektedir. Aynı sondaj derinliği (75 m) ve aynı tank hacminde (600 lt) ve kolektör alanı 4 m²' den 8 m²' ye çıkartıldığında SF' de %55,4, 12 m²' ye çıkartıldığında ise %92,1'lik artış olduğu görülmektedir.

Şekil 4.30.'da 75 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde COP_{hp} ve COP_{sys} üzerinde nasıl değiştiği gösterilmiştir.

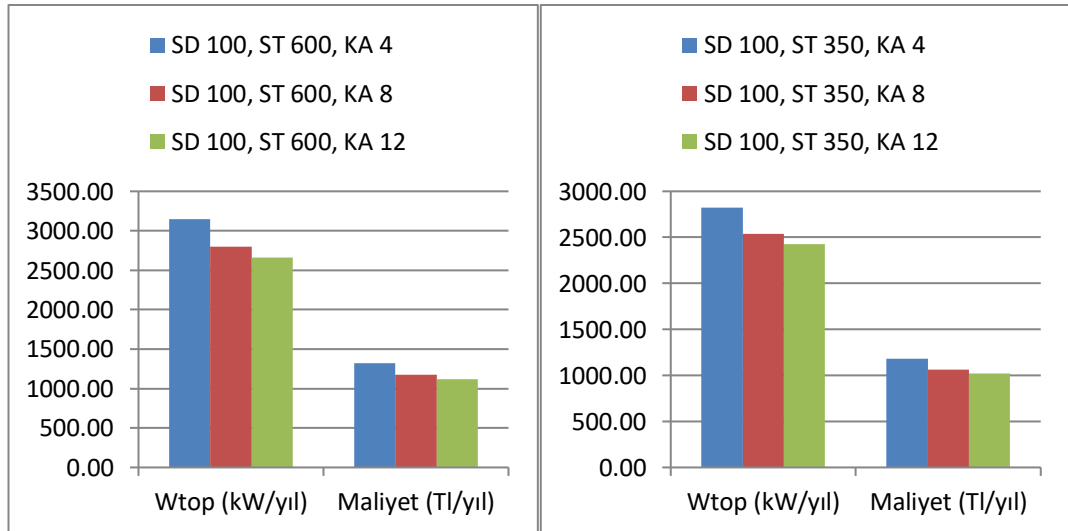
Aynı sondaj derinliği 75 m ve aynı güneş kolektör alanı (4 m²) için tank hacmi 600 lt' den 350 lt' ye düşürüldüğünde sırasıyla COP_{hp} ve COP_{sys}' i %1,8 ve %6,2 oranında arttırdığı görülmektedir. Aynı sondaj derinliği (75 m) ve aynı tank hacminde (600 lt) ve kolektör alanı 4 m²' den 8 m²' ye çıkartıldığında sırasıyla COP_{hp} ve COP_{sys}' te %0,08

ve %0,75 düşüş olduğu, 12m²'ye çıkartıldığında ise sırasıyla %0,13 ve %0,65 düşüş olduğu görülmektedir.



Şekil 4.30. 75 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde COP_{hp} ve COP_{sys} üzerine etkisi

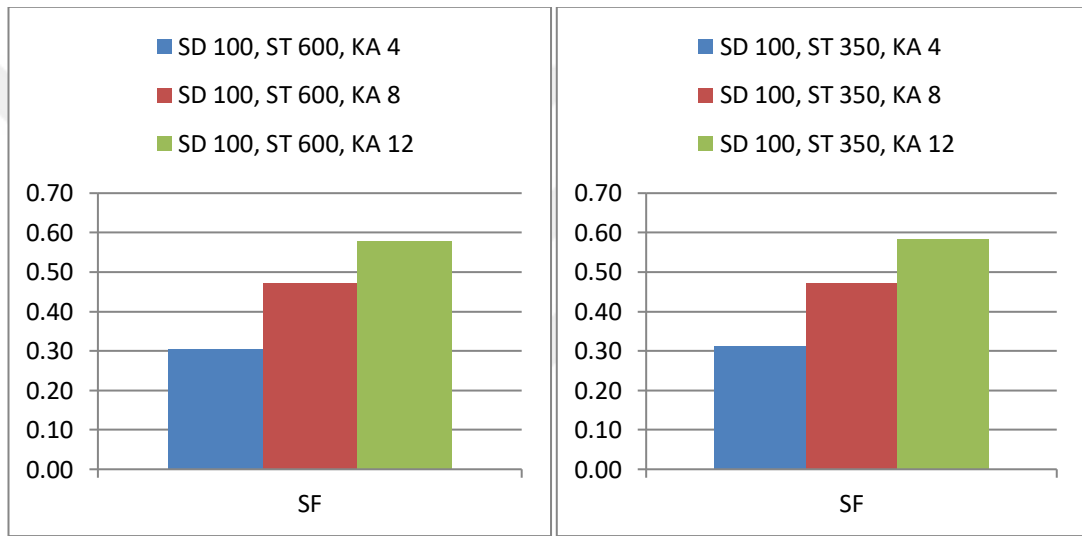
Şekil 4.31.'de 100 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyet üzerine etkisi gösterilmiştir.



Şekil 4.31. 100 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyet üzerine etkisi

Aynı sondaj derinliği 100 m ve aynı güneş kolektör alanı (4 m²) için tank hacmi 600 lt' den 350 lt' ye düşürüldüğünde yıllık enerji tüketiminin %11,7 oranında düştüğü görülmektedir. Aynı sondaj derinliği (100 m) ve aynı tank hacminde (600 lt) ve kolektör alanı 4 m²' den 8 m²' ye çıkartıldığında yıllık enerji tüketiminde %12,5, 12 m²' ye çıkartıldığında ise %18,3'lük düşüş olduğu görülmektedir.

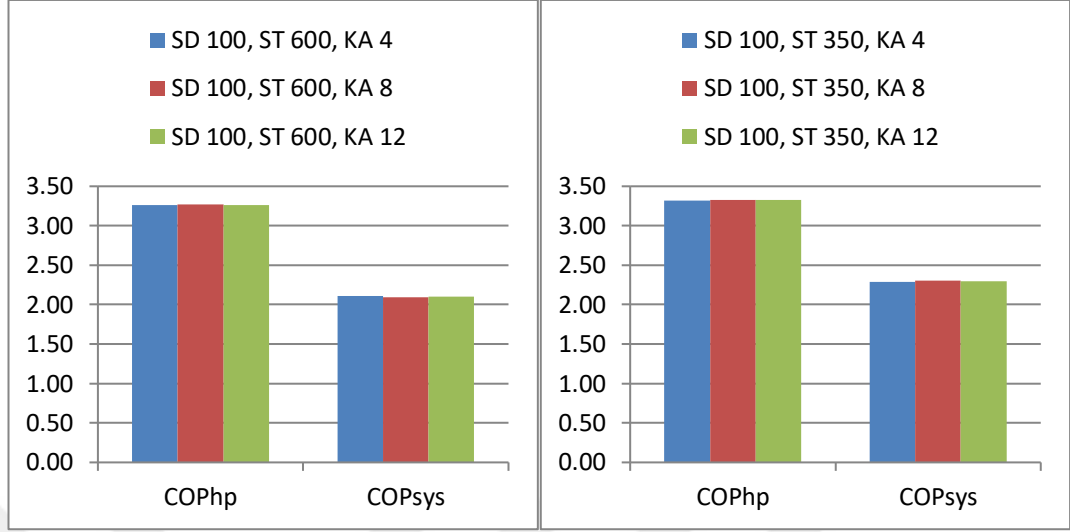
Şekil 4.32.'de 100 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde SF üzerine etkisi gösterilmiştir.



Şekil 4.32. 100 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde SF üzerine etkisi

Aynı sondaj derinliği 100 m ve aynı güneş kolektör alanı (4 m²) için tank hacmi 600 lt' den 350 lt' ye düşürüldüğünde SF' nin %3 oranında arttığı görülmektedir. Aynı sondaj derinliği (100 m) ve aynı tank hacminde (600 lt) ve kolektör alanı 4 m²' den 8 m²' ye çıkartıldığında SF' de %55,1, 12 m²' ye çıkartıldığında ise %90,6'lık bir artış olduğu görülmektedir.

Şekil 4.33. 100 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde COP_{hp} ve COP_{sys} üzerine etkileri gösterilmiştir.

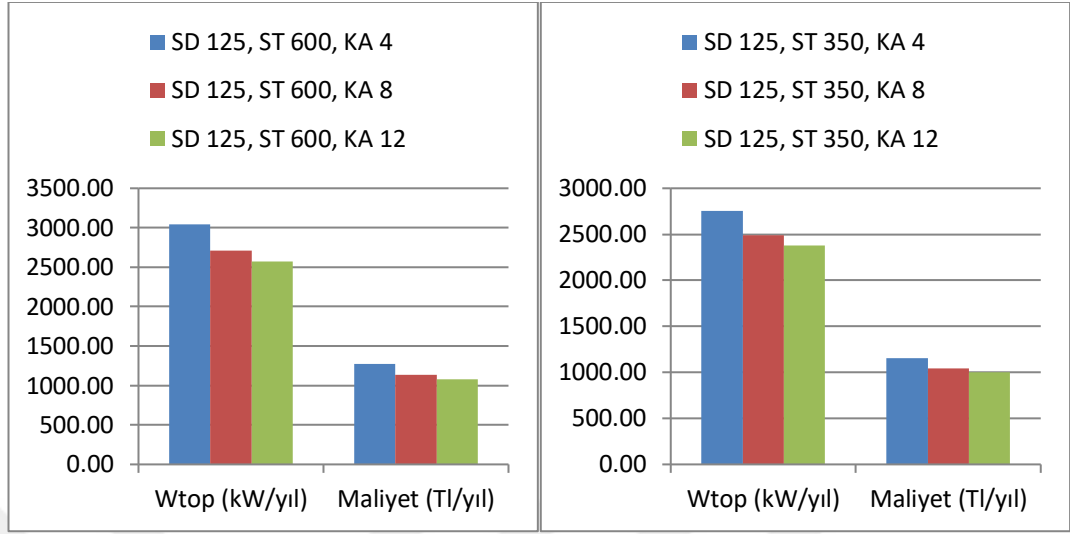


Şekil 4.33. 100 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde COP_{hp} ve COP_{sys} üzerine etkisi

Aynı sondaj derinliği 100 m ve aynı güneş kolektör alanı (4 m^2) için tank hacmi 600 lt' den 350 lt' ye düşürüldüğünde sırasıyla COP_{hp} ve COP_{sys} ' i %1,8 ve %8,2 oranında arttırdığı görülmektedir. Aynı sondaj derinliği (100 m) ve aynı tank hacminde (600 lt) ve kolektör alanı 4 m^2 ' den 8 m^2 ' ye çıkartıldığında sırasıyla COP_{hp} ve COP_{sys} ' i %0,02 arttırdığı ve %0,1 düşürdüğü, 12 m^2 'ye çıkartıldığında ise sırasıyla %0,06 ve %0,49 düşüş olduğu görülmektedir.

Şekil 4.34.'de 125 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyet üzerine etkisi verilmiştir.

Aynı sondaj derinliği 125 m ve aynı güneş kolektör alanı (4 m^2) için tank hacmi 600 lt' den 350 lt' ye düşürüldüğünde yıllık enerji tüketiminin %10,48 oranında düştüğü görülmektedir. Aynı sondaj derinliği (125 m) ve aynı tank hacminde (600 lt) ve kolektör alanı 4 m^2 ' den 8 m^2 ' ye çıkartıldığında yıllık enerji tüketiminde %12,2, 12 m^2 ' ye çıkartıldığında ise %18,2'lik düşüş olduğu görülmektedir.



Şekil 4.34.125 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyet üzerine etkisi

Şekil 4.35.'de 125 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde SF üzerine etkisi gösterilmiştir.

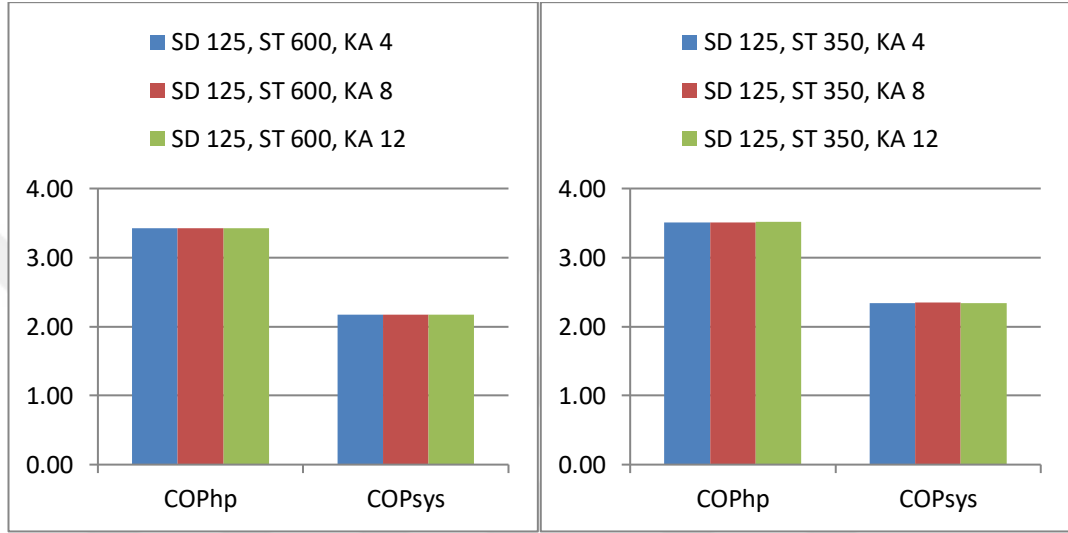


Şekil 4.35.125 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde SF üzerine etkisi

Aynı sondaj derinliği 125 m ve aynı güneş kolektör alanı (4 m²) için tank hacmi 600 lt' den 350 lt' ye düşürüldüğünde SF' nin % 2,8 oranında arttığı görülmektedir. Aynı sondaj derinliği (125 m) ve aynı tank hacminde (600 lt) ve kolektör alanı 4 m²' den 8

m²' ye çıkartıldığında SF' de %54 12 m²' ye çıkartıldığında ise %88,7'lik bir artış olduğu görülmektedir.

Şekil 4.36.'da 125 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde COP_{hp} ve COP_{sys} üzerine etkisi verilmiştir.

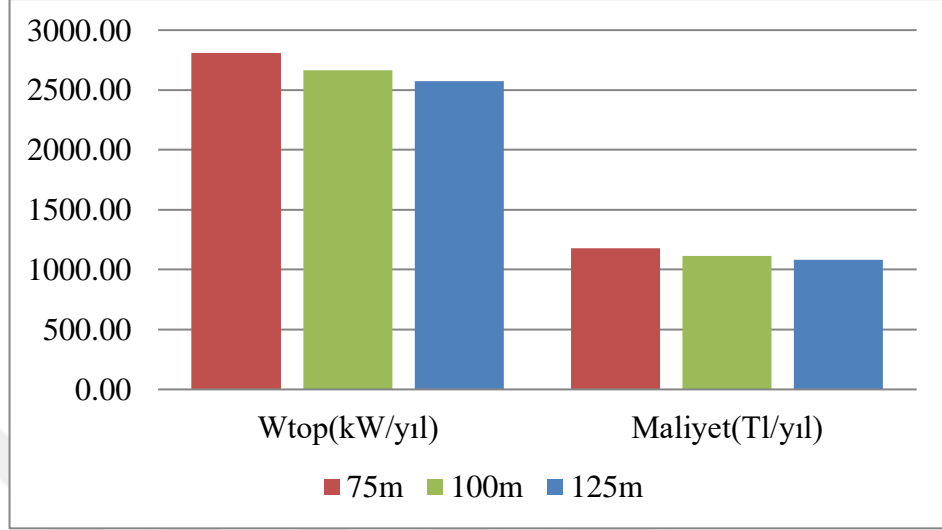


Şekil 4.36. 125 m sondaj derinliği için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin SAGSHP sisteminde COP_{hp} ve COP_{sys} üzerine etkisi

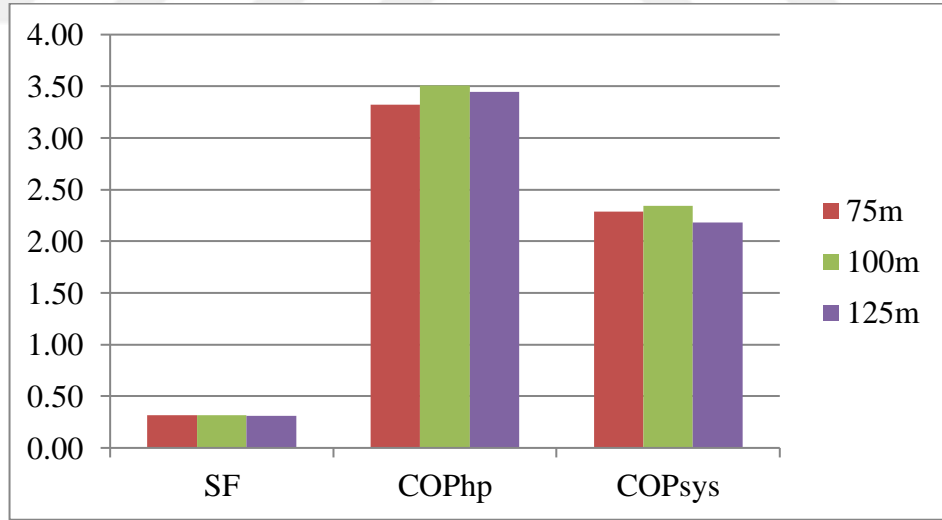
Aynı sondaj derinliği 125 m ve aynı güneş kolektör alanı (4 m²) için tank hacmi 600 lt' den 350 lt' ye düşürüldüğünde sırasıyla COP_{hp} ve COP_{sys}' i %2,3 ve %7,8 oranında arttırdığı görülmektedir. Aynı sondaj derinliği (125 m) ve aynı tank hacminde (600 lt) ve kolektör alanı 4 m²' den 8 m²' ye çıkartıldığında sırasıyla COP_{hp} ve COP_{sys}' i %0,07 ve %0,27 düşürdüğü, 12m²'ye çıkartıldığında ise sırasıyla %0,09 ve %0,12 düşüş olduğu görülmektedir.

İstanbul ilinde yer alan tank hacmi 600lt, kolektör alanı 12m² olan SAGSHP sisteminin ısıtma periyodu için farklı sondaj derinliklerinde çalıştırılması durumunda, sistem parametreleri Şekil 4.37. v3 4.38.' de verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre toprak derinliği arttıkça yıllık güç tüketim değerlerinin düştüğü görülmektedir. Bunun nedeni aşağılara inildikçe toprak sıcaklığının artmasıdır. Aynı zamanda toprak sıcaklığının artması ısı pompası kaynak sıcaklığını da arttıracığından dolayı ısı pompası COP

değerlerinde de önemli oranda artış gözlenmektedir. Ayrıca derinlik arttıkça SF oranının da da çok küçük oranda artış gözlenmektedir.



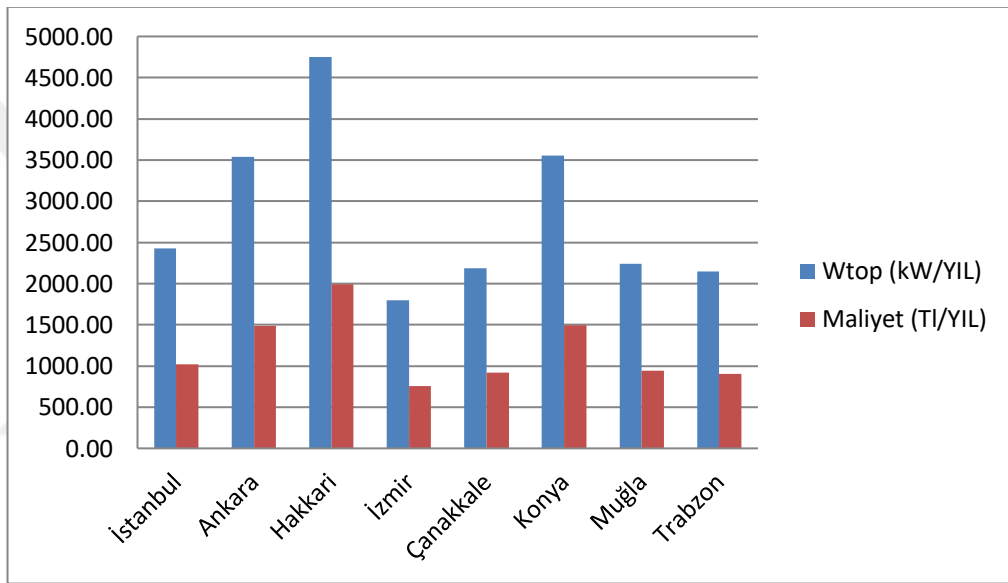
Şekil 4.37. SAGSHP sisteminin yıllık enerji tüketimi ve işletme maliyetinin sondaj derinliklerine bağlı değişimi



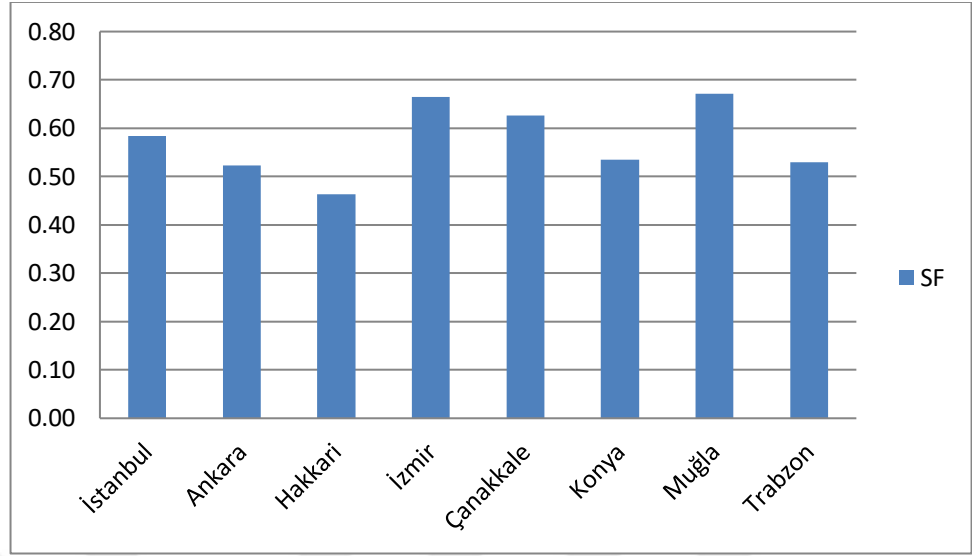
Şekil 4.38. SAGSHP sisteminin SF, COP değerlerinin sondaj derinliklerine bağlı değişimi

4.4.2. Farklı İklim Koşullarının SAGSHP sisteminin Isıtma Performansı Üzerine Etkisi

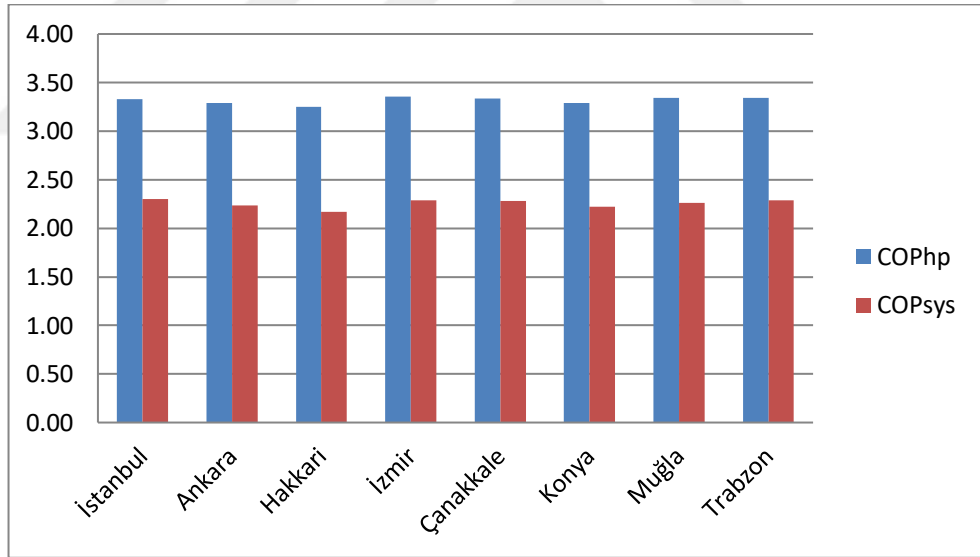
TRNSYS “Meteonorm Files” klasörü içerisinde yer alan Türkiye’deki 8 ile ait meteorolojik veri dosyalarından faydalanılarak Şekil4.39.-4.41.’de gösterildiği gibi sırasıyla toplam yıllık enerji tüketim (W_{top}) ve yıllık enerji tüketim maliyeti (TI/YIL), güneş fraksiyonu (SF) ve son olarak ısı pompası performans katsayısı (COP_{hp}) ve sistem performans katsayısı (COP_{sys}) verilmiştir.



Şekil 4.39.100 m sondaj derinliği, 350 lt tank hacmi ve 12 m² kolektör alanı için Türkiye’deki 8 ilde ısıtma çevrimi simülasyonu yıllık toplam güç tüketimi ve yıllık maliyetteki değişim



Şekil 4.40. 100 m sondaj derinliği, 350 lt tank hacmi ve 12 m² kolektör alanı için Türkiye’deki 8 ilde ısıtma çevrimi simülasyonu güneş fraksiyonundaki (SF) değişim



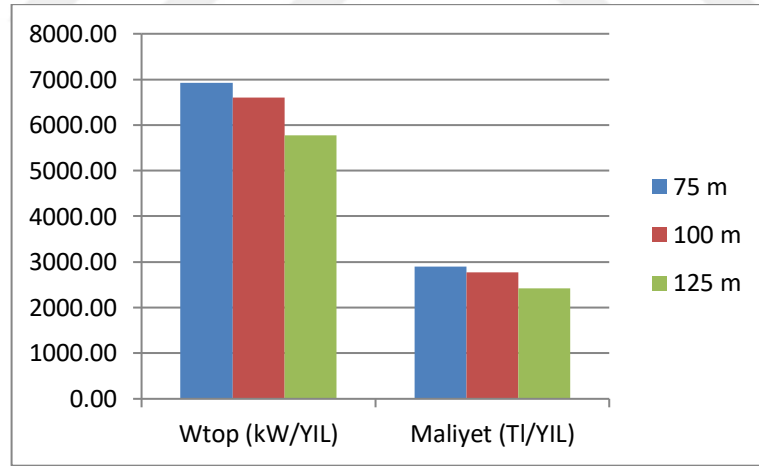
Şekil4.41.100 m sondaj derinliği, 350 lt tank hacmi ve 12 m² kolektör alanı için Türkiye’deki 8 ilde ısı pompası ısıtma çevrimi simülasyonu performans katsayısı (COP_{hp}) ve sistem performans katsayısı (COP_{sys}) değişimi

Şekil 4.40.’da görüldüğü gibi güneş fraksiyonunun (SF) en yüksek olduğu 3 ilin Muğla İzmir ve Çanakkale olduğu görülmüştür. Aynı zamanda sıcak iklim kuşağında yer alan

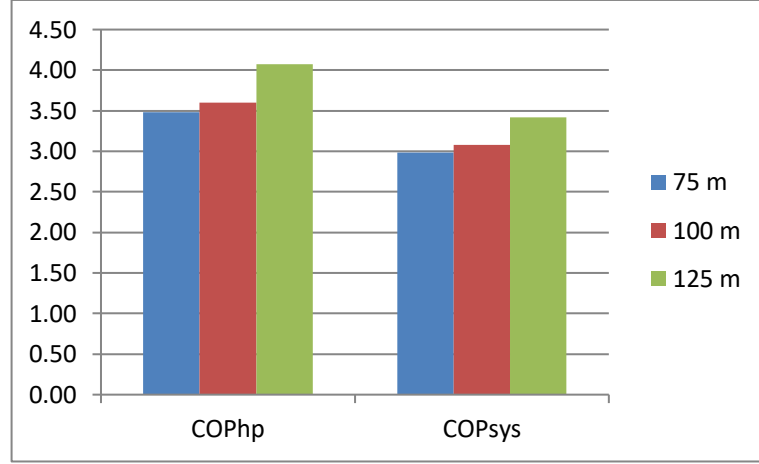
bu 3 ilimizde diğer simülasyonu gerçekleştirilen illere nazaran yaş termometre sıcaklığı yüksek ve yağış miktarı az olduğu için, ısınma ve sıcak su elde edilmesinde yıllık harcanan güç tüketimi ve maliyet daha azdır. Şekil 4.41.'den Isı pompası performans katsayısı (COP_{hp}) ve sistem performans katsayısındaki (COP_{sys}) değişimin çok az olduğu görülmektedir. Bunun sebebi olarak topraktaki sıcaklık değişiminin havaya nazaran daha az olması gösterilebilir.

4.4.3. Farklı Sondaj Derinliklerinin GSHP sisteminin Soğutma Performansı Üzerine Etkisi

Aynı ısıtma simülasyonunda olduğu gibi İstanbul ilinde 75, 100, 125 m değişik sondaj derinliklerinde soğutma çevrimi simülasyonu yapılmış ve Şekil 4.42.'deki grafikler elde edilmiştir.



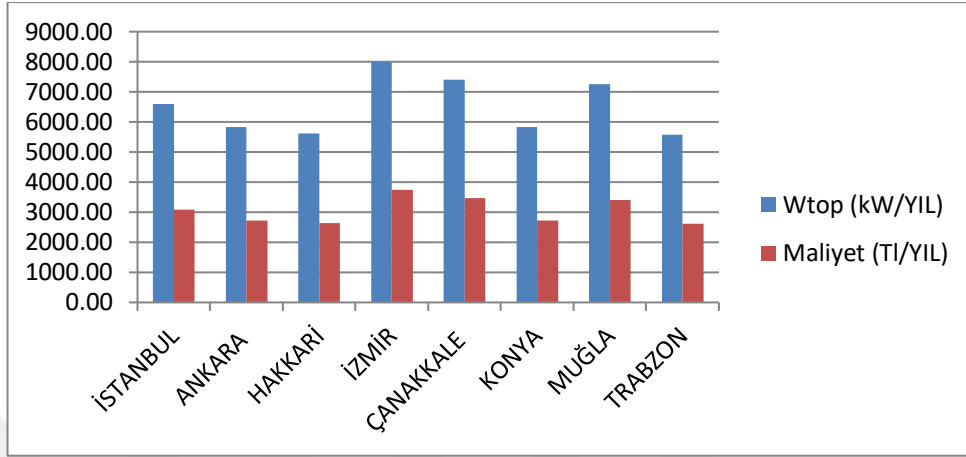
Şekil 4.42. 75,100 ve 125 m sondaj derinliği için İstanbul ili ısı pompası soğutma çevrimi simülasyonu yıllık güç tüketimi (W_{top}) ve yıllık maliyetin değişimi



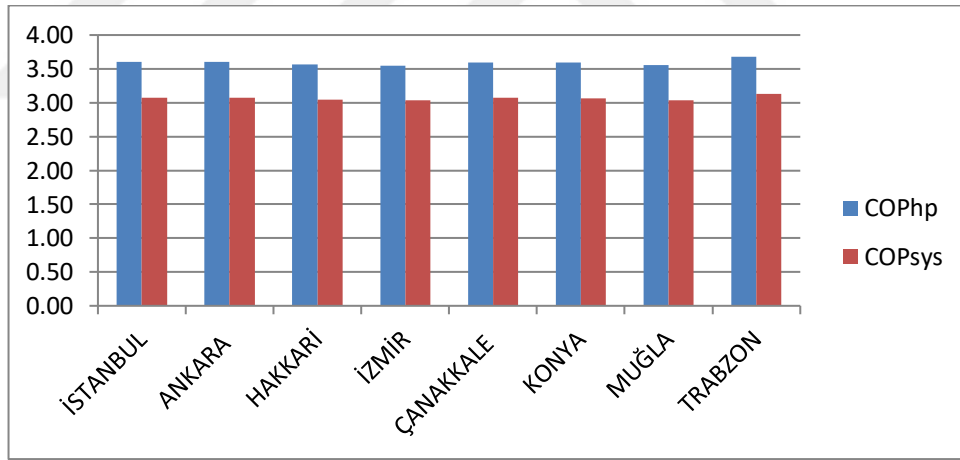
Şekil 4.43. 75,100 ve 125 m sondaj derinliği için İstanbul ili ısı pompası soğutma çevrimi simülasyonu performans katsayısı (COP_{hp}) ve sistem performans katsayısı (COP_{sys}) değişimi

Şekil 4.42. ve 4.43.'de verilen grafiklerdesimülasyon sonuçlarından, sondaj derinliği 75 m' den 100 m derinliğe inildiğinde, yıllık enerji tüketiminin W_{top} ' in %4,72 azaldığı, COP_{hp} ve COP_{sys} ise sırasıyla %3,61, %3,13 oranlarında arttığı belirlenmiştir. 100 m derinlikten 125 m derinliğe inildiğinde ise W_{top} ' in %12,6 azaldığı, COP_{hp} ve COP_{sys} ise sırasıyla %12,96, %11,12 oranlarında arttığı belirlenmiştir. Şekil 4.40. ve 4.41.'den görüldüğü üzere, GSHP soğutma uygulamasında derinlik arttıkça enerji tüketimi daha hızlı düşerken aynı oranda sistem verimi de artmaktadır.

4.4.4. Farklı İklim Koşullarının GSHP sisteminin Soğutma Performansı Üzerine Etkisi



Şekil 4.44. 100 m sondaj derinliği için Türkiye’deki 8 ilde ısı pompası soğutma çevrimi simülasyonu yıllık güç tüketimi (W_{top}) ve yıllık maliyetin değişimi



Şekil 4.45. 100 m sondaj derinliği için, Türkiye’deki 8 ilde ısı pompası soğutma çevrimi simülasyonu performans katsayısı (COP_{hp}) ve sistem performans katsayısı (COP_{sys}) değişimi

Şekil 4.44.’de görüldüğü gibi sıcak iklim kuşağındaki İzmir, Muğla, Çanakkale şehirlerinde yıllık toplam güç tüketimi ve yıllık maliyetin yüksek olduğu görülmektedir. Buna paralel olarak Şekil 4.45.’ de COP_{hp} ve COP_{sys} katsayılarının sıcak iklim kuşağındaki illerde azaldığı görülmektedir.

5- TARTIŞMA VE SONUÇ

Son yıllarda toprak kaynaklı ısı pompaları ülkemizde uygulama alanı bulmaya başlamıştır. Bu çalışmada İstanbul'da yer alan bir restoranın ısıtılması, soğutulması ve sıcak su ihtiyacının karşılanması amacıyla dikey tip bir GSHP sistemi yanı sıra, güneş enerjisi ile desteklenmiş bir hibrit dikey tip SAGSHP sisteminin performansı incelenmiştir. Her iki sistem TRNSYS simülasyon programı yardımıyla modellenmiş ve bir yıl zaman periyodu boyunca (8760h) simüle edilmişlerdir.

Elde edilen sonuçlara göre İstanbul şartları için dikey tip SAGSHP sistemi, dikey tip GSHP sistemine göre yıllık %30 daha az enerji tüketmektedir. SAGSHP sistemi ile tüketilen enerjinin %58' i güneşten sağlanmaktadır. Bu oran, SAGSHP sisteminin GSHP sistemine göre, yenilenebilir enerji kaynaklarından daha fazla yararlandığını ortaya koymaktadır. Bu yüzden temiz bir çevre ve enerji tasarrufu sağlamak için GSHP sistemlerinin güneş enerjisi ile desteklenmesi gerektiği açık görülmektedir.

Aynı dikey tip GSHP sistemi yardımıyla mahal soğutulduğunda ise tüketilen güç miktarı ısıtmaya göre %47,38 oranında artmaktadır.

İstanbul iklim şartlarında SAGSHP sisteminin ısıtma periyodunda çalışmasında, farklı sondaj derinliklerinde (75 m, 100 m, 125 m), farklı kolektör alanları (4 m², 8 m², 12 m²) ve farklı tank hacimleri (350 lt, 600 lt) kullanılarak simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçlarında elde edilen çıkarımlar aşağıdadır:

- Tank hacminin düşürülmesi (600 lt' den 350 lt' e) yıllık güç tüketimini yaklaşık %11 oranında düşürürken, SF oranını %3 arttırmakta ve Sistem COP değerinde yaklaşık %8,2 oranında arttırmaktadır.
- Kullanılan kolektör alanı 2 katına çıkarıldığında yıllık enerji tüketimi %12,5 azalırken, SF oranı %55,1 artmakta ve COP değerlerinde etkilenme olmamaktadır.
- Kullanılan kolektör alanı 3 katına çıkarıldığında yıllık enerji tüketimi %18,3 azalırken, SF oranı %90,6 artmakta ve COP değerlerinde etkilenme olmamaktadır.

- Farklı derinliklerde SAGSHP sisteminin tank hacmi, kolektör alanı gibi parametrelerin değiştirildiğinde yukarıdakine benzer oranlarda artış ve azalmaların olduğu gözlenmiştir.
- SAGSHP sisteminin (ısıtma ve sıcak su için) farklı sondaj derinliklerinde çalıştırılması durumunda Şekil 4.37 ve 4.38’de görüldüğü gibi; 75m derinlik yerine 100m’ e inildiğinde toplam yıllık güç tüketimi %5,28 azalırken, SF, %2,55, COP_{hp}, %8,08 ve COP_{sys} ise %4,89 artmaktadır. Fakat 100m derinlikten 125 m derinliğe inildiğinde yukarıdaki artış oranları lineer olmadığı görülmektedir. Toplam güç tüketiminde %3,28 azalma gözlenirken, SF, %1,34, COP_{hp}, %4,91 ve COP_{sys} ise %3,29 oranlarında artış gözlenmiştir.

100 m sondaj derinliği, 350 lt tank hacmi ve 12 m² kolektör alanı için SAGSHP sisteminin ısıtma ve sıcak su ihtiyacının karşılanması amacıyla, Türkiye’nin değişik coğrafi bölgelerindeki illerin (İstanbul, Ankara, Çanakkale, Hakkari, İzmir, Konya, Muğla, Trabzon) meteorolojik verileri baz alınarak çalıştırılması durumunda gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarından elde edilen çıkarımlara göre:

- SAGSHP sistemi için en yüksek güç tüketimi ülkemizin en soğuk ili Hakkari için (4753,92 kW), en düşük güç tüketimi (1797,13 kW) İzmir olduğu görülmüştür.
- En düşük SF oranı (%46) Hakkari’de görülürken, en yüksek SF oranları (%66 ve 67) ile İzmir ve Muğla için elde edilmiştir.

GSHP sisteminin soğutma simülasyonu sondaj delikleri (75 m, 100 m, 125 m) için ve Türkiye’nin değişik coğrafi bölgelerindeki iller (İstanbul, Ankara, Çanakkale, Hakkari, İzmir, Konya, Muğla, Trabzon) için gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarından elde edilen çıkarımlara göre:

GSHP sisteminin soğutma uygulamasında farklı sondaj derinliklerinde çalıştırılması durumunda; sondaj derinliği 75 m’ den 100 m derinliğe inildiğinde, yıllık enerji tüketiminin W_{top} ’ in %4,72 azaldığı, COP_{hp} ve COP_{sys} ise sırasıyla %3,61, %3,13 oranlarında arttığı belirlenmiştir. 100 m derinlikten 125 m derinliğe inildiğinde ise W_{top} ’

ın %12,6 azaldığı, COP_{hp} ve COP_{sys} ise sırasıyla %12,96, %11,12 oranlarında arttığı belirlenmiştir. Şekil 4.40 ve 4.41 den görüldüğü üzere, GSHP soğutma uygulamasında derinlik artıkça enerji tüketimi daha hızlı düşerken aynı oranda sistem verimi de artmaktadır. Bu oranlar ısıtma uygulaması için farklı derinliklerde çalışan SAGSHP sisteminde elde edilen oranlardan oldukça yüksek çıkmıştır. Bu da dikey tip GSHP sistemlerinin çalışma derinliğinin artırılmasının ısıtma uygulamalarından daha çok soğutma uygulamalarında enerji tüketimi ve sistem performansı üzerinde etkisi olduğunu göstermektedir.



KAYNAKLAR

- Asl, H. F., Fujii, H., Kosukegawa, H. 2018.**Cooling tests, numerical modeling and economic analysis of semi-open loop ground source heat pump system *Geothermics*, 71: 34-45
- Bakırcı, K. Ozyurt, O., Comaklı, K., Comaklı, O., 2011.**Energy analysis of a solar-ground source heat pump system with vertical closed-loop for heating applications. *Energy and Buildings*, 66 :77–87
- Biglarian, H., Abbaspour, M., Saidi, M. H. 2017.** Evaluation of a transient borehole heat exchanger model in dynamic simulation of a ground source heat pump system. *Energy*, 147: 81-93
- Cacabelos, A., Eguía, P., Míguez, J. L., Granada, E., Arce, M. E. 2015.**Calibrated simulation of a public library HVAC system with a ground-source heat pump and a radiant floor using TRNSYS and GenOpt. *Energy and Buildings*, 108: 114–126
- Chen, C., Sun, F., Feng, Lei., Liu, M. 2005.** Underground water-source loop heat-pump air-conditioning system applied in a residential building in Beijing. *Applied Energy*, 82: 331–344.
- Emmi, G., Zarrella, A., Carli M.D., Galgaro A. 2015**Solar Assisted Ground Source Heat Pump in Cold Climates. *Energy Procedia*, 82: 623-629
- Eslami, P., Bernier, M. 2011.** Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors using double U-tube boreholes with two independent circuits. *Applied Thermal Engineering*, 31:3066-3077
- Han, Z., Zheng, M., Kong, F., Wang, F., Li, Z., Bai, T. 2008.** Numerical simulation of solar assisted ground-source heat pump heating system with latent heat energy storage in severely cold area. *Applied Thermal Engineering*, 28: 1427–1436,
- Januševičius, K., Streckienė, G. et al. 2013.**Solar Assisted Ground Source Heat Pump Performance in Nearly Zero Energy Building in Baltic Countries. *Environmental and Climate Technologies*, 11: 48-56.
- Ji, Y., Duanmu, L., Li, X., Airaksinen, M., Wang, Z. 2017.**Simplified method to determine the collector area of solar-assisted ground-source heat pump system. *Procedia Engineering*, 205: 1138–1145
- Li, H., Xu, W., Yu, Z., Wu, J., Yu, Z. 2018.**Discussion of a combined solar thermal and ground source heat pump system operation strategy for office heating. *Energy and Buildings*, 162: 42–53
- Li, W., Li, X., Wang, Y., Tu, J., 2018.**An integrated predictive model of the long-term performance of ground source heat pump (GSHP) systems. *Energy and Buildings*, 159: 309–318
- Liu, Z., Xu, W., Zhai, X., Qian, C., Chen, X., 2017.**Feasibility and performance study of the hybrid ground-source heat pump system for one office building in Chinese heating dominated areas. *Renewable Energy*, 101: 1131-1140

- Lu, Q., Narsilio, G. A., Aditya, G. R., Johnston, I. W. 2017.**Economic analysis of vertical ground source heat pump systems in Melbourne.*Energy*, 125:107-117
- Lucia, U., Simonettia, M.,Chiesab, G., Grisoliaa, G. 2017.**Ground-source pump system for heating and cooling: Review and thermodynamic approach.*Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 70: 867–874
- Maa, Z., Xiaa, L. et al. 2017.**Model-based optimization of ground source heat pump systems.*Energy Procedia*, 111: 12–20
- Madessa, H. B., Torger, B., Bye, P. F., Erlend, A., 2016.**Parametric study of a vertically configured ground source heatpump system.*Energy Procedia*, 111: 1040 – 1049
- Miglani, S., Orehounig, K., Carmeliet, J. 2017.** Design and optimization of a hybrid solar ground source heat pump with seasonal regeneration.*Energy Procedia*, 122: 1015–1020
- Rad, F. M., Fung, A. S., Leong, W. H. 2013.**Feasibility of combined solar thermal and ground source heat pump systems in cold climate, Canada.*Energy and Buildings*, 61: 224–232
- Sarbu, I., Sebarchievici, C. 2015.** Using Ground-Source Heat Pump Systems for Heating/Cooling of Buildings. *Advances in Geothermal Energy Base IntechOpen*, DOI: 10.5772/61372.
- Shonder, J. A., Thornton, J., Hughes, P. J., 2001.**Selecting the Design Entering Water Temperature for Vertical Geothermal Heat Pumps in Cooling-Dominated Applications. 12 Jul 2001; [vp.]; AC05-00OR22725; Oak Ridge National Lab., TN (US)
- Shonder, J. A., Thornton, J., Hughes, P. J., 2004.**Development of Deemed Energy and Demand Savings for Residential Ground Source Heat Pump Retrofits in the State of Texas.
- Thygesen, R., Karlsson, B., 2013.**Economic and energy analysis of three solar assisted heat pump systems in near zero energy buildings.*Energy and Buildings*, 66: 77–87
- Verma, V., Murugesan, K., 2017.**Experimental study of solar energy storage and space heating using solar assisted ground source heat pump system for Indian climatic conditions.*Energy and Buildings*, 139: 569–577
- Wang, E., Fung, A. S.,Qia, C., Leong, W. H., 2012.**Performance prediction of a hybrid solar ground-source heat pump system.*Energy and Buildings*, 47: 600–611
- Zhai, X.Q., Cheng, X.W., Wang, R.Z., 2017.**Heating and cooling performance of a minitype ground source heat pump system.*Applied Thermal Engineering*, 111: 1366–1370
- Zhang, J., Su,S., Liu, L., Zhou, C., Shi L. 2015.**TRNSYS Simulation of Hybrid Ground Source Heat Pump System Based on Cooling Conditions.*International Forum on Energy, Environment Science and Materials (IFEESM 2015)*: 456-461

Zhou, S., Cui, W., Zhao, S., Zhu, S., 2016. Operation analysis and performance prediction for a GSHP system compounded with domestic hot water (DHW) system. *Energy and Buildings*, 119: 153–163



EKLER

EK. SİMÜLASYONLARDA KULLANILAN ISI POMPASI KATALOG DEĞERLERİ



EKLER

EKSimülasyonlarda kullanılan ısı pompası katalog değerleri



Water Source Heat Pump
Axiom™ Water-to-Water - EXW
5 to 20 Tons - 60 Hz



April 2015

WSHP-PRC022D-EN



General Data

Table 1. General data 5 to 20 tons

Model Unit Size	EXW060	EXW120	EXW240
Width (in)	40	58	81½
Height (in)	22	24	30
Depth (in)	20	33	31 3/8
Compressor Type	Scroll	Scroll	Scroll
Approximate Weight with Pallet (lb)	326	653	1222
Approximate Weight without Pallet (lb)	296	613	1156
Water in/out size (NPT) inches	1	1.5	2

Table 2. Ratings

Model	Nom Tons	Water Loop Heat Pump				Ground Water Heat Pump				Ground Loop Heat Pump			
		Cooling		Heating		Cooling		Heating		Cooling		Heating	
		Capacity Btuh	EER Btuh/W	Capacity Btuh	COP	Capacity Btuh	EER Btuh/W	Capacity Btuh	COP	Capacity Btuh	EER Btuh/W	Capacity Btuh	COP
EXW060	5	52,100	13.40	74,100	4.30	56,900	20.60	60,900	3.60	54,000	15.50	48,100	2.80
EXW120	10	105,100	12.09	139,400	3.90	118,700	19.05	118,400	3.30	110,100	14.20	95,300	2.60
EXW240	20	192,300	13.50	262,700	4.10	221,300	20.60	224,200	3.60	204,000	15.70	172,600	2.80

Rated in Accordance with ISO 13256-2

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Fatih GÜLER

Doğum Yeri ve Tarihi : BURSA 20.05.1987

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Çelebi Mehmet Lisesi YDA (2001-2005)

Lisans : Dumlupınar Üniversitesi Makine Mühendisliği (2005-2009)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : CANEL OTOMOTİV 2012-2012

YILDIRIM BELEDİYESİ 2013-

İletişim (e-posta) : fatih.guler.1987@gmail.com