

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**YOĞUNLAŞTIRILMIŞ GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISITMA VE SOĞUTMA
SİSTEMİ: ÇAMAŞIR MAKİNESİ FABRİKASI VAKA ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Erdem ADIGÜZEL

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

EKİM 2019

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**YOĞUNLAŞTIRILMIŞ GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISITMA VE SOĞUTMA
SİSTEMİ: ÇAMAŞIR MAKİNESİ FABRİKASI VAKA ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Erdem ADIGÜZEL
(301151030)**

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Murat ÇAKAN

EKİM 2019

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301151030 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Erdem ADIGÜZEL, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “YOĞUNLAŞTIRILMIŞ GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMİ: ÇAMAŞIR MAKİNESİ FABRİKASI VAKA ANALİZİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi Murat ÇAKAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Dr. Öğr. Üyesi Coşkun FIRAT**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Zehra YUMURTACI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **01 Ekim 2019**
Savunma Tarihi : **03 Ekim 2019**

Aileme,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmalarım süresince bilgi ve tecrübeleri ile desteğini hiçbir zaman esirgemeyen, öneri ve olumlu eleştirileri ile katkıda bulunan değerli hocam Sn. Dr. Öğr. Üyesi Murat ÇAKAN'a teşekkür ederim.

Bana bu çalışmayı yapma fırsatı veren Arçelik ailesine teşekkür ederim. Tez çalışmalarım süresince verdiği desteklerden dolayı Arçelik A.Ş. Sürdürülebilirlik ve Resmi İlişkiler Direktörü Sn. Fatih ÖZKADI'ya teşekkür ederim.

Tez çalışmamda konu seçim sürecinden itibaren, zaman kavramından bağımsız olarak karşılaştığım her türlü sorunda çözümün bir parçası olup desteğini esirgemeyen Arçelik Enerji Yöneticisi Sn. Ömer ÜNAL'a teşekkür ederim. Süreç içerisindeki destekleri için Sn. Erhan HANGİŞİ ve Sn. Fatih MEMİŞ'e teşekkür ederim.

Tüm eğitim hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini her zaman hissettiğim sevgili annem Mine ADIGÜZEL'e, sevgili babam Ali Rıza ADIGÜZEL'e ve sevgili ağabeyim Gökem ADIGÜZEL'e en içten duygularıyla teşekkür ederim.

Bu süreçte, her zaman yanımda olan, koşulsuz desteğini her an hissettiğim, motivasyonumu kaybetmememde en büyük etkenlerden olan sevgili eşim Ece ADIGÜZEL'e sonsuz teşekkürler.

Ekim 2019

Erdem ADIGÜZEL
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	5
1.2 Literatür İncelemesi	6
2. YOĞUNLAŞTIRILMIŞ GÜNEŞ ENERJİSİ ve SİSTEMDE KULLANILAN EKİPMANLAR	13
2.1 Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi Sistemleri	13
2.1.1 Parabolik oluklu tip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemleri	15
2.1.2 Lineer fresnel reflektör tip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemleri	16
2.1.3 Güneş kulesi tip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemleri	17
2.1.4 Çanak tip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemleri	17
2.2 Sirkülasyon Pompaları	18
2.3 Plakalı Isı Eşanjörleri	20
2.4 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi	21
3. ÇAMAŞIR MAKİNESİ FABRİKASI VAKA ANALİZİ	25
3.1 Sistem Ekipmanları ve Çalışma Algoritması	26
3.1.1 Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi – parabolik oluklu kolektörler	30
3.1.1.1 Yansıtıcı yüzey	34
3.1.1.2 Alıcı	35
3.1.2 Sirkülasyon Pompaları	36
3.1.3 Isı Eşanjörü	36
3.1.4 Akümülayon Tankı (Termal Enerji Deposu)	37
3.1.5 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi	37
4. TRNSYS YAZILIMI ve SİSTEM EKİPMANLARI	39
4.1 İklim Verileri	39
4.2 TRNSYS Veri Girişi	40
4.2.1 Parabolik oluklu tip kolektörler	41
4.2.2 Sirkülasyon Pompaları	47
4.2.3 Isı Eşanjörü	48
4.2.4 Akümülayon Tankı	49
4.2.5 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi	53
4.2.6 Borulama	55
4.2.7 Isıtma ve Soğutma Yük Hesapları	59
4.2.8 Sera Gazı Emisyonu Hesabı	61

4.3 Performans Göstergeleri	63
4.3.1 Faydalı enerji	64
4.3.2 Kolektör verimi	64
4.3.3 Isıtma ve soğutma enerjileri	64
4.3.4 Sistem verimi	64
5. SENARYOLAR ve SİMÜLASYON ÇIKTILARI	67
5.1 Senaryo-1: Romanya (Tasarım Değerleri ile)	68
5.2 Senaryo-2: Güney Afrika (Tasarım Değerleri ile)	69
5.3 Senaryo-3: Pakistan (Tasarım Değerleri ile)	71
5.4 Senaryo-4: Türkiye (Tasarım Değerleri ile)	72
5.5 Senaryo-5: Alüminyum Yansıtıcı	74
5.6 Senaryo-6: Pakistan (Yalnız Soğutma)	75
5.7 Senaryo-1A: Romanya (Optimize Sıcaklıklar)	77
5.8 Senaryo-2A: Güney Afrika (Optimize Sıcaklıklar)	78
5.9 Senaryo-4A: Türkiye (Optimize Sıcaklıklar)	79
5.10 Senaryo-6A: Pakistan – Yalnızca Soğutma (Optimize Sıcaklıklar)	81
6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	83
KAYNAKLAR	91
EKLER	99
ÖZGEÇMİŞ	109

KISALTMALAR

BMS	: Bina Yönetim Sistemi (Building Management System)
CC	: Ülke Kodu (Country Code)
COP	: Performans Katsayısı (Coefficient of Performance)
CSP	: Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi (Concentrated Solar Power)
DNI	: Direkt Normal Işınım (Direct Normal Irradiance)
GJ	: GigaJoule
GPS	: Küresel Konumlama Sistemi (Global Positioning System)
HDD	: Isıtma Gün Derecesi (Heating Degree Days)
HDPE	: Yüksek Yoğunluklu Polietilen (High Density Polyethylene)
HP	: Beygir Gücü (Horse Power)
H₂O	: Su
IEA	: Uluslararası Enerji Ajansı (International Energy Agency)
IPCC	: Hükümetlerarası İklim Değişikliği Paneli (Intergovernmental Panel on Climate Change)
IRENA	: Uluslararası Yenilenebilir Enerji Ajansı (International Renewable Energy Agency)
KPI	: Performans Göstergesi (Key Performance Index)
kW	: KiloWatt
kWh	: KiloWatt-Saat
LROP	: Henri Coandă Uluslararası Havalimanı (Uluslararası Sivil Havacılık Örgütü tarafından verilen kısa kod)
NH₃	: Amonyak
PE	: Polietilen
PTC	: Parabolik Oluklu Kolektör (Parabolic Trough Collector)
SEGS	: Solar Elektrik Üretim Tesisleri (Solar Electricity Generation Systems)
SGE	: Sera Gazı Emisyonu
TEP	: Ton Eşdeğer Petrol
TJ	: TeraJoule
US DOE	: ABD Enerji Bakanlığı (United States – Department of Energy)
USRT	: Soğutma Tonu (United States Refrigeration Ton)
VFD	: Değişken Frekanslı Sürücü (Variable Frequency Drive)
VSD	: Değişken Hızlı Sürücü (Variable Speed Drive)
VRF	: Değişken Debili Soğutucu Akışkan (Variable Refrigerant Flow)
YGE	: Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi

SEMBOLLER

A_a	: Açıklık alanı
A_{a_net}	: Net açıklık alanı
A	: Açıklık
$a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$	: Isı kayıp katsayıları
b_0, b_1, b_2	: Geliş açısı düzeltme faktörü katsayıları
C_a	: Eşanjör kapasitansı
C_p	: Özgül ısı
$COP_{Santr.}$	: Santrifüj soğutma grubu COP değeri
D	: Çap
EF	: Emisyon faktörü
f	: Odak mesafesi
h	: Entalpi
h_0, h_1, h_2	: Sıcaklığın kuvveti ile ilişkilendirilmiş entalpi denklem katsayıları
K_{ayna}	: Yansıtıcı yüzey geometrik hata faktörü (=1, kusursuz ayna)
$K_{diğer}$	: Kolektör sisteminin diğer kayıpları (=1, kayıp yok)
$K_{gölgelenme}$	: Yansıtıcının alıcı tarafından gölgelenmesi (=1, gölge yok)
$K_{kolektör}$	: Kolektör kayıp faktörü
K_{toz}	: ALıcı yüzeyin tozlanma faktörü (=1, tozlanma yok)
L	: Kolektör uzunluğu
L_{net}	: Yansıtıcı yüzey toplam net uzunluğu
m	: Kütle
$\dot{m}$	: Kütlesel debi
$nnnnn$	: Dünya Meteoroloji Örgütü Uluslararası İstasyon Kodu
r_0, r_1, r_2	: Sıcaklığın kuvveti ile ilişkilendirilmiş özkütle denklem katsayıları
SGE_{DG}	: Doğalgaz tüketimi kaynaklı sera gazı emisyonu
SGE_E	: Elektrik tüketimi kaynaklı sera gazı emisyonu
SGE_{TOTAL}	: Toplam sera gazı emisyonu
T	: Sıcaklık
T_{DG}	: Doğalgaz tüketimi
T_E	: Elektrik tüketimi
U'	: Isı kayıp katsayısı
u_0, u_1, u_2	: Sıcaklığın kuvveti ile ilişkilendirilmiş iç enerji denklem katsayıları
V	: Hacim
Q	: Enerji
ρ	: Özkütle
$\tau_{cam,alıcı}$	: Alıcı elemanının cam ışık geçirgenliği
$\alpha_{absorber}$	: Absorberin soğurma katsayısı
λ	: Isıl iletkenlik katsayısı
θ	: Geliş açısı
ε	: Isı eşanjörü verimi

η_{CS}	: Soğutma sistemi verimi
η_{HS}	: Isıtma sistemi verimi
η_{kazan}	: Kazan verimi
$\eta_{Kolektör}$	: Kolektör verimi

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Birincil enerji kaynakları kullanımının 2017 baz yılına göre değişimi..	2
Çizelge 2.1 : Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi çeşitleri karşılaştırma tablosu (Zhang ve diğerleri, 2013).....	18
Çizelge 3.1 : Parabolik oluklu kolektörün katalog verileri.....	30
Çizelge 3.2 : Sahada kullanılan kolektör çeşit ve adetleri.	31
Çizelge 3.3 : Ölçümlere göre sahadaki kolektörlerin karakteristik uzunlukları.	32
Çizelge 3.4 : Sirkülasyon pompaları teknik özellikleri.	36
Çizelge 3.5 : Absorbsiyonlu soğutucu teknik özellikleri.....	37
Çizelge 4.1 : Romanya, Bükreş - Isıtma gün derecesi (Url-4).	40
Çizelge 4.2 : Simülasyon için kullanılan Meteororm iklim veri setleri.	40
Çizelge 4.3 : TRNSYS'e tanımlanacak kolektör uzunlukları.....	45
Çizelge 4.4 : Parabolik oluklu kolektör TRNSYS parametreleri.	46
Çizelge 4.5 : Sirkülasyon pompaları, TRNSYS parametreleri.	47
Çizelge 4.6 : Isı eşanjörü TRNSYS parametreleri.....	48
Çizelge 4.7 : Akümülayon tankı, TRNSYS parametreleri.	49
Çizelge 4.8 : 8 x 5000 Litre tank toplam yüzey alanı hesabı.....	50
Çizelge 4.9 : 40000 Litre tank, TRNSYS yüzey alanı hesabı.	50
Çizelge 4.10 : Akümülayon tankı çap hesabı.....	52
Çizelge 4.11 : Akümülayon tankı malzemeleri, ısı iletkenlik katsayıları.	52
Çizelge 4.12 : Akümülayon tankı, ısı iletkenlik hesabı.	52
Çizelge 4.13 : Akümülayon tankı TRNSYS'e tanımlanacak değerler.	53
Çizelge 4.14 : Akümülayon tankının oda sıcaklığı – çevre sıcaklığı ilişkisi.	53
Çizelge 4.15 : Absorbsiyonlu soğutma sistemi, TRNSYS parametreleri.....	53
Çizelge 4.16 : Toprak altı boruların çap hesabı.....	55
Çizelge 4.17 : Toprak altı boru malzemeleri, ısı iletkenlik katsayıları.....	55
Çizelge 4.18 : Toprak altı borular, ısı iletkenlik hesabı.....	56
Çizelge 4.19 : Toprak altı boruların ısı kayıp katsayısı, TRNSYS'e tanımlanacak değerler.....	56
Çizelge 4.20 : Sirkülasyon boruları ısı iletim katsayısı TRNSYS parametre hesabı.	57
Çizelge 4.21 : Toprak üstü boru malzemeleri, ısı iletkenlik katsayıları.	57
Çizelge 4.22 : Toprak üstü borular, ısı iletkenlik hesabı.	57
Çizelge 4.23 : Toprak üstü boruların ısı kayıp katsayısı, TRNSYS'e tanımlanacak değerler.....	58
Çizelge 4.24 : Sistemdeki boruların metraj ve çapları.....	58
Çizelge 4.25 : 1 metre derinlikteki toprak altı sıcaklık-çevre sıcaklığı ilişkisi.	59
Çizelge 4.26 : Isıtma ve soğutma senaryosu zaman dilimleri.	60
Çizelge 4.27 : Doğalgaz yakma kaynaklı emisyon değerleri (IPCC,2006).	62
Çizelge 4.28 : Doğalgaz yakma kaynaklı sera gazı emisyonlarının küresel ısınma potansiyelleri.	62
Çizelge 4.29 : Elektrik kullanımı kaynaklı emisyon faktörü değerleri.....	62
Çizelge 5.1 : Senaryo-1, parametreler.	68

Çizelge 5.2 : Senaryo-1, ısıtma ve soğutma sistem verimi.	68
Çizelge 5.3 : Kolektör ortalama çıkış sıcaklıkları, Senaryo-1.	68
Çizelge 5.4 : Senaryo-2, parametreler.	69
Çizelge 5.5 : Senaryo-2, ısıtma ve soğutma sistem verimi.	70
Çizelge 5.6 : Kolektör ortalama çıkış sıcaklıkları, Senaryo-2.	70
Çizelge 5.7 : Senaryo-3, parametreler.	71
Çizelge 5.8 : Senaryo-3, ısıtma ve soğutma sistem verimi.	72
Çizelge 5.9 : Kolektör ortalama çıkış sıcaklıkları, Senaryo-3.	72
Çizelge 5.10 : Senaryo-4, parametreler.	72
Çizelge 5.11 : Senaryo-4, ısıtma ve soğutma sistem verimi.	73
Çizelge 5.12 : Kolektör ortalama çıkış sıcaklıkları, Senaryo-4.	73
Çizelge 5.13 : Senaryo-5, parametreler.	74
Çizelge 5.14 : Senaryo-5, ısıtma ve soğutma sistem verimi.	74
Çizelge 5.15 : Senaryo-6, parametreler.	75
Çizelge 5.16 : Pakistan-Karaçi, hava sıcaklığı ve ısıtma derece-gün verileri.....	76
Çizelge 5.17 : Senaryo-6, soğutma sistem verimi.	76
Çizelge 5.18 : Senaryo-1A, parametreler.....	77
Çizelge 5.19 : Senaryo-1A, ısıtma ve soğutma sistem verimi.	77
Çizelge 5.20 : Senaryo-2A, parametreler.....	78
Çizelge 5.21 : Senaryo-2A, ısıtma ve soğutma sistem verimi.	79
Çizelge 5.22 : Senaryo-4A, parametreler.....	80
Çizelge 5.23 : Senaryo-4A, ısıtma ve soğutma sistem verimi.	80
Çizelge 5.24 : Senaryo-6A (Pakistan), parametreler.	81
Çizelge 6.1 : Eş sistemlerin karşılaştırma tablosu.	83
Çizelge 6.2 : Ankara ve Craiova DNI verileri (Url-8).	83
Çizelge 6.3 : Pakistan, Senaryo-3 ve Senaryo-6 karşılaştırma tablosu.....	84
Çizelge 6.4 : Senaryo-1 ve Senaryo-5 karşılaştırma.....	85
Çizelge 6.5 : Romanya optimize edilmiş set sıcaklıkları.....	86
Çizelge 6.6 : Güney Afrika optimize edilmiş set sıcaklıkları.	86
Çizelge 6.7 : Türkiye set sıcaklığı optimizasyon çalışması.	87
Çizelge 6.8 : Pakistan,yalnız soğutma sistemi set sıcaklığı optimizasyon çalışması.	88

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Kaynağına göre birincil enerji kullanımı dağılımı (BP,2019).....	1
Şekil 1.2 : 1990-2018 yılları arasında global karbon emisyonunun kaynağına göre dağılımı (IEA, 2018).....	2
Şekil 1.3 : 1850-2018 yılları arası sıcaklık değişimi (IPCC SRCCL, 2019).	3
Şekil 1.4 : Avrupa Birliği 2017 yılı sektörel bazda enerji tüketimi (EUROSTAT, 2019)	4
Şekil 1.5 : Avrupa Birliği endüstriyel enerji tüketimi yüzdesel dağılımı (European Commission, 2016).	4
Şekil 2.1 : Direkt ve difüz ışıınım (Zhang ve diğerleri, 2013).....	13
Şekil 2.2 : 1916 senesinde yayınlanan The Electrical Experimenter dergisinin Mart sayısı kapak konusu: Shuman'ın Kahire/Mısır'da kurduğu "The Solar One" güneş enerjisi tesisi (Url-2).....	14
Şekil 2.3 : Yoğunlaştırma özelliğine göre güneş enerjisi teknolojileri.....	15
Şekil 2.4 : Parabolik oluklu tip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi (Kodama 2003).	16
Şekil 2.5 : Lineer fresnel reflektör tip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi (Dabiri ve diğerleri, 2016).	16
Şekil 2.6 : Merkezi alıcılı güneş kulesi sistemi (Kodama, 2003).	17
Şekil 2.7 : Çanak tipi yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi (Kodama, 2003).....	17
Şekil 2.8 : Yıllar bazında yoğunlaştırılmış güneş enerji sistemi kurulu gücü (REN21, 2019).	18
Şekil 2.9 : Tek geçişli (a) ve çok geçişli (b) ısı değiştiricileri.	20
Şekil 2.10 : Endüstriyel ve ticari soğutma grupları.	21
Şekil 2.11 : Konvansiyonel soğutma çevrimi (Çengel ve Boles, 2011).	22
Şekil 2.12 : İdeal konvansiyonel soğutma çevrimi Basınç-Entalpi (P-h) diyagramı (Çengel ve Boles, 2011).....	22
Şekil 2.13 : Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimi (Prasartkaew, 2014).	24
Şekil 3.1 : Çamaşır makinesi fabrikası, ısıtma-soğutma sistemi.	25
Şekil 3.2 : Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi akış şeması.	28
Şekil 3.3 : Solar ısıtma ve soğutma sistem şeması.	29
Şekil 3.4 : Romanya'ya kurulan parabolik oluklu kolektör, saha fotoğrafı.....	30
Şekil 3.5 : Ölçüm sonuçlarına göre sahadaki parabolik kolektör uzunlukları (a) M-4, (b) M-3, (c) M-2, (d) M-1.	31
Şekil 3.6 : Tesisin insansız hava aracı ile çekilmiş görseli.....	32
Şekil 3.7 : Parabolik oluklu kolektörlerde uzunluk, odak mesafesi ve açıklık tanımlamaları (Cabrera ve diğerleri, 2013).	33
Şekil 3.8 : Sistem yerleşim krokisi.	33
Şekil 3.9 : Romanya yıllık Direkt Normal Işıınım verileri (Url-5).....	34

Şekil 3.10 : Yansımaya kanunlarına göre ideal doğrusal yansımaya (a), ideal saçınık yansımaya (b) ve gerçek yansımaya (c) (Fernández-García ve diğerleri, 2017)	34
Şekil 3.11 : Parabolik oluklu tip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi, alıcı (receiver) görseli (Platzer ve diğerleri, 2012).	35
Şekil 3.12 : Parabolik oluklu kolektörün alıcı ekipmanı ve borulaması, saha fotoğrafı.	36
Şekil 4.1 : Parabolik kolektörlerin TRNSYS'e tanımlanması.	45
Şekil 4.2 : TRNSYS'e tanımlanan kolektör yerleşimi.	46
Şekil 4.3 : Isı eşanjörü primer ve sekonder devre gösterimi.	48
Şekil 4.4 : Havayla temas eden boru veya tanklardaki ısı transferi mekanizması.	51
Şekil 4.5 : Toprak altı borular için ısı transfer mekanizması.	56
Şekil 4.6 : Aylar bazında derinliğe göre toprak altı sıcaklıkları (Aydın ve diğerleri, 2013).	59
Şekil 5.1 : Senaryo-1, enerji ve kolektör verimi grafiği.	69
Şekil 5.2 : Senaryo-2, enerji ve kolektör verimi grafiği.	70
Şekil 5.3 : Senaryo-3, enerji ve kolektör verimi grafiği.	71
Şekil 5.4 : Senaryo-4, enerji ve kolektör verimi grafiği.	73
Şekil 5.5 : Senaryo-5, enerji ve kolektör verimi grafiği.	75
Şekil 5.6 : Senaryo-6, enerji ve kolektör verimi grafiği.	76
Şekil 5.7 : Senaryo-1A, enerji ve kolektör verimi grafiği.	78
Şekil 5.8 : Senaryo-2A, enerji ve kolektör verimi grafiği.	79
Şekil 5.9 : Senaryo-4A, enerji ve kolektör verimi grafiği.	80
Şekil 5.10 : Senaryo-6A, ısıtma ve soğutma sistem verimi.	81
Şekil 5.11 : Senaryo-6A, enerji ve kolektör verimi grafiği.	82
Şekil 6.1 : Senaryo-1/2/3/4 karşılaştırma grafiği.	84
Şekil A.1 : TRNSYS ana sistem şeması.	100
Şekil A.2 : TRNSYS parabolik oluklu kolektör konfigürasyonu.	101
Şekil A.3 : Toprak ve oda sıcaklığı denklemleri.	102
Şekil A.4 : Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi dönüş borusu parametreleri.	103
Şekil A.5 : Yalnız soğutma çevrimi.	104
Şekil A.6 : Senaryo-1'e ait TRNSYS simülasyon grafiği, kolektör giriş çıkış sıcaklıkları - toplam faydalı enerji.	105
Şekil A.7 : Doymuş suyun sıcaklık fonksiyonları (a) Özkütle-Sıcaklık (b)Entalpi-Sıcaklık (c) İç Enerji – Sıcaklık	106
Şekil A.8 : Global Solar Atlas, direkt normal ışıının küresel dağılımı (Url-8)	107

YOĞUNLAŞTIRILMIŞ GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMİ: ÇAMAŞIR MAKİNESİ FABRİKASI VAKA ANALİZİ

ÖZET

Artan nüfus ve gelişen teknoloji sebebiyle enerjiye ihtiyaç günden güne artmaktadır. Dünyada tüketilen enerjinin %54'ü sanayide kullanılmaktadır. Sanayide kullanılan enerjinin ise %60'ı proses ısısı elde etme amaçlı, %11'i mahal ısıtma %3'ü de soğutma amacıyla kullanılmaktadır. Fosil kaynakların tükeniyor olmasının yanı sıra, yanma sonucu açığa çıkan sera gazlarının etkileri, dünyadaki canlıları doğrudan etkilemekte, canlı yaşamının sürdürülebilirliğini tehlikeye sokmaktadır. Bu sebeple alternatif kaynaklar, gün geçtikçe önem kazanmaktadır.

Bu çalışmada, beyaz eşya sektöründe üretim yapan bir firmanın, Romanya'nın Ulmi bölgesinde çamaşır makinesi üretimi yapan fabrikasına kurmuş olduğu yoğunlaştırılmış güneş enerjisi destekli ısıtma ve soğutma sistemi incelenmiştir. 711 kW kurulu güce sahip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi, parabolik oluklu kolektörlerden meydana gelmektedir. Temperli cam ayna kullanılan yansıtıcı yüzeyin toplam açıklık alanı ise 1283 m²'dir. +58° azimut açısı ile konumlandırılan sistem, doğu-batı yönünde tek eksenli güneş takip sistemine sahiptir. Isı transferi akışkanı olarak %30 oranında glikol propilen-su çözeltisi kullanılmaktadır, glikol propilen çözeltisi suyun donma sıcaklığını düşürerek antifriz görevi görmektedir. Daha yüksek işletme sıcaklıklarında glikol propilenin termofiziksel özellikleri, bu talebe cevap verememektedir ancak mevcut sistemin işletme sıcaklığı 100°C olduğu için glikol propilen çözeltisi kullanımı uygundur. 100°C işletme sıcaklığı elde edilene kadar çözelti, baypas devresi üzerinden sirküle edilir. 100°C'ye ulaştığında, plakalı ısı eşanjörü üzerinden demineralize suya aktarılan ısı, 40 ton kapasiteli akümülayon tanklarında depolanır. Depolanan ısı enerjisi, ısıtma ve soğutma için kullanılmaktadır. Isıtma sezonunda ısıtma kolektörünü destekleyerek işletme içerisinde mahal ısıtma ve sıcak kullanım suyu elde etmede kullanılmaktadır. Isıtma devresi 80/60°C çalışmaktadır, dolayısıyla akümülayon tankı sıcaklığı 80°C'ye ulaştığında ısıtma kolektörü beslenmektedir, böylelikle kaskad doğalgaz kazanlarının yükü kısmi olarak azaltılmaktadır. Soğutma sezonunda ise, akümülayon tankındaki sıcak su tek etkili (LiBr-Su çözeltisi) absorpsiyonlu soğutma grubunu besleyerek, 15°C sıcaklığında proses soğutma suyu elde edilir. Böylelikle, santrifüj soğutma grubundan elde edilecek soğutma enerjisinin miktarı azaltılarak elektrik tasarrufu elde edilmiş olur.

Tez çalışması kapsamında mevcutta bulunan yoğunlaştırılmış güneş enerjisi destekli ısıtma soğutma sistemi, dinamik modelleme yazılımı olan TRNSYS ile modellenmiştir. Mevcut şartlar altında ve farklı ışıyım değerleri altında elde edilecek soğutma ve ısıtma enerjileri hesaplanarak, önlenen sera gazı emisyonları hesaplanmıştır. Orijinal çalışma koşulları optimize edilerek alternatif kullanım senaryoları çalışılmıştır.

Birinci bölümde, dünyada enerji görünümü, artan nüfus ve talep; buna bağlı olarak artan enerji ihtiyacından bahsedilmiştir. Birincil enerji kaynaklarının tüketimi incelendiğinde, yenilenebilir enerjinin artışının yanı sıra diğer tüm fosil yakıtların tüketimleri de geçtiğimiz senelere göre rekor büyüme hızları ile artmaktadır. Tüm bunlar göz önüne alınarak tezin amacı anlatılmış, bu alanda literatüre kazandırılmış çalışmalar incelenmiştir. Literatür araştırması esnasında, ışıyım seviyeleri ve güneşlenme süreleri yüksek olan özellikle Orta Doğu ve Kuzey Afrika ülkelerinden solar termal destekli iklimlendirme sistemleri ile ilgili sayıca fazla bilimsel çalışma, makale bulunduğu gözlemlenmiştir.

İkinci bölümde, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemleri, teknolojileri ve diğer yardımcı ekipmanlar (pompalar, absorpsiyonlu soğutma sistemleri, ısı eşanjörleri) hakkında genel bilgiler verilmiştir.

Üçüncü bölümde, kurulan sistemin ekipmanları anlatılmış; bir önceki bölümde genel anlatılan özellikler, bu bölümde detaylandırılmıştır. Ekipmanların teknik özelliklerine ve teknolojilerine değinilmiştir. Kurulan sistemin gerçek çalışma koşulları anlatılmıştır.

Dördüncü bölümde TRNSYS yazılımı tanıtılmış, kurulan modelde kullanılan TRNSYS ekipmanları ve bu ekipmanların matematiksel formülasyonlarına yer verilmiş, yapılan kabuller anlatılmıştır.

Beşinci bölümde ise, on farklı senaryonun değişkenlerine ve çıktılarına yer verilmiştir. Altıncı bölümde ise, senaryoların çıktılarına göre, enerji tasarrufları, sera gazı emisyonu azaltımları birbirleri ile karşılaştırılmış ve geliştirilen öneriler sunulmuştur. Simülasyon çıktılarından, Pakistan'da kurulacak bir sistemin, diğer bölgelere kurulacak (Türkiye, Romanya ve Güney Afrika) sistemlere göre daha verimli olacağı görülmektedir. Ancak tozlanma faktörü, sabit bir katsayı olarak hesaba dahil edilmiştir. Pakistan ve civarında gerçekleşen kum fırtınaları düşünüldüğünde, kirlilik yükü üzerine daha detaylı çalışma yapılmalıdır. Üreticiden alınan veriler doğrultusunda %5,3 daha düşük verime sahip olan alüminyum yansıtıcı yüzey ile cam ayna arası üretim ve enerji karşılaştırması yapılmıştır. Mevcut sistem yerine, alüminyum yansıtıcı sistem tercih edilseydi, soğutma suyu üretiminde yaklaşık %8; sıcak su beslemesinde ise %10,25 düşük kapasiteli kullanılmış olacaktı. Her bir sistem için set sıcaklıklarının optimize edilmiş değerleri ile tekrar simüle edilerek sonuçlar incelenmiştir. Düşürülen set sıcaklıkları ile, tüm sistemlerde ısıtma enerjisinden elde edilen enerjide artış görülürken, soğutma sisteminden elde edilen enerjide düşüş görülmüştür. Absorpsiyonlu soğutma grubuna beslenmesi gereken optimum sıcak su 95°C olduğundan, daha düşük sıcaklıklarda beslenen sular, verimin düşmesine sebep olmuştur. Romanya'ya kurulan mevcut sistem için optimum çalışma set sıcaklığı değerleri ile sistemin en verimli koşullarda işletilmesi amaçlanmıştır. Yapılan çalışma doğrultusunda, Romanya'daki sistem kış sezonunda 90°C baypas set sıcaklığı ile çalışırken, yaz döneminde bu sıcaklığın 100°C olması önerilmiştir. Bu öneri ile ısıtma enerjisinde %25,86 iyileştirme beklenirken, sera gazı emisyonlarında %14'e varan azalma öngörülmektedir.

Kurulan yoğunlaştırılmış güneş enerjisi destekli ısıtma ve soğutma sistemi, yenilenebilir enerji kaynaklı bir sistem olması sebebiyle, sera gazı emisyonlarında azalma sağlarken, yıllık elektrik ve doğalgaz tüketimlerinde düşüş sağlamaktadır. Analiz sonuçları, yapılacak fizibilite çalışmalarına yön verecek nitelikte, tüm detayları ile irdelenmiştir.

CONCENTRATED SOLAR POWER SUPPORTED SOLAR HEATING AND COOLING SYSTEM: A STUDY CASE IN WASHING MACHINE FACTORY

SUMMARY

Demand for energy increases due to increasing in population and developing technology day by day. Fossil fuels do not provide a sustainable and environment-friendly solution for meeting the demand due to greenhouse gas emissions caused by combustion. The 54% of the global energy consumption is consumed by industrial sector and 60% of the industrial consumption is for process heat, 11% of total shared by space heating and 3% shared by electricity consumption. To decrease the GHG emissions, it is possible to implement renewable energy technologies and energy efficiency projects.

By this thesis, a concentrated solar power system for heating and cooling of a household appliances company's washing machine factory is examined. System is located in Romania, Ulmi and the installed capacity is 711 kW with the technology of parabolic trough collectors. Total aperture area is 1284,23 m² for whole system. Parabolic trough collectors' reflective surface is tempered glass mirror which has higher reflective efficiency than polished aluminium surfaces. System has astronomic time clock to have precise tracking in single axis. Astronomic time clock uses the GPS' site location data to calculate the sun's angle for the CSP area. With a variable speed drive pump, heat transfer fluid is circulated through the parabolic trough collectors. Glycol propylene water solution (30%) is used as working fluid to prevent the freezing in Romania's weather conditions. System has a bypass circuit on the parabolic trough collector side to circulate the heat transfer fluid to reach the 100°C set temperature as soon as possible. After the set temperature is reached, system feeds the heat exchanger which has 900kW capacity. Demineralised water is used for the second side of the heat exchanger. The heated up demineralised water is stored in 40 m³ thermal energy storage tanks, which is located into CSP technical room.

Insulated tanks store the hot water for consumption points. There are two point of uses of the hot water in the related system. First one is facility heating and domestic hot water production. The facility has cascade natural gas boilers for space heating and domestic hot water. By using of the concentrated solar power supported system, not only natural gas consumption but also GHG emissions will be decreased. The working temperatures of the heating system of the facility are 80/60°C. Since the hot water temperature must be 80°C, thermal energy storage's temperature should equal to 80°C to support the heating system.

The second usage point is to have chilled water at 15°C to satisfy the cooling loads of mold and oil cooling circuits. Facility has single effect LiBr sourced absorption chiller which is invested to work coupled with concentrated solar power system. According to system design, the absorption chiller's optimum COP rates are at 95°C of hot water. Hence, the system's set temperature will be 95°C for summer season.

By using the concentrated solar power supported cooling system, not only electricity consumptions but also GHG emissions will be decreased to satisfy the cooling loads as in the heating system.

The real system has a building management system to manage the system algorithms with the feedbacks of sensors and calorimeters. System designed to have free-cooling in spring and autumn periods. In the study, it is assumed that there is not any free cooling option, system works with two scenario, heating and cooling. Cooling season starts in the mid of April and remains till mid of October (the assumptions made according to heating degree days). And the rest of the year is heating season. System is modelled in the TRNSYS software which is capable to analyse such dynamic systems. TRNSYS is set up to 6 minutes intervals to calculations. Each 8760-hour simulation took approximately 35 minutes. By decreasing the interval time, simulation times will be increased. All the equipments in real condition is modelled. And the objectives of the thesis are analysing the current system in Romania weather conditions. Have a benchmark with different locations such as Turkey, South Africa and Pakistan. As it is stated, system has tempered glass reflective surfaces. However in the investment stage, polished aluminium surfaces had offered also. According to manufacturer, the reflectivity efficiencies of tempered glass is 5,3% higher than aluminium's. The effect of polished aluminium surface is analysed. The different usecase's will be offered to increase the efficiency for current system.

In the first part of the study, global energy outlook, increase in energy demand and it is resulted by increase in carbondioxide emissions. Objectives of the thesis and the literature review can be found in section one.

Second part of the study, general information is given for concentrated solar power systems and used equipments in the real system. General information of different technologies can be found.

Third part of the study includes the real system equipments such as parabolic trough collectors, pumps, heat exchanger and absorption chiller with details such as parameters, characteristics, capacities with tables and pictures form real side etc.

The fourth part of the study includes the TRNSYS data which are input to the system with references. System modelling details and formulas which are used in background can be found in this section. The Key Performance Indices (KPI) are defined to have benchmark with each scenario. Defined KPIs and formulations can be found in the fourth section.

In the fifth part, different scenarios and outputs of each scenario can be found with detailes and defined KPIs.

In the sixth part, consolidated KPI table for analysing the outputs.

When the systems which are located Romania, South Africa, Turkey and Pakistan are compared, Pakistan has the greatest value because of duration of sunshine and DNI values. According to Pakistan's climate conditions, there will not be occurred any heating demand (if heat will not use in any process), since Pakistan's system ran again in TRNSYS with only cooling scenario. With solar-only-cooling option, system efficiency increased to 45,18%.

By using polished aluminium surfaces instead of tempered glass mirrors, it will be obtained at least 5,98% less energy from solar field and it will effect also heating and cooling systems by 10,4% and 8,00% respectively.

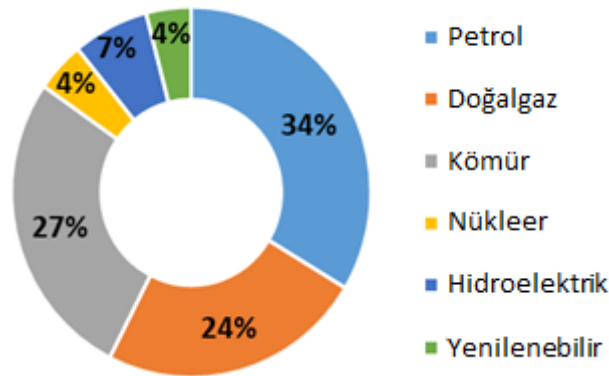
With the average seasonal collector outlet temperatures, the optimum working temperatures, which are lower than design temperature, are defined for each scenario. Each scenario reacts in improvement in heating energy however, degradation in cooling energy. Since the existing absorption chiller's optimum working temperature is 95°C, lower feed water temperatures can be lower the COP rates. For the existing system in Romania, the bypass set temperatures are defined as follows, for the summer season bypass set temperature should be 100°C and for the winter season bypass set temperature should be 90°C. With this new set temperature proposal, more than 25% increase in heating energy and 14% decrease in GHG emissions are expected.

Analyses in the study have been provided with details to be a source for feasibility studies in the future.

1. GİRİŞ

Dünya nüfusu, geçtiğimiz 25 sene içerisinde, (1994 yılından bu yana) %35 artarak, 2019 yılında 7,7 milyar mertebesine ulaşmıştır. Gelecek yılların projeksiyonları incelendiğinde ise, büyüme hızında düşüş yaşanıyor olmasına rağmen, büyüme trendinin devam ettiği görülmektedir. 2050’li yıllara gelindiğinde ise nüfusun 10 milyar mertebelerinde olacağı öngörülmektedir. Gün geçtikçe artan nüfus, küresel ölçekte talebin de artmasına sebep olmaktadır. (UN DSEA, 2019)

Enerji ile modern yaşam arasında bir ilişki kurulduğunda, enerjinin modern yaşam ve insanlığın gelişimi için en temel ihtiyaçlardan birisi olduğu açıkça görülmektedir. Yüksek yaşam standartları, yüksek enerji tüketimlerini doğurmaktadır. Öte yandan, hızla artan nüfusun oluşturduğu talep de göz önünde bulundurulduğunda, birincil enerji kaynaklarındaki tüketimin seneler içerisinde gösterdiği artış anlamlı hale gelmektedir. Küresel enerji tüketimi 2018 yılında, 2010 yılından bu yana olan ortalama büyüme miktarını (2010 yılından bu yana yılda ortalama %1,5 artar iken, 2018 senesinde 2017 senesine göre %2,9 oranında artış göstermiştir) neredeyse ikiye katlayarak 328 Milyon TEP mertebesine ulaşmıştır. Şekil 1.1’de görüldüğü gibi bu talebin yaklaşık %68’i fosil kaynaklı yakıtlar ile sağlanırken, %25’i yenilenebilir kaynaklar ile sağlanmakta ve kalan %7’lik kısım ise nükleer kaynaklar ile sağlanmaktadır.



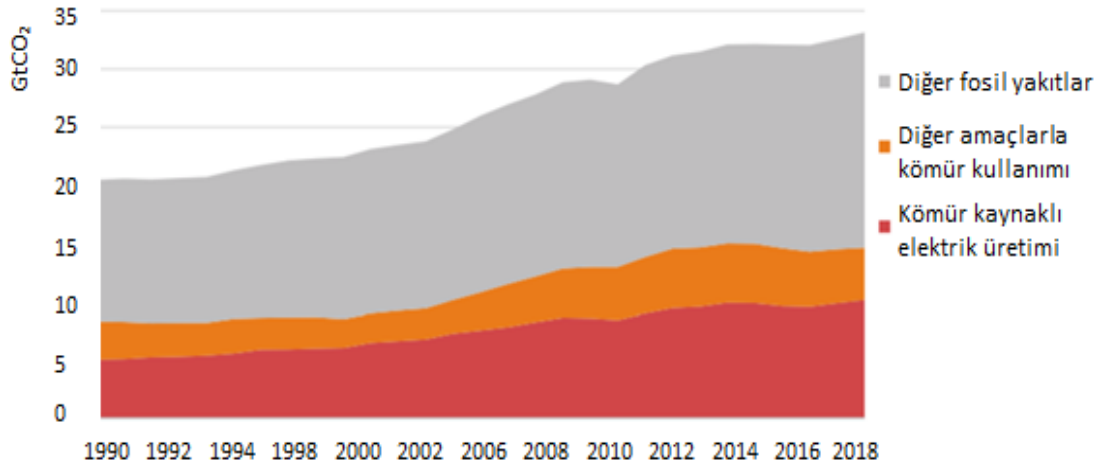
Şekil 1.1 : Kaynağına göre birincil enerji kullanımı dağılımı (BP,2019).

ABD, Hindistan ve Çin'in talepte gerçekleşen artış miktarındaki payına bakıldığında %60'ından fazlasından sorumlu oldukları görülmektedir. Artan talebi karşılamak için birincil enerji kaynakları kullanımının 2017 baz yılına göre 2018 yılındaki değişimi Çizelge 1.1'de verilmiştir. Yenilenebilir enerjinin yıllık artışı yüksek gözükse de, yıllar bazındaki artışın altında bir büyüme göstermiştir. (BP, 2019)

Çizelge 1.1 : Birincil enerji kaynakları kullanımının 2017 baz yılına göre değişimi.

2018	Petrol	Doğalgaz	Kömür	Nükleer Enerji	Yenileneb. Enerji
Fark	+1,5%	+5,3%	+1,4%	+2,4%	+14,5%

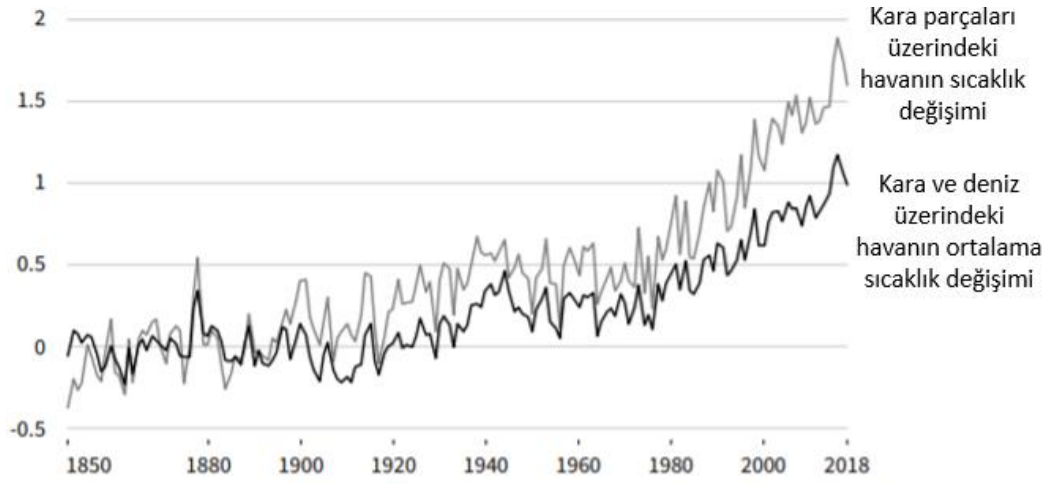
Fosil yakıt kaynaklı enerji tüketiminin artması sebebiyle karbon emisyonlarında da artış gözlenmektedir. Şekil 1.2'de verildiği üzere Uluslararası Enerji Ajansı'nın (IEA) 2018 yılı raporuna göre, enerji kaynaklı karbon emisyonu %1,7 artarak, 33 GigaTon mertebesine ulaşmıştır.



Şekil 1.2 : 1990-2018 yılları arasında global karbon emisyonunun kaynağına göre dağılımı (IEA, 2018).

Atmosferdeki karbondioksit, absorbe ettiği ısıyla dünyayı ısıtmaktadır, bu nedenle sera gazı olarak adlandırılmaktadır. Karbondioksit, diğer sera gazlarına oranla birim molekül başına daha az ısı absorbe eder ancak, atmosferik ömrü, diğer sera gazlarından daha yüksektir. Öte yandan, okyanus içerisinde çözünen karbondioksit, okyanuslarda asidifikasyonu artırarak habitatı doğrudan etkilemektedir. Endüstri devrimiyle birlikte atmosferdeki seviyeleri hızla artan karbon emisyonları sebebiyle dünyanın sıcaklığı gün geçtikçe artmaktadır. Endüstriyel dönem öncesi olarak anılan, sanayi devrimi öncesi dönem (1850-1900) ile sanayi devrimi sonrası dönem arasında sıcaklık farkı Şekil 1.3'te görülmektedir. Hükümetlerarası İklim Değişikliği Paneli

(IPCC) 2008 yılı raporunda, son 150 yılda ortalama sıcaklıkların yaklaşık olarak dünya genelinde 0,8°C, Avrupa özelinde ise 1°C arttığı ortaya koyulmuştur; aynı raporda küresel düzeyde herhangi bir önlem alınmadığı durumda, 2100 yılında bu değerlerin 4°C daha artabileceği belirtilmiştir. 2015 yılında Birleşmiş Milletlerin düzenlediği 21. Taraflar Konferansı'nda (COP21 - Conference of the Parties), zirveye katılan devletler arasında Paris İklim Anlaşması imzalanarak küresel bir adım atılmıştır. Bu anlaşma gereği, küresel ısınmanın mümkün olduğunca 2°C'nin altında tutulması karara bağlanmıştır.



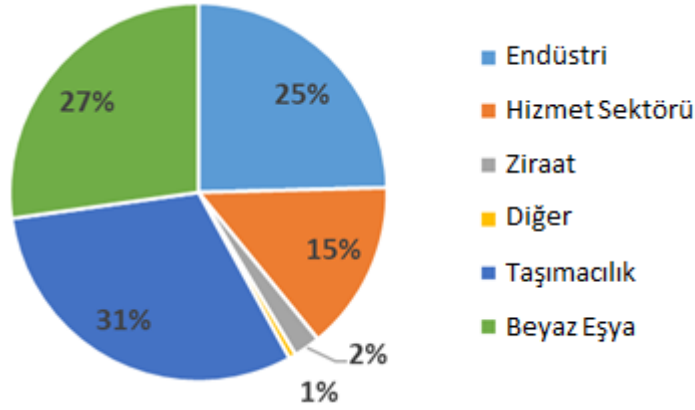
Şekil 1.3 : 1850-2018 yılları arası sıcaklık değişimi (IPCC SRCCL, 2019).

Paris İklim Anlaşması'nın önemi, Kyoto Protokolü'nde olduğu gibi yalnızca gelişmiş ülkelerin değil, 195 ülkenin anlaşma içerisinde bulunduğu küresel bir hareket olmasıdır. Ancak, IPCC'nin 2018 yılı raporunda ise, 6000'den fazla bilimsel yayının incelenmesi sonucu küresel ısınmanın 2°C ile sınırlandırılmasının yetersiz olduğu ve bu limitin 1,5°C olarak belirlenmesi gerektiği belirtilmiştir. Tüm bu bilimsel araştırmaların sonucu olarak iklim değişikliğiyle mücadele, dünyadaki canlı yaşamının korunması ve sürdürülebilirliğinin sağlanması için kritik olduğu görülmektedir.

İklim değişikliği ile mücadele için farklı gelecek dönem projeksiyonlarında farklı senaryolar üzerinde durulmaktadır. İklim değişimiyle mücadelede bilinçlenme ve alışkanlıkların değişmesi, regülasyonlar, fosil yakıt kaynakları yerine alternatif enerji kaynaklarının kullanılması ve teşviklerle özendirilmesi, düşük karbon teknolojilerinin yaygınlaşması, elektrikli araçların yaygınlaşması, enerji verimliliği çalışmalarının artması, enerji depolama teknolojilerinin gelişmesi ve ucuzlaması gibi birçok değişkeni bir arada tutmaktadır. Uluslararası Yenilenebilir Enerji Ajansı

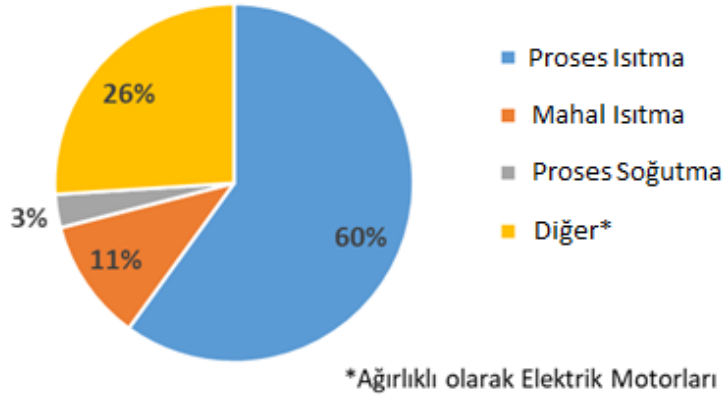
(IRENA) 2019 raporuna göre ısı ve ulaşımın elektrifikasyonu ve yenilenebilir enerji kullanımı ile 2050 yılında karbon emisyonlarında %75 azaltım sağlanabileceği öngörülmektedir. (IRENA, 2019)

Yukarıdaki paragraflarda da bahsedildiği gibi elektrik kullanımı, ısıtma ve soğutma yükleri, enerji talebindeki artışın önemli sebeplerinden olarak belirtilmektedir. (IEA, 2019) Şekil 1.4'te Avrupa Komisyonu'nun 2017 yılı raporuna göre hazırlanmış grafik bulunmaktadır, buna göre Avrupa Birliği'nde enerji tüketimi açısından endüstriyel kullanım, toplam kullanımın %25'ine tekabül etmektedir.



Şekil 1.4 : Avrupa Birliği 2017 yılı sektörel bazda enerji tüketimi (EUROSTAT, 2019).

Şekil 1.5'te Avrupa Birliği'nde 2016 yılında yapılan çalışma sonuçları verilmiştir, buna göre endüstriyel kaynaklı enerji tüketiminin %74'ü ısıtmada kullanılırken (proses ve mahal ısıtma), %3'ü proses soğutma için kullanılmaktadır. Isıtma ve soğutma için harcanan enerjinin %75'i fosil kaynaklı iken, yalnızca %19'u yenilenebilir enerji kaynaklıdır.



Şekil 1.5 : Avrupa Birliği endüstriyel enerji tüketimi yüzdesel dağılımı (European Commission, 2016).

Isıtma ve soğutma için tüketilen enerji, ağırlıklı olarak fosil yakıt kaynaklı olup, enerji kaynaklı karbon emisyonlarının %40'ından sorumludur. Endüstride ise, yenilenebilir enerji sistemleri, düşük sıcaklık uygulamalarındaki ($\leq 100^{\circ}\text{C}$) ihtiyacın %11'ini karşılamaktadır. (REN21, 2019)

Evsel, ticari ve endüstriyel kullanım bir arada düşünüldüğünde hızla artan talep karşısında fosil yakıt rezervlerinin kısıtlı olması ve fosil yakıt kullanımı kaynaklı artan karbon emisyonları sebebiyle, bir çok alanda olduğu gibi ısıtma ve soğutma ihtiyaçları için de yenilenebilir enerji kullanımını sürdürülebilir bir sonuç olduğu görülmektedir. Yenilenebilir enerjinin kullanılması şirketlerin, yerel yönetimlerin ve devletlerin temiz enerji hedeflerine katkı sağlarken, yatırım geri ödeme periyodu tamamlandıktan sonra yatırımcılara tasarruf imkanı sağlayacaktır. Öte yandan günümüzde oldukça fazla bahsi geçen, karbon ticareti veya karbon vergisi gibi konular için proaktif bir yaklaşımla önlem almasına katkı sağlayacaktır.

1.1 Tezin Amacı

Dünya'da tüketilen toplam enerjinin %54'ü sanayide tüketilmektedir. (US EIA, 2016) Artan nüfus ve gelişen teknoloji ile enerji ihtiyacı günden güne artmaktadır. Bu talep karşılanırken, yapılacak olan enerji verimliliği çalışmaları, yenilenebilir enerji yatırımları ve alternatif teknoloji uygulamaları ile tüketilen enerjinin karbon ayak izi azaltılabilir, tasarruf fırsatları gün yüzüne çıkarılabilir, yakın gelecekte uygulanması konuşulan karbon ticareti veya karbon vergisi gibi uygulamalar için proaktif bir yaklaşımla önlem alınmasına yardımcı olunabilecektir.

Bu çalışmada, beyaz eşya sektöründe üretim yapmakta olan bir firmanın çamaşır makinesi işletmesinde proses soğutma ve mahal ısıtma amacıyla devreye aldığı parabolik oluklu tipi yoğunlaştırılmış güneş enerjisi santrali incelenmiştir. Kurulan güneş enerjisi santralinin verimi, karşılanan ısıtma ve soğutma yükü miktarları TRNSYS yazılımı kullanılarak analiz edilmiştir. Kurulan 711 kW gücündeki yoğunlaştırılmış güneş enerjisi santrali yaz senaryosunda 633 kW gücündeki absorpsiyonlu soğutucuyu (absorpsiyonlu chiller) besleyerek soğuk su elde etmekte ve bu soğuk su çamaşır makinesi üretimi proseslerinin soğutma çevrimlerinde (yağ soğutma ve kalıp soğutma) kullanılmaktadır; kış senaryosunda ise yoğunlaştırılmış güneş enerjisi santralinden elde edilen sıcak su mahal ısıtma ve kullanım sıcak suyu hazırlama amaçlı kullanılmaktadır. Kurulan sistem, güneş enerjisi kaynaklı olduğu

için elektrik ve doğalgaz tüketiminde azalma sağlarken, konvansiyonel ısıtma ve soğutma sistemlerinin kullanımı azaltılarak, çevresel etkileri minimize edilecektir.

Amaçlar,

- Elde edilen veriler ile yenilenebilir enerji sisteminin konvansiyonel enerji tüketiminde ve karbon emisyonunda sağladığı azaltımlar incelenecektir.
- Farklı coğrafyalar (ışınım değerleri, güneşlenme süreleri) için yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminden elde edilecek enerji analizleri ile mevcutta kurulan lokasyon (Romanya) sonuçları karşılaştırılacaktır.
- Parabolik oluklu tip kolektörlerin yansıtıcı yüzeyi, yansıtma karakteristiğinin yüksek olması sebebiyle temperli cam ayna olarak seçilmiştir, farklı malzeme kullanıldığı durumda yıllık üretimi nasıl etkileyeceği incelenecektir.
- Farklı çalışma senaryoları ile mevcut sistemin verimliliğini arttırmak için öneriler geliştirilecektir.

1.2 Literatür İncelemesi

Yapılan literatür incelemesinde, termal güneş enerjisi destekli soğutma sistemlerinin ışıınım oranları ve güneşlenme süreleri yüksek olan Orta Doğu ve Kuzey Afrika gibi bölgelerde oldukça popüler olduğu, bu alanda sayıca fazla bilimsel araştırma yapıldığı görülmüştür.

Yapılan bir çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemi ile entegre çalışan parabolik oluklu kolektöre sahip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminin verimi incelenmiştir. Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminin matematiksel modeli Matlab'da kurulup, denklemler TRNSYS paket programında koşulmuştur. Simülasyon Cezayir coğrafi ve irradyasyon koşulları altında yapılmıştır. Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi ile entegre çalışacak absorpsiyonlu soğutma sistemi, şartlandırılacak mahali 20°C'de tutacaktır. Çalışma, absorpsiyonlu soğutma teknolojisinin, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemleri ile kullanımının gelecek vaad ettiğini ortaya koymuştur. (Abd-Ennour ve diğerleri, 2015)

Kahire, Mısır'da bulunan bir ilaç firması, 1,33MW ısı kapasiteli parabolik oluk kolektöre sahip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminden elde edeceği buharı, proseslerinde kullanacaktır. 23 Bar basınçta su, 1958 m² kolektör alanından elde

edilen yoğunlaştırılmış solar radyasyon ile 175°C - 8 Bar buhara dönüşmektedir. Yapılan çalışmada nümerik model ile gerçek sistemin çıktıları karşılaştırılmıştır. Geliştirilen modelin tutarlı olduğu, ölçüm sonuçları ile kanıtlanmıştır. Matematiksel model, farklı hava şartları için koşullar sonuçlar incelenmiştir. Ekonomik anlamda optimum kolektör alanı hesaplanarak gerçek sistem ile karşılaştırılmıştır. Optimize edilmiş sistemin ortalama 2 Ton/saat buhar üretme kapasitesine sahip olduğu hesaplanmıştır. (Abdel-Dayem, 2011)

Termal enerji depolama hacmi olan tek eksenli güneş takip sistemine sahip parabolik oluklu kolektöre sahip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminin matematiksel modeli kurulmuştur. 1-D (bir boyutlu) kurulan matematiksel modelde, ısı transferi ve ısı kayıpları incelenmiştir. Kolektörün odak noktasında bulunan absorber boru, bölünerek kütle ve enerjinin korunumuna göre kısmi diferansiyel denklemler her bir eleman için matematiksel model içerisinde çözdürülmüştür. Sayısal model, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Odak noktasında bulunan absorber tüpte oluşan ortam sıcaklığı, rüzgar hızı, emisivite değeri gibi parametrelerin belirlediği termal kayıplar sistemin verimini doğrudan etkilemektedir. Isı transfer akışkanı olarak su kullanılmıştır. Nümerik model MATLAB üzerinde geliştirilmiştir. Enerjinin korunumu prensibi altında, 1-D matematiksel model, kontrol hacimlerine bölünen sisteme sınır şartları tanımlanarak kısmi diferansiyel denklemler ile çözdürülmüştür. (Nallusamy ve diğeri, 2017)

Parabolik oluklu kolektörlere sahip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminde ısı transferi analizi için nümerik model, sonlu elemanlar yöntemi ile geliştirilmiştir. Matematiksel yaklaşım, solar irradyasyon değeri, optik ve termal kayıpları ve ısı transfer akışkanına aktarılan enerji analizini içermektedir. Yöntem gereği, odak noktasında bulunan absorber, eksenel ve azimut yönlerinde kontrol hacimleri oluşturulmuştur. Herbir kontrol hacmine enerjinin korunumu yasası uygulanarak toplam sistemin verimi hesaplanmıştır. Termal model, Sandia National Laboratories deneysel verileri ile karşılaştırılarak doğrulanmış ve kurulan model, optik ve termal analizlerde kullanılabileceği kararına varılmıştır. (Hachicha ve diğeri, 2013)

Yapılan çalışmada 200 kW gücünde parabolik oluklu kolektörlerden oluşan yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi tasarlanmaktadır. Isı transferi akışkanı olarak Therminol VP-1 kullanılmıştır. Sistemin matematiksel modeli 1-D olarak MATLAB üzerinde geliştirilmiştir. Optik ve ısı analiz için segmentlerine ayrılan absorber'a,

enerji ve kütlenin korunumu yasaları uygulanarak iteratif yöntemler ile hesaplanmıştır. 170°C derece ile kontrol hacmine giren ısı transferi akışkanı, kolektör boyunca döngüsünü tamamladıktan sonra 240°C olarak çıkmaktadır. Eşanjör üzerinden sekonder devreye aktarılan enerji ile 4 Bar basınçta 143°C sıcaklıkta 280kg/saat kapasitede doymuş su buharı elde edilebilecektir. Sistemin geri ödeme süresi 10,54 yıl olarak hesaplanmıştır. (Güngör, 2015)

Başka bir çalışmada parabolik oluklu kolektörün Solidworks paket programında sonlu elemanlar yöntemi ile farklı koşullar altında ısı transferi mekanizması ve verimliliği incelenmektedir. Paket program çıktısı, 1 boyutlu nümerik model ile karşılaştırılıp doğrulanmıştır. Kolektör verimi, yüksek sıcaklık değerleri için %75'in üzerindedir. Bu yüksek verim, düşük ısı kaybı katsayısı ile açıklanmıştır (0,6 ila 1,3 W/m²K değerleri arasında). Absorber boru üzerindeki ısı akısı, boru üzerindeki sıcaklık dağılımını belirlemektedir. Çalışma, Reynolds sayısının su sıcaklığına bağlı olduğunu göstermektedir, düşük sıcaklık değerlerinde akış laminar iken yüksek sıcaklıklarda türbülanslı akış gözlemlenmektedir. (Tzivanidis ve diğerleri, 2015)

Yapılan çalışmada, tek boyutlu ve iki boyutlu model geliştirilerek radyasyon ve taşınım ile gerçekleşen ısı transferi ve enerji dengesi Visual Basic'de .NET programlama dili kullanılarak iteratif yöntemlerle hesaplanmıştır. Algoritma, zaman serisini içermektedir. Kolektör "n" eşit parçaya bölünerek, her bir kontrol hacminde hesaplamalar yapılmaktadır; her bir kontrol hacmindeki ısı dağılımı homojen olarak kabul edilmektedir. Giriş sıcaklığı kabulü ile başlayan algoritma, ısı transferi sonucu çıkış sıcaklığını hesaplamaktadır. Brezilya coğrafî ve meteorolojik verileri kullanılmıştır. Çevre koşulları, işletme şartları, geliş açısı, kolektör boyutları, güneş yoğunluğu, materyal ve ısı transferi akışkanı özelliklerinin performans üzerindeki etkisi incelenmiştir. Termal ve optik verim, ısı kayıp hesapları ve absorber borunun radyal-aksiyel ısı eğrilerinin incelenmesi açısından kullanışlı bir araç geliştirilmiştir. (ancak makalede yapılan hesapların doğrulaması ve hata payıyla ilgili bilgi paylaşılmamıştır) (Siqueira ve diğerleri, 2013)

Yapılan deneysel çalışmada 10,8m² açıklığa sahip parabolik oluklu kolektör dizayn edilip, imalatı yapılmıştır. Enerji Araştırma ve Teknoloji Merkezi / Tunus'ta üretilip yapılan deneysel çalışma ile termal verim, ısıtma ve soğutma kapasiteleri ve geliş açısı düzeltme faktörü (incidence angle modifier) incelenmiştir. Tunus'un coğrafî konumu nedeniyle maksimum solar irradyanstan yararlanmak için kolektör Doğu-

Batı yönünde kurulurken, Kuzey-Güney ekseninde hareket edebilmektedir. Isı transferi akışkanı olarak “Transcal N” termal yağ kullanılmıştır. Ölçümler saat 9:00-16:00 arası gerçekleştirilmiştir. Bulutlu ve güneşli günler için sistem performansı incelenmiştir. Çalışma sonucu, maksimum termal verim %55,1’dir. Bulutsuz güneşli günlerin ortalama termal verimi %41,09 (faydalı enerji 252,59W/m²) iken, bulutlu günlerin ortalama termal verimi %28,91 (faydalı enerji 171,52W/m²) olarak hesaplanmıştır. (Chafie ve diğerleri, 2016)

Yapılan çalışmada, gıda endüstrisi için proses ısısı elde etmek amacıyla kurulacak parabolik oluklu kolektörün dinamik simülasyon sonuçları incelenmiştir. 28,8 m² açıklık alanına sahip kolektör, 24 m uzunluğundadır. TRNSYS paket programının standart kütüphanesi ve “Thermal Energy Systems Specialists” kütüphanesi kullanılmıştır. 8:00-00:00 arası çalışan tesisin ihtiyacı 150°C – sıcak havadır, ısı transferi akışkanı olarak “Therminol 62” termal yağ kullanılmıştır, ısı değiştirici aracılığıyla termal yağdaki ısı proseste kullanılacak havaya aktarılmaktadır. Modele ısı enerjisi depolama sistemi ve harici bir ısıtıcı da dahil edilmiştir. Fas iklimi ve coğrafi koşulları altında yapılan analizde ülkedeki güneş enerjisi kullanımını yaygınlaştırmak amaçlanmıştır. Model sonuçlarına göre maksimum kolektör verimi %56 olarak hesaplanmıştır. (Ghazzani ve diğerleri, 2017)

Malezya ve benzer coğrafyalar için güneş enerjisi iklimlendirme amaçlı soğutma sistemi teknolojisi incelenmiştir. Çalışmada vakum tüplü kolektör (yoğunlaştırılmış güneş enerjisi teknolojisi değil) ile birlikte çalışan Lityum Bromür (LiBr) absorpsiyonlu chiller sistemi TRNSYS paket programında simüle edilmiştir. Haziran ayı için binanın en yüksek soğutma yükü 7.150 MJ olarak verilmiştir. Ekonomik ve enerji optimizasyonu sonrası kolektör ve termal depo dizayn boyutları belirlenmiştir. Modelde 35 m² kolektör alanı, sistemin güvenirliğini artırmak için 0,8 m³ termal depo hacmi, harici ısıtıcı ve 12.660 kJ/h kapasiteli LiBr tip tek etkili (single-effect) absorpsiyonlu chiller kullanılmıştır. Simülasyon sonuçlarına göre solar sistemden maksimum 5.500 MJ termal enerji sağlanmıştır. (Assilzadeh ve diğerleri, 2005)

Kıbrıs için yapılan bir çalışmada, güneş kolektöründen elde edilen ısı enerjisi ile absorpsiyonlu chillerden iklimlendirme amaçlı soğuk su eldesi incelenmiştir. TRNSYS paket programı kullanılmıştır. 196m² alana sahip, yıllık soğutma yükü 25°C için 78.235 MJ (anlık maksimum 40MJ), yıllık ısıtma yükü 21°C için 12528 MJ olan bir evin Kıbrıs ikliminde soğutma yüküne göre sistem dizaynı

yapılmıştır. TRNSYS kütüphanesinde bulunan 3 farklı tip kolektör (düzlem kolektör, yoğunlaştırılmış kolektör ve vakum tüplü kolektör) incelenmiştir. (Florides ve diğerleri, 2000)

Hindistan’da yapılan deneysel bir çalışmada ısı transferi akışkanı olarak “Therminol 55” kullanılarak parabolik oluklu kolektörün Hindistan şartlarında performansı incelenmiştir. Prototip, 7,5m² açıklık alan, borosilikat cam ile kaplı metal absorber ve termal enerji depolama sisteminden oluşmaktadır. Kuzey-Güney eksenine konumlandırılan kolektör, tek eksende (Doğu-Batı eksen) güneşi takip edebilmektedir. Kolektör verimi, kolektörün topladığı enerji, depolanan enerji ve toplam sistem verimi incelenmiştir. Enerji üretiminin maksimum olduğu öğle saatlerinde kolektör verimi %62,5 olarak hesaplanmıştır. (Kumaresan ve diğerleri, 2012)

Yapılan bir başka çalışmada, Kıbrıs şartları için çeşitli endüstriyel işletmelerde solar enerjinin proses ısısı olarak kullanılması konusu incelenmiştir. Sistemler TRNSYS’te modellenmiştir. Simülasyonlarda farklı kolektör tipleri incelenmiştir. Simülasyon çıktılarına göre en verimli sistem için ekonomik incelemeler yapılmıştır. Orta ve yüksek sıcaklık teknolojileri incelenmiş ve bu teknolojilerin piyasadaki mevcut verimleri, kurulum bedelleri özetlenmiştir. Yüksek sıcaklık ihtiyaçları için güneş takip sistemli parabolik oluklu kolektörler tercih edilmektedir. (Kalogirou, 2003)

Yapılan çalışmada güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemleri incelenmiştir. Sistem farklı özellikte kolektörler ile 10 kW soğutma yüküne sahip NH₃ / H₂O çözelti tek etkili absorpsiyonlu chillerden oluşmaktadır. Absorpsiyonlu chiller COP değeri 0,665’tir. 55 m² düzlem kolektör ve vakum tüplü kolektör kullanılarak yapılan çalışmada, sistemin toplam verimine göre vakum tüplü kolektör sisteminin seçilmesi, soğutma sisteminin etkinliğini artırmaktadır. (Bozkaya, 2010)

İspanya iklim şartlarında yapılan başka bir çalışmada, lineer Fresnel kolektörüne sahip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi ile akuple çalışan 174 kW nominal soğutma gücüne sahip çift etkili LiBr absorpsiyonlu soğutma sistemi incelenmiştir. Maksimum çalışma sıcaklığı 180°C olan Fresnel kolektörler, güneş takip sistemine sahiptir. Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminden absorpsiyonlu chiller’a giriş çıkış sıcaklıkları 160°C/145°C’dir. Mayıs-Ekim dönemi arası, haftanın 5 günü çalıştığı varsayılan sistemde, Fresnel tip kolektörlerin verimi %35 olarak

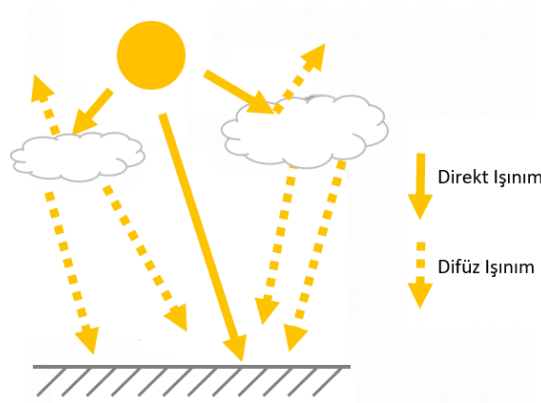
hesaplanmıştır, kolektörlerin kirli olduğu durumda verim yarı yarıya düşmektedir. Absorpsiyonlu chiller soğutma etkinlik katsayısı (COP) 1,1-1,2 arasındadır, mevcut sistemle %77 kapasite kullanım oranında çalışmaktadır. (Permejo ve diğeri, 2010)

Bir başka çalışmada, güneş enerjisi destekli ısıtma ve absorpsiyonlu chiller ile soğutma sisteminin enerji analizleri yapılmıştır. Güneş enerjisi sisteminde, vakum tüplü kolektörler kullanılırken, absorpsiyonlu soğutma sisteminde ise 3 farklı konfigürasyon ile tek etkili, çift etkili ve üç etkili LiBr soğutma sistemleri ayrı ayrı analiz edilmiştir. Çevrimler, TRNSYS yazılımı kullanılarak modellenmiştir.

2. YOĞUNLAŞTIRILMIŞ GÜNEŞ ENERJİSİ ve SİSTEMDE KULLANILAN EKİPMANLAR

2.1 Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi Sistemleri

Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemleri, yansıtıcı yüzeyler ile direkt normal ışıınımı (DNI – Direct Normal Irradiance) belirli bir bölgeye “noktasal” veya “çizgisel” olarak odaklayarak yoğunlaştırılmış ısı enerjisi elde eden sistemlerdir. Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemleri direkt normal ışıınımı faydalı enerjiye dönüştürürken, fotovoltaik sistemlerin boyutlandırılmasında ve kapasite hesaplarında hem direkt normal ışıınım hem de difüz ışıınım hesaba dahil edilmektedir. (Reca-Cardena ve diğerleri, 2018) Şekil 2.1’de direkt ve saçınık ışıınım tanımları verilmiştir.



Şekil 2.1 : Direkt ve difüz ışıınım (Zhang ve diğerleri, 2013).

Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemlerinin tarihçesine bakıldığında, yeni bir teknoloji olmadığı görülmektedir. Robert Stirling, John Ericsson gibi bilim insanlarının güneş enerjisini yoğunlaştırarak kullanmak üzerine konsept çalışmaları olmuş, ancak prototipin ötesine geçememiştir. 1878 yılında, Augustin Mouchot çanak tipi yoğunlaştırıcı ile elde ettiği buharı bir buhar motorunda kullanmayı başarmıştır, ancak teoride başarılı, pratikte başarısız olarak nitelendirilmiştir. Şekil 2.2’de bahsedildiği gibi, ilk başarılı sistem olarak Frank Schuman’ın 1913 yılında Mısır’da kurduğu parabolik oluklu güneş kolektöründen elde edilen buhar enerjisiyle çalıştırdığı sulama pompası örneği görülmektedir. (Lovegrove ve diğerleri, 2012) Shuman’ın kolektörleri 62,17 m uzunluğunda ve 4,1 m genişliğinde olup, kuzey-

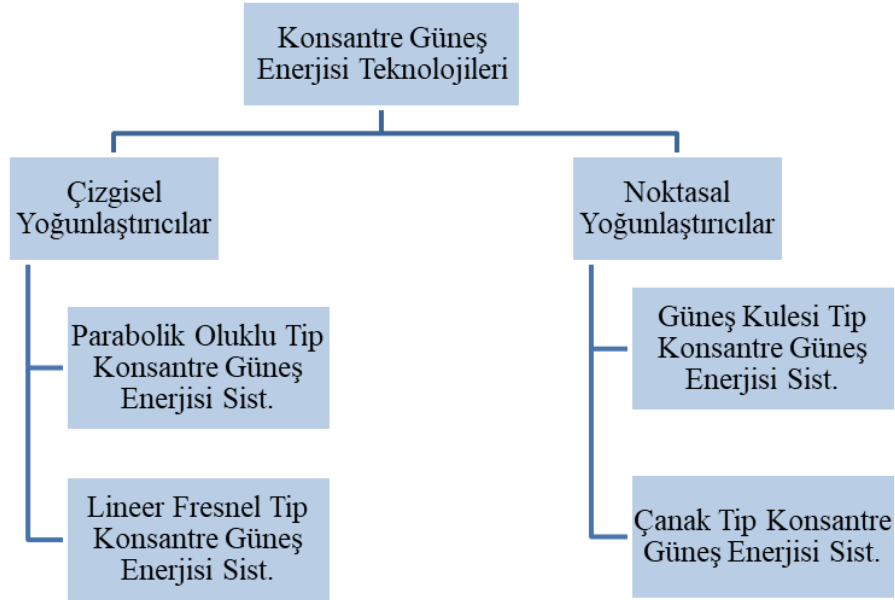
güney doğrultusunda kurulmuştu. Kolektör verimi %40 mertebelerinde olup, sistem 100 HP eşdeğerinde güç üretmekte, bu da yaklaşık olarak 380 litre/s kapasitesinde bir pompayı sulama amacıyla çalıştırmaktaydı.



Şekil 2.2 : 1916 senesinde yayınlanan The Electrical Experimenter dergisinin Mart sayısı kapak konusu: Shuman'ın Kahire/Mısır'da kurduğu "The Solar One" güneş enerjisi tesisi (Url-2).

1800'lü yıllardan günümüze ulaşan bilgi birikimi 70'li yılların ortasında ABD Enerji Araştırma ve Geliştirme İdaresi çalışmaları ile (sonrasında ABD Enerji Bakanlığı - U.S. DOE – Department of Energy- kurulmuştur) devam etmiştir. 80'li yıllara gelindiğinde, Kaliforniya'da Solar Elektrik Üretim Sistemleri'nin (SEGS–Solar Electricity Generating Systems) gelişmesini sağlamıştır.

Günümüzde yoğunlaştırılmış güneş enerjisi literatürü incelendiğinde yaygın olarak 4 teknoloji kullanıldığı görülmektedir. Şekil 2.3'te görüldüğü gibi yoğunlaştırma özelliklerine göre “noktasal” ve “çizgisel” olmak üzere iki başlık altında incelenmektedir.



Şekil 2.3 : Yoğunlaştırma özelliğine göre güneş enerjisi teknolojileri.

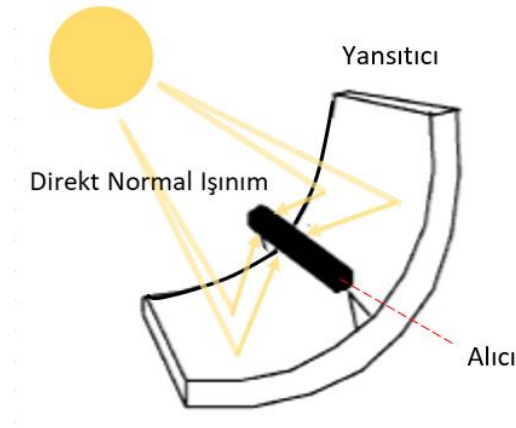
Aşağıdaki bölümlerde yoğunlaştırılmış güneş enerjisi teknolojileri hakkında bilgiler verilecektir.

2.1.1 Parabolik oluklu tip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemleri

Parabol şeklindeki yansıtıcı yüzey, Şekil 2.4'teki gibi direkt normal ışınımı parabolün odak noktasına yerleştirilmiş alıcıda yoğunlaştırmaktadır. Güneşi tek ekseninde takip edecek şekilde dizayn edilmektedir. Alıcı olarak vakum tüplü ısı borularının kullanımı yaygındır.

Parabolik oluklu kolektörlerde, ısı transfer akışkanının çıkış sıcaklıkları 400°C'leri bulmaktadır. Dizayn parametrelerine göre ısı transferi akışkanı seçimi yapılmaktadır. Yüksek sıcaklık uygulamalarında termal yağlar tercih edilirken, daha düşük sıcaklıklar için su kullanılmaktadır.

2018 yılı sonundaki kurulu kapasiteye bakıldığında, ticari uygulamaların yaklaşık %90'ı parabolik oluklu tip sistemlerden oluşmaktadır. (URL-3, Lovegrove ve diğerleri 2012)

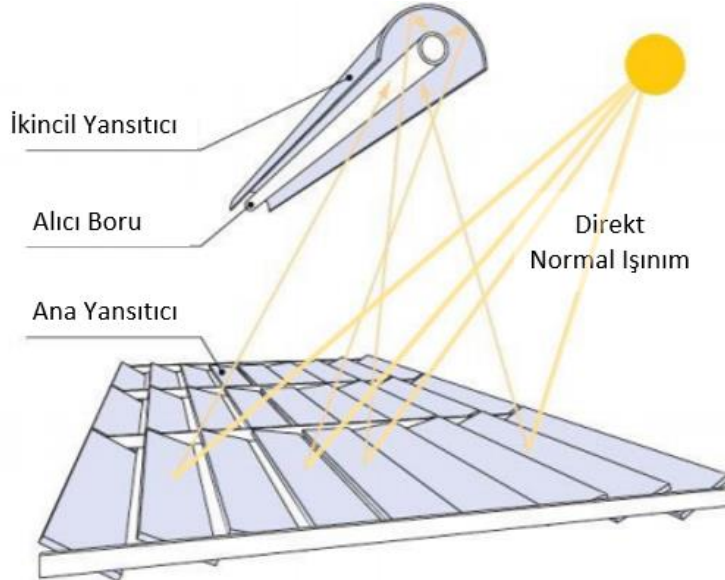


Şekil 2.4 : Parabolik oluklu tip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi (Kodama 2003).

Şekil 2.4’te görüldüğü üzere, güneş ışını çizgisel olarak odak noktasındaki alıcıya odaklanmaktadır.

2.1.2 Lineer fresnel reflektör tip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemleri

Düzlem aynalar, Şekil 2.5’teki gibi sistemin üst noktasındaki bir alıcıya radyasyonu yansıtarak yoğunlaştırma işlemini gerçekleştirir. Alıcı, oluk şeklinde ikincil bir yansıtıcı sistemin odak noktasına konumlandırılmıştır. Her bir yansıtıcı ayna, tek eksenli bağımsız güneş takip sistemine sahiptir. Fresnel mercek sisteminin çalışma prensibine benzediği için ismini bu mercek teknolojisi almaktadır.

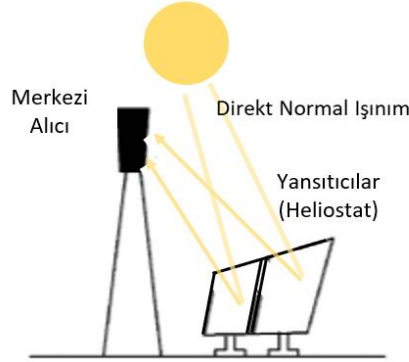


Şekil 2.5 : Lineer fresnel reflektör tip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi (Dabiri ve diğerleri, 2016).

Şekil 2.5’te görüldüğü üzere, parabolik oluklu tip kolektörlere benzer şekilde çizgisel odaklama yapılmaktadır.

2.1.3 Güneş kulesi tip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemleri

Çift eksenli güneş takip sistemine sahip geniş düzlem aynalar (heliostat), Şekil 2.6'daki gibi ışınımı merkezi bir alıcıya odaklamaktadır. Noktasal odaklama teknolojisi, çizgisel odaklama teknolojisine göre daha yüksek yoğunlaştırma oranına sahiptir, bu sebeple daha yüksek sıcaklıklara ulaşılmakta, ısı kayıpları daha az olmaktadır.

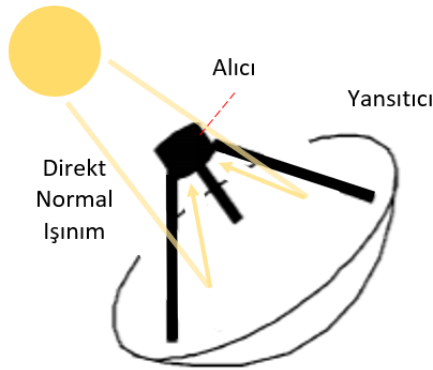


Şekil 2.6 : Merkezi alıcılı güneş kulesi sistemi (Kodama, 2003).

Şekil 2.6'da, çizgisel odaklama teknolojisinden farklı olarak noktasal odaklama yapıldığı görülmektedir.

2.1.4 Çanak tip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemleri

Çift eksenli güneş takip sistemine sahip çanak tipi yansıtıcılar, Şekil 2.7'deki gibi ışınımı çanağın odak noktasına yoğunlaştırmaktadır. Noktasal odaklama yapan çanak tip kolektörler, 1000°C'nin üzerinde sıcaklıklara ulaşabilmektedir.



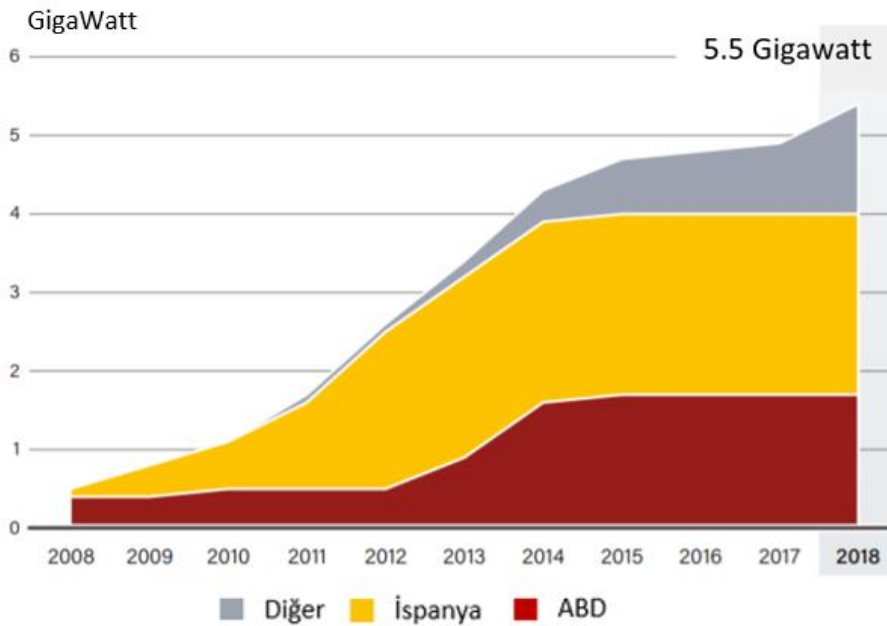
Şekil 2.7 : Çanak tipi yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi (Kodama, 2003).

Zhang ve diğerleri'nin yaptığı bir çalışmada, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemlerinin özet karşılaştırması verilmiştir. Bu çalışmaya göre, her teknolojinin avantaj ve dezavantajları görülmektedir.

Çizelge 2.1 : Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi çeşitleri karşılaştırma tablosu (Zhang ve diğerleri, 2013).

	İlk Yatırım Maliyeti	Arazi İhtiyacı	Termodinamik Verim	Çalışma Sıcaklık Aralığı [°C]
Parabolik Oluklu YGE Sistemi	\$\$	Yüksek	Düşük	20-400
Lineer Fresnel Reflektörlü YGE Sistemi	\$	Orta	Düşük	50-300
Güneş Kulesi YGE Sistemi	\$\$\$	Orta	Yüksek	300-565
Çanak tip YGE Sistemi	\$\$\$\$	Düşük	Yüksek	120-1500

Yıllar bazında yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemlerinin kurulu güç dağılımı aşağıdaki grafikte (Şekil 2.8) verilmiştir. 2018 sonu itibariyle, yaklaşık 5,5 GW kurulu yoğunlaştırılmış güneş enerjisi kapasitesinin %42'si İspanya'da; %35'i ABD'de bulunmaktadır. Ancak İspanya'da 2013 yılından bu yana, ABD'de ise 2015 yılından bu yana kapasite artışı olmamaktadır. 2017 yılına göre gerçekleşen %11 kapasite artışına, özellikle Çin ve Fas'ta kurulan sistemler öncülük etmektedir.



Şekil 2.8 : Yıllar bazında yoğunlaştırılmış güneş enerji sistemi kurulu gücü (REN21, 2019).

2.2 Sirkülasyon Pompaları

Sirkülasyon pompaları, kapalı devre sistemde cebri dolaşımı sağlayan ekipmanlardır.

Pompalarda akış kontrolü 4 farklı metodla yapılabilmektedir,

- Kısmi valfi (throttle)
- Baypas valfi
- Pompa hız kontrolü
- Çoklu pompa konfigürasyonu

Uygun metod, sistem büyüklüğü, yerleşimi, akışkan özellikleri, sistem yükü ve sistemin debi değişikliği hassasiyeti gibi farklı değişkenlere bağlıdır.

Kısmi valfi, mekanik olarak akışı engelleyerek akışkan debisini kontrol eder ancak bu durum basınç düşümüne sebep olmaktadır.

Baypas valfi, isminden de anlaşılacağı üzere akışkanı ana hat üzerinden baypas ederek akışı regüle eder. Baypas edilen akışkan, bir tankta toplanarak sisteme geri kazandırılır. Ancak pompanın çalışma rejiminde bir değişiklik olmadığı için enerji boşa harcanmaktadır.

Değişken devirli (Variable Speed Drive veya VSD) pompalar veya değişken frekans kontrollü (Variable Frequency Drive veya VFD) pompalar debi veya basıncı düzenleyerek istenilen talebi karşılamak için kullanılır. Elektrik frekansını kontrol ederek, pompanın çalışma devrini ayarlamaktadır böylelikle sistemin ihtiyacı kadar akışkana iş kazandırarak enerji verimliliği sağlanmış olur. Frekans kontrollü pompalar, debi ihtiyacının değişkenlik gösterdiği durumlar için idealdir.

Debi, şaft devir sayısı ile doğru orantılı olduğu denklem 2.1’de gösterilmiştir. Buna göre şaft devir sayısını yarıya düşürmek, debiyi yarıya indirmektedir.

$$\text{Debi} \propto \text{Şaft Devir Sayısı} \quad (2.1)$$

Denklem 2.2 incelendiğinde basınç veya basma yüksekliğinin ise, şaft devir sayısının karesi ile doğru orantılı olduğu görülmektedir. Dolayısıyla, şaft hızını yarıya düşürmek basma yüksekliği dörtte birine düşürecektir.

$$\text{Basınç} \propto (\text{Şaft Devir Sayısı})^2 \quad (2.2)$$

Güç ise, şaft devir sayısının kübü ile doğru orantılıdır. Denklem 2.3’te verildiği gibi debiyi yarıya indirerek, güç değerini sekizde birine düşürecektir.

$$\text{Güç} \propto (\text{Şaft Devir Sayısı})^3 \quad (2.3)$$

Tüm bu çıkarımlara dayanarak, debiyi yarıya indirerek gücü sekizde bir oranına düşürmek mümkündür. Örneğin, %50 yükte çalışan bir pompa tam yükte sağlayacağı

debinin %50'sini ve tam yükte sağlayacağı basıncın %25'ini sağlayabilmektedir, buna karşın harcadığı enerji ise tam yükte harcayacağı enerjinin %12,5'i kadar olmaktadır. Frekans kontrollü pompalar ile sağlanan enerji verimliliğinin temeli, bu çıkarımlara dayanmaktadır.

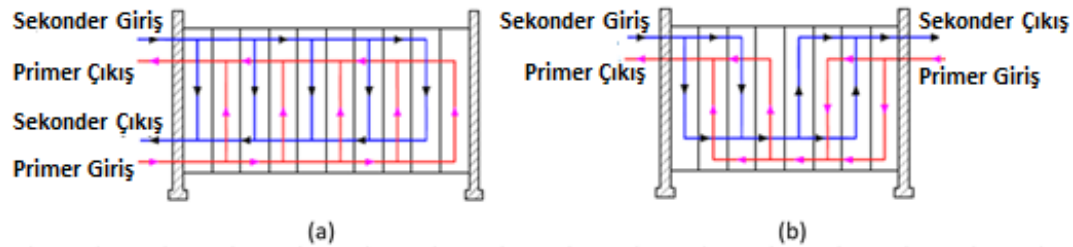
2.3 Plakalı Isı Eşanjörleri

Isı eşanjörleri (ısı değiştiricileri) farklı sıcaklıklardaki akışkanların, birbiri arasında ısı değişimini sağlayan ekipmanlardır. Isı eşanjörlerinin endüstride ve günlük hayatta bir çok uygulama noktası vardır. Isı eşanjörü içinde faz değişimi (buharlaşma, yoğunlaşma) gerçekleşiyorsa, bu tip eşanjörlere gizli ısı eşanjörleri, faz değişimi gerçekleşmeyenlere ise duyulur ısı eşanjörleri denilmektedir.

Kurulan sistemde, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi borularında dolaşan glikol-su çözeltisinin enerjisini, demineralize suya aktarmak için plakalı ısı eşanjörleri kullanılmıştır. Yukarıdaki tanıma bakıldığında, ısı eşanjöründe faz değişikliği gerçekleşmediğinden duyulur ısı eşanjörü olarak nitelendirilmektedir.

Plakalı ısı eşanjörlerinde, ısı transferinin olduğu yüzeyler ince metal levhaların bir araya getirilmesi ile oluşmaktadır. Akışkan geçişi için metal levhaların dört köşesinde delik bulunur, conta yerleşimlerine göre akış yönleri düzenlenir.

Şekil 2.9'da contaların farklı yerleşimi ile tek geçişli ve çok geçişli plakalı ısı eşanjörü örnekleri görülmektedir. İki akışkanın, ısı eşanjörü içerisinde yalnızca bir kere karşılaştığı tip ısı eşanjörleri tek geçişlidir. Çok geçişli ısı eşanjörlerinde ise, iki akışkan birbiriyle birden fazla karşılaşmaktadır. Türbülanslı akış elde etmek, temas yüzeyine artırmak ve daha rijid bir yapı oluşturmak için metal levhaların yüzeyine imalat esnasında kabartılmış dalgalı form verilmektedir.



Şekil 2.9 : Tek geçişli (a) ve çok geçişli (b) ısı değiştiricileri.

Eşanjör kapasitesi metal levha ilavesi veya eksilmesi ile artırılabilir veya azaltılabilir. Plakalı eşanjörler modüler yapıda olması sebebiyle kolaylıkla sökülebilir

ve temizlenebilir. Ancak yüksek basınç uygulamaları için uygun değildir (maksimum 20 Bar), contalar sıcaklık sebebiyle zamanla özelliklerini kaybeder, düzenli olarak conta değişimi gereklidir.

Plakalı ısı eşanjörlerinde, plaka kalınlıkları 0,5 mm ila 1,2 mm arasındadır; plakalar arası boşluk 3,00 mm ila 6,00 mm arasında değişmektedir. Plaka malzemesi olarak alüminyum, bakır, bakır alaşımları, karbonlu çelik, paslanmaz çelik, titanyum kullanılmaktadır. Conta, iki akışkanın birbirine karışmasını engellediği için sızdırmazlık özelliği iyi olmalıdır; elastomer, nitril, florinli contalar ve sentetik kauçuktan mamul contalar kullanılmaktadır. (Vestergren)

2.4 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

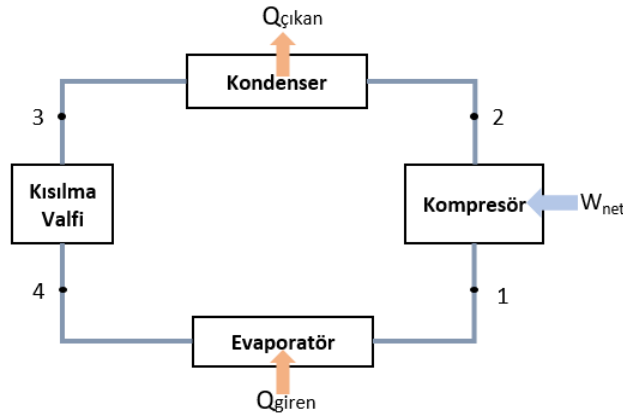
Soğutma sistemleri ticari binalarda, hastanelerde, havalimanlarında ve endüstriyel tesislerde iklimlendirme, proses soğutma ve soğuk oda uygulamalarında kullanılmaktadır. Şekil 2.10'da verildiği gibi soğutma sistemleri iki ana başlık altında incelenebilir.



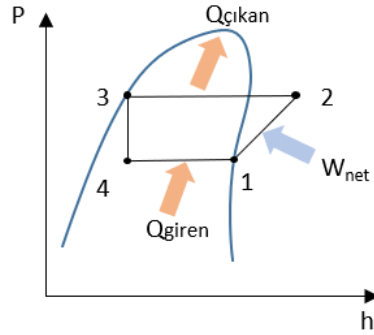
Şekil 2.10 : Endüstriyel ve ticari soğutma grupları.

Konvansiyonel soğutma çevriminde, soğutucu akışkanın sıkıştırılması ile elde edilen iş sonucu soğutma prosesi gerçekleşmektedir. Sistem kısılma valfi, evaporatör, kompresör ve kondenserden meydana gelmektedir. Şekil 2.11'de 1 numaralı adımda soğutucu iş akışkanı, kompresöre buhar fazında giriş yapar kompresörde dışarıdan verilen bir iş ile yoğunlaşma basıncına kadar sıkıştırılır. Sıkıştırma işleminin sonucu olarak sıcaklığı artan soğutucu iş akışkanı, 2 numaralı adımda yüksek basınç ve yüksek sıcaklıkta kondensere giriş yapar. Su soğutmalı veya hava soğutmalı sistem olmasına bağlı olarak, kondenserde soğutularak yoğunlaştırılan soğutucu akışkan, 3

numaralı adımda kısılma valfine yönlendirilir. Kısılma valfinde, basınç ve sıcaklık düşümü gerçekleşir. Böylelikle sıvı fazda, düşük basınçlı ve soğuk bir iş akışkanı olarak 4 numaralı adımda evaporatöre giriş yapar. Evaporatörde, soğutucu iş akışkanı; soğutulmak istenen akışkandan aldığı ısı ile düşük basınçta buharlaşır. Böylelikle, soğutulmak istenen akışkan evaporatörden soğuk bir şekilde çıkarak kullanım noktasına yönlendirilir. İş akışkanı ise, çevrime devam etmek üzere 1 numaralı adımda buhar fazında kompresöre giriş yapar. İdeal bir soğutma çevrimine ait basınç entalpi grafiği Şekil 2.12’de gösterilmiştir.



Şekil 2.11 : Konvansiyonel soğutma çevrimi (Çengel ve Boles, 2011).



Şekil 2.12 : İdeal konvansiyonel soğutma çevrimi Basınç-Entalpi (P-h) diyagramı (Çengel ve Boles, 2011).

Absorbsiyonlu soğutma teknolojisinde, kompresörün yerini, Şekil 2.13’te görüleceği üzere, faz değişikliklerinin gerçekleştiği soğurma teknolojisi almaktadır. Absorbsiyonlu soğutucular, vakum ortamında (atmosfer basıncının altında) çalışmaktadır (yüksek basınç olarak belirtilen hacim de atmosfer basıncının altında olup, alçak basınç olarak belirtilmiş olan absorber ve evaporatörün bulunduğu hacime göre yüksek basınçlıdır). Absorpsiyonlu soğutma teknolojisinde en çok kullanılan soğutucu-soğurucu ikilisi $\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$ (Lityum Bromür ve su çözeltisi) ve $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ ’dur (Amonyak ve su çözeltisi) (Hassan ve diğerleri, 2012).

Lityum Bromür ve su çözeltisinde, su soğutucu akışkan; LiBr ise soğurucu akışkan görevi görmektedir. Amonyak ve su çözeltisinde ise LiBr - H₂O çözeltisinin tersine, amonyak soğutucu akışkan; su soğurucu akışkan olarak kullanılmaktadır. Literatürde, 0°C'nin altında sıcaklıklara ulaşmak istendiğinde, amonyak-su çifti kullanıldığı belirtilmiştir. (Boylu, 2012)

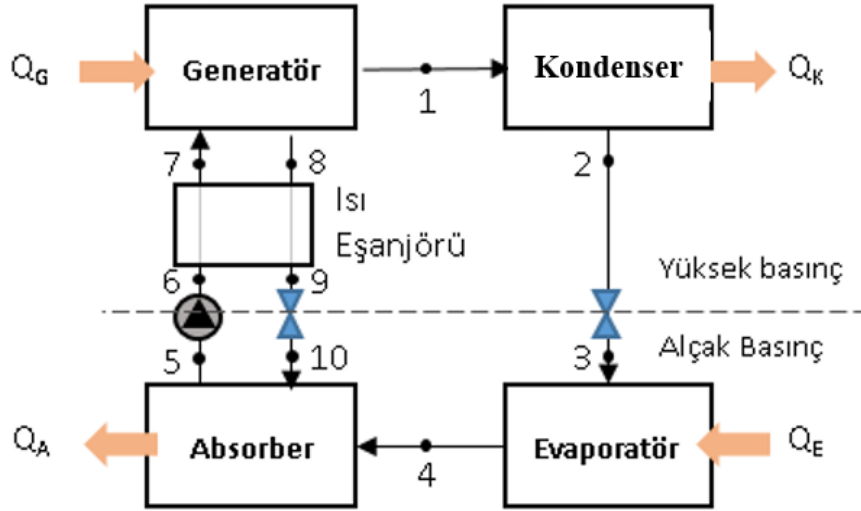
1. adımda bir ısı kaynağı ile (atık ısı, buhar, güneş destekli ısıtma, jeotermal enerji vb.) ısıtılarak buharlaştırılmış soğutucu akışkan, kondenserde yoğunlaşarak gizli ısını ortama verir. 2. adımda kondenserde sıvı hale geçen soğutucu akışkan, 3. adımda kısılma valfinden geçerek basınç düşümüne uğrar.

Evaporatörde, soğutma yükünü karşılamak üzere kullanılmış dönüş suyundan ısı alarak soğutma yükünü karşılayacak olan suyu soğutur; soğutucu akışkan ise 4. adımda düşük basınçta (düşük sıcaklıkta) buharlaşarak absorbere yönlendirilir. Absorberde, soğurucu tarafından soğurulur; fakir çözelti haline gelen çözelti, bir pompa vasıtasıyla Generatör öncesi ısı eşanjörüne girerek ön ısıtmaya tabi tutulur. (5. ve 6. adım) Ön ısıtmadan geçen çözelti, 7. adımda generatöre yönlendirilir, generatörde 1. adımda soğutucu akışkan buharlaştırılır.

Diğer yandan, yüksek sıcaklıktaki soğutucu ve soğurucu çözeltisi, 9. adımda bir ısı eşanjöründen geçerek; generatöre girecek olan çözeltiye ön ısıtma sağlamış olur. Sonrasında kısılma vanasından geçerek düşük basınçta absorbera, evaporatörden gelecek soğutucu buharını tutmak için yönlendirilir.

Generatöre giren sıcak kaynağın giriş sıcaklıkları güneş enerjisinin yeterli kalmadığı durumlar gibi özel durumlarda değişkenlik gösterebilmektedir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin verimleri (COP değerleri), generatöre giren sıcak kaynağın verdiği enerjiye göre (giriş-çıkış arası sıcaklık farkı arttıkça, verim artmaktadır) değişiklik göstermektedir.

Absorbsiyonlu soğutucuların çalışma koşulları katalog verilerinde belirtilmiştir. Tasarım şartlarına göre belirlenmiş olan yüksek sıcaklıklarda, sistem kendini korumaya alabilir, diğer yandan generatörde yeterli buharlaştırma enerjisini sağlayamayacak seviyede düşük sıcaklıklarda ise sistem devreye girmeyebilir. Bu sebeple, stabil bir soğutma enerjisi elde etmek için giriş sıcaklıkları düzenli olmalıdır.

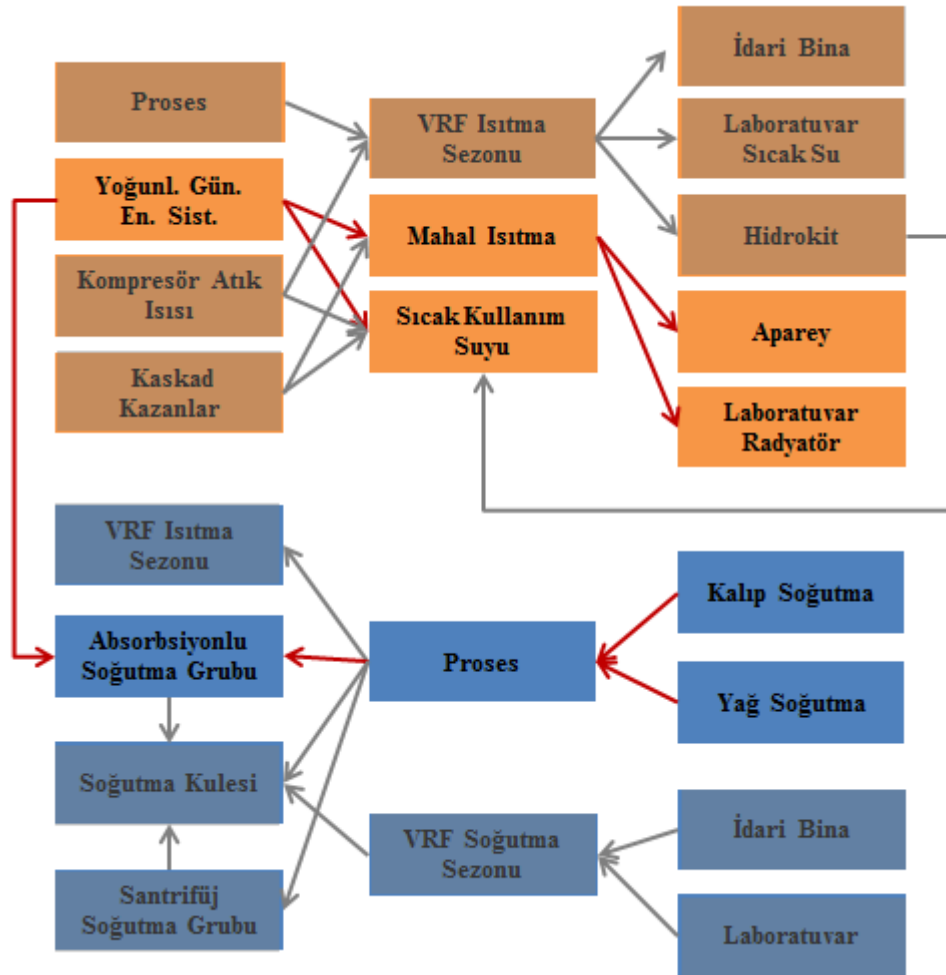


Şekil 2.13 : Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimi (Prasartkaew, 2014).

Şekil 2.13'te görüldüğü üzere, absorpsiyonlu soğutma grupları konvansiyonel soğutma gruplarından daha kompleks yapıdadırlar.

3. ÇAMAŞIR MAKİNESİ FABRİKASI VAKA ANALİZİ

Romanya'nın Ulmi bölgesindeki çamaşır makinesi fabrikası, enerji kullanımı minimum seviyede olacak şekilde tasarlanmıştır, enerji kaynakları kullanımı algoritması ise atık ısı ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını önceliklendirecek şekilde kurgulanmıştır. Isıtma-soğutma sistemine bütünsel olarak bakıldığında, Şekil 3.1'de verilmiştir, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi destekli ısıtma ve soğutma sistemi, bu büyük ölçekteki sistemin bir parçasıdır.



Şekil 3.1 : Çamaşır makinesi fabrikası, ısıtma-soğutma sistemi.

Bu çalışmada, tüm bu akış şeması içerisinde yoğunlaştırılmış güneş enerjisi destekli ısıtma ve soğutma çevrimine odaklanılmıştır.

3.1 Sistem Ekipmanları ve Çalışma Algoritması

Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminde ısı transferi akışkanı olarak %30 oranında glikol propilen-su çözeltisi kullanılmakta ve çevrim kapalı devre çalışmaktadır. Literatür incelendiğinde, bu çalışma sıcaklıkları için ısı transferi akışkanı olarak saf su kullanılabilen ancak Romanya iklim şartları göz önünde bulundurulduğunda, özellikle kış döneminde sıfırın altına inen hava sıcaklıkları sebebiyle, ısı transferi akışkanı olarak %30 oranında glikol propilen su çözeltisi tercih edilmiştir.

Parabolik oluklu kolektörlerden su çıkış sıcaklığı 100°C olması istenmektedir, sistem 100°C çıkış sıcaklığına ulaşana kadar, baypas hattı üzerinden ısı transfer akışkanını sirküle eder.

Parabolik oluklu kolektörler tek eksenle güneş takip sistemine sahiptir. Güneş takip sistemi mekanizması, astronomik zaman saatine göre çalışmaktadır. GPS (Global Positioning System) üzerinden hassas konum bilgisi alarak, ilgili tarihte, GPS üzerinden belirlenen enlem bilgisine göre güneşin geliş açısını hesaplayarak kolektör dizilerini güneşi takip etmek üzere tahrik eder. Yüksek sıcaklık koruması olarak, sistem önceden tanımlanan sınır sıcaklığını aştığında, güneş takip sistemi, güneşi takip açısını saptırarak kolektörün odakladığı normal irradyansı azaltır, böylelikle akışkan sıcaklığı kontrol altında tutulur.

Kendi sistemine entegre edilmiş olan meteoroloji istasyonu aracılığı ile, yağış olduğu durumlarda kolektörler, yansıtıcı aynalarını korumaya almak üzere ters konuma geçer. Böylelikle, hava muhalefetinden görülecek zararı en düşük seviyede tutmak amaçlanmaktadır.

Akışkan sıcaklığı 100°C'ye ulaştığında, baypas hattını kontrol eden üç yollu motorlu vana, ısı eşanjörü hattına yol vererek faydalı ısı enerjisini eşanjörün primer devresine yönlendirir. Şekil 3.2'de algoritma tanımlanmıştır. Faydalı ısı enerjisi, plakalı ısı eşanjörü vasıtasıyla demineralize su çevrimi olan sekonder devreye aktarılmakta ve 2 numaralı sirkülasyon pompası aracılığıyla her biri 5.000 litre hacme sahip toplamda 8 adet akümülayon tankında depolanmaktadır. Şekil 3.3'te her bir ekipmanın çevrimin hangi noktasında olduğu detaylı olarak görülebilmektedir.

Bina yönetim sisteminin talebe, çevre sıcaklığına ve kullanılabilir kaynaklara bakarak vereceği karar doğrultusunda sistemler devreye girmekte, devreden çıkmaktadır. Arz ve talep taraflarına entegre edilmiş kalorimetre, sıcaklık sensörleri,

enerji analizörleri gibi ölçüm ekipmanları aracılığıyla, bina yönetim sistemi, mevcut duruma dair geri bildirimleri alır, böylelikle hangi sistemin ne zaman çalışması gerektiğinin kararını vermektedir.

Isıtma sezonunda yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminden elde edilen sıcak su, kazan dairesi sirkülasyon pompasının (Pompa-3) bulunduğu hat üzerinden kazan dairesine yönlendirilerek ısıtma kolektörünü beslemektedir. Isıtma kolektörü, kaskad doğalgaz kazanları, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi ve diğer atık ısı kaynakları tarafından beslenmektedir. Isıtma sistemi, 80°C gidiş, 60°C dönüş olarak çalışmaktadır. Bu sebeple, ısıtma sezonunda akümülayon tanklarının 80°C sıcaklığa ulaştıktan sonra ısıtma kolektörünü beslemesi hedeflenmektedir.

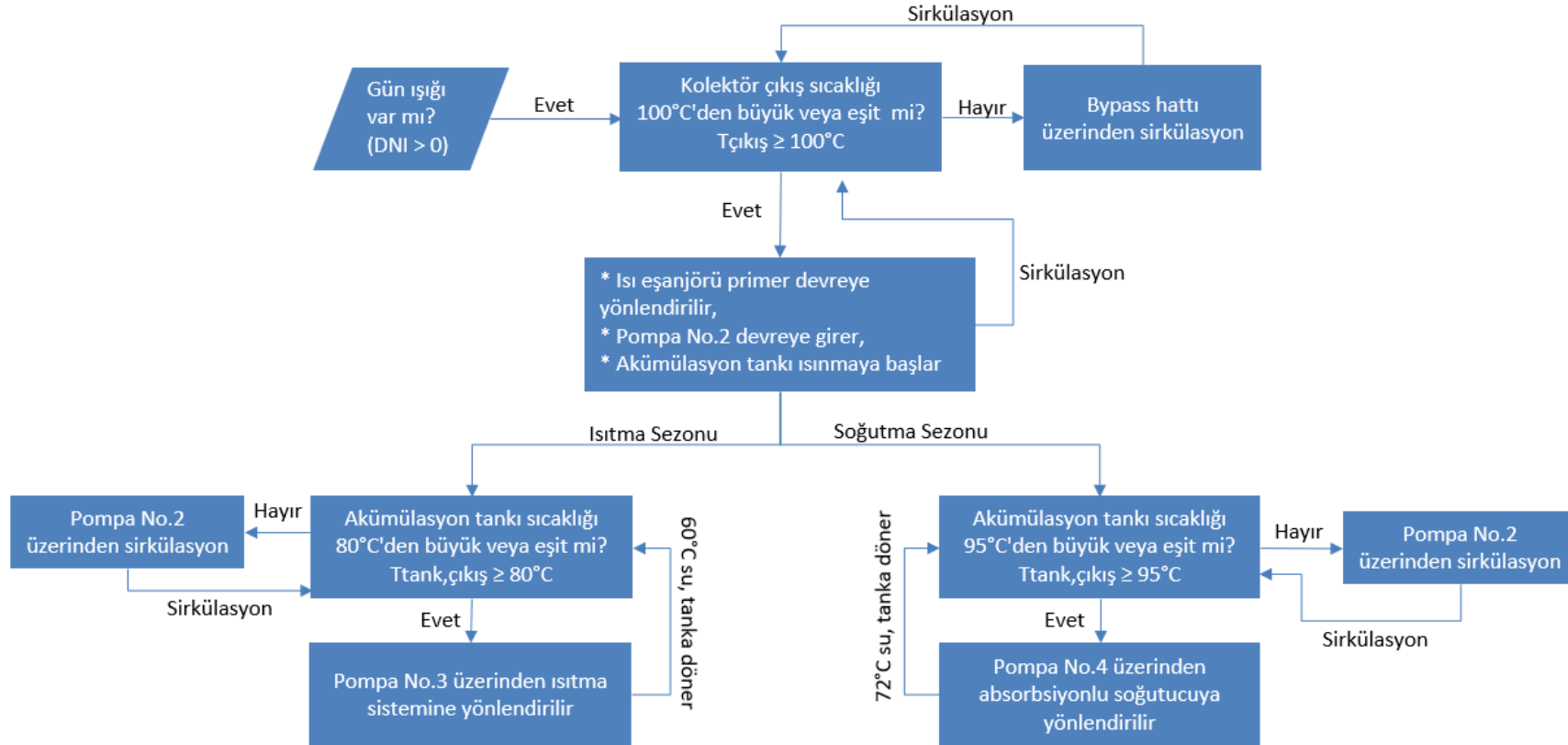
Isıtma sezonu senaryosuna göre, ısı kaynağı kullanımı öncelik sırasına göre fabrikada üretim yapıldığı sürece çalışır konumda olan hava kompresörü ısı geri kazanım sistemi, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi ve sonrasında kademeli olarak devreye girecek kaskad doğalgaz kazanlarındadır.

Soğutma sezonunda ise yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminden elde edilip, demineralize su çevriminde akümülayon tanklarında depolanan ısı enerjisi, sirkülasyon pompası (Pompa-4) üzerinden tek etkili Lityum Bromür - su çözeltisi absorpsiyonlu soğutucuya, soğuk su eldesi için gönderilir. Absorpsiyonlu soğutucudan elde edilen soğutulmuş su, kalıp ve yağ soğutma proseslerinde kullanılmak üzere ilgili sirkülasyon pompası üzerinden sisteme beslenmektedir.

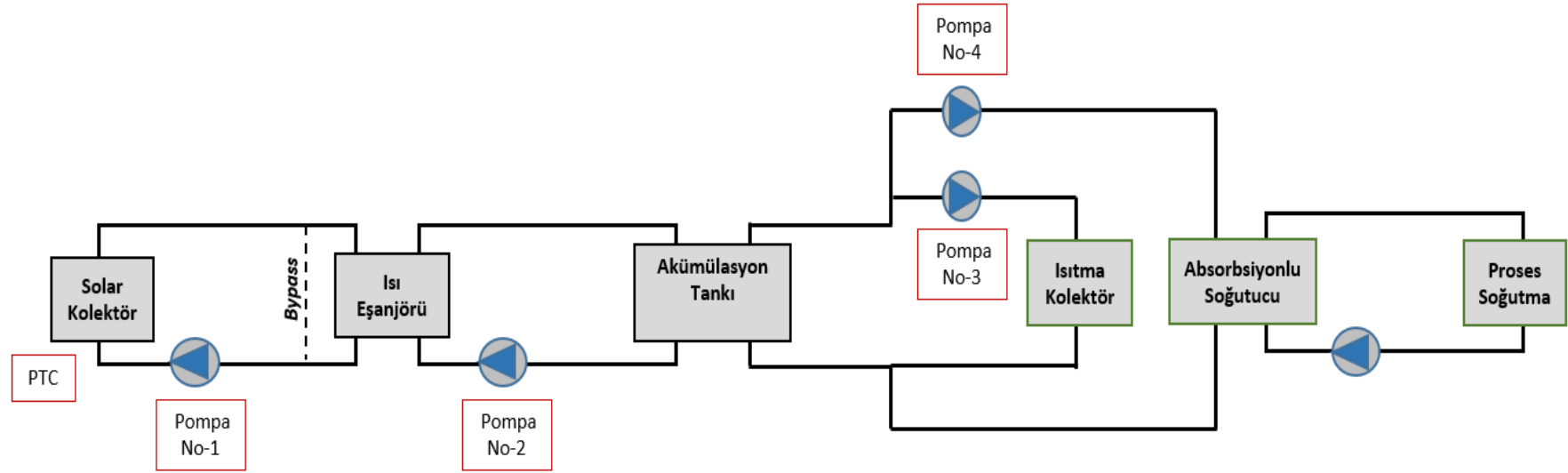
Soğutma sezonunda ise absorpsiyonlu soğutma grubu, 95°C sıcaklıkta optimum çalışma şartlarına ulaştığı için, akümülayon tanklarının ortalama sıcaklığının 95°C olması hedeflenmektedir. Sıcak su 95°C gidiş, 72°C dönüş olacak şekilde tasarlanmıştır. Tank sıcaklıkları 95°C mertebesine ulaştıktan sonra, sirkülasyon pompası sıcak suyu, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi teknik odasından soğutma mekanik dairesine yönlendirmektedir.

Mevcut sistemdeki kalıp ve yağ soğutma suyu sirkülasyon pompaları, absorpsiyonlu soğutma grubundan elde edilen soğuk suyu, makine ve kalıpları soğutmak üzere ilgili tesisatlarda sirküle etmektedir. Makine ve kalıp soğutma sirkülasyon pompaları, bu tez çalışması kapsamına dahil edilmemiştir

.



Şekil 3.2 : Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi akış şeması.



Şekil 3.3 : Solar ısıtma ve soğutma sistem şeması.

3.1.1 Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi – parabolik oluklu kolektörler

Romanya’da kurulan yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminin saha fotoğrafı Şekil 3.4’te görüldüğü üzere, parabolik oluklu tip kolektör teknolojisindedir.

Kullanılan kolektörler, üretici tarafından standart olarak 4 farklı boyutta üretilmekte olup, istenilen toplam kurulu güce göre modüler olarak seri veya paralel bağlantılarla birbirine eklenip çıkartılabilmektedir. Her bir modüler parçanın, net yansıtıcı yüzey alanı, uzunluk, toplam güç gibi katalog bilgileri Çizelge 3.1’de detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 3.4 : Romanya’ya kurulan parabolik oluklu kolektör, saha fotoğrafı.

Çizelge 3.1 : Parabolik oluklu kolektörün katalog verileri.

Model	Birim	M-1	M-2	M-3	M-4
Net Yansıtıcı Yüzey Alanı	m ²	42,30	56,40	70,50	84,60
Açıklık	m	2,4	2,4	2,4	2,4
Uzunluk	m	20,7	27,2	33,2	39,6
Maksimum Güç	kW	23	31	39	47
Çalışma Sıcaklığı	°C	280	280	280	280

Çizelge 3.2’de görüldüğü üzere sahada kullanılan kolektör modellerine ve adetlerine göre toplam brüt uzunluk 616,4 metre, toplam kurulu güç ise 711 kW’tır.

Çizelge 3.2 : Sahada kullanılan kolektör çeşit ve adetleri.

Model	Adet	Güç/kolektör [kW/adet]	Toplam Güç [kW]	Toplam Brüt Uzunluk [m]
M-4	12	47	564	475,2
M-3	1	39	39	33,2
M-2	2	31	62	62
M-1	2	23	46	46
Toplam	17	-	711	616,4

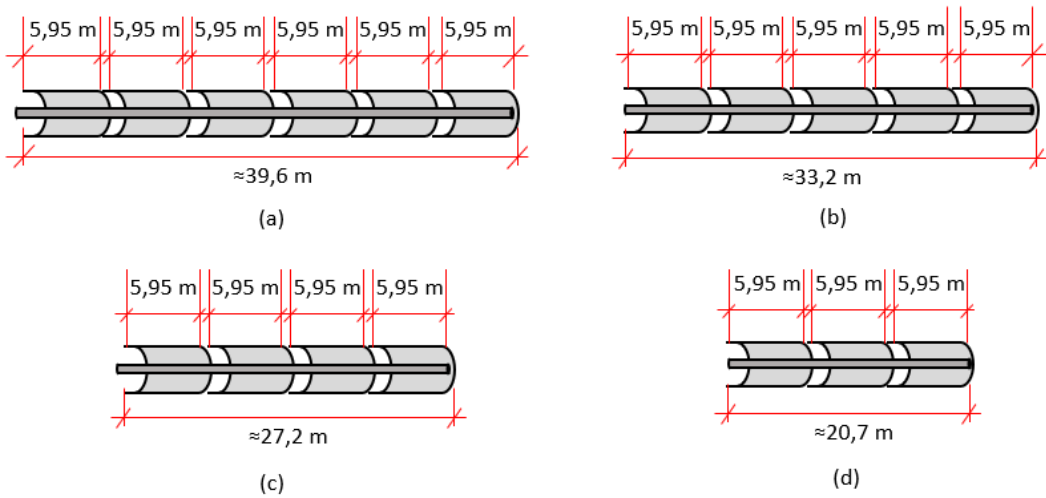
Brüt uzunluk; yansıtıcı yüzey, braketler, destek kolları, flanşlar ve montaj ayaklarıyla birlikte kolektörün toplam uzunluğudur. Ancak, kurulumu yapılmış olan kolektörler detaylı bir şekilde incelenip sahada uzunluk ölçümleri yapıldığında her bir kolektörün, 5,95 m uzunluğunda ve 2,37 m genişliğinde (açıklık aralığı) eş yansıtıcı yüzeylerin bir araya getirilmesi ile oluşturulduğu görülmektedir. Bu durum, Şekil 3.5'te verilmiştir. Bu bilgi, daha sonra modelleme aşamasında kullanılacaktır. Denklem 3.1'de de görüldüğü üzere açıklık alanı hesabı ise, açıklık ile kolektör uzunluğunun çarpımı şeklinde yapılmaktadır, birimi metre karedir (m²).

$$A_a = A \times L \quad (3.1)$$

Sahada yapılan ölçümler sonucu sahada kurulu olan 4 farklı kolektör modelinin her birine ait karakteristik ölçüler Çizelge 3.3'te verilmiştir. Karakteristik uzunluk tanımları Şekil 3.5te görselleştirilmiştir. Net uzunluk ve net açıklık aralığı değerleri sırasıyla denklem 3.2 ve denklem 3.3'teki gibi tanımlanmıştır.

$$L_{net} = n \times 5,95 \quad (3.2)$$

$$A_{a_net} = L_{net} \times A \quad (3.3)$$



Şekil 3.5 : Ölçüm sonuçlarına göre sahadaki parabolik kolektör uzunlukları (a) M-4, (b) M-3, (c) M-2, (d) M-1.

Çizelge 3.3 : Ölçümlere göre sahadaki kolektörlerin karakteristik uzunlukları.

Model	n (Yansıtıcı Yüzey Sayısı)	f [m]	A [m]	L_{net} [m]	A_{a_net} [m ²]
M-4	6	0,8	2,37	35,7	84,61
M-3	5	0,8	2,37	29,75	70,51
M-2	4	0,8	2,37	23,8	56,41
M-1	3	0,8	2,37	17,85	42,30

Tesisin insansız hava aracı ile çekilmiş görüntüsü Şekil 3.6’da verilmiştir, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi, teknik bina, soğutma mekanik dairesi ve kazan dairesi görülmektedir. Teknik bina ile soğutma mekanik odası ve kazan dairesi arasındaki mesafede, sıcak su boruları toprağın yaklaşık 1 metre altından ön izolasyonlu jeotermal borular ile götürülmektedir.

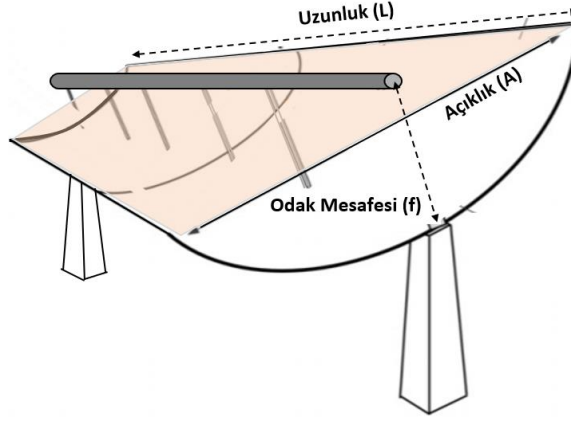
Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi ile teknik bina arasındaki borular, yer yüzünden gitmektedir. Standart dikişli çelik boru üzeri taş yünü izolasyon ve alüminyum sac kaplama ile izole edilmiştir.



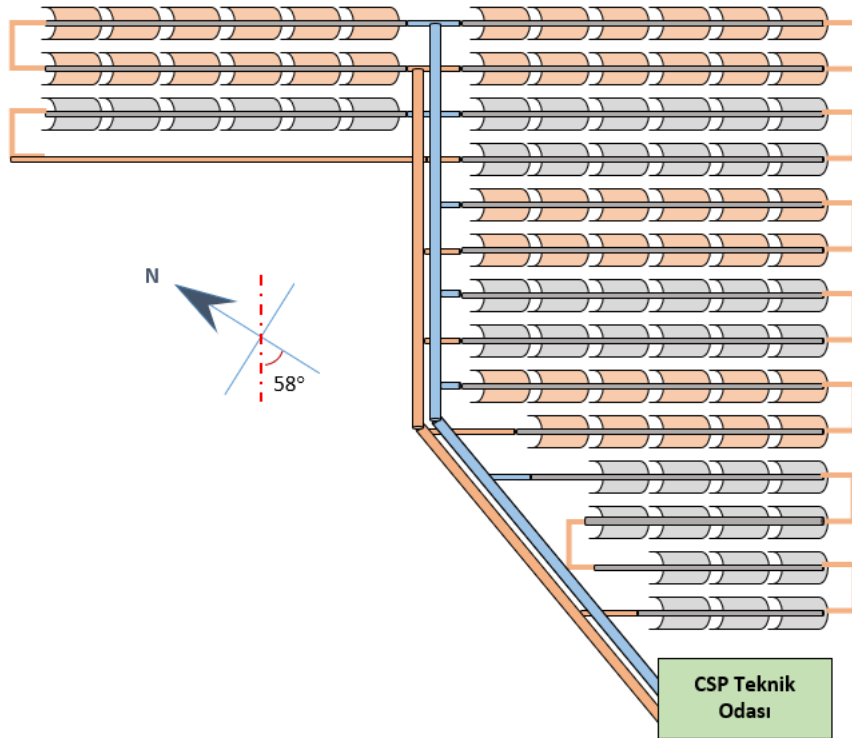
Şekil 3.6 : Tesisin insansız hava aracı ile çekilmiş görseli.

Sistem, Şekil 3.6 ve 3.8’de görüldüğü üzere, yola paralel olacak şekilde +58° azimut açısıyla konumlandırılmıştır. Kolektörler arası borulama DN 100 çapında olup, dikişli siyah çelik boru kullanılmıştır, kolektörler ile teknik oda dairesi arasındaki borular yer yüzünde olup, 50 mm kalınlığında taş yünü izolasyona sahiptir. Taş yününün nem ve yağmurdan etkilenmemesi için üzeri alüminyum gofajlı sac malzeme ile kaplanmıştır. Teknik oda ile soğutma mekanik odası ve kazan dairesi

arası borular, toprak altından götürülmüştür. Bu borular, ön izolasyonlu jeotermal tip borulardır. (kendinden poliüretan izolasyonu ve yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) malzeme ile kaplıdır) Uzunluk, odak mesafesi ve açıklık alanı gibi kolektörün karakteristik uzunlukları, Şekil 3.7’de tanımlanmaktadır.

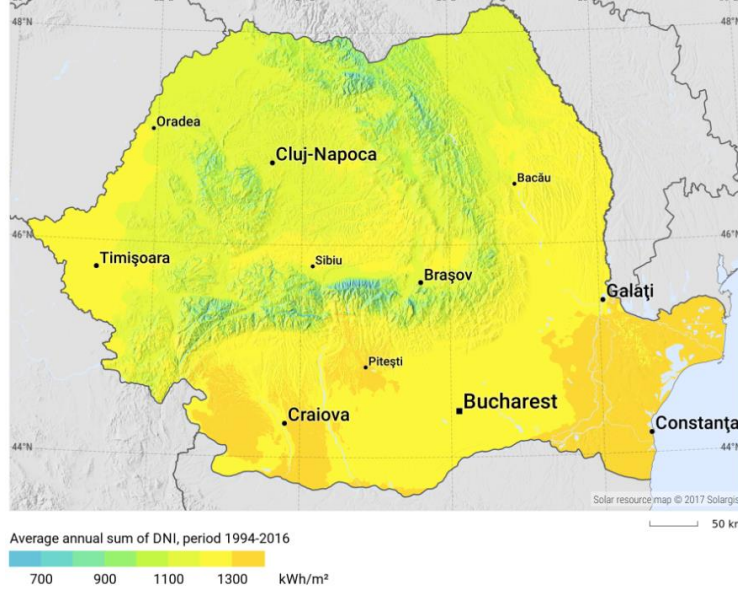


Şekil 3.7 : Parabolik oluklu kolektörlerde uzunluk, odak mesafesi ve açıklık tanımlamaları (Cabrera ve diğerleri, 2013).



Şekil 3.8 : Sistem yerleşim krokisi.

Şekil 3.9 incelendiğinde Romanya yıllık direkt normal ışıınım değerleri ortalama olarak 1.200-1.300 kWh/m².yıl (DNI) mertebelerindedir.

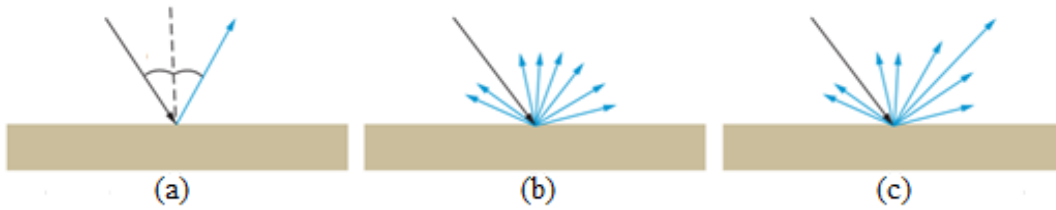


Şekil 3.9 : Romanya yıllık Direkt Normal Işınım verileri (Url-5).

3.1.1.1 Yansıtıcı yüzey

Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemlerinde, yansıtıcı yüzey kalitesi enerjiye dönüşen ışınımın miktarında doğrudan etkilidir. Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemlerinde yansıtıcının maruz kaldığı ışınımın %90'ından fazlasını alıcıya yansıtması beklenmektedir. Bu yüzden yansıtıcı yüzeyin, solar spektrumun neredeyse tamamını yansıtabilecek özellikte olması beklenmektedir.

Solar radyasyonun odak noktasına isabetli ve doğru bir şekilde yansıtılması için yüzey geometrisi de önemli bir faktördür. Yansıma kanunlarına göre, yansıtıcı yüzeylerde saçınık yansıma ve doğrusal yansıma olmak üzere iki ana yansıma gerçekleşmektedir. Şekil 3.10'da verildiği gibi ideal doğrusal yansıma (a), ideal saçınık yansıma (b) ve gerçek şartlardaki yansıma (c) aşağıdaki şekilde görselleştirilmiştir. İdeal pürüzsüz bir yüzeyin, tüm ışınımı doğrusal yansıma olarak yansıtması beklenir. (Meyen ve diğerler, 2009)



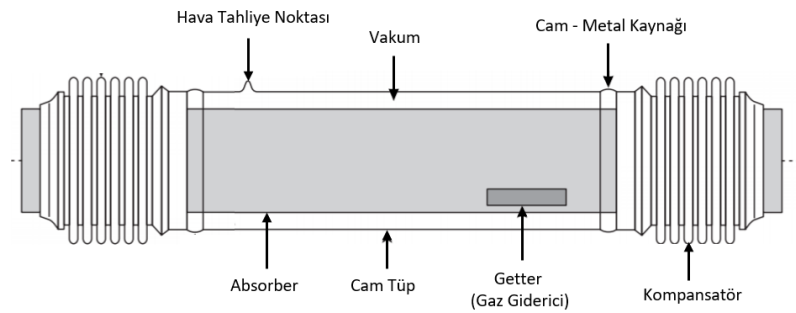
Şekil 3.10 : Yansıma kanunlarına göre ideal doğrusal yansıma (a), ideal saçınık yansıma (b) ve gerçek yansıma (c) (Fernández-García ve diğerleri, 2017).

Kurulan sistemde cilalanmış alüminyum yansıtıcı ve temperli cam ayna seçeneklerinden, yansıtma verimi %93 olan 4 mm kalınlığında temperli cam ayna tercih edilmiştir. Literatür incelendiğinde cam aynaların doğrusal yansıtıcılık özelliği, %96 mertebelerine kadar çıkarken (cam kalınlığı azaldıkça), cilalanmış alüminyum yüzeylerin %84 ila %88 mertebelerinde olduğu belirtilmiştir. Malzeme kalınlığı azaldıkça, yansıtıcı kütleleri azalmakta ancak buna paralel olarak kırılgenlıkları artmaktadır. (Meyen ve diğerkler, 2009)

3.1.1.2 Alıcı

Parabolik oluklu tip kolektörlerin alıcıları, termal kayıpları azaltmak için iç içe geçmiş iki borudan (ısı borusu prensibinde) meydana gelir. Şekil 3.11’de görüldüğü gibi dış tüp, düşük metal içerikli ışıınım geçirgenliği yüksek camdan mamüldür, çoğunlukla yansımayı önleyecek özel kaplama ile kaplıdır. İç tarafta bulunan boru (absorber yada soğurucu) ise ısıl iletimi yüksek, emisivitesi düşük metalden mamüldür. Absorberin dış yüzü, soğurma özelliğini arttırmak için selektif kaplamalıdır.

Cam kılıf ve absorber arasındaki alan, uygulama sıcaklıklarına göre vakumlu veya vakumsuz olabilmektedir. 300°C’nin üzerindeki çalışma sıcaklıklarında, ısı kayıpları çok yüksek olduğu için vakum bir gereklilik iken, daha düşük sıcaklıklarda genelde alıcılarda absorber ile cam tüp arasının vakumsuz olduğu (hava bulunduğı) görülmektedir. (Platzer ve diğerkleri, 2012)



Şekil 3.11 : Parabolik oluklu tip yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi, alıcı (receiver) görseli (Platzer ve diğerkleri, 2012).

Sistemde yansıma önleyici kaplamaya sahip borosilikat cam ve selektif kaplamalı çelik absorber kullanılmıştır. Borosilikat cam geçirgenlik katsayısı %92, çelik absorberin soğurma katsayısı %92 olarak verilmiştir.

3.1.2 Sirkülasyon Pompaları

Sistemde kullanılan sirkülasyon pompaları Şekil 3.3'te verilmişti, pompaların özellikleri ise Çizelge 3.4'te verilmiştir.

Çizelge 3.4 : Sirkülasyon pompaları teknik özellikleri.

Pompa No	Ekipman	Frekans Kontrolü	Nominal Güç [kW]
1	CSP Sirkülasyon Pompası	Var	6,00
2	Akümülayon Tankı Sirk. Pompası	Var	11,00
3	Kazan Dairesi Sirkülasyon Pompası	Var	6,00
4	Absorpsiyon Devresi Sirk. Pompası	Var	6,00
-	Proses Sirkülasyon Pompası	Var	Kapsam Dışı



Şekil 3.12 : Parabolik oluklu kolektörün alıcı ekipmanı ve borulaması, saha fotoğrafı.

3.1.3 Isı Eşanjörü

Romanya'da kurulan sistemde, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi çevriminde ısı transferi akışkanı olarak kullanılan glikol propilen çözeltisi, kazanmış olduğu ısı enerjisini plakalı ısı eşanjörü aracılığı ile demineralize suya aktarmaktadır. 900kW kapasitede çapraz akışlı, plakalı tip ısı eşanjörü kullanılmıştır.

3.1.4 Akümülayon Tankı (Termal Enerji Deposu)

Mekanik dairede bulunan her biri 5.000 L olan 8 adet akümülayon tankı, sıcak suyun kullanıma hazır bir şekilde, sıcaklığını kaybetmeden depolanmasını sağlamaktadır. Gün içerisinde gerçekleşecek hava durumu değişikliklerinde (ani bulutlanma, yağmur vb) kolektörlerin sıcak su beslemesi bitmesine karşın, tam kapasitede yaklaşık 1 saat daha sisteme sıcak su sağlamaya devam ederek sistemin güvenilirliğini arttırmaktadır. Çevresel kayıpları azaltmak için her bir tank yalıtımlıdır, dizayn aşamasında minimum 80 mm kalınlıkta taş yünü, üzeri 0,8 mm alüminyum sac kaplamalı yalıtım olması tavsiye edilmiştir.

3.1.5 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

LiBr - H₂O çözelti tek etkili absorbsiyonlu soğutma sistemi kullanılmıştır. Katalog değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir (Çizelge 3.5),

Çizelge 3.5 : Absorbsiyonlu soğutucu teknik özellikleri.

Değişken	Birim	Değer
Soğutma Kapasitesi	[kW]	633
Soğutma Kapasitesi	[USRT]	180
COP (Isı kaynağını 72°C çıkış sıcaklığında olduğu durum için)	[kW/kW]	0,83
Soğutulmuş Su - Su Sıcaklığı	[°C]	13 - 8
Soğutulmuş Su - Su Debisi	[m ³ /h]	108,9
Kondenser Soğutma Suyu - Su Sıcaklığı	[°C]	31 – 36,5
Kondenser Soğutma Suyu - Su Debisi	[m ³ /h]	218,2
Sıcak Su (Generatör) - Su Sıcaklığı	[°C]	95 - 72
Sıcak Su (Generatör) - Su Debisi	[m ³ /h]	28,5

4. TRNSYS YAZILIMI ve SİSTEM EKİPMANLARI

TRNSYS (TRaNsient SYstem Simulation software) özellikle termal sistemlerin, yenilenebilir enerjili sistemlerinin (güneş enerjisi, rüzgar türbini, hidrojen sistemleri) iklimlendirme sistemlerinin (soğutma grupları, kazanlar, fan-coil'ler, değişken debili soğutucu sistemler vb.), kojenerasyon, trijenerasyon sistemlerinin dinamik modellenmesinde kullanılan, açık kaynak kodlu, modüler yapıda bir yazılımdır. Fortran90 veya C++ programlama diliyle, kullanıcıların kendi ekipmanlarını tanımlamasına olanak tanımaktadır. Wisconsin-Madison Üniversitesi – Güneş Enerjisi Laboratuvarı (University of Wisconsin-Madison Solar Energy Laboratory) tarafından 1970'li yıllarda geliştirilerek kullanılmaya başlanmış, sonrasında yapılan değişiklikler ve geliştirmelerle ticari bir uygulamaya dönüştürülmüştür.

Yapılan literatür incelemesinde, dinamik sistemlerin incelenmesinde ve modellenmesinde TRNSYS yazılımının akademik ve ticari olarak kabul görmüş bir uygulama olduğu görülmektedir. Bu nedenle, tez çalışması kapsamında sistemin dinamik modeli ve senaryoları TRNSYS v.18 ile koşulmuştur.

4.1 İklim Verileri

Gerçek sistemde, üretime bağlı soğutma talebi, dış hava sıcaklığı, meteorolojik şartlar (güneşli hava, kapalı hava) gibi değişkenlikler sonucu algoritmaya tanımlanan kararlar doğrultusunda ısıtma ve soğutma sistemi devreye girmekte veya devreden çıkmaktadır. Algoritmaların modelde uygulanması, tezin kapsamı dışında bırakılmıştır; bu nedenle ısıtma sezonu ve soğutma sezonu aralıklarına Romanya'nın ısıtma gün-derecesi (Heating Degree Day $\leq 15,5^{\circ}\text{C}$) değerleri incelenerek manuel olarak yazılıma tanımlanmıştır.

Isıtma gün-dereceleri (HDD), belirlenecek limit sıcaklık için, 24 saatlik bir periyodun kaç saatinin bu limit sıcaklığın altında geçtiğini günlük, haftalık, aylık çözünürlükte vermektedir. Senaryoda, ısıtma gün-derecesi $15,5^{\circ}\text{C}$ olarak tanımlanmıştır. Örneğin, Çizelge 4.1 incelendiğinde, Ekim 2018'de hava sıcaklığının

15,5°C'nin altına düştüğü süre toplamda 93 saat olarak gerçekleşmiştir. Verilere [Url-4] numaralı kaynaktan erişilmiştir.

Çizelge 4.1 : Romanya, Bükreş - Isıtma gün derecesi (Url-4).

Tarih	Saat [h]
01.04.2018	60
01.05.2018	16
01.06.2018	1
01.07.2018	0
01.08.2018	0
01.09.2018	26
01.10.2018	93
01.11.2018	309
01.12.2018	486
01.01.2019	517
01.02.2019	331
01.03.2019	207

Meteonorm V 5.0.13 programında TRNSYS için “TM2” uzantılı olarak hazırlanmış olan iklim verileri kullanılmıştır. Referans kitapçığında (TRNSYS 18 Weather E-Manual) ölçüm istasyonu olmayan lokasyonların iklim verilerinin enterpolasyon ile hesaplandığı dolayısıyla bu verilerin doğruluğu şüphelenebileceği belirtilmiştir. Çizelge 4.2’de görüldüğü üzere tez çalışması kapsamında simüle edilen tüm lokasyonların iklim verileri, o bölgedeki ölçüm istasyonundaki gerçek aylık ölçümler sonucu üretilen veri setleridir. Dosya isimleri, “CC-CityOrStation-nnnnnn.tm2” formatındadır.

Çizelge 4.2 : Simülasyon için kullanılan Meteonorm iklim veri setleri.

Meteonorm Dosya Adı	Veri Seti
ZA-Durban-685880.tm2	Gerçek ölçüm sonuçları
PK-Karachi-417800.tm2	Gerçek ölçüm sonuçları
RO-Craiova-154500.tm2	Gerçek ölçüm sonuçları
TR-Ankara-171300.tm2	Gerçek ölçüm sonuçları

4.2 TRNSYS Veri Girişi

Simülasyonlar 1 Ocak saat 00:00 ile 31 Aralık saat 24:00 arası için (toplam 8760 saat), 6 dakikalık periyotlar ile koşulmuştur. Zaman aralığının daraltılması, daha hassas sonuçlar alınmasını sağlarken diğer taraftan simülasyon sürelerini

uzatmaktadır. Bu değişkenler ile, her bir simülasyon süresi, yaklaşık 35 dakika olarak gerçekleşmiştir.

Tanımlanan zaman aralığı, diferansiyel denklem aralıklarıdır. Her zaman aralığı sonunda bulunan değer, bir sonraki zaman aralığı için başlangıç koşulları olmaktadır.

4.2.1 Parabolik oluklu tip kolektörler

TRNSYS'te kullanılan parabolik oluklu tip kolektör modelinde, iş akışkanının termofiziksel özellikleri sıcaklığa bağlı denklemler olarak adi diferansiyel denklemlere dahil edilmiştir. Enerji korunumu denklemi, matematiksel referans kitapçığında (TRNSYS, TESS HTS Library, Mathematical Reference) denklem 4.1'deki verilmiştir,

$$\frac{d(mu)}{dt} = \dot{Q}_{giren} - \dot{Q}_{çıkan} \quad (4.1)$$

Giren ve çıkan enerji dengesi kolektöre uygulanıp absorbe edilen enerji, denklem 4.2'deki gibi akışkana kazandırılan enerji ve kayıplar cinsinden yazılır.

$$\frac{d(mu)}{dt} = \dot{Q}_{Absorb} + \dot{Q}_{Akışkan,giriş} - \dot{Q}_{Isı kayıpları} - \dot{Q}_{Akışkan,çıkış} \quad (4.2)$$

Denklem 4.2'nin sol tarafı, aşağıdaki bulunan denklem 4.3'teki gibi tekrar yazılabilir, böylece özgül ısı katsayısının (C_p) sabit olduğu kabulü ile analitik olarak çözümü mümkündür.

$$\frac{d(mu)}{dt} = m \times C_p \times \frac{dT}{dt} \quad (4.3)$$

Denklem 4.3'ün sol tarafı, denklem 4.4'teki gibi genişletilebilir. Denklem 4.4 teki kütlenin zaman bağlı çözümü, denklem 4.5'teki gibi yazılabilir.

$$\frac{d(mu)}{dt} = m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} \quad (4.4)$$

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm}{dT} \times \frac{dT}{dt} \quad (4.5)$$

Kütle, denklem 4.6'daki gibi yazılarak, denklem 4.5'te yerine koyulur.

$$m = \rho V \quad (4.6)$$

Denklem 4.6, denklem 4.5'te yerine koyulduğunda, denklem 4.7 elde edilir. Burada model kabulüne göre özkütle, sıcaklığa bağlı değişkenlik göstermektedir ancak hacim sabittir. Dolayısıyla hacim (V), zamana bağlı denklemin dışına denklem 4.7'deki çıkartılabilir.

$$\frac{dm}{dT} = \frac{d(\rho V)}{dT} = V \frac{d\rho}{dT} \quad (4.7)$$

Özkütle, denklem 4.8'de de verildiği üzere, sıcaklığa bağlı ikinci dereceden denklemi ile ilişkilendirilmiştir.

$$\rho = r_0 + r_1 T + r_2 T^2 \quad (4.8)$$

Denklem 4.8, denklem 4.7'de yerine yazılıp, zamana göre türevi alındığında,

$$\frac{dm}{dT} = \frac{d(\rho V)}{dT} = V \frac{d\rho}{dT} = V (r_1 + 2r_2 T) \quad (4.9)$$

Denklem 4.9 elde edilir, bu değer, denklem 4.4'te yerine yazıldığında denklem 4.10 elde edilmiş olur.

$$\frac{dm}{dt} = V (r_1 + 2r_2 T) \frac{dT}{dt} \quad (4.10)$$

Benzer işlemler denklem 4.4'teki iç enerji (u) için de uygulandığında, denklem 4.11 elde edilmiş olacaktır,

$$\frac{du}{dt} = \frac{du}{dT} \times \frac{dT}{dt} \quad (4.11)$$

Modelde, iç enerji (u) denklem 4.12'de gösterildiği üzere sıcaklığın ikinci dereceden kuvveti ile ilişkilendirilmiştir.

$$u = u_0 + u_1 T + u_2 T^2 \quad (4.12)$$

Denklem 4.12, yerine yazılıp zamana göre türevi alındığında aşağıdaki denklem 4.13 elde edilir. Denklem 4.13, denklem 4.14'teki gibi tekrar düzenlenir. Denklem 4.4, denklem 4.15'teki gibi yazılabilir.

$$\frac{du}{dT} = (u_1 + 2u_2 T) \quad (4.13)$$

$$\frac{du}{dt} = \frac{du}{dT} \times \frac{dT}{dt} = (u_1 + 2u_2T) \frac{dT}{dt} \quad (4.14)$$

$$\frac{d(mu)}{dt} = (mu_1 + 2mu_2T) \frac{dT}{dt} + (uVr_1 + 2uVr_2T) \frac{dT}{dt} \quad (4.15)$$

Denklem 4.15 tekrar düzenlendiğinde denklem 4.16 elde edilmiş olur.

$$\frac{d(mu)}{dt} = (mu_1 + 2mu_2T + uVr_1 + 2uVr_2T) \frac{dT}{dt} \quad (4.16)$$

Denklem 4.16, zamana bağlı çözüldüğünde (Patnode, 2006) aşağıdaki denklem elde edilmiş olacaktır,

$$\begin{aligned} & \dot{Q}_{Absorb} \\ = & A DNI IAM \cos(\theta) K_{kolektör} K_{ayna} K_{toz} K_{gölgelenme} K_{diğer} \tau_{cam,alıcı} \alpha_{absorber} \end{aligned} \quad (4.17)$$

Geliş açısı (θ) ve deneysel katsayılar (b_0, b_1, b_2) geliş açısı düzeltme faktörünün (IAM) fonksiyonu olarak denklem 4.18'deki gibi tanımlanmıştır (Dudley, 1994)

$$IAM = b_0 + b_1 \frac{\theta}{\cos(\theta)} + b_2 \frac{\theta^2}{\cos(\theta)} \quad (4.18)$$

Odak mesafesi (f), geliş açısı(θ) ve kolektör uzunluğun (L) kolektör kayıp katsayısının fonksiyonu olarak aşağıda denklem 4.19'da verildiği gibi tanımlanmıştır (Lippke, 1995)

Denklem 4.20 ve denklem 4.21'de akışkan giriş çıkış sıcaklık ve entalpi değerlerine göre enerji değerleri hesaplanmıştır. Denklem 4.22'de giriş ve çıkış kütledebilerinin eşit olduğu kabulü ile ilerlenmiştir.

$$K_{kolektör} = 1 - \frac{f \tan(\theta)}{L} \quad (4.19)$$

$$\dot{Q}_{Akışkan,giriş} = \dot{m}_{giriş} \times h_{giriş} \quad (4.20)$$

$$\dot{Q}_{Akışkan,çıkış} = \dot{m}_{çıkış} \times h_{çıkış} \quad (4.21)$$

$$\dot{m}_{giriş} = \dot{m}_{çıkış} \quad (4.22)$$

Isı kayıplarının hesabı ise sıcaklık ve direkt normal ışıyım değerine bağlı bir fonksiyonla denklem 4.23'teki gibi tanımlanmaktadır. (Forristal, 2003)

$$U' = a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 + DNI (a_4 + a_5T^2) \quad (4.23)$$

Bu korelasyon, 25°C çevre sıcaklığı için yapılmıştır. Kolektörün birim alanı için hesaplanmak istendiğinde, Forristal, 2003'ün ısı kayıp denklemi denklem 4.23'te verilmişti, kolektör açıklığına ve 25°C çevre sıcaklığı ile akışkan sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkına bölündüğünde denklem 4.24 elde edilmektedir,

$$U_L = \frac{U'}{W (T - 25)} \quad (4.24)$$

Buradan hareketle toplam ısı kaybı denklem 4.25'te olduğu gibi hesaplanmaktadır,

$$\dot{Q}_{Isı kayıpları} = U_L A (T - T_{çevre}) \quad (4.25)$$

Denklemini, zamana bağlı çözülmek için tekrar düzenlenirse,

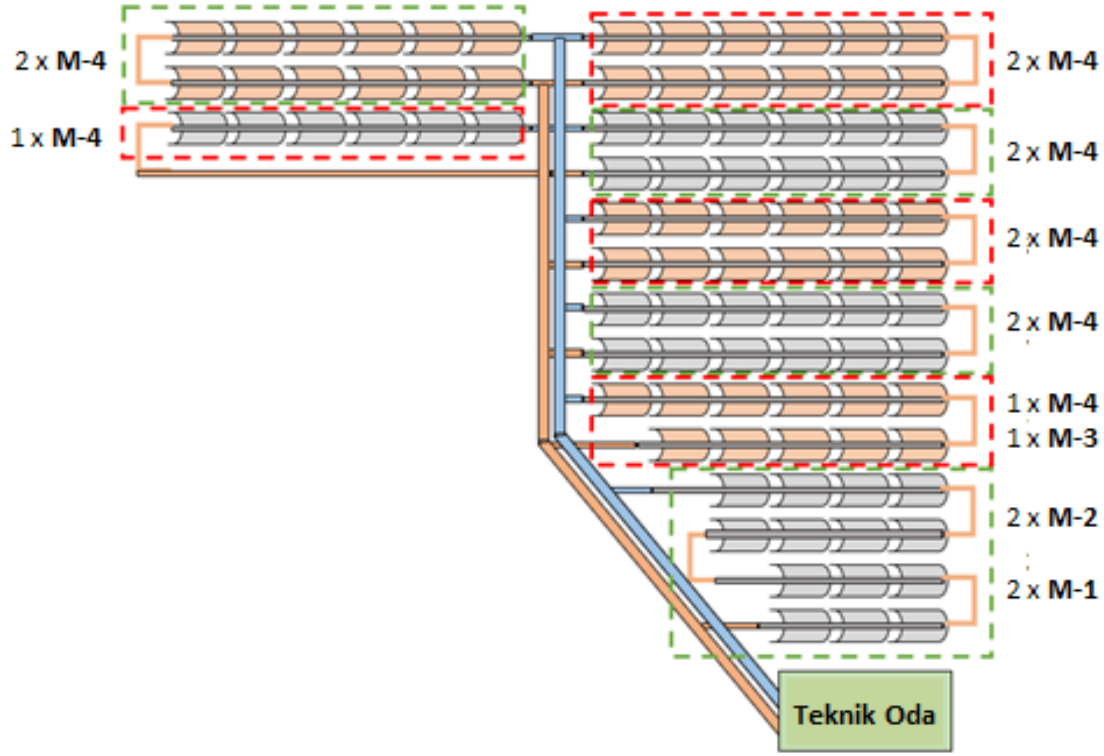
$$\begin{aligned} & \frac{dT}{dt} \\ = & \frac{A DNI IAM \cos(\theta) K_{kolektör} K_{ayna} K_{toz} K_{gölgelenme} K_{diğer} \tau_{cam,alıcı} \alpha_{absorber}}{(mu_1 + 2mu_2T + uVr_1 + 2uVr_2T)} \\ + & \frac{\dot{m}_{giriş} h_{giriş}}{mu_1 + 2mu_2T + uVr_1 + 2uVr_2T} - \frac{U_L A (T - T_{çevre})}{mu_1 + 2mu_2T + uVr_1 + 2uVr_2T} \\ - & \frac{\dot{m}_{çıkış} h_{çıkış}}{mu_1 + 2mu_2T + uVr_1 + 2uVr_2T} \end{aligned} \quad (4.26)$$

Denklem 4.26 elde edilmiş olur. TRNSYS, ikinci dereceden Runge-Kutta iterasyon yöntemi ile enerji korunum denklemini çözmektedir.

Sahanın gerçek yerleşim krokisi daha önce Şekil 3.8'de verilmişti, aynı krokide kolektörlerin borulama detayı incelendiğinde birbirine seri bağlı kolektörlerin olduğu (birbirine seri bağlı olan kolektörler aynı renkle gösterilmiştir) ve toplamda tüm kolektörlerin birbirine 8 paralel sıra ile bağlı olduğu detayı Şekil 4.1'de görülmektedir.

Her biri 5.95 metre eş uzunluktaki modüler yapıdan oluşan, ancak birbirine bağlantı sayılarına göre toplam uzunlukları birbirinden farklı olan kolektörlerin uzunlukları ve bağlantı detayları Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Tüm bu bilgiler ışığında, modelleme aşamasında parabolik oluklu kolektörler 8 paralel sıra olarak, Çizelge 4.4'teki veriler ile TRNSYS'e tanımlanmıştır.

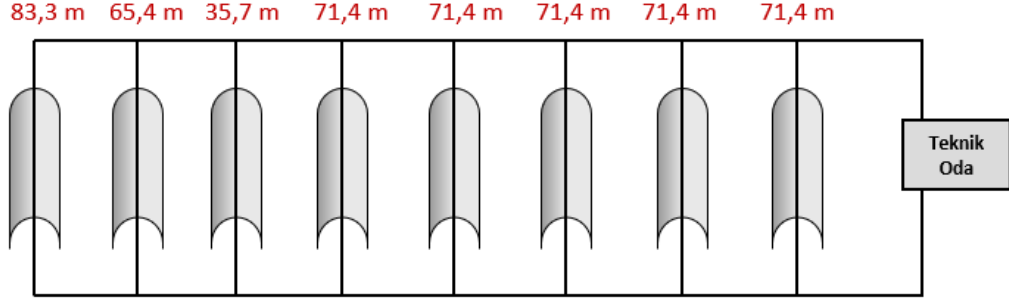


Şekil 4.1 : Parabolik kolektörlerin TRNSYS'e tanımlanması.

Çizelge 4.3 : TRNSYS'e tanımlanacak kolektör uzunlukları.

Seri Bağlantılar	L_{net} [m]	Paralel Bağlantılar
2 x (M-4)	71,4	5
1 x (M-4)	35,7	1
1 x (M-4) + 1 x (M-3)	65,45	1
2 x (M-2) + 2 x (M-1)	83,3	1

Şekil 4.2'de, kolektör dizisinin sadeleştirilmiş görseli bulunmaktadır. Çizelge 4.3 ve Şekil 4.2'ye göre, toplamda 8 kolektör, birbirine paralel bağlı olduğu kabulü yapılmıştır.



Şekil 4.2 : TRNSYS'e tanımlanan kolektör yerleşimi.

Çizelge 4.4 : Parabolik oluklu kolektör TRNSYS parametreleri.

Parametre	Değer	Birim	Referans
Açıklık (A)	2,37	m	Ölçüm
Kolektör uzunluğu (L_{net})	71,4/35,7/65,4/83,3	m	Ölçüm
Alıcının iç çapı (D_{in})	0,035	m	Ölçüm
Odak mesafesi (f)	0,8	m	Ölçüm
Ayna geometrisi	0,98	-	Vitali,2018
Ayna yansıtma katsayısı	0,93	-	katalog
Alıcı cam geçirgenlik katsayısı	0,92	-	Vitali,2018
Absorber selektif yüzey soğurma katsayısı	0,92	-	Katalog
Güneş takip sistemi verimi	0,95	-	D'Antoni ve diğerleri, 2017
Ayna temizlik faktörü	0,95	-	Kabul
Alıcı tozlanma faktörü	0,98	-	Kabul
Kolektör gölgelenme faktörü	0,97	-	Forristall, 2003
Diğer kayıplar	0,96	-	Forristall, 2003
Aynı hatta seri bağlı kolektör sayısı	1	-	Kabul
Kolektör node sayısı	2	-	Kabul
Runge-Kutta iterasyon sayısı	100	-	Kabul
Kütle hesap yöntemi	0	-	Kabul
IAM katsayısı (b_0)	1	-	Patnode, 2006
IAM katsayısı (b_1)	0,000884	-	Patnode, 2006
IAM katsayısı (b_2)	-0,00005369	-	Patnode, 2006
Isı kayıp katsayısı (a_0)	-9,46303300	W/m	Patnode, 2006
Isı kayıp katsayısı (a_1)	0,30296160	W/mK	Patnode, 2006
Isı kayıp katsayısı (a_2)	-0,0013868330	W/mK ²	Patnode, 2006
Isı kayıp katsayısı (a_3)	0,0000069292430	W/mK ³	Patnode, 2006
Isı kayıp katsayısı (a_4)	0,07649610	m	Patnode, 2006
Isı kayıp katsayısı (a_5)	0,00000011288180	m/K ²	Patnode, 2006
İş akışkanın özkütle katsayısı (r_0)	986,04	kg/m3	Şekil A.7 (a)
İş akışkanın özkütle katsayısı (r_1)	0,1858	-	Şekil A.7 (a)

Çizelge 4.4 (devamı): Parabolik oluklu kolektör TRNSYS parametreleri.

Parametre	Değer	Birim	Referans
İş akışkanı entalpi katsayısı (h_0)	35,838	kJ/kg	Şekil A.7 (c)
İş akışkanı entalpi katsayısı (h_1)	3,2901	kJ/kg.T	Şekil A.7 (c)
İş akışkanı entalpi katsayısı (h_2)	0,0039	-	Şekil A.7 (c)
İş akışkanı iç enerji katsayısı (u_0)	30,673	kJ/kg	Şekil A.7 (b)
İş akışkanı iç enerji katsayısı (u_1)	3,4183	kJ/kg.T	Şekil A.7 (b)
İş akışkanı iç enerji katsayısı (u_2)	0,0033	-	Şekil A.7 (b)

İş akışkanı özkütle katsayıları (r_0, r_1, r_2), iş akışkanı özkütlesinin, sıcaklık ile değişiminin ikinci dereceden fonksiyonuna ait katsayılarıdır. Şekil A.7 (a)'da verildiği üzere, özkütle-sıcaklık değerlerine en küçük kareler metodu ile oluşturulan eğrinin formülündeki katsayılar olarak alınmıştır.

İş akışkanı entalpi katsayıları, (h_0, h_1, h_2), iş akışkanı entalpisinin, sıcaklık ile değişiminin ikinci dereceden fonksiyonuna ait katsayılarıdır Şekil A.7 (c)'de verildiği üzere, entalpi-sıcaklık değerlerine en küçük kareler metodu ile oluşturulan eğrinin formülündeki katsayılar olarak alınmıştır.

İş akışkanı iç enerji katsayıları, (u_0, u_1, u_2), iş akışkanı iç enerjisinin, sıcaklık ile değişiminin ikinci dereceden fonksiyonuna ait katsayılarıdır. Şekil A.7 (b)'de verildiği üzere, iç enerji-sıcaklık değerlerine en küçük kareler metodu ile oluşturulan eğrinin formülündeki katsayılar olarak alınmıştır.

4.2.2 Sirkülasyon Pompaları

Sirkülasyon pompaları ile ilgili TRNSYS'e girilmesi gereken parametreler, nominal debi, iş akışkanına ait özgül ısı, nominal güç, pompa verimi ve akışkan verimidir. Her bir pompa için tanımlanan bu değerler, Çizelge 4.5'te birimleri ile birlikte verilmiştir.

Her bir pompa, gerçek sistemde değişken devirli olacak şekilde seçilmiş ve uygulaması yapılmıştır ancak tez kapsamında sabit devirli olarak değerlendirilmiştir.

Çizelge 4.5 : Sirkülasyon pompaları, TRNSYS parametreleri.

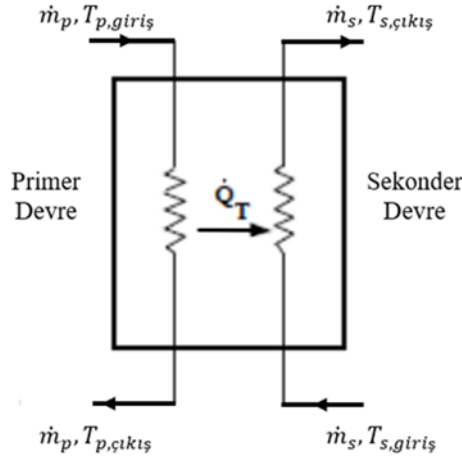
Pompa No.	No.1	No.2	No.3	No.4	Birim
Nominal Debi	32.000	29.000	29.000	29.000	kg/h
Akışkan Özgül Isısı	4,19	4,19	4,19	4,19	kJ/kgK
Nominal Güç	6,00	11,00	6,00	6,00	kW
Pompa Verimi	0,60	0,60	0,60	0,60	-
Motor Verimi	0,90	0,90	0,90	0,90	-

4.2.3 Isı Eşanjörü

Sistemdeki ısı eşanjörü, TRNSYS’e Çizelge 4.6’da verilen parametreler ile tanımlanmıştır. Isı transferi denklemleri Şekil 4.3’te tanımlanan primer-sekonder devre isimleri üzerinden verilmiştir. Şekil 4.3’e göre “p” alt indisi ile verilen değerler, primer devreyi ifade ederken, “s” alt indisi ile verilen değerler sekonder devreyi temsil etmektedir. Toplam ısı geçişi ise “T” alt indisi ile ifade edilmiştir.

Çizelge 4.6 : Isı eşanjörü TRNSYS parametreleri.

Parametre	Değer	Birim
Isı Eşanjörü Termal Verimi	0,90	-
Akışkan Özgül Isısı (Primer Devre)	4,19	kJ/kgK
Akışkan Özgül Isısı (Sekonder Devre)	4,19	kJ/kgK



Şekil 4.3 : Isı eşanjörü primer ve sekonder devre gösterimi.

$$Ca_p = \dot{m}_p C_{p,p} \quad (4.27)$$

$$Ca_s = \dot{m}_s C_{p,s} \quad (4.28)$$

Denklem 4.29 ve denklem 4.30’da maksimum ve minimum kapasitans değerlerine ait denklem verilmektedir.

$$Ca_{MAX} = \max(Ca_p, Ca_s) \quad (4.29)$$

$$Ca_{MIN} = \min(Ca_p, Ca_s) \quad (4.30)$$

Isı eşanjöründe gerçekleşecek maksimum teorik ısı transferi, denklemler 4.29 ve denklem 4.30’da verildiği üzere en düşük kapasitans üzerinden hesaplanmaktadır. Bu

sebeple, “en düşük kapasitans” ısı transferi denkleminde kullanılmaktadır , bu durum denklem 4.31 ve denklem 4.32’de ifade edilmiştir.

Eğer,

$$Ca_{MIN} = Ca_p , Q_{max} = Ca_p (T_{p,giriş} - T_{s,giriş}) \quad (4.31)$$

Eğer,

$$Ca_{MIN} = Ca_s , Q_{max} = Ca_s (T_{p,giriş} - T_{s,giriş}) \quad (4.32)$$

Isı eşanjöründe gerçekleşen ısı transferi, denklem 4.33 ile ifade edilir,

$$Q_T = \varepsilon Q_{max} \quad (4.33)$$

Primer ve sekonder devre çıkış sıcaklıkları, sırasıyla Denklem 4.34 ve Denklem 4.35’teki gibi hesaplanır,

$$T_{p,çıkış} = T_{p,giriş} - \frac{Q_T}{Ca_p} \quad (4.34)$$

$$T_{s,çıkış} = T_{s,giriş} - \frac{Q_T}{Ca_s} \quad (4.35)$$

4.2.4 Akümülayon Tankı

Sıcak su depolama amacıyla kullanılan 8 adet 5.000 litre hacimden oluşan akümülayon tankları, modelde sadeleştirme yapmak için toplam 40.000 litre hacim, 1 tankta toplanacak şekilde kabul edilmiştir. Akümülayon tankına ait parametreler Çizelge 4.7’de verilmiştir.

Düğüm (node) sayısı, tank hacminin eşit olarak bölüneceği kontrol hacimleridir. Düğüm (node) yüksekliği ise, tankın toplam yüksekliğinin node sayısına bölünmesi ile hesaplanmaktadır. 8 adet 5.000 litre tank yerine 1 adet 40.000 litre tank kullanıldığı için, gerçek yükseklik girilmemiştir.

Çizelge 4.7 : Akümülayon tankı, TRNSYS parametreleri.

Parametre	Değer	Birim
Tank hacmi	40	m ³
Akışkan özgül ısısı	4,19	kJ/kg.K
Akışkan yoğunluğu	1000	kg/m ³

Çizelge 4.7 (devamı): Akümülayon tankı, TRNSYS parametreleri.

Parametre	Değer	Birim
Düğüm (Node) yüksekliği	1,1	m
Düğüm (Node) sayısı	20	adet
Akışkan kaynama sıcaklığı	100	°C
Tank başlangıç sıcaklığı	35	°C
Çevre sıcaklığı	Toda*	°C

Ancak, ısı kayıpları, yüzey alanıyla doğrudan ilişkili olduğu için, 8 tankın toplam yüzey alanı ile modellenen tankın yüzey alanı Çizelge 4.8’de verildiği üzere eşit alınmıştır. Böylelikle, ısı kayıpları gerçeğe daha yakın bir şekilde simüle edilmiştir. Yüzey alanı hesabı, tank çapı ve tank yüksekliği parametreleri ile denklem 4.36’da verilmiştir,

$$Tank\ Yüzey\ Alanı = \pi D_{tank} h_{tank} \quad (4.36)$$

Çizelge 4.8 : 8 x 5000 Litre tank toplam yüzey alanı hesabı.

Paremetre	Değer	Birim
Tank Yüksekliği (h)	2,75	m
Hacim (V)	5	m ³
Tank Çapı (D)	1,521200048	m
Yüzey Alanı (1 Tank için)	13,1475147	m ²
Yüzey Alanı (8 Tank için)	105,1801176	m ²

Modele tanımlanacak parametre için, yüzey alanı ve çapı sabit tutmak şartıyla, yükseklik Çizelge 4.29’da verildiği üzere 22 metre olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.9 : 40000 Litre tank, TRNSYS yüzey alanı hesabı.

Paremetre	Değer	Birim
Tank yüksekliği (h)	22	m
Hacim (V)	40	m ³
Tank çapı (D)	1,521200048	m
Yüzey alanı	105,1801176	m ²
Düğüm yüksekliği	1,1	m

Düğüm (Node) sayısı 20 olduğu için, her bir node yüksekliği Çizelge 4.9’da verildiği üzere 1,10 m olarak tanımlanmıştır.

Tankın iç yüzü polietilenden (PE) mamül, dış yüzeyi 80 mm taş yünü ile izole edilmiştir, taş yünü izolasyon ise 0,80 mm gofrajlı alüminyum sac ile kaplıdır. Isıl iletkenlik hesabı denklem 4.37’deki gibi yapılmaktadır,

$$U = \frac{1}{R_1 + R_2 + \dots + R_n} \quad (4.37)$$

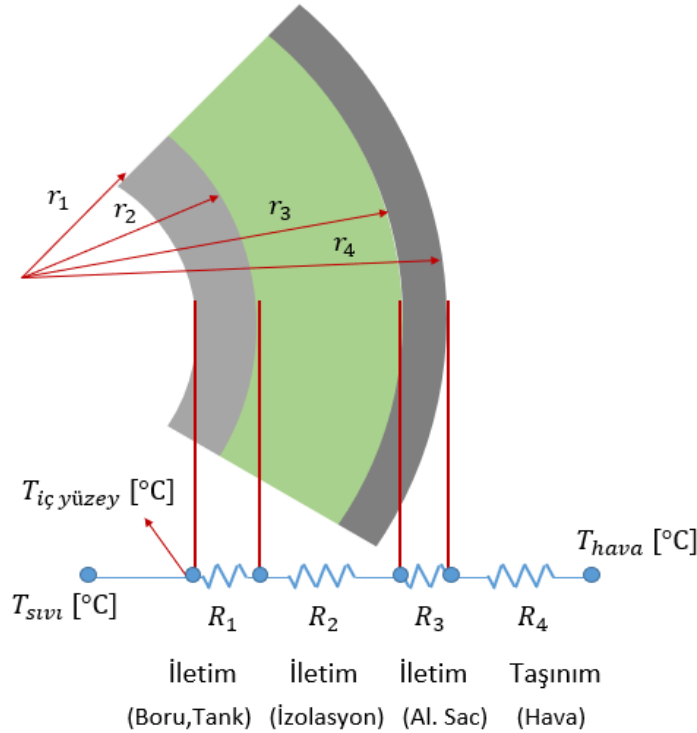
İzolasyonlu borularda veya silindirlerde (tanklarda) iletim ile gerçekleşen ısı transferi mekanizmasının iletkenlik hesabı için denklem 4.38 kullanılır,

$$R = \frac{1}{2 \pi \lambda} \ln \frac{D_{dış}}{D_{iç}} \quad (4.38)$$

Taşınım ısı transferi mekanizması ile gerçekleşen ısı iletkenliği bulmak için taşınım yüzey alanı ve taşınım katsayılarının kullanıldığı denklem 4.39 aşağıdaki gibi verilmiştir,

$$R = \frac{1}{h A} \quad (4.39)$$

Şekil 4.4'te dış yüzeyi hava ile temasta olan tank veya boru için ısı transferi mekanizmasının temsil edildiği görsel yer almaktadır.



Şekil 4.4 : Havayla temas eden boru veya tanklardaki ısı transferi mekanizması.

Tankın dış yüzeyi (alüminyum sac) ile hava arasında taşınım gerçekleşmektedir. Sıcak su ile polietilen tank iç yüzeyinin sıcaklıklarının eşit olduğu denklem 4.40'ta

verilmiştir, dolayısıyla sıcak su ile tank iç yüzeyi arasında taşınım olmadığı kabul edilmiştir.

$$T_{sıvı} = T_{tank,iç yüzey} \quad (4.40)$$

Silindir şeklindeki tankın ısı kayıp katsayısı hesabı, aşağıda verilen parametreler doğrultusunda yapılmıştır. Polietilen malzeme et kalınlığı 2 mm, taş yünü et kalınlığı 80 mm, alüminyum sac kalınlığı ise 0,8 mm'dir. Isı kayıp katsayısı hesabının yapılabilmesi için, toplam çaplar Çizelge 4.10'daki gibi verilmiştir.

Çizelge 4.10 : Akümülayon tankı çap hesabı.

Malzeme	Değer	Birim
Polietilen İç Çap	1517,200	mm
Polietilen Dış Çap	1521,200	mm
Taş Yünü Dahil Dış Çap	1681,200	mm
Alüminyum Sac Dahil Dış Çap	1682,800	mm

Çizelge 4.11'de, tankta kullanılan polietilen, taş yünü ve alüminyum malzemelerin ısı iletkenlik katsayıları verilmiştir. (Url-9, Url-10, Url-11)

Çizelge 4.11 : Akümülayon tankı malzemeleri, ısı iletkenlik katsayıları.

Malzeme	Isıl İletkenlik Katsayısı
$\lambda_{polietilen}$	0,43 W/m°C
$\lambda_{taşyünü}$	0,043 W/m°C
$\lambda_{alüminyum}$	240 W/m°C
h_{hava}	18 W/m ² °C

Akümlasyon tankındaki ısı transferi mekanizmasına göre elde edilecek ısı direnç hesabı, Çizelge 4.12'de verilmiştir.

Çizelge 4.12 : Akümülayon tankı, ısı direnç hesabı.

Isı Transferi Mekanizması	Formülasyon	Isıl Direnç Değerleri	Birim
İletim	Denklem 4.38	R _{polietilen}	0,000974142 W/°C
İletim	Denklem 4.38	R _{taşyünü}	0,370009656 W/°C
İletim	Denklem 4.38	R _{alüminyum}	6,30562E-07 W/°C
Taşınım	Denklem 4.39	R _{hava}	0,010504378 W/°C

TRNSYS'e tanımlanması istenen ısı kayıp katsayısı, tankın iç yüzey alanı cinsinden yazılması istendiği için, Denklem 4.37'ye göre hesaplanan U katsayısı, tankın 1 m uzunluğundaki iç yüzey alanına bölünmüştür.

Buna göre, TRNSYS’e tanımlanacak olan ısı kayıp katsayısı Çizelge 4.13’te belirtilmiştir.

Çizelge 4.13 : Akümülayon tankı TRNSYS’e tanımlacak değerler.

Tanım	Katsayı	Değer	Birim
Isıl geçirgenlik	$U = 1/R_{eş}$	2,621308894	W/°C
Tank birim yüzey alanı	$A_{Tank,iç}$	4,768343009	m ²
TRNSYS katsayısı	$U/A_{Tank,iç}$	0,549731613	W/m ² °C

Isı kaybı hesabında, ortam sıcaklığı hesaba dahil edilmektedir. Akümülayon tankları, teknik oda içerisinde olup, iklim şartlarına direkt maruz bırakılmamıştır.

Dolayısıyla ortam sıcaklığı, iklim verisinin kuru termometre sıcaklığı ile ilişkili olacak şekilde T_{oda} parametresine bağlı tutulmuştur.

Akümlasyon tankının içinde bulunduğu teknik odanın iç sıcaklığı ile iklim verisinden alınan çevre sıcaklığı arasındaki kabul, Çizelge 4.14’te gösterilmektedir.

Çizelge 4.14 : Akümülayon tankının oda sıcaklığı – çevre sıcaklığı ilişkisi.

Aylar	T_{oda} [°C]
Ara-Oca-Şub	$T_{çevre} + 5$
Mar-Nisa-May	$T_{çevre} - 2$
Haz-Tem-Ağu	$T_{çevre} - 5$
Eyl-Eki-Kas	$T_{çevre} + 2$

4.2.5 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Detayları ikinci bölümde anlatılan absorbsiyonlu soğutma sistemi parametreleri, TRNSYS’e Çizelge 4.15’teki gibi tanımlanmıştır.

Tek etkili absorbsiyonlu soğutma grubu kullanılan sistemin, TRNSYS modeli de gerçeğe uygun olarak seçilmiştir.

Çizelge 4.15 : Arbsorbsiyonlu soğutma sistemi, TRNSYS parametreleri.

Parametre	Değer	Birim
Nominal Kapasite	633	kW
Nominal COP	0,83	[kW/kW]
Veri Dosyası - Sıcak Su için Sıcaklık Veri Sayısı	5	-
Veri Dosyası - Soğutma Suyu için Sıcaklık Veri Sayısı	3	-
Veri Dosyası - Soğutulmuş Su için Sıcaklık Veri Sayısı	7	-
Veri Dosyası - Oransal Yük Veri Sayısı	11	-
Sıcak Su için Özgül Isı Kapasitesi	4,19	kJ/kg.K

Çizelge 4.15 (devamı): Absorbsiyonlu soğutma sistemi, TRNSYS parametreleri.

Parametre	Değer	Birim
Soğutma Suyu için Özgül Isı Kapasitesi	4,19	kJ/kg.K
Soğutulmuş Su için Özgül Isı Kapasitesi	4,19	kJ/kg.K
Harici Enerji Tüketimi	2,7	kW
Soğutulmuş Su Giriş Sıcaklığı	20	°C
Soğutulmuş Su Set Sıcaklığı	15	°C
Soğutma Suyu Giriş Sıcaklığı	30	°C
Soğutma Suyu Kütlesel Debisi	205.600	kg/h

Gerçek işletme koşullarında, arz ve talep değişkenlik gösterdiği için optimum katalog verileri sabit olarak sürekli sağlanamamaktadır. Sıcak kaynağın giriş sıcaklığı ve debisi, soğutma suyunun giriş sıcaklığı ve debisi, soğutulmuş suyun set sıcaklığı ve debisi gibi değişkenler, absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma etkinlik katsayısında (COP) değişikliğe sebep olmaktadır. Bu değişiklikleri, simülasyon çıktılarına yansıtabilmek için, TRNSYS'teki tek-etkili absorpsiyonlu soğutucu ekipmanına harici bir veri dosyası tanımlanmaktadır. Bu veri dosyasında, parametrelerin farklı ihtimalleri ve bu ihtimaller sonucu elde edilecek COP değerleri tanımlanmaktadır. Tanımlanmayan ara değerleri TRNSYS, enterpolasyon yöntemi ile hesaplamaktadır.

Örneğin, absorpsiyonlu soğutma grubuna harici değerler olarak, %0 ila %100 arasındaki tüm oransal çalışma koşulları (%0, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100) ve bu oransal çalışma noktalarına karşılık gelen değerler veri dosyasına tanımlanmıştır, dolayısıyla 11 noktadaki değerleri tanımlandığı için bu parametre 11 olarak TRNSYS'e girilmiştir.

Soğutma kulesi, modele dahil edilmediği için değişken olarak değil, katalog değeri olan 205.600 kg/h debi ve 30°C giriş sıcaklığı değerleri soğutma devresi çalıştığı sürece sabit değer olarak kullanılacaktır.

Girilen iklim verisi ve çalışma şartlarında, elde edilecek en fazla soğutma yükü hesaplanmak istendiği için, talep tarafı proses soğutma suyu sıcaklığı olan 15°C'ye ayarlanmış ve kütlesel debisi katalog değeri olan 111.900 kg/h olarak denklemlere dahil edilmiştir.

Harici enerji tüketimi ise, absorpsiyonlu soğutma sisteminin iç sirkülasyon pompalarının toplam gücüdür. Katalog değerlerinden alınmıştır.

4.2.6 Borulama

Modelde, bulunduğu konuma göre 3 farklı boru tipi bulunmaktadır.

Toprak üstü borular: Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi kolektörleri ile teknik oda arasındaki borular toprak üstünde bulunmaktadır.

Toprak altı borular: Teknik oda (Akümülayon Tankı) - soğutma mekanik dairesi arası ve teknik oda-kazan dairesi arası borulama toprağın 1 metre altında bulunmaktadır.

Bina içi borular: Soğutma mekanik dairesi içindeki borular, bina içerisindedir. Modele dahil edilmiş ancak analiz sonuçlarına dahil edilmemiştir. Teknik oda içindeki borular (ısı eşanjörü – akümülayon tankı arası borular) toprak üstündeki boruların metrajına eklenmiştir. Kazan dairesindeki borular, toprak altındaki boruların metrajına eklenmiştir.

Toprak altı borular için, ön izolasyonlu jeotermal borular kullanılmıştır. TS EN 10255 normlarında, siyah dikişli çelik boru et kalınlığı 3,6 mm, poliüretan izolasyon dolgunun et kalınlığı 39,65 mm ve dış kılıf olarak HDPE (high density polyethylene) malzeme et kalınlığı ise 3,2 mm olarak verilmiştir.

Toprak altı borulara ait çap hesapları, yukarıda verişem malzeme kalınlıkları doğrultusunda Çizelge 4.16’da verilmiştir.

Çizelge 4.16 : Toprak altı boruların çap hesabı.

Malzeme	Değer	Birim
DN 100 Boru İç Çap	107,1	mm
DN 100 Boru Dış Çap	114,3	mm
Poliüretan Dahil Dış Çap	193,6	mm
HDPE Dahil Dış Çap	200	mm

Çizelge 4.17’de, borularda kullanılan malzemelerin ısı iletkenlik katsayıları verilmiştir. (Url-9, Url-10). Toprak özelliklerinin tespit edilemediği durumlarda, ısı iletkenliğinin 2 W/m°C alınabileceği referansı ile hesaplar yapılmıştır. (Url-9)

Çizelge 4.17 : Toprak altı boru malzemeleri, ısı iletkenlik katsayıları.

Malzeme	Isı İletkenlik Katsayısı
$\lambda_{\text{çelikboru}}$	76 W/m°C
λ_{PU}	0,028 W/m°C
λ_{HDPE}	0,43 W/m°C
λ_{toprak}	2 W/m°C

Toprak altı borulardaki ısı transferi mekanizmasına göre elde edilecek ısıl direnç hesabı, Çizelge 4.18’de verilmiştir.

Çizelge 4.18 : Toprak altı borular, ısıl direnç hesabı.

Isı Transferi Mekanizması	Formülasyon	Isıl Dirençler	Birim
İletim	Denklem 4.38	Rçelikboru	0,000136198
İletim	Denklem 4.38	Rpoliüretan	2,994134114
İletim	Denklem 4.38	Rhdpe	0,012032893
İletim	Denklem 4.38	R_toprak	0,245878377

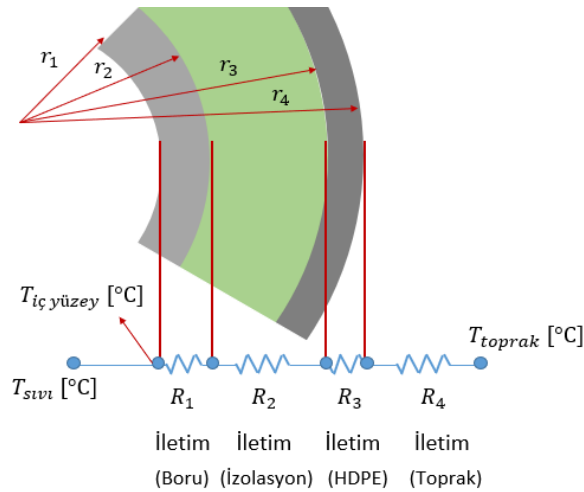
TRNSYS’e tanımlanması istenen ısı kayıp katsayısı, boruların iç yüzey alanı cinsinden yazılması istendiği için, Denklem 4.37’ye göre hesaplanan U katsayısı, borunun 1 m uzunluğundaki iç yüzey alanına bölünmüştür. Buna göre, TRNSYS’e tanımlanacak olan ısı kayıp katsayısı Çizelge 4.19’da belirtilmiştir.

Çizelge 4.19 : Toprak altı boruların ısı kayıp katsayısı, TRNSYS’e tanımlanacak değerler.

Tanım	Katsayı	Değer	Birim
Isıl geçirgenlik	$U = 1/R_{eş}$	0,307485906	W/°C
Boru birim iç yüzey alanı	$A_{Boru,iç}$	0,3366	m2
TRNSYS katsayısı	$U/A_{Boru,iç}$	0,913505365	W/m2°C

Sıcak su ile çelik boru iç yüzeyinin sıcaklıklarının eşit olduğu denklem 4.41’de verilmiştir, dolayısıyla sıcak su ile çelik boru arasında taşınım olmadığı kabul edilmiştir. Buna göre ısı transferi mekanizmaları Şekil 4.5’te tanımlanmıştır.

$$T_{sıvı} = T_{Boru,iç yüzey} \quad (4.41)$$



Şekil 4.5 : Toprak altı borular için ısı transfer mekanizması.

Sistemin kolektör ile teknik oda arasında kalan iç sirkülasyon boruları, toprak üstündedir. TS EN 10255 normlarında, siyah dikişli çelik boru (et kalınlığı 3,6 mm), üzeri 50mm kalınlığında taş yünü ve taş yünü malzemenin iklim şartlarından etkilenmemesi için 0,8 mm kalınlığında alüminyum sac kaplama yapılmıştır. Toprak altı borulara ait çap hesapları, malzeme kalınlıkları ile birlikte Çizelge 4.20’de verilmiştir.

Çizelge 4.20 : Sirkülasyon boruları ısı iletim katsayısı TRNSYS parametre hesabı.

Malzeme	Değer	Birim
DN 100 Boru İç Çap	107,1	mm
DN 100 Boru Dış Çap	114,3	mm
Taş Yünü Dahil Dış	214,3	mm
Alüminyum Sac Dahil Dış Çap	215,9	mm

Çizelge 4.21’de, toprak üstü borularda kullanılan malzemelerin ısı iletkenlik katsayıları verilmiştir. (Url-9, Url-11)

Çizelge 4.21 : Toprak üstü boru malzemeleri, ısı iletkenlik katsayıları.

Malzeme	Isıl İletkenlik Katsayısı
$\lambda_{\text{çelikboru}}$	76 W/m°C
$\lambda_{\text{taşyünü}}$	0,043 W/m°C
$\lambda_{\text{alüminyum}}$	240 W/m°C
h_{hava}	18 W/m ² °C

Toprak üstü borulardaki ısı transferi mekanizmasına göre elde edilecek ısı direnç hesabı, Çizelge 4.22’de verilmiştir.

Çizelge 4.22 : Toprak üstü borular, ısı direnç hesabı.

Isı Transferi Mekanizması	Formülasyon	Isıl Dirençler	Birim
İletim	Denklem 4.38	$R_{\text{çelikboru}}$	0,0001362 W/°C
İletim	Denklem 4.38	$R_{\text{taşyünü}}$	2,3255033 W/°C
İletim	Denklem 4.38	$R_{\text{alüminyum}}$	4,931E-06 W/°C
Taşınım	Denklem 4.39	R_{hava}	0,0818748 W/°C

Denklem 4.41. ve Şekil 4.5’te verildiği gibi sıcak su ile çelik boru iç yüzeyinin sıcaklıklarının eşit olduğu, dolayısıyla sıcak su ile çelik boru arasında taşınım olmadığı kabul edilmiştir.

TRNSYS’e tanımlanması istenen ısı kayıp katsayısı, boruların iç yüzey alanı cinsinden yazılması istendiği için, denklem 4.37’ye göre hesaplanan U katsayısı,

borunun 1 m uzunluğundaki iç yüzey alanına bölünmüştür. Buna göre, TRNSYS'e tanımlanacak olan ısı kayıp katsayısı Çizelge 4.23'da belirtilmiştir.

Çizelge 4.23 : Toprak üstü boruların ısı kayıp katsayısı, TRNSYS'e tanımlanacak değerler.

Tanım	Katsayı	Değer	Birim
Isıl geçirgenlik	$U = 1/R_{eş}$	0,4153653	W/°C
Boru birim iç yüzey alanı	$A_{Boru,iç}$	0,3366	m ²
TRNSYS katsayısı	$U/A_{Boru,iç}$	1,2340027	W/m ² °C

Sistemdeki toprak altı ve toprak üstü borular, çapları, uzunlukları ve model kodlarıyla birlikte Çizelge 4.24'teki gibi tanımlanmıştır. Model kodu, TRNSYS'te her bir ekipmana verilen isimdir. Ekler başlığında bulunan Şekil A.1 görselinde, TRNSYS'te oluşturulan modelin akış diyagramı bulunmaktadır.

Çizelge 4.24 : Sistemdeki boruların metraj ve çapları.

Tanım	Çap	Uzunluk [m]	Model Kodu
Kolektör –Teknik Oda Sıcak Su	DN100	90	4"-OD
Kolektör –Teknik Oda Soğuk Su	DN100	65	4"-OD-2
Teknik Oda - Soğutma Dairesi Sıcak Su	DN100	170	4"-UG
Teknik Oda - Soğutma Dairesi Soğuk Su	DN100	170	4"-UG-2
Teknik Oda - Kazan Dairesi Sıcak Su	DN100	440	4"-UG-3
Teknik Oda - Kazan Dairesi Soğuk Su	DN100	440	4"-UG-4

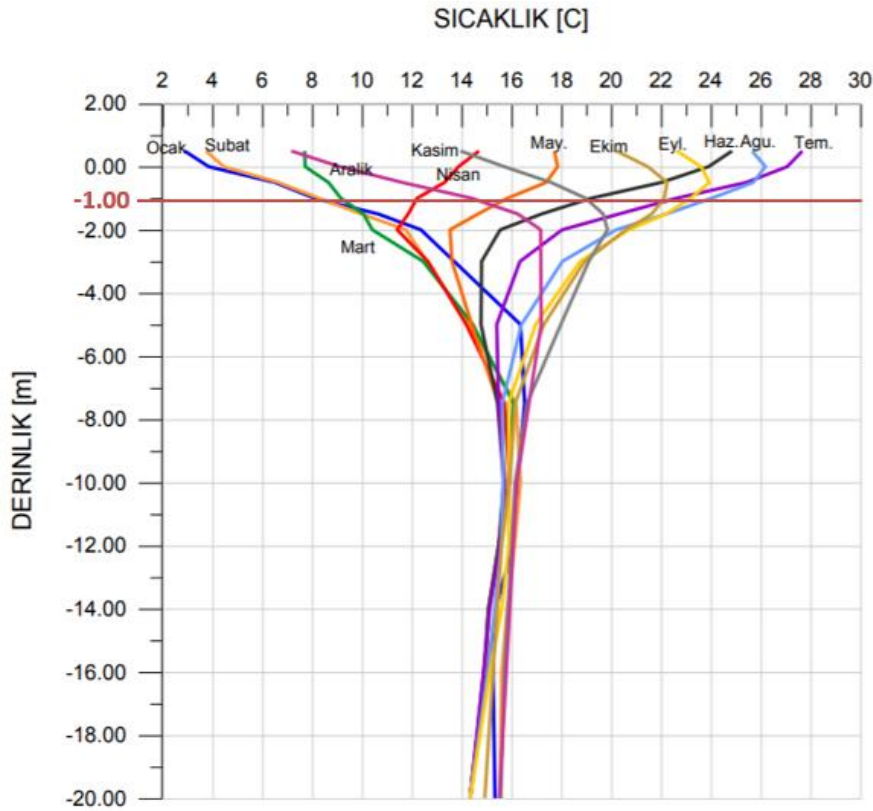
Toprak üstü borularda, ısı kayıplarının hesabı iklim verisi çevre sıcaklığı değişkeni ile ilişkilendirilmiştir. TRNSYS modelinde anlık hava sıcaklığına göre, ısı transferi mekanizması çalışmaktadır.

Şekil 4.6'da İstanbul ili için çevre sıcaklığının toprak derinlikleri ile ilişkisi deneysel bir çalışma sonucu olarak verilmiştir, bu çalışma geçmiş dönemde İTÜ Enerji Enstitüsü bünyesinde yapılan bir çalışma sonucudur. Sistemdeki borular yerin 1 metre altında olduğu için, 1 metrelik derinlik için sıcaklık değerlerini kestiği eksen kırmızı ile gösterilmiştir.

Toprak altı boruların dış yüzeyinin (HDPE kılıf dış yüzeyi), toprak ile yapacağı ısı transferinin hesaplanabilmesi için, çevre sıcaklığı olan toprak altı sıcaklıkları hesaba dahil edilmelidir. Buradan hareketle toprak sıcaklığının çevre sıcaklığı ile ilişkisini gösteren Şekil 4.6'da yerin 1 metre altı derinlikteki sıcaklık farkları referans alınarak toprak sıcaklıkları Çizelge 4.25'teki gibi tanımlanmıştır.

Çizelge 4.25 : 1 metre derinlikteki toprak altı sıcaklık-çevre sıcaklığı ilişkisi.

Aylar	$T_{toprak} [^{\circ}\text{C}]$
Oca	$T_{çevre} + 5$
Şub	$T_{çevre} + 4$
Mar	$T_{çevre} + 1$
Nis	$T_{çevre} - 3$
May	$T_{çevre} - 3$
Haz	$T_{çevre} - 8$
Tem	$T_{çevre} - 4$
Ağu	$T_{çevre} - 1$
Eyl	$T_{çevre} + 2$
Eki	$T_{çevre} + 2$
Kas	$T_{çevre} + 2$
Ara	$T_{çevre} + 5$



Şekil 4.6 : Aylar bazında derinliğe göre toprak altı sıcaklıkları (Aydın ve diğerler, 2013).

4.2.7 Isıtma ve Soğutma Yük Hesapları

Isıtma ve soğutma senaryosu, ısıtma gün derecesinde $15,5^{\circ}\text{C}$ ve altı zaman dilimleri baz alınarak oluşturulmuştur. Senaryonun zaman aralıkları Çizelge 4.26'daki gibi tanımlanmıştır.

Çizelge 4.26 : Isıtma ve soğutma senaryosu zaman dilimleri.

	Tarih	Saat	Fonksiyon
	1.Oca	00:00	0
	15.Nis	23:59	2520
	16.Nis	00:00	2520
	14.Eki	23:59	6888
	15.Eki	00:00	6888
	31.Ara	23:59	8760

Tanktan ısıtma kolektörüne su sirkülasyonu, yukarıdaki zaman çizelgesine göre yapılmaktadır, TRNSYS modelindeki “MV-9” isimli ekipman (Şekil A.1), üç yollu motorlu vana prensibinde çalışmaktadır. Buna ek olarak, kazanın çalışma sıcaklığı 80/60°C olduğu için; 80°C’nin altında, sıcak su beslemesi istenmemektedir. Dönüş sıcaklığı ise 60°C olarak kabul edilmiştir. Bu nedenle, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminin ısıtma sistemine katkısı denklem 4.42’deki gibi hesaplanmıştır,

$$Q_{ısıtma} = \dot{m}_{Pompa,3} C_p (T_{sıcak su,gidiş} - T_{sıcak su,dönüş}) \quad (4.42)$$

Tank sıcaklığı 80°C’ye eşit veya büyük olduğu koşullardan Pompa No.3 devreye girmektedir.

$$T_{sıcak su,dönüş} = 60^{\circ}C$$

$$\dot{m}_{Pompa,3} = 29.000 \text{ kg/h}$$

$$C_p = 4,19 \text{ kJ/kgK}$$

Tanktan absorbsiyonlu soğutma sistemine sıcak su sirkülasyonu, Çizelge 4.26’da verilen zaman çizelgesine göre yönetilmektedir. Proses soğutma devresi 15/20°C çalışma sıcaklıklarına sahip olduğu için, dönüş sıcaklığı 20°C olarak kabul edilmiştir. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin soğuk su set sıcaklığı ise 15°C olarak belirlendiği daha önce bahsedilmişti. Elde edilebilecek maksimum soğutma enerjisini hesaplamak için denklem 4.43 kullanılmıştır.

$$Q_{soğutma} = \dot{m}_{Pompa,soğutma} C_p (T_{soğuk su,dönüş} - T_{soğuk su,gidiş}) \quad (4.43)$$

$$\dot{m}_{Pompa,soğutma} : 111.900 \text{ kg/h}$$

$$T_{soğuk su,dönüş} = 20^{\circ}C$$

$$C_p = 4,19 \text{ kJ/kgK}$$

4.2.8 Sera Gazı Emisyonu Hesabı

Güneş enerjisi destekli ısıtma ve soğutma sistemi, kış sezonunda ısıtma sistemine verdiği destek dolayısıyla, kaskad kazanların çalışma yükünü azaltarak doğalgaz tüketiminde bir düşüş sağlayacaktır. Yaz sezonunda ise absorpsiyonlu soğutma grubu üzerinden soğutma sistemine verdiği destek ile, santrifüj soğutma gruplarının çalışma yükünü azaltarak elektrik tüketiminde bir düşüş sağlayacaktır. Bu kazançların, finansal getirisi yanısıra sera gazı emisyonlarında düşüş sağlayarak, üretimin karbon ayak izinin azaltılmasına destek olmaktadır. Sera gazı emisyonları, kendi içerisinde 3 sınıfta incelenmektedir.

Kapsam-1: Sahip olunan ve, veya kontrol edilen kaynakların sebep olduğu sera gazı emisyonlarıdır, doğrudan sera gazı emisyonları olarak isimlendirilir. (Örneğin, proses kaynaklı emisyonlar, elektrik üretimi amaçlı kullanılan doğalgaz vb.)

Kapsam-2: Dışarıdan satın alınan enerjinin üretimi esnasında (elektrik, buhar, ısı vb) sebep olduğu sera gazı emisyonlarıdır.

Kapsam-3: Kapsam-2'yi içermeyen tüm dolaylı sera gazı emisyonları Kapsam-3'ün içerisinde değerlendirilmektedir.

Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi destekli ısıtma ve soğutma sisteminin hizmet ettiği alanlar göz önünde bulundurulduğunda, kış sezonu için Kapsam-1 kaynaklı sera gazı emisyonlarında azaltım sağlanırken; yaz sezonunda Kapsam-2 kaynaklı sera gazı emisyonlarında azaltım sağlanacaktır.

IPCC Ulusal Sera Gazı Emisyonu Envanter'indeki metodolojide hesap yöntemi olarak üç farklı yaklaşım aşaması bulunmaktadır. Aşama-1 ile yapılan hesaplarda IPCC'nin hazır olarak belirlediği emisyon faktörü kullanılır. Aşama-2 ile yapılan hesaplarda, o ülkeye özgü emisyon faktörleri kullanılır. Aşama-3 ile yapılan hesaplarda ise, prosese, kullanılan yakıta göre özel hesaplanan emisyon faktörleri kullanılır. (Kabacıoğlu, 2012)

Doğalgaz kullanımı kaynaklı emisyonlar hesaplanırken IPCC'nin standart değerleri alınmıştır, Çizelge 4.27. (IPCC, 2006)

Çizelge 4.27 : Doğalgaz yakma kaynaklı emisyon değerleri (IPCC,2006).

Birim	CO ₂	CH ₄	N ₂ O
Ton/TJ	56,1	0,001	0,0001

Her bir sera gazı emisyonunun atmosferdeki etkisinin CO₂ eşdeğeri cinsinden hesaplanabilmesi için küresel ısınma potansiyeli çarpanı kullanılmaktadır, Çizelge 4.28’de CH₄ ve N₂O için bu değerler verilmiştir. (IPCC,2013)

Çizelge 4.28 : Doğalgaz yakma kaynaklı sera gazı emisyonlarının küresel ısınma potansiyelleri.

	CO ₂	CH ₄	N ₂ O
CO ₂ eşdeğeri	1	28	265

Sera gazı emisyonlarını, CO₂ eşdeğerine çevirmek için, her bir gazın küresel ısınma potansiyeli hesaba dahil edilir ve denklem 4.44’teki gibi doğalgaz kaynaklı sera gazı emisyonları hesaplanmış olur. Doğalgaz tüketimi (T_{DG}) hesaba, TJ cinsinden dahil edilir.

$$SGE_{DG} = T_{DG} \times (56,10 \times 1 + 0,001 \times 28 + 0,0001 \times 265) \quad (4.44)$$

Elektrik tüketimi kaynaklı sera gazı emisyonları için, ülkelerin elektrik üretim kaynaklarının kullanımına göre (kömür kaynaklı, doğalgaz kaynaklı, yenilenebilir enerji kaynaklı) kompozit bir emisyon faktörü hesaplanmakta ve bu değer her ülkenin elektrik üretim kaynaklarının dağılımlarının farklılık göstermesi sebebiyle farklıdır.

Kapsam 2 kaynaklı sera gazı emisyonlarının hesabında Uluslararası Enerji Ajansı’nın 2010 yılı değerlerini kullanan bir çalışma referans olarak alınmıştır, bu çalışmadaki değerler Çizelge 4.29’da görülmektedir. (Brander ve diğerleri, 2011)

Çizelge 4.29 : Elektrik kullanımı kaynaklı emisyon faktörü değerleri.

Ülke	Emisyon Faktörü	Birim
Afrika	0,000619275	tCO ₂ /kWh
Pakistan	0,000451119	tCO ₂ /kWh
Romanya	0,000416646	tCO ₂ /kWh
Türkiye	0,000495279	tCO ₂ /kWh

Farklı ülkelerde kurulacak olan sistemin sera gazı azaltımı ile ilgili hesaplar, ilgili ülkenin emisyon faktörü ile çarpılarak denklem 4.45’teki gibi hesaplanacaktır.

$$SGE_E = T_E \times EF \quad (4.45)$$

Toplam sera gazı emisyonu azaltım değeri, denklem 4.44 ve denklem 4.45 sonucu elde edilen değerlerin toplanması ile denklem 4.46'daki gibi hesaplanmaktadır.

$$SGE_{TOTAL} = SGE_{DG} + SGE_E \quad (4.46)$$

Doğalgaz kaynaklı sera gazı emisyonları hesaplanırken denklem 4.47'den faydalanılır; yenilenebilir enerjiden elde edilen ısıtma enerjisinin fabrikanın envanterinde bulunan doğalgaz kazanı kullanılarak elde edileceği hesaplanır; sonrasında bu doğalgaz tüketimi yapılmadığı için sebep olacağı sera gazı emisyonunun azaltımı denklem 4.44 kullanılarak hesaplanmaktadır.

Benzer şekilde, elektrik tüketimi kaynaklı sera gazı emisyonları hesaplanırken ise denklem 4.48'den faydalanılır, yenilenebilir enerji üzerinden elde edilen soğutma enerjisinin, fabrikanın envanterinde bulunan santrifüj soğutma grubu kullanılarak elde edileceği varsayılarak hesaplanır; sonrasında bu elektrik tüketimi yapılmadan soğutma enerjisi elde edildiği için sağlanan sera gazı emisyonu azaltımı Çizelge 4.29'dan ülke seçimi sonrası elde edilen Emisyon Faktörüyle birlikte Denklem 4.45 kullanılarak hesaplanmaktadır.

Toplam sera gazı emisyonu azaltımı ise, güneş enerjisi sisteminden elde edilen ısıtma enerjisi ve kazan veriminin dahil edilmesiyle denklem 4.46'ya göre hesaplanmaktadır.

$$T_{DG} = \frac{Q_{Isıtma}}{\eta_{kazan}} \quad (4.47)$$

η_{kazan} : %88,8

$$T_E = \frac{Q_{soğutma}}{COP_{Santr.}} \quad (4.48)$$

$COP_{Santr.}$: 7,20 [kW/kW]

4.3 Performans Göstergeleri

Farklı senaryoların birbirleri ile karşılaştırılabilmesi için sitemlere ait çalışma performansı, kolektörlerden elde edilen faydalı enerji ($Q_{faydalı}$), kolektör verimi,

ısıtma ve soğutma enerjileri ve sistem verimi (ısıtma ve soğutma sistemi) değerleri performans göstergeleri olarak belirlenmiş, ve her senaryo için hesap yöntemleri alt başlıklarda tanımlanmıştır.

4.3.1 Faydalı enerji

Faydalı enerji ($Q_{faydalı}$) göstergesi, parabolik oluklu kolektörlerin absorbe ettiği (Q_{absorb}) enerjinin, termal ve optik kayıplar sonrası faydalı enerjiye dönüştürebileceği enerji miktarıdır, bir başka deyişle kolektörün çıkışından alınacak enerji miktarıdır. Faydalı enerji, denklem 4.49'daki gibi hesaplanmaktadır.

$$Q_{faydalı} = Q_{absorb} - Q_{kayıplar} \quad (4.49)$$

4.3.2 Kolektör verimi

Kolektör verimi göstergesi, kolektörün karakteristik uzunlukları ile doğrudan ilişkilidir. Verim faydalı enerjinin, açıklık alanına düşen direkt normal ışıınıma oranıdır. Kolektör verimi, denklem 4.50'deki gibi hesaplanır.

$$\eta_{Kolektör} = \frac{Q_{faydalı}}{DNI \cdot A_a} \quad (4.50)$$

4.3.3 Isıtma ve soğutma enerjileri

Bölüm 4.2.7'de verilen hesaplama yöntemi doğrultusunda, elde edilen yıllık ısıtma ve soğutma enerjileridir.

4.3.4 Sistem verimi

Sistem verimi hesabı, sisteme ilk giren ve son çıkan enerjiyi baz alarak hesaplanmaktadır. Direkt normal ışıınım, sistem sınırlarına giren ilk enerjidir. Parabolik kolektörlerin açıklık alanına düşen ışıınının tüm ekipman kayıpları ve verimsizliklerinden sonra (parabolik oluklu kolektörler, borulama, ısı eşanjörü, tank, set sıcaklıkları) elde edile net ısıtma ve soğutma enerjilerine oranlanması ile hesaplanmaktadır.

Senaryoya göre belirlenmiş çalışma saatlerinin ışıınım verileri (DNI) hesaba dahil edilerek hesaplanmaktadır, sezonsal olarak ısıtma ve soğutma sistemi için ayrı ayrı

hesaplanmıştır. Isıtma ve soğutma sistemi verimi sırasıyla denklem 4.51 ve denklem 4.52 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\eta_{HS} = \frac{Q_{Isitma}}{DNI \cdot A_a} \quad (4.51)$$

$$\eta_{CS} = \frac{Q_{Soğutma}}{DNI \cdot A_a} \quad (4.52)$$

Bir sonraki bölümde, senaryolar ve senaryo çıktıları değerlendirilmektedir.

5. SENARYOLAR ve SİMÜLASYON ÇIKTILARI

Beşinci bölümde, Bölüm 1’de de verilmiş olan tezin amaçları doğrultusunda, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi destekli ısıtma ve soğutma sisteminin çalışma senaryoları hazırlanmış ve TRNSYS yazılımında koşulmuştur.

Toplamda 10 senaryo koşulmuştur, bu senaryoların özetleri aşağıda sıralanmaktadır.

Senaryo-1, Romanya için orijinal senaryo ve set sıcaklıkları ile, Senaryo-2, Güney Afrika için orijinal senaryo ve set sıcaklıkları ile, Senaryo-3, Pakistan için orijinal senaryo ve set sıcaklıkları ile, Senaryo-4 ise Türkiye için orijinal senaryo ve set sıcaklıkları ile koşulmuştur. Bu dört senaryo, kendi arasında kıyaslanmaktadır.

Senaryo-5’te Romanya için temperli cam ayna yerine alüminyum yansıtıcı kullanıldığı durum analiz edilmiştir.

Senaryo-6’da Pakistan için yalnızca soğutma yapıldığı durum değerlendirilmiştir.

Senaryo-1A, Romanya’da Senaryo-1’de elde edilen kolektör çıkış sıcaklıkları için optimize edilmiş sıcaklık değerleri ile simüle edilmiştir.

Senaryo-2A, Güney Afrika’da Senaryo-2’de elde edilen kolektör çıkış sıcaklıkları için optimize edilmiş sıcaklık değerleri ile simüle edilmiştir.

Senaryo-4A, Türkiye’de Senaryo-4’te elde edilen kolektör çıkış sıcaklıkları için optimize edilmiş sıcaklık değerleri ile simüle edilmiştir.

Senaryo-6A, Pakistan’da Senaryo-6’da elde edilen kolektör çıkış sıcaklıkları için optimize edilmiş sıcaklık değerleri ile simüle edilmiştir.

Her bir senaryonun değişkenleri ve analiz çıktıları kendi alt başlığında verilmiştir. 6. Bölüm’de ise, bu çıktılar kendi aralarında karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. İklim veri setleri içerisinde, Romanya’da sistemin kurulu olduğu bölge olan Ulmi’nin iklim verileri olmadığı için, bu bölgenin 55 km güneyi ve 130 km batısında bulunan Craiova kentinin iklim verileri kullanılarak hazırlanmıştır.

5.1 Senaryo-1: Romanya (Tasarım Değerleri ile)

Senaryo-1, Romanya iklim şartlarında sistemin gerçek tasarım değerleri ile çalışma senaryosudur. Değişkenler Çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.1 : Senaryo-1, parametreler.

Senaryo-1	
Lokasyon	Romanya / Craiova
Kolektör Yansıtıcı Yüzeyi	Cam Ayna
Baypas Sıcaklığı	100°C
Isıtma Devresi Set Sıcaklığı	80°C
Soğutma Devresi Set Sıcaklığı	95°C

Parabolik oluklu kolektörlerden elde edilen faydalı enerji 816.240 kWh’tir. Kolektör yıllık ortalama verimi %50,6 iken, en yüksek verim %58,70 ile temmuz ayında gerçekleşmektedir. Senaryoya göre ısıtma sezonunda elde edilen ısıtma enerjisi 145.260 kWh olup, soğutma sezonunda proses soğutma enerjisi ise 405.784 kWh’tir. Şekil 5.1’de enerji ve verim değerleri aylar bazında gösterilmektedir, sol eksen enerji, sağ eksen kolektör verimini ifade etmektedir. Isıtma ve soğutma sistem verimi ise Çizelge 5.2’de verilmiştir.

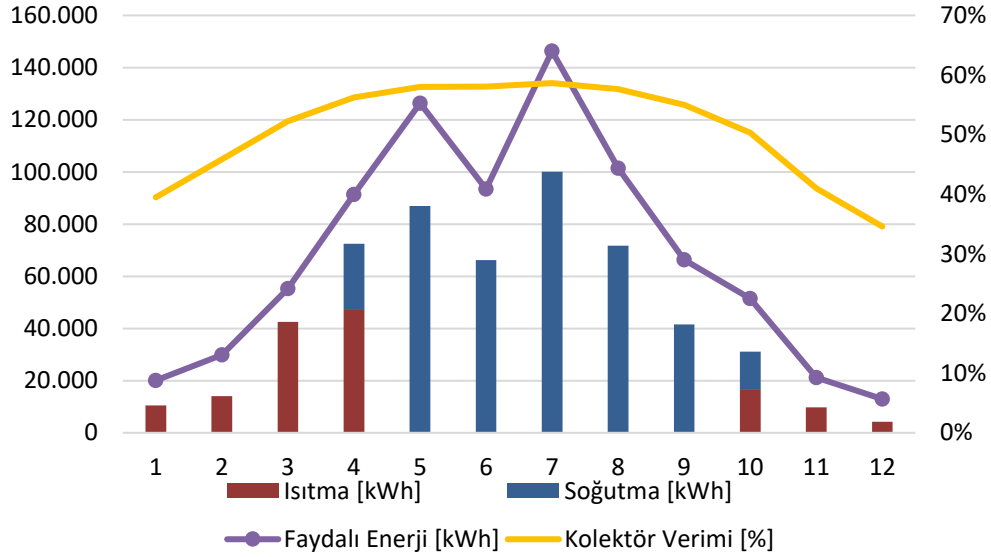
Çizelge 5.2 : Senaryo-1, ısıtma ve soğutma sistem verimi.

Sistem Verimi	
Isıtma Sistemi (η_{HS})	% 31,60
Soğutma Sistemi (η_{CS})	% 38,92

Yalnızca ışıınının olduğu saatlerde ($DNI>0$), kolektör çıkışından saat başı alınan sıcaklık ölçümleri Çizelge 5.3’te verilmiştir, bir senelik ortalama sıcaklık değeri 95,30°C olarak hesaplanmaktadır. Yaz sezonu için kolektör ortalama çıkış sıcaklığı 98,54°C iken, kış sezonu için bu değer 90,06°C olarak hesaplanmıştır. Bu sonuca göre, 100°C’lik baypas sıcaklığının, Romanya iklim şartları için yüksek olduğu ve yaz sezonu, kış sezonu için ayrı set değerleri belirlenmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.

Çizelge 5.3 : Kolektör ortalama çıkış sıcaklıkları, Senaryo-1.

Kolektör Çıkış Sıcaklıkları [°C]	
Yıllık ortalama sıcaklık	95,30
Kış sezonu ortalama sıcaklık	90,06
Yaz sezonu ortalama sıcaklık	98,54



Şekil 5.1 : Senaryo-1, enerji ve kolektör verimi grafiği.

Denklem 4.44 ve denklem 4.47 kullanılarak hesaplanan doğalgaz kaynaklı yıllık sera gazı emisyonu azaltım miktarı 33,04 tCO₂e/yıl; denklem 4.45, denklem 4.48 ve Çizelge 4.29 kullanılarak hesaplanan elektrik tüketimi kaynaklı sera gazı emisyonu azaltım miktarı 23,48 tCO₂e/yıl'dır. Denklem 4.46'ya göre toplam sera gazı emisyonu azaltım miktarı ise 56,52 tCO₂e/yıl olarak hesaplanmaktadır.

5.2 Senaryo-2: Güney Afrika (Tasarım Değerleri ile)

Senaryo-2'de, Romanya'ya kurulan sistemin aynı tasarım şartlarında Güney Afrika'nın Durban kentinde kurulduğu varsayılmıştır, değişkenler Çizelge 5.4'te verilmiştir.

Çizelge 5.4 : Senaryo-2, parametreler.

Senaryo-2	
Lokasyon	G.Afrika / Durban
Kolektör Yansıtıcı Yüzeyi	Cam Ayna
Baypas Sıcaklığı	100°C
Isıtma Devresi Set Sıcaklığı	80°C
Soğutma Devresi Set Sıcaklığı	95°C

Parabolik oluklu kolektörlerden elde edilen faydalı enerji 908.013 kWh'tir. Kolektör yıllık ortalama verimi %55,56 iken, en yüksek verim %58,83 ile ocak ayında gerçekleşmektedir.

Durban Güney Yarım Küre’de yer aldığı için, ısıtma sezonu, Kuzey Yarım Küre’nin tam tersi olarak Nisan-Ekim dönemidir. Şekil 5.2’ye göre ısıtma sezonunda elde edilen ısıtma enerjisi 264.578 kWh olup, soğutma sezonunda eldedilen proses soğutma enerjisi ise 349.024 kWh’tir. Sistem verimi Çizelge 5.5’te verilmiştir.

Analiz sonuçlarına göre, yalnızca ışıının olduğu saatlerde ($DNI>0$), kolektör çıkışından saat başı alınan sıcaklık ölçümleri Çizelge 5.6’da verilmiştir, bir senelik ortalama sıcaklık değeri $97,52^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmaktadır.

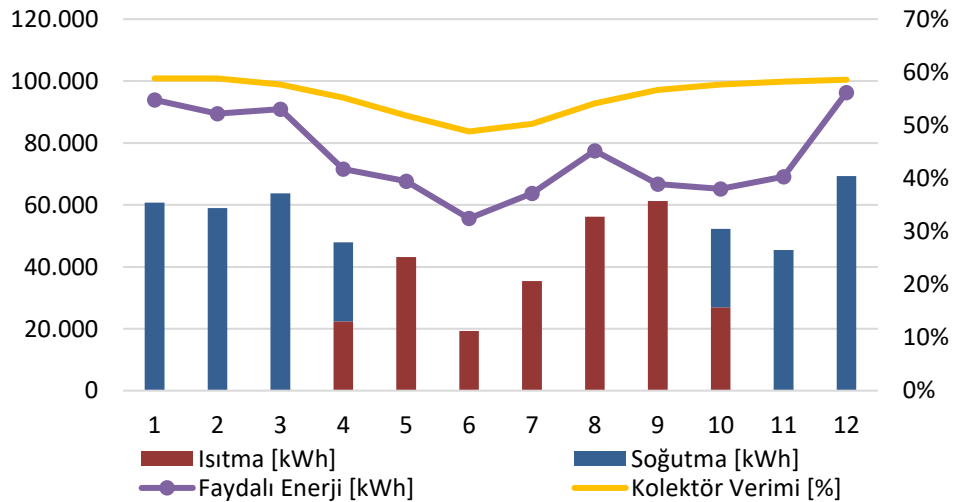
Çizelge 5.5 : Senaryo-2, ısıtma ve soğutma sistem verimi.

Sistem Verimi	
Isıtma Sistemi (η_{HS})	% 35,48
Soğutma Sistemi (η_{CS})	% 39,57

Yaz sezonu için kolektör ortalama çıkış sıcaklığı $96,28^{\circ}\text{C}$ iken, kış sezonu için bu değer $98,58^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmıştır. Bu sonuca göre, 100°C ’lik baypas sıcaklığının, Güney Afrika iklim şartları için yüksek olduğu ve yaz sezonu, kış sezonu için ayrı set değerleri belirlenmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.

Çizelge 5.6 : Kolektör ortalama çıkış sıcaklıkları, Senaryo-2.

Kolektör Çıkış Sıcaklıkları [$^{\circ}\text{C}$]	
Yıllık ortalama sıcaklık	97,52
Kış sezonu ortalama sıcaklık	96,28
Yaz sezonu ortalama sıcaklık	98,58



Şekil 5.2 : Senaryo-2, enerji ver kolektör verimi grafiği.

Denklem 4.44 ve denklem 4.47 kullanılarak hesaplanan doğalgaz kaynaklı yıllık sera gazı emisyonu azaltım miktarı 60,17 tCO₂e/yıl; denklem 4.45, denklem 4.48 ve

Çizelge 4.29 kullanılarak hesaplanan elektrik tüketimi kaynaklı sera gazı emisyonu azaltım miktarı 30,02 tCO₂e/yıl'dır. Denklem 4.46'ya göre toplam sera gazı emisyonu azaltım miktarı ise 90,19 tCO₂e/yıl olarak hesaplanmaktadır.

5.3 Senaryo-3: Pakistan (Tasarım Değerleri ile)

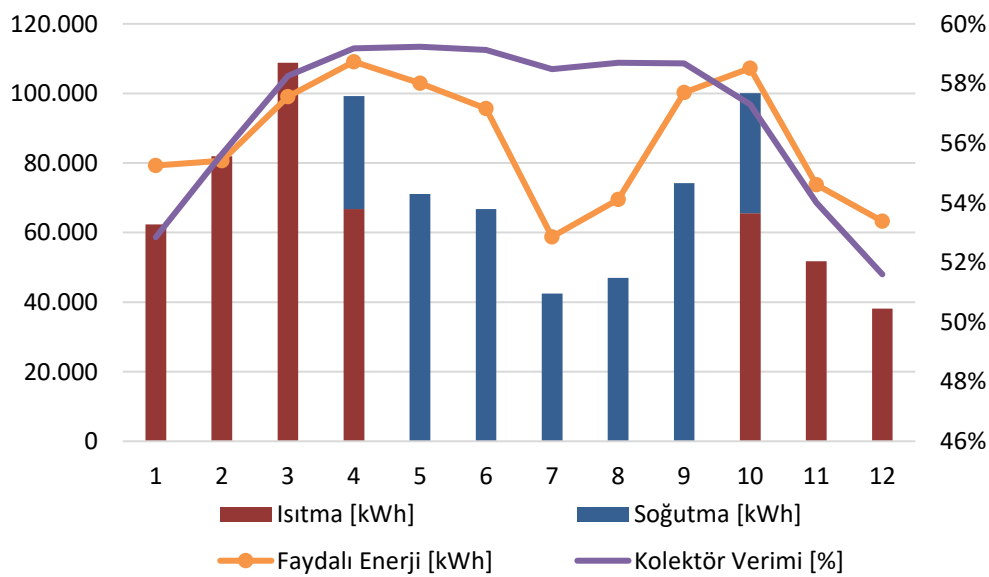
Senaryo-3'te, Romanya'ya kurulan sistemin aynı şartlarda, aynı set sıcaklıkları ile Pakistan'ın Karaçi kentine kurulduğu varsayılmıştır. Değişkenler Çizelge 5.7'de verilmiştir.

Çizelge 5.7 : Senaryo-3, parametreler.

Senaryo-3	
Lokasyon	Pakistan / Karachi
Kolektör Yansıtıcı Yüzeyi	Cam Ayna
Baypas Sıcaklığı	100°C
Isıtma Devresi Set Sıcaklığı	80°C
Soğutma Devresi Set Sıcaklığı	95°C

Şekil 5.3'e göre parabolik oluklu kolektörlerden elde edilen faydalı enerji, Karachi iklim şartlarında 1.039.588 kWh'tir. Kolektör yıllık ortalama verimi %56,92 iken, en yüksek verim %59,23 ile Mayıs ayında gerçekleşmektedir.

Senaryoya göre ısıtma sezonunda elde edilen ısıtma enerjisi 475.475 kWh olup, soğutma sezonunda proses soğutma enerjisi ise 368.582 kWh'tir. Isıtma ve soğutma sistem verimleri Çizelge 5.8'de verilmiştir.



Şekil 5.3 : Senaryo-3, enerji ve kolektör verimi grafiği.

Çizelge 5.8 : Senaryo-3, ısıtma ve soğutma sistem verimi.

Sistem Verimi	
Isıtma Sistemi (η_{HS})	% 51,12
Soğutma Sistemi (η_{CS})	% 41,30

Analiz sonuçlarına göre, yalnızca ışıının olduğu saatlerde ($DNI>0$), kolektör çıkışından saat başı alınan sıcaklık ölçümleri incelendiğinde, bir senelik ortalama sıcaklık değeri $98,12^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmaktadır, Çizelge 5.9’da verilmiştir.

Yaz sezonu için kolektör ortalama çıkış sıcaklığı $97,18^{\circ}\text{C}$ iken, kış sezonu için bu değer $98,93^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmıştır. Bu sonuca göre, 100°C ’lik baypas sıcaklığının, Güney Afrika iklim şartları için yüksek olduğu ve yaz sezonu, kış sezonu için ayrı set değerleri belirlenmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.

Çizelge 5.9 : Kolektör ortalama çıkış sıcaklıkları, Senaryo-3.

Kolektör Çıkış Sıcaklıkları [$^{\circ}\text{C}$]	
Yıllık ortalama sıcaklık	98,12
Kış sezonu ortalama sıcaklık	97,18
Yaz sezonu ortalama sıcaklık	98,93

Denklem 4.44 ve denklem 4.47 kullanılarak hesaplanan doğalgaz kaynaklı yıllık sera gazı emisyonu azaltım miktarı $108,14 \text{ tCO}_2\text{e/yıl}$; denklem 4.45, denklem 4.48 ve Çizelge 4.29 kullanılarak hesaplanan elektrik tüketimi kaynaklı sera gazı emisyonu azaltım miktarı $23,09 \text{ tCO}_2\text{e/yıl}$ ’dır. Denklem 4.46’ya göre toplam sera gazı emisyonu azaltım miktarı ise $131,23 \text{ tCO}_2\text{e/yıl}$ olarak hesaplanmaktadır.

5.4 Senaryo-4: Türkiye (Tasarım Değerleri ile)

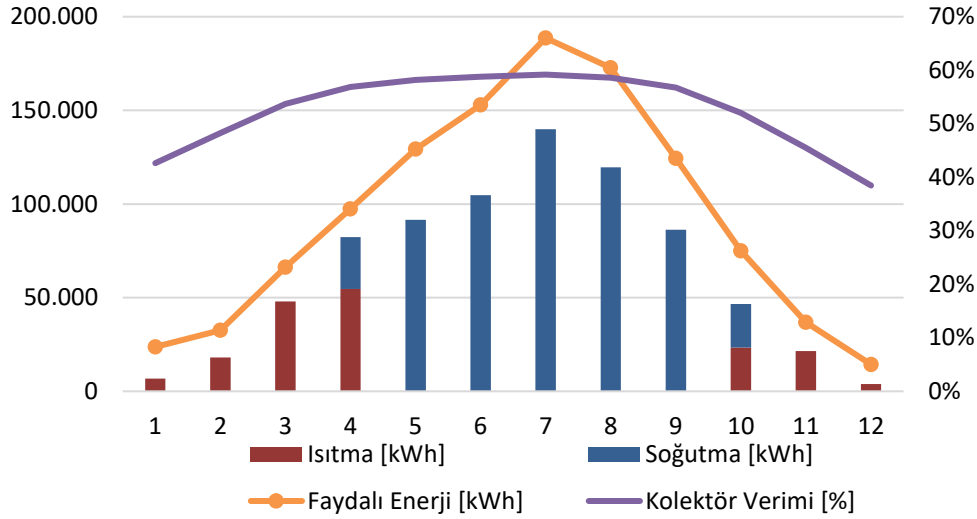
Senaryo-4’te, Romanya’ya kurulan sistemin aynı şartlarda, aynı set sıcaklıkları ile Türkiye’nin Ankara kentine kurulduğu varsayılmıştır. Değişkenler, Çizelge 5.10’da verilmiştir.

Çizelge 5.10 : Senaryo-4, parametreler.

Senaryo-4	
Lokasyon	Türkiye / Ankara
Kolektör Yansıtıcı Yüzeyi	Cam Ayna
Baypas Sıcaklığı	100°C
Isıtma Devresi Set Sıcaklığı	80°C
Soğutma Devresi Set Sıcaklığı	95°C

Şekil 5.4'e göre parabolik oluklu kolektörlerden elde edilen faydalı enerji, Ankara iklim şartlarında 1.114.071 kWh'tir. Kolektör yıllık ortalama verimi %52,42 iken, en yüksek verim %59,18 ile temmuz ayında gerçekleşmektedir.

Senaryoya göre ısıtma sezonunda elde edilen ısıtma enerjisi 176.028 kWh olup, soğutma sezonunda elde edilen proses soğutma enerjisi ise 592.905 kWh'tir. Isıtma ve soğutma sistem verimleri Çizelge 5.11'de verilmiştir.



Şekil 5.4 : Senaryo-4, enerji ve kolektör verimi grafiği.

Çizelge 5.11 : Senaryo-4, ısıtma ve soğutma sistem verimi.

Sistem Verimi	
Isıtma Sistemi (η_{HS})	% 32,68
Soğutma Sistemi (η_{CS})	% 40,66

Analiz sonuçlarına göre, yalnızca ışıının olduğu saatlerde ($DNI > 0$), kolektör çıkışından saat başı alınan sıcaklık ölçümleri incelendiğinde, bir senelik ortalama sıcaklık değeri 96,76°C olarak hesaplanmaktadır, Çizelge 5.12'de verilmiştir.

Yaz sezonu için kolektör ortalama çıkış sıcaklığı 99,74°C iken, kış sezonu için bu değer 92,25°C olarak hesaplanmıştır. Bu sonuca göre, 100°C'lik baypas sıcaklığının, Türkiye iklim şartları için yüksek olduğu ve yaz sezonu, kış sezonu için ayrı set değerleri belirlenmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.

Çizelge 5.12 : Kolektör ortalama çıkış sıcaklıkları, Senaryo-4.

Kolektör Çıkış Sıcaklıkları [°C]	
Yıllık ortalama sıcaklık	96,76
Kış sezonu ortalama sıcaklık	92,25
Yaz sezonu ortalama sıcaklık	99,74

Denklem 4.44 ve denklem 4.47 kullanılarak hesaplanan doğalgaz kaynaklı yıllık sera gazı emisyonu azaltım miktarı 40,04 tCO₂e/yıl; denklem 4.45, denklem 4.48 ve Çizelge 4.29 kullanılarak hesaplanan elektrik tüketimi kaynaklı sera gazı emisyonu azaltım miktarı 40,79 tCO₂e/yıl'dır. Denklem 4.46'ya göre toplam sera gazı emisyonu azaltım miktarı ise 80,83 tCO₂e/yıl olarak hesaplanmaktadır.

5.5 Senaryo-5: Alüminyum Yansıtıcı

İlk yatırım aşamasında, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi üreticisi firma sistemin yansıtıcı elemanı için iki farklı opsiyon sunmuştur. 4 mm temperli cam aynanın, alüminyum yansıtıcı yüzeye göre yansıtma verimi yaklaşık %5,3 daha yüksek olduğu için cam ayna tercih edilmiştir. Senaryo-5'te, Romanya iklim şartlarında alüminyum yansıtıcı yüzey kullanıldığı durum incelenmiştir. Değişkenler, Çizelge 5.13'te verilmiştir.

Çizelge 5.13 : Senaryo-5, parametreler.

Senaryo-5	
Lokasyon	Romanya / Craiova
Kolektör Yansıtıcı Yüzeyi	Alüminyum Ayna (%88)
Baypas Sıcaklığı	100°C
Isıtma Devresi Set Sıcaklığı	80°C
Soğutma Devresi Set Sıcaklığı	95°C

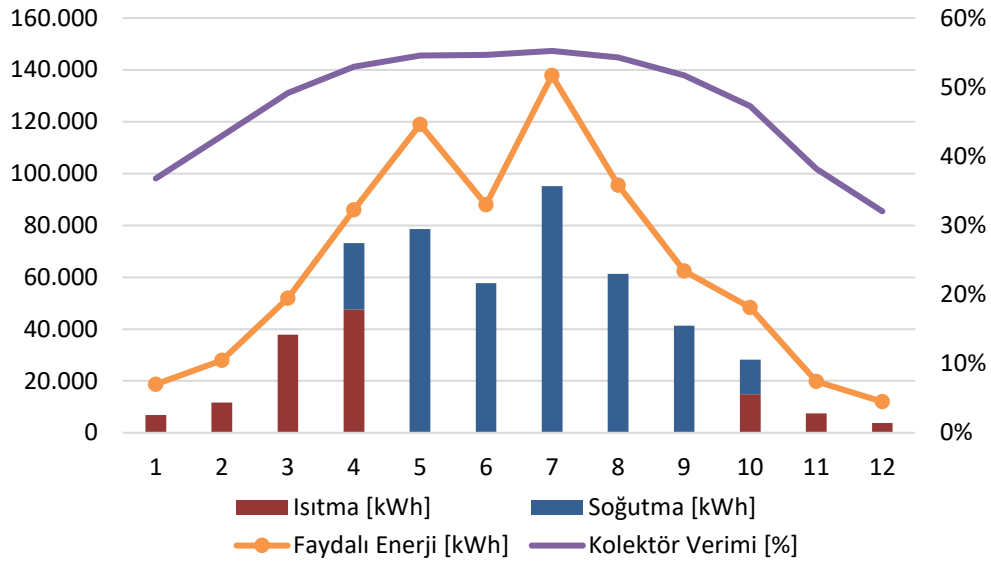
Şekil 5.5'e göre alüminyum yansıtıcıya sahip parabolik oluklu kolektörlerden elde edilen faydalı enerji, Romanya iklim şartlarında 767.437 kWh'tir.

Kolektör yıllık ortalama verimi %47,48 iken, en yüksek verim %55,25 ile temmuz ayında gerçekleşmektedir.

Senaryoya göre ısıtma sezonunda elde edilen ısıtma enerjisi 130.158 kWh olup, soğutma sezonunda proses soğutma enerjisi ise 372.988 kWh'tir. Isıtma ve soğutma sistem verimleri Çizelge 5.14'te verilmiştir.

Çizelge 5.14 : Senaryo-5, ısıtma ve soğutma sistem verimi.

Sistem Verimi	
Isıtma Sistemi (η_{HS})	% 28,30
Soğutma Sistemi (η_{CS})	% 35,78



Şekil 5.5 : Senaryo-5, enerji ve kolektör verimi grafiği.

Denklem 4.44 ve denklem 4.47 kullanılarak hesaplanan doğalgaz kaynaklı yıllık sera gazı emisyonu azaltım miktarı 29,60 tCO₂e/yıl; denklem 4.45, denklem 4.48 ve Çizelge 4.29 kullanılarak hesaplanan elektrik tüketimi kaynaklı sera gazı emisyonu azaltım miktarı 21,58 tCO₂e/yıl'dır. Denklem 4.46'ya göre toplam sera gazı emisyonu azaltım miktarı ise 51,18 tCO₂e/yıl olarak hesaplanmaktadır.

5.6 Senaryo-6: Pakistan (Yalnız Soğutma)

Senaryo-3'te Romanya'da kurulan sistemin Pakistan iklim şartları altında çalışması incelenmişti. Ancak, gerçek durumda Karaçi yıllık ortalama sıcaklıkları ve aylık ısıtma derece-gün değerlerine Çizelge 5.16'dan bakıldığında (15,5°C'nin altında geçen saat sayısı), Karaçi'ye kurulacak sistemin yalnızca soğutma yükünü karşılamak üzere çalışmasının daha uygun olduğu kabulü ile sistemin Senaryo-6'da Karaçi iklim şartları altında yalnızca soğutma sistemi olarak çalıştığı durum analiz edilmiştir. Değişkenler Çizelge 5.15'te verilmiştir.

Çizelge 5.15 : Senaryo-6, parametreler.

Senaryo-6	
Lokasyon	Pakistan / Karaçi
Kolektör Yansıtıcı Yüzeyi	Cam Ayna
Baypas Sıcaklığı	100°C
Isıtma Devresi Set Sıcaklığı	YALNIZ SOĞUTMA
Soğutma Devresi Set Sıcaklığı	95°C

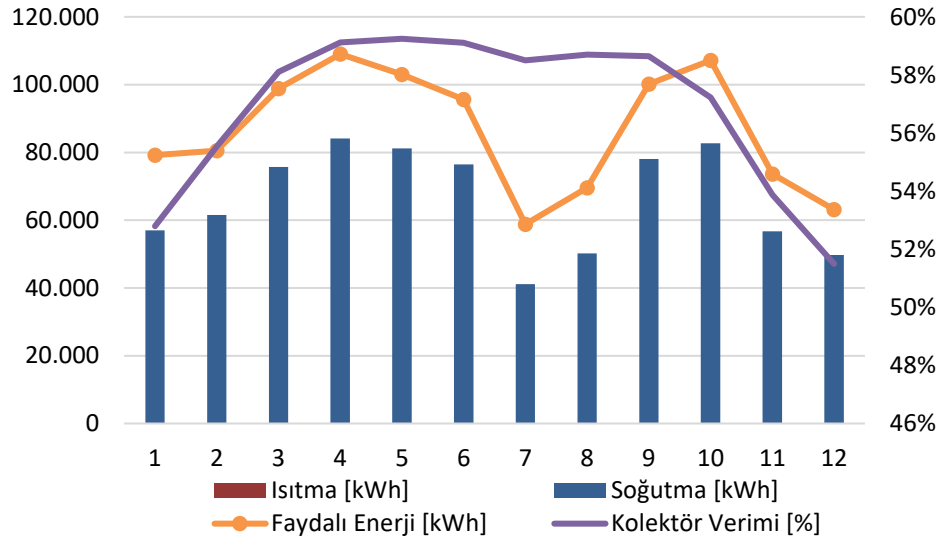
Çizelge 5.16 : Pakistan-Karaçi, hava sıcaklığı ve ısıtma derece-gün verileri.

Aylar	$T_{\text{çevre}}$	HDD
Oca	18,17	12
Şub	20,15	6
Mar	24,49	0
Nis	27,90	0
May	30,54	0
Haz	30,97	0
Tem	30,46	0
Ağu	28,87	0
Eyl	28,51	0
Eki	27,97	0
Kas	23,59	0
Ara	19,50	17

Şekil 5.6’da verilen analiz sonuçlarına bakıldığında, elde edilen yıllık soğutma enerjisi 794.494 kWh iken soğutma sistemi verimi, Çizelge 5.17’de verilmiş olup %45,18’dir.

Çizelge 5.17 : Senaryo-6, soğutma sistem verimi.

Sistem Verimi	
Isıtma Sistemi (η_{HS})	% 0,00
Soğutma Sistemi (η_{CS})	% 45,18



Şekil 5.6 : Senaryo-6, enerji ve kolektör verimi grafiği.

Denklem 4.45 ve Çizelge 4.29 kullanılarak hesaplanan elektrik tüketimi kaynaklı sera gazı emisyonu azaltım miktarı 49,78 tCO₂e/yıl’dır.

5.7 Senaryo-1A: Romanya (Optimize Sıcaklıklar)

Senaryo-1'de Romanya'ya kurulan sistem, tasarım set sıcaklıkları ile analiz edilmiş ve analiz sonucunda kolektör ortalama çıkış sıcaklıkları Çizelge 5.3'te verilmiş, baypas hattının sıcaklıkları yaz ve kış şartlarına göre yeniden tanımlanması gerektiği öngörülmüştü.

Senaryo-1A'da, Senaryo-1 optimize edilerek yeni set sıcaklıkları ile model koşulmuştur. Değişkenler Çizelge 5.18'de verilmiştir.

Çizelge 5.18 : Senaryo-1A, parametreler.

Senaryo-1A	
Lokasyon	Romanya / Craiova
Kolektör Yansıtıcı Yüzeyi	Cam Ayna
Baypas Sıcaklığı (Isıtma Sezonu)	90°C
Baypas Sıcaklığı (Soğutma Sezonu)	98°C
Isıtma Devresi Set Sıcaklığı	80°C
Soğutma Devresi Set Sıcaklığı	95°C

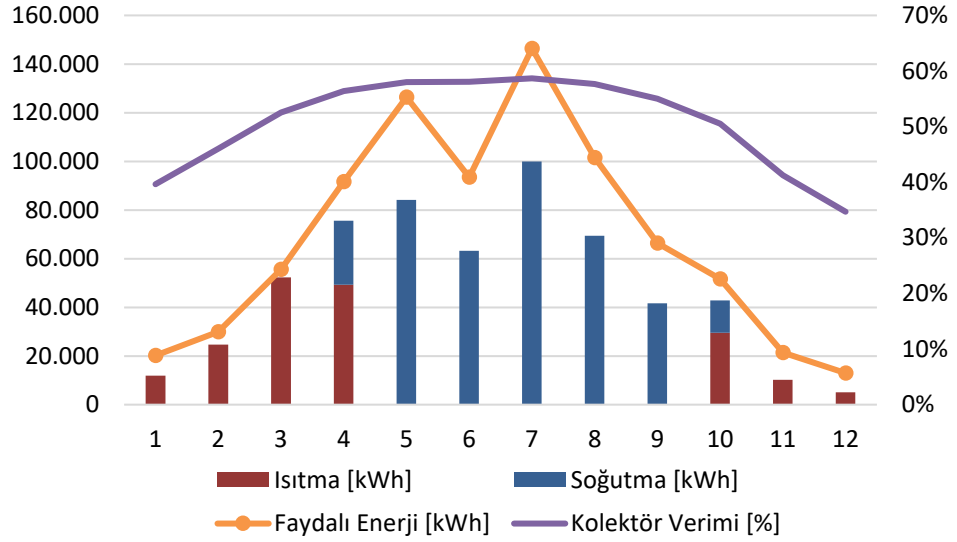
Parabolik oluklu kolektörlerden elde edilen faydalı enerji 817.544 kWh'tir. Kolektör yıllık ortalama verimi %50,71 iken, en yüksek verim %58,68 ile temmuz ayında gerçekleşmektedir. Yeni set sıcaklıkları ile koşulan senaryoya göre ısıtma sezonunda elde edilen ısıtma enerjisi 182.831 kWh olup, soğutma sezonunda proses soğutma enerjisi ise 397.904 kWh'tir.

Şekil 5.7'de enerji kazançları ve verim eğrileri aylar bazında gösterilmektedir, sol eksen enerji, sağ eksen kolektör verimini ifade etmektedir. Isıtma ve soğutma sistem verimi ise Çizelge 5.19'da verilmiştir.

Denklem 4.44 ve denklem 4.47 kullanılarak hesaplanan doğalgaz kaynaklı yıllık sera gazı emisyonu azaltım miktarı 41,58 tCO₂e/yıl; denklem 4.45, denklem 4.48 ve Çizelge 4.29 kullanılarak hesaplanan elektrik tüketimi kaynaklı sera gazı emisyonu azaltım miktarı 23,02 tCO₂e/yıl'dır. Denklem 4.46'ya göre toplam sera gazı emisyonu azaltım miktarı ise 64,60 tCO₂e/yıl olarak hesaplanmaktadır.

Çizelge 5.19 : Senaryo-1A, ısıtma ve soğutma sistem verimi.

Sistem Verimi	
Isıtma Sistemi (η_{HS})	% 39,78
Soğutma Sistemi (η_{CS})	% 38,17



Şekil 5.7 : Senaryo-1A, enerji ve kolektör verimi grafiği.

5.8 Senaryo-2A: Güney Afrika (Optimize Sıcaklıklar)

Senaryo-2'de Güney Afrika'ya kurulan sistem, tasarım set sıcaklıkları ile analiz edilmiş ve analiz sonucunda kolektör ortalama çıkış sıcaklıkları Çizelge 5.6'da verilmiş, baypas hattının sıcaklıkları yaz ve kış şartlarına göre yeniden tanımlanması gerektiği öngörülmüştü. Senaryo-2A'da, Senaryo-2 optimize edilerek yeni set sıcaklıkları ile model koşulmuştur. Değişkenler Çizelge 5.20'de verilmiştir.

Çizelge 5.20 : Senaryo-2A, parametreler.

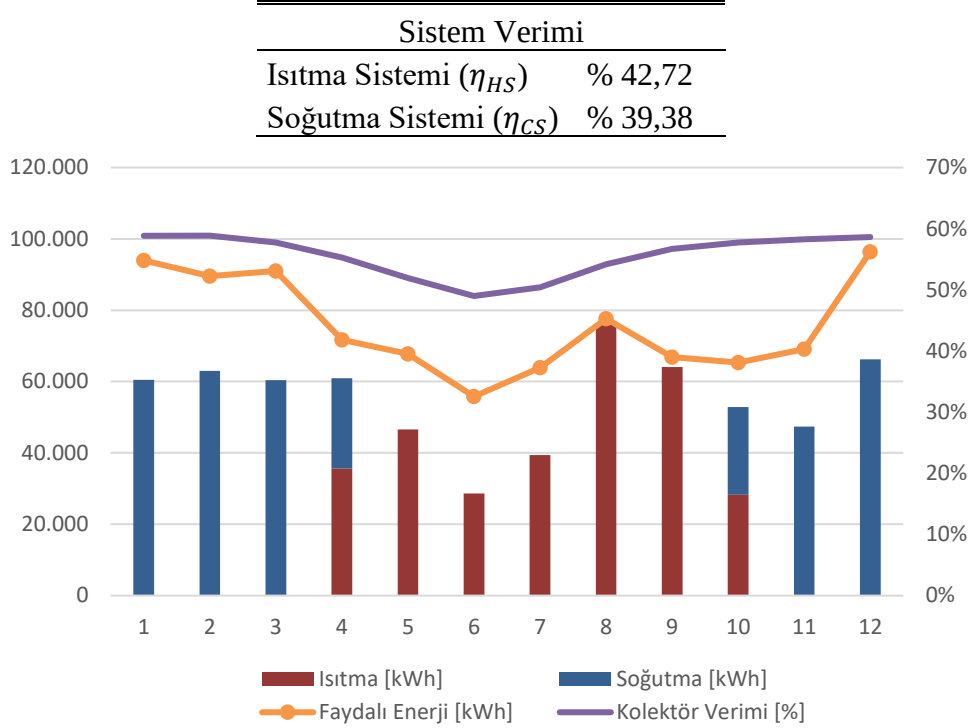
Senaryo-2A	
Lokasyon	G.Afrika / Durban
Kolektör Yansıtıcı Yüzeyi	Cam Ayna
Baypas Sıcaklığı (Isıtma Sezonu)	96°C
Baypas Sıcaklığı (Soğutma Sezonu)	98°C
Isıtma Devresi Set Sıcaklığı	80°C
Soğutma Devresi Set Sıcaklığı	95°C

Parabolik oluklu kolektörlerden elde edilen faydalı enerji 909.073 kWh'tir. Kolektör yıllık ortalama verimi %55,63 iken, en yüksek verim %58,86 ile şubat ayında gerçekleşmektedir.

Yeni set sıcaklıkları ile koşulan senaryoya göre ısıtma sezonunda elde edilen ısıtma enerjisi 318.587 kWh olup, soğutma sezonunda proses soğutma enerjisi ise 347.378 kWh'tir. Şekil 5.8'de enerji kazançları ve verim eğrileri aylar bazında gösterilmektedir, sol eksen enerji, sağ eksen kolektör verimini ifade etmektedir.

Senaryo-2A'ya ait ısıtma ve soğutma sistem verimi ise Çizelge 5.21'de verilmiştir. Buna göre ısıtma sistem verimi %42,72 iken, soğutma verimi %39,38 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 5.21 : Senaryo-2A, ısıtma ve soğutma sistem verimi.



Şekil 5.8 : Senaryo-2A, enerji ve kolektör verimi grafiği.

Denklem 4.44 ve denklem 4.47 kullanılarak hesaplanan doğalgaz kaynaklı yıllık sera gazı emisyonu azaltım miktarı 72,45 tCO_{2e}/yıl; denklem 4.45, denklem 4.48 ve Çizelge 4.29 kullanılarak hesaplanan elektrik tüketimi kaynaklı sera gazı emisyonu azaltım miktarı 29,88 tCO_{2e}/yıl'dır. Denklem 4.46'ya göre toplam sera gazı emisyonu azaltım miktarı ise 102,33 tCO_{2e}/yıl olarak hesaplanmaktadır.

5.9 Senaryo-4A: Türkiye (Optimize Sıcaklıklar)

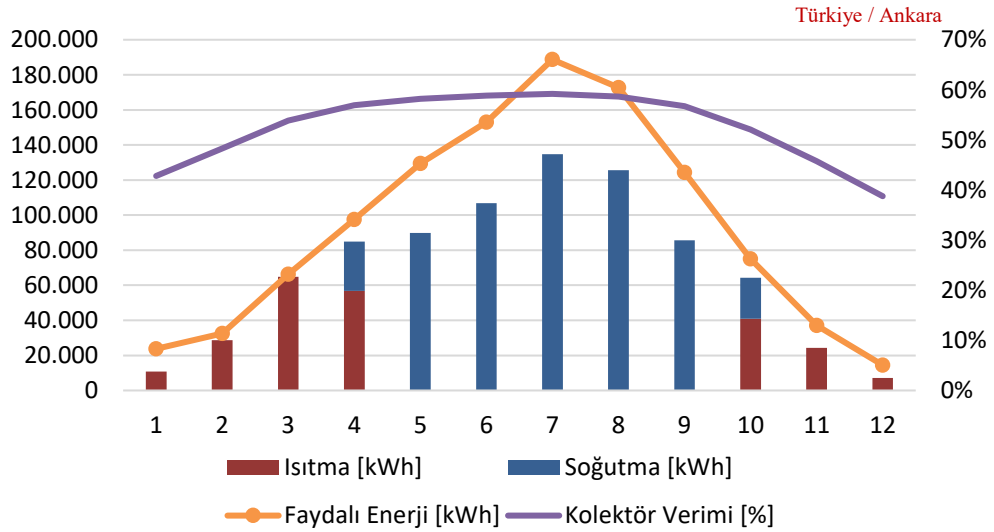
Senaryo-4'te Türkiye'ye kurulan sistem, tasarım set sıcaklıkları ile analiz edilmiş ve analiz sonucunda kolektör ortalama çıkış sıcaklıkları Çizelge 5.12'de verilmiş, baypas hattının sıcaklıkları yaz ve kış şartlarına göre yeniden tanımlanması gerektiği öngörülmüştü. Senaryo-4A'da, Senaryo-4 optimize edilerek yeni set sıcaklıkları ile model koşulmuştur. Değişkenler, Çizelge 5.22'de verilmiştir.

Çizelge 5.22 : Senaryo-4A, parametreler.

Senaryo-4A	
Lokasyon	Türkiye / Ankara
Kolektör Yansıtıcı Yüzeyi	Cam Ayna
Baypas Sıcaklığı (Isıtma Sezonu)	92°C
Baypas Sıcaklığı (Soğutma Sezonu)	99°C
Isıtma Devresi Set Sıcaklığı	80°C
Soğutma Devresi Set Sıcaklığı	95°C

Parabolik oluklu kolektörlerden elde edilen faydalı enerji 1.115.085 kWh'tir. Kolektör yıllık ortalama verimi %52,51 iken, en yüksek verim %59,20 ile temmuz ayında gerçekleşmektedir.

Yeni set sıcaklıkları ile koşulan senaryoya göre ısıtma sezonunda elde edilen ısıtma enerjisi 233.327 kWh olup, soğutma sezonunda proses soğutma enerjisi ise 594.031 kWh'tir. Şekil 5.9'da enerji kazançları ve verim eğrileri aylar bazında gösterilmektedir, sol eksen enerji, sağ eksen kolektör verimini ifade etmektedir. Isıtma ve soğutma sistem verimi ise Çizelge 5.23'te verilmiştir.



Şekil 5.9 : Senaryo-4A, enerji ve kolektör verimi grafiği.

Çizelge 5.23 : Senaryo-4A, ısıtma ve soğutma sistem verimi.

Sistem Verimi	
Isıtma Sistemi (η_{HS})	% 43,34
Soğutma Sistemi (η_{CS})	% 40,74

Denklem 4.44 ve denklem 4.47 kullanılarak hesaplanan doğalgaz kaynaklı yıllık sera gazı emisyonu azaltım miktarı 53,07 tCO₂e/yıl; denklem 4.45, denklem 4.48 ve

Çizelge 4.29 kullanılarak hesaplanan elektrik tüketimi kaynaklı sera gazı emisyonu azaltım miktarı 40,86 tCO₂e/yıl'dır. Denklem 4.46'ya göre toplam sera gazı emisyonu azaltım miktarı ise 93,93 tCO₂e/yıl olarak hesaplanmaktadır.

5.10 Senaryo-6A: Pakistan – Yalnızca Soğutma (Optimize Sıcaklıklar)

Senaryo-6'de Pakistan'a kurulan ve yalnızca soğutma yapan sistem, tasarım set sıcaklıkları ile analiz edilmiş ve analiz sonucunda kolektör ortalama çıkış sıcaklıklarına göre, baypas hattının sıcaklıkları yaz ve kış şartlarına göre yeniden tanımlanması gerektiği öngörülmüştü. Senaryo-6A'da, Senaryo-6 optimize edilerek yeni set sıcaklıkları ile model koşulmuştur. Değişkenler, Çizelge 5.24'te verilmiştir.

Çizelge 5.24 : Senaryo-6A (Pakistan), parametreler.

Senaryo-6A	
Lokasyon	Pakistan / Karaçi
Kolektör Yansıtıcı Yüzeyi	Cam Ayna
Baypas Sıcaklığı (Isıtma Sezonu)	97°C
Baypas Sıcaklığı (Soğutma Sezonu)	98°C
Isıtma Devresi Set Sıcaklığı	YALNIZ SOĞUTMA
Soğutma Devresi Set Sıcaklığı	95°C

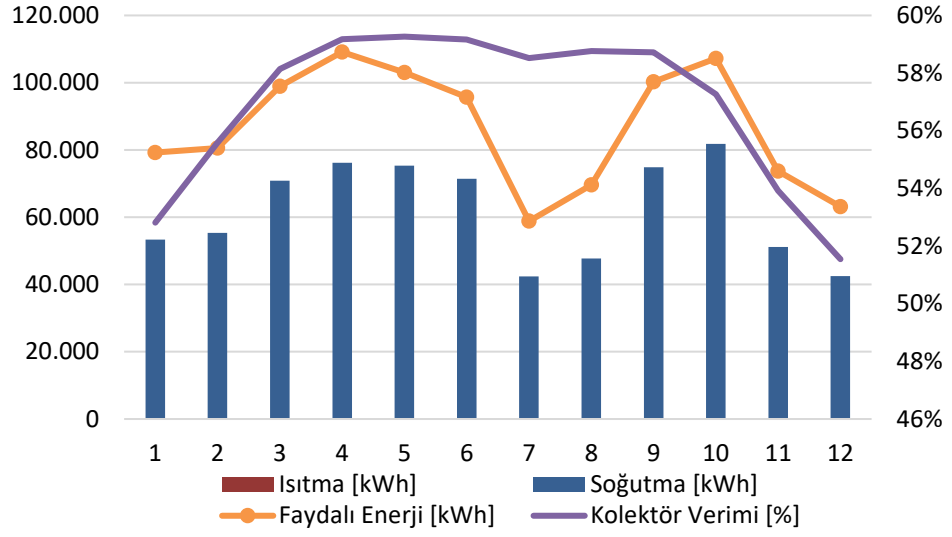
Parabolik oluklu kolektörlerden elde edilen faydalı enerji 1.039.319 kWh'tir. Kolektör yıllık ortalama verimi %56,91 iken, en yüksek verim %59,26 ile mayıs ayında gerçekleşmektedir.

Yeni set sıcaklıkları ile koşulan senaryoya göre soğutma sezonunda elde edilen proses soğutma enerjisi 742.807 kWh'tir. Şekil 5.10'da enerji kazançları ve verim eğrileri aylar bazında gösterilmektedir, sol eksen enerji, sağ eksen kolektör verimini ifade etmektedir. Isıtma ve soğutma sistem verimi ise Çizelge 5.25'te verilmiştir.

Denklem 4.45, denklem 4.48 ve Çizelge 4.29 kullanılarak hesaplanan elektrik tüketimi kaynaklı sera gazı emisyonu azaltım miktarı 46,54 tCO₂e/yıl'dır. denklem 4.46'ya göre toplam sera gazı emisyonu azaltım miktarı ise 46,54 tCO₂e/yıl olarak hesaplanmaktadır.

Şekil 5.10 : Senaryo-6A, ısıtma ve soğutma sistem verimi.

Sistem Verimi	
Isıtma Sistemi (η_{HS})	% 0,00
Soğutma Sistemi (η_{CS})	% 42,94



Şekil 5.11 : Senaryo-6A, enerji ve kolektör verimi grafiği.

Bir sonraki bölümde, tüm senaryo çıktıları ve performans göstergeleri karşılaştırılarak değerlendirilmiştir.

6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu bölümde, senaryo çıktıları incelenecektir. İlk dört senaryoya bakıldığında, eş sistemlerin farklı coğrafi konumlarda koşulduğu görülmektedir. Bu sebeple baz senaryo olan Senaryo-1, Senaryo-2/3/4 ile Çizelge 6.1’de karşılaştırılmıştır.

Çizelge 6.1: Eş sistemlerin karşılaştırma tablosu.

	Senaryo-1	Senaryo-2	Senaryo-3	Senaryo-4	
	Ro / Craiova	G.A. / Durban	Pk / Karaçi	Tr / Ankara	Birim
$Q_{ısıtma}$	145.260	264.578	475.475	176.028	kWh
$Q_{soğutma}$	405.784	349.024	368.582	592.905	kWh
$Q_{faydalı}$	816.240	908.013	1.039.588	1.114.071	kWh
η_{HS}	31,60	35,48	51,12	32,68	%
η_{CS}	38,92	39,57	41,30	40,6%	%
SGE_{DG}	33,04	60,17	108,14	40,04	tCO ₂ e/yıl
SGE_E	23,48	30,02	23,09	40,79	tCO ₂ e/yıl
SGE_{TOTAL}	56,52	90,19	131,23	80,83	tCO ₂ e/yıl

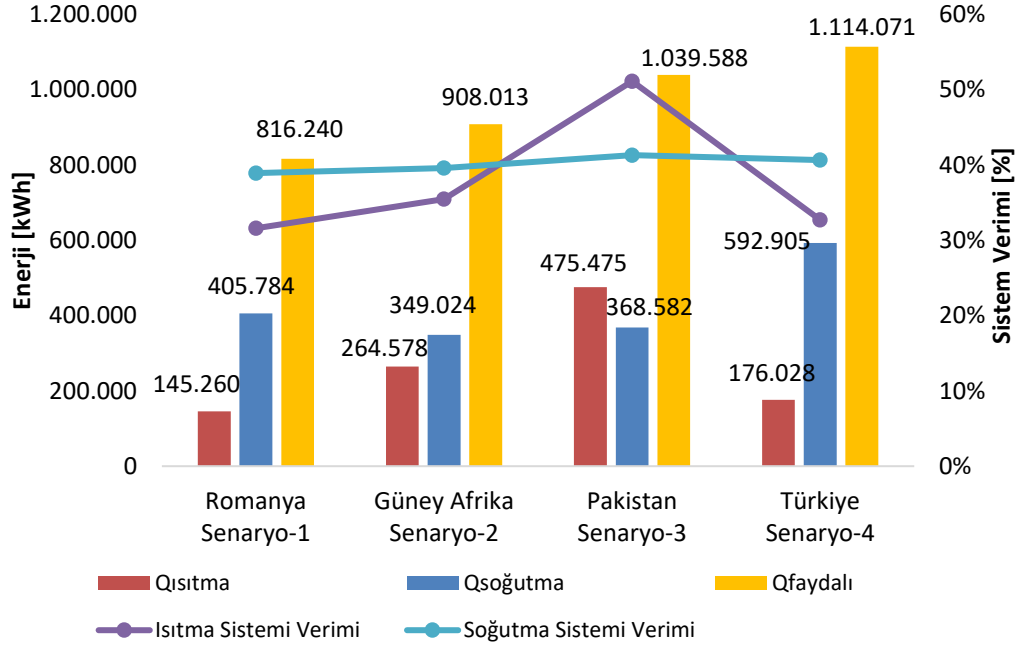
Kolektörlerden elde edilen enerjilere bakıldığında, Ankara’ya kurulacak sistemin, tüm sistemler içerisinde en fazla güneş enerjisine maruz kalan sistem olduğu görülmektedir. Ancak bu durum, coğrafi konumun etkisinden kaynaklanmaktadır. Örneğin, Ankara’daki sistemin kolektörlerden elde ettiği enerji, Craiova’daki sistemden yaklaşık %36,4 daha yüksektir. Güneş enerjisi sistemleri fizibilite çalışmaları için data seti sağlayan ticari bir girişim olan Solargis üzerinden direkt normal ışıınım (DNI) verileri karşılaştırılmıştır, Şekil A.8’den ulaşılabilmektedir.. Çizelge 6.2’de görüldüğü üzere Ankara’nın yıllık DNI ortalaması Craiova’dan yaklaşık %34 daha yüksektir. Bu durum, kolektörlerin sağladığı enerjideki %36,4’lük farkı açıklamaktadır.

Çizelge 6.2: Ankara ve Craiova DNI verileri (Url-8).

	Ankara	Craiova	Fark
DNI [kWh/m ²]	1742	1301	33,9%

Ankara’ya kurulan sistemin faydalı enerjisi daha yüksek olmasına rağmen, sene içerisinde ısıtma ve soğutma sisteminden elde edilen enerjilerin toplamına

bakıldığında Pakistan'ın kazancının %9,7 daha yüksek olduğu görülmektedir. Pakistan iklimi nedeniyle mahal ısıtmaya ihtiyaç duymamaktadır. Bu durumda, ısıtma sistemini kışın proses ihtiyaçlarında kullanmak üzere Pakistan'a yapılacak yatırım, ilk dört senaryo içinde en verimli seçenek olarak görülmektedir.



Şekil 6.1: Senaryo-1/2/3/4 karşılaştırma grafiği.

Çizelge 4.29 incelendiğinde, Güney Afrika'da birim elektrik tüketimi başına sera gazı emisyonu salımı diğer 3 ülkeye göre daha yüksektir. Bu da Güney Afrika'nın elektrik üretiminde fosil yakıtların kullanım oranının, diğer ülkelerin fosil yakıt kullanım oranına göre daha fazla olduğunu göstermektedir.

Pakistan'a kurulacak sistemin yalnızca proses soğutma yükünü karşılayacağı alternatif olan Senaryo-6 ile Senaryo-3, Çizelge 6.3'te karşılaştırılmıştır.

Çizelge 6.3: Pakistan, Senaryo-3 ve Senaryo-6 karşılaştırma tablosu.

	Senaryo-3	Senaryo-6	
	PK / Karaçi	PK / Karaçi	Birim
$Q_{ısıtma}$	475.475	0	kWh
$Q_{soğutma}$	368.582	794.494	kWh
$Q_{faydalı}$	1.039.588	1.038.543	kWh
η_{HS}	51,12	0,00	%
η_{CS}	41,30	45,18	%
SGE_{DG}	108,14	0	tCO ₂ e/yıl

Çizelge 6.3 (devamı): Pakistan, Senaryo-3 ve Senaryo-6 karşılaştırma tablosu.

	Senaryo-3	Senaryo-6	
	PK / Karaçi	PK / Karaçi	Birim
SGE_E	23,09	49,78	tCO ₂ e/yıl
SGE_{TOTAL}	131,23	49,78	tCO ₂ e/yıl

Soğutma enerjileri ve soğutma sistem verimleri karşılaştırıldığında, sırasıyla %115,55 ve 3,88 puan artış olduğu görülmektedir. Ancak, Senaryo-6’da doğalgaz kaynaklı sera gazı emisyonu olmadığı için, Senaryo-3’ün sera gazı emisyonu azaltımı daha fazla olduğu görülmektedir. Gelecek çalışmalarda, Pakistan’daki prosesler detaylı olarak incelenerek, ısıtma enerjisinin proses için kullanımı değerlendirilmelidir.

Yatırım aşamasında yansıtıcı malzeme seçimi konusunda alüminyum yansıtıcı ile cam ayna arasından, yansıtıcılık verim değeri %5,3 daha yüksek olduğu için cam ayna tercih edilmiştir. Her iki malzeme için de üretici firmanın sağlamış olduğu yansıtıcılık değerleri girilerek koşulan senaryo sonuçları (Senaryo-1 ve Senaryo-5) karşılaştırılmıştır. Çizelge 6.4’te detayı verilen senaryoda, elde edilen enerji ısıtma enerjisinde %10,4, soğutma enerjisinde ise %8 cam aynaya göre daha düşük durumdadır. Toplam sistem verimlerinde yaklaşık 3’er puanlık düşüş görülmüştür. Çizelge 6.4’te Senaryo-1 ve Senaryo-5’e ait çıktıların değerleri verilmiştir. Buna göre yıllık sera gazı emisyon azaltım miktarında da Senaryo-5’te, Senaryo-1’e göre %9,44 oranında düşüş görülmektedir.

Çizelge 6.4: Senaryo-1 ve Senaryo-5 karşılaştırma.

	Senaryo-1	Senaryo-5	
	RO / Craiova	RO / Craiova	Birim
$Q_{ısıtma}$	145.260	130.158	kWh
$Q_{soğutma}$	405.784	372.988	kWh
$Q_{faydalı}$	816.240	767.437	kWh
η_{HS}	31,60	28,30	%
η_{CS}	38,92	35,78	%
SGE_{DG}	33,04	29,60	tCO ₂ e/yıl
SGE_E	23,48	21,58	tCO ₂ e/yıl
SGE_{TOTAL}	56,52	51,18	tCO ₂ e/yıl

Tez çalışmasının bir başka amacı da, mevcut çalışma koşullarının optimize edilerek verimlilik artışı sağlanmasıydı. Baypas hattında yapılan set sıcaklıkları optimizasyon çalışmalarında Romanya'daki sistemin değerleri incelenmiştir, karşılaştırma tablosu Çizelge 6.5'te verilmiştir.

Yapılan set sıcaklığı çalışmasında, ısıtma enerjisinde %25,86'lık bir iyileştirme sağlanmıştır ancak soğutma tarafında yeni set sıcaklıkları ile elde edilen soğutma enerjisinde 1,94% oranında düşüş yaşanmıştır.

Çizelge 6.5: Romanya optimize edilmiş set sıcaklıkları.

	Senaryo-1	Senaryo-1A		Fark
	RO / Craiova	RO / Craiova	Birim	Δ
$Q_{ısıtma}$	145.260	182.831	kWh	25,86%
$Q_{soğutma}$	405.784	397.904	kWh	-1,94%
$Q_{faydalı}$	816.240	817.545	kWh	0,16%
η_{HS}	31,60%	39,78%	%	-
η_{CS}	38,92%	38,17%	%	-
SGE_{DG}	33,04	41,58	tCO ₂ e/yıl	25,86%
SGE_E	23,48	23,02	tCO ₂ e/yıl	-1,94%
SGE_{TOTAL}	56,52	64,60	tCO ₂ e/yıl	14,31%

Bu bilgi ışığında, çalışma set sıcaklığının yalnızca kışın değiştirilmesi; yaz sezonu çalışma koşullarında ise tasarım değeri olan 100°C ile çalıştırılması uygun gözükmektedir.

Güney Afrika için yapılan baypas hattı set sıcaklığı optimizasyon çalışması sonucu olan Senaryo-2A ile orijinal durum olan Senaryo-2 aşağıdaki Çizelge 6.6'da karşılaştırılmıştır.

Çizelge 6.6: Güney Afrika optimize edilmiş set sıcaklıkları.

	Senaryo-2	Senaryo-2A		Fark
	G.A. / Durban	G.A. / Durban	Birim	Δ
$Q_{ısıtma}$	264.578	318.587	kWh	20,41%
$Q_{soğutma}$	349.024	347.378	kWh	-0,47%
$Q_{faydalı}$	908.013	909.073	kWh	0,12%
η_{HS}	35,48	42,72	%	-
η_{CS}	39,57	39,38	%	-

Çizelge 6.6 (devamı): Güney Afrika optimize edilmiş set sıcaklıkları.

	Senaryo-2	Senaryo-2A		Fark
	G.A. / Durban	G.A. / Durban	Birim	Δ
SGE_{DG}	60,17	72,45	tCO ₂ e/yıl	20,41%
SGE_E	30,02	29,88	tCO ₂ e/yıl	-0,47%
SGE_{TOTAL}	90,19	102,33	tCO ₂ e/yıl	13,46%

Benzer bir durum burada da söz konusudur. Kış dönemi set sıcaklığının değiştirildiği durumda, elde edilen ısıtma enerjisinde %20,41 artış görülürken, elde edilen soğutma enerjisinin miktarı 0,47% oranında düşmektedir. Bu durumda, sistem yaz koşullarında tasarım set sıcaklığında çalıştırılmalıdır.

Senaryo-4'te verilen Ankara'daki sistemin, set sıcaklığında yapılan değişim Senaryo-4A olarak koşulmuştur. Senaryo-4 ile Senaryo-4A'nın karşılaştırma tablosu olan Çizelge 6.7'ye bakıldığında,

Çizelge 6.7: Türkiye set sıcaklığı optimizasyon çalışması.

	Senaryo-4	Senaryo-4A		Fark
	TR / Ankara	TR / Ankara	Birim	Δ
$Q_{Isıtma}$	176.028	233.327	kWh	32,55%
$Q_{soğutma}$	592.905	594.031	kWh	0,19%
$Q_{faydalı}$	1.114.071	1.115.085	kWh	0,09%
η_{HS}	32,68	43,34	%	-
η_{CS}	40,6%	40,74	%	-
SGE_{DG}	40,04	53,07	tCO ₂ e/yıl	32,55%
SGE_E	40,79	40,86	tCO ₂ e/yıl	0,19%
SGE_{TOTAL}	80,83	93,93	tCO ₂ e/yıl	16,22%

Yapılan set sıcaklığı çalışmasıyla, ısıtma sistemi için elde edilen enerjide %32,55'lik bir artış sağanırken, soğutma enerjisinde %0,19 oranında bir artış sağlanmıştır.

Senaryo-6'da incelenen Pakistan'a kurulacak yalnız soğutma sistemine sahip tesisin sıcaklıkları Senaryo-6A'da optimize edilmiş ve Çizelge 6.8'de karşılaştırılmıştır.

Çizelge 6.8'de görüldüğü üzere, yapılan çalışma sonucu %6,5'lik soğutma enerjisi kaybı yaşanacağı görülmektedir.

Bu durumda, Karaçi'ye kurulan sistem, iklim şartları sebebiyle verimi yüksek olup, elde edilen enerjiler de yüksektir.

Çizelge 6.8 : Pakistan,yalnız soğutma sistemi set sıcaklığı optimizasyon çalışması.

	Senaryo-6	Senaryo-6A		Fark
	PK / Karaçi	PK / Karaçi	Birim	Δ
$Q_{ısıtma}$	0	0	kWh	-
$Q_{soğutma}$	794.494	742.807	kWh	-6,51%
$Q_{faydalı}$	1.038.543	1.039.319	kWh	0,07%
η_{HS}	0,00	0,00	%	-
η_{CS}	45,18	42,94	%	-
SGE_{DG}	0	0	tCO ₂ e/yıl	
SGE_E	49,78	46,54	tCO ₂ e/yıl	-6,51%
SGE_{TOTAL}	49,78	46,54	tCO ₂ e/yıl	-6,51%

Craiova iklim verisi altında kolektörlerde alüminyum yansıtıcı kullanılması durumunda, cam aynalı mevcut sisteme göre ısıtma enerjisinden %10,3, soğutma enerjisinden ise %8 daha az enerji elde edilecektir.

Set sıcaklıkları optimizasyonu sonuçları incelendiğinde, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sisteminin ısıtma sistemine Craiova’da %25,8; Durban’da %20,4; Ankara’da %32,55 oranında daha fazla enerji temin ettiği görülmektedir. Ancak, baypas set sıcaklıklarının düşmesi, tank sıcaklığını da düşürmektedir. Katalog verilerine göre absorpsiyonlu soğutma grubunun optimum verimi 95°C’dedir, ayrıca su sıcaklığı arttıkça absorpsiyonlu soğutma sisteminin verimi arttığı için hat kayıpları ve eşanjör kaybı da hesaba katıldığında soğutma sistemi verimi için baypas sıcaklığının 95°C’nin üzerinde olması gerektiği sonucuna varılmaktadır. Bu şartlar altında Romanya’daki mevcut sistemin optimum koşullarda işletilmesi için baypas set sıcaklıkları yaz sezonu için, 100°C; kış sezonu için ise 90°C olarak belirlenmesi önerilmektedir. Bu öneri ile ısıtma sisteminde elde edilecek enerjide %25,86 artış beklenirken, sera gazı emisyon azaltımının %14’ün üzerinde olması beklenmektedir.

Kurulan yoğunlaştırılmış güneş enerjisi destekli ısıtma ve soğutma sistemi, yenilenebilir enerji kaynaklı sistem olması sebebiyle, sera gazı emisyonlarında azalma sağlarken, yıllık elektrik ve doğalgaz tüketimlerinde düşüş sağlamaktadır.

Analiz sonuçları, yapılacak fizibilite çalışmalarına yön verecek nitelikte, tüm detayları ile verilmiştir.

Kolektör gruplarının, birbiri üzerindeki gölgelemeleri hesaba dahil edilmelidir. Pakistan’ın ışınlam değerleri ve güneşlenme süresinin yüksek olması sebebiyle

Pakistan operasyonlarındaki proses detayı incelenerek, ısıtma enerjisinin mahal ısıtmada kullanılması yerine, proseste kullanılması düşünülmelidir, ancak Pakistan’da yaşanan kum fırtınaları göz önünde bulundurularak tozlanma faktörü üzerine daha detaylı bir çalışma yapılmalıdır. Sahada gerçek üretim verileri ile yapılacak deneysel çalışmayla, kirlenme faktörünün ve temizlik periyodunun üretime etkisi incelenebilir.

KAYNAKLAR

- Abd-Ennour, A., Bouhelal, G., Chakib, S., Saïd, A.** (2015). Mathematical modelling of a solar parabolic trough collector coupling with an absorption machine.
- Abdel-Dayem, A.M.** (2011). Numerical-simulation and experimental-validation of the largest Egyptian solar process-heat system. *Journal of Renewable And Sustainable Energy* 3, 043102. doi:10.1063/1.3584836
- Assilzadeh, F., Kalogirou, S.A., Ali, Y., Sopian, K.** (2004). Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors. *Renewable Energy* 30, 1143–1159. doi:10.1016/j.renene.2004.09.017
- Aydın, M., Şişman, A., Dinçer, Ş., Erdeoğan, C., Gültekin, A.** (2013) Toprak Kaynaklı Isı Pompalarında Isıl Cevap Testi ve Kuyu Performansının Analitik Öngörüsü, *11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, Türkiye : 17.04-20.04
- Bermejo, P., Pino, F.J., Rosa, F.** (2010). Solar absorption cooling plant in Seville. *Solar Energy* 84, 1503–1512. doi:10.1016/j.solener.2010.05.012
- Boylu, Y.** (2012). *Habbecik Pompalı Absorbsiyonlu Sistemlerin Termodinamik Analizi*. (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Bozkaya, B.,** (2010). Güneş enerjisi destekli NH₃-H₂O çalışma akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sisteminin incelenmesi. (Yüksek Lisans Tezi), Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Brander, M., Sood, A., Wylie, C., Haughton, A., Lovell, J.** (2011) Electricity-specific emission factors for grid electricity, Teknik Rapor
- Cabrera, F. J., Fernández-García, A., Silva, R. M. P., Pérez-García, M.** (2013). Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration

and air-conditioning applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 20, 103–118. doi: 10.1016/j.rser.2012.11.081

C., Mohamed, Aissa, M.F.B., Bouadila, S., Balghouthi, M., Farhat, A., Guizani, A., (2016). Experimental investigation of parabolic trough collector system under tunisian climate: design, manufacturing and performance assessment. *Applied Thermal Engineering*. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.02.073

Çengel, Y.A., Boles, M.A. (2011). *Thermodynamics An Engineering Approach*. New York, NY: The McGraw-Hill Companies, Inc. 7th Edition

Dabiri, S., Rahimi, M.F. (2016). Introduction of solar collectors and energy and exergy analysis of a heliostat plant – *The 3rd International Conference and Exhibition on Solar Energy ICES-2016, Tehran, Iran*

D’Antoni, M., Luca, S.D., Vitali-Nari, S. (2017). Simulation report of Turkish demonstrator active system integration. *Total Renovation Strategies for Energy Reduction in Public Building Stock*, 05.03.2017.

Duffie J.A., Beckman, W.A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. 4th Edition, John Wiley & Sons, Inc.

European Commission (2016). Mapping and analyses of the current and future (2020 - 2030) heating/cooling fuel deployment (fossil/renewables). Sf. 93

EUROSTAT (2019). Energy statistics – an overview <https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/pdfscache/29046.pdf> erişim tarihi 20.09.2019

Fernández-García, A., Sutter, F., Fernández-Reche, J., & Lüpfert, E. (2017). Mirrors. *The Performance of Concentrated Solar Power (CSP) Systems*, 67–98. doi:10.1016/b978-0-08-100447-0.00003-1

Florides, G.A., Kalogirou, S. A., Tassou, S. A., Wrobel, L. C. (2001). Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus. *Solar Energy Vol. 72, No. 1*, 43–51.

- Forristall, R.** (2003). *Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver*. U.S. National Renewable Energy Laboratory, October 2003.
- Genceli, O.F.** (2010). *Isı Değiştiricileri*. İstanbul: Birsen Yayınevi
- Ghazzani, B.E., Plaza, D.M., Cadi, R.A.E., Ihlal, A., Abnay, B., Bouabid, K.** (2017). Thermal plant based on parabolic trough collectors for industrial process heat generation in Morocco. *Renewable Energy*. doi: 10.1016/j.renene.2017.06.063
- Güngör, E.** (2015). 200kW gücünde yoğunlaştırıcı güneş ısı santralinin tasarımı. (Yüksek Lisans Tezi) Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir (YÖK Tez No: 405303)
- Hachicha, A.A., Rodríguez, I., Capdevila, R., Oliva, A.** (2013). Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector. *Applied Energy* 111 (2013) 581–592. doi: 10.1016/j.apenergy.2013.04.067
- Hassan, H.Z., Mohammad, A.A.** (2012). A review on solar cold production through absorption technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, 5331-5348.
- International Energy Agency** (2019). Global Energy & CO2 Status Report 2018, Mart 2019
- International Energy Agency** (2017). Renewables 2017 – Analysis and Forecast to 2022 report
- Intergovernmental Panel on Climate Change** (2006). **2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories**, Vol.2: Energy - Chapter 2: Stationary Combustion, sf 2.18
- Intergovernmental Panel on Climate Change** (2013). Climate Change 2013 The Physical Science Basis, Chapter 8: Anthropogenic and Natural Radiative Forcing
- Intergovernmental Panel on Climate Change** (2019). Climate Change and Land, Special Report on Climate Change, Desertification, Land Degradation, Sustainable Land Management, Food Security, and Greenhouse gas

fluxes in Terrestrial Ecosystems – Summary for Policymakers, sf. 4
https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2019/08/4.-SPM_Approved_Microsite_FINAL.pdf erişim tarihi: 25.09.2019

International Energy Agency (2019). Global Energy Transformation A Road Map to 2050. 2019 Edition

Kabacıoğlu, N. (2012). Sanayi kuruluşlarında sera gazı salınımları ve sera gazı hesaplama yöntemleri (Yüksek Lisans Tezi) Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli (YÖK Tez No: 301636)

Kalogirou, S.A. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science* 30, 231–295. doi:10.1016/j.pecs.2004.02.001

Kodama, T. (2003) High-temperature solar chemistry for converting solar heat to chemical fuels. *Progress in Energy and Combustion Science* 29, sf 567–597 doi: 10.1016/S0360-1285(03)00059-5

Kumaresan, G., Sridhar, R., Velraj, R. (2012). Performance studies of a solar parabolic trough collector with a thermal energy storage system. *Energy* 47, 395-402. doi: /10.1016/j.energy.2012.09.036

Lovegrove, K., Csiro, W. S. (2012). Introduction to concentrating solar power (CSP) technology. *Concentrating Solar Power Technology*, Woodhead Publishing sf. 3–15. doi:10.1533/9780857096173.1.3

Meyen, S., Lüpfert, E., Pernpeintner, J., Fend, T. (2009) Optical Characterisation of Reflector Material for Concentrating Solar Power Technology, *15th International SolarPACES Symposium, September 2009*

Nallusamy, N., Sivaram, P.M., Suresh, M. (2017). Numerical modelling of solar parabolic trough receiver employed for thermal energy storage system. *Journal of Clean Energy Technologies*, Vol. 5, No. 2, 107-113. doi:10.18178/jocet.2017.5.2.353

Patnode, A.M. (2006). Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants (Yüksek Lisans Tezi). University of Wisconsin-Madison

- Platzer, W., Hildebrandt, C.** (2012). Absorber materials for solar thermal receivers in concentrating solar power (CSP) systems. *Concentrating Solar Power Technology*, 469–494. doi:10.1533/9780857096173.3.469
- Price, H., Lüpfert, E., Kearney, D., Zarza, E., Gee, G.C.R., Mahoney, R.,** (2002). Advances in Parabolic Trough Solar Technology, *Journal of Solar Energy Engineering*. Vol.104, 109-125. doi: 10.1115/1.1467922
- Reca-Cardena, J., López-Luque, R.** (2018). Design Principles of Photovoltaic Irrigation Systems. *Advances in Renewable Energies and Power Technologies*, (1st Edition, Vol.1 sf. 295–333). doi.org/10.1016/B978-0-12-812959-3.00009-5
- Ren21** (2019). Renewables 2019 – Global Status Report
- Senthilkumar, S., Durai Kumar, S., Raghuraman, D.R.S.** (2016). Performance Enhancement of Solar Parabolic Trough Collector by Fluid Flow Control and Solar Tracking System. *Journal of Chemical and Pharmaceutical Sciences, Special Issue 3*, 58-62.
- Siqueira, A.M.O., Gomes, P.E.N, Larissa Torrezani, L., Lucas, E.O., Pereira, G.M.C.,** (2014). Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar collector: an analysis. *Energy Procedia* 57, 401 – 410. doi: 10.1016/j.egypro.2014.10.193
- TRNSYS 18** Weather Data (2017), Software E-Manual, University of Wisconsin-Madison
- Tzivanidis C., Bellos, E., Korres, D., Antonopoulos, K.A., Mitsopoulos, G.** (2015). Thermal and optical efficiency investigation of a parabolic trough collector. *Case Studies in Thermal Engineering* 6, 226–237. <http://dx.doi.org/10.1016/j.csite.2015.10.005>
- Vestergren, U.** *Jeotermal Uygulamalarda Plakalı Isı Eşanjörleri*, MMO
- Vitali-Nari, S., D’Antoni, M., Cozzini, M., Palomar, R.** (2018). *Flexynets Substations: Energy sources and sinks with short term local storages*, 28.02.2018.
- United Nations Department of Economic and Social Affairs,** (2019). World Population Prospects 2019

https://population.un.org/wpp/Publications/Files/WPP2019_Highlights.pdf> erişim tarihi: 09.09.2019

US Energy Informatics Administration (2016). International Energy Outlook 2016, Industrial sector energy consumption, Chapter 7

Zhang, H.L., Baeyens J., Degreve, J., Caceres G. (2013) Concentrated solar power plants: Review and design methodology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.22 sf. 466-481. doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.032

Url-1 <<https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy/renewable-energy.html>>, erişim tarihi 22.04.2019.

Url-2 <<https://archive.org/details/electrical experi03gern/page/604>>, erişim tarihi 29.08.2019

Url-3 <<https://www.solarpaces.org/how-csp-works>>, erişim tarihi 22.08.2019

Url-4 <www.degreedays.net>, erişim tarihi 22.04.2019.

Url-5 <<https://solargis.com/maps-and-gis-data/download/romania>>, erişim tarihi 23.04.2019

Url-6 <<http://www.cleanenergyregulator.gov.au/NGER/About-the-National-Greenhouse-and-Energy-Reporting-scheme/Greenhouse-gases-and-energy#n1>> , erişim tarihi 04.08.2019

Url-7 < https://population.un.org/wpp/Publications/Files/WPP2019_Highlights.pdf> erişim tarihi 08.09.2019

Url-8 <<https://globalsolaratlas.info/?c=11.752648,32.220724,3&s=60.181595,114.798578&m=sg:dni>> erişim tarihi: 10.09.2019

Url-9 <http://www.izobor.com/tr/dokumanlar_files/Isi%20Kaybi%20Hesabi.pdf> erişim tarihi: 05.08.2019

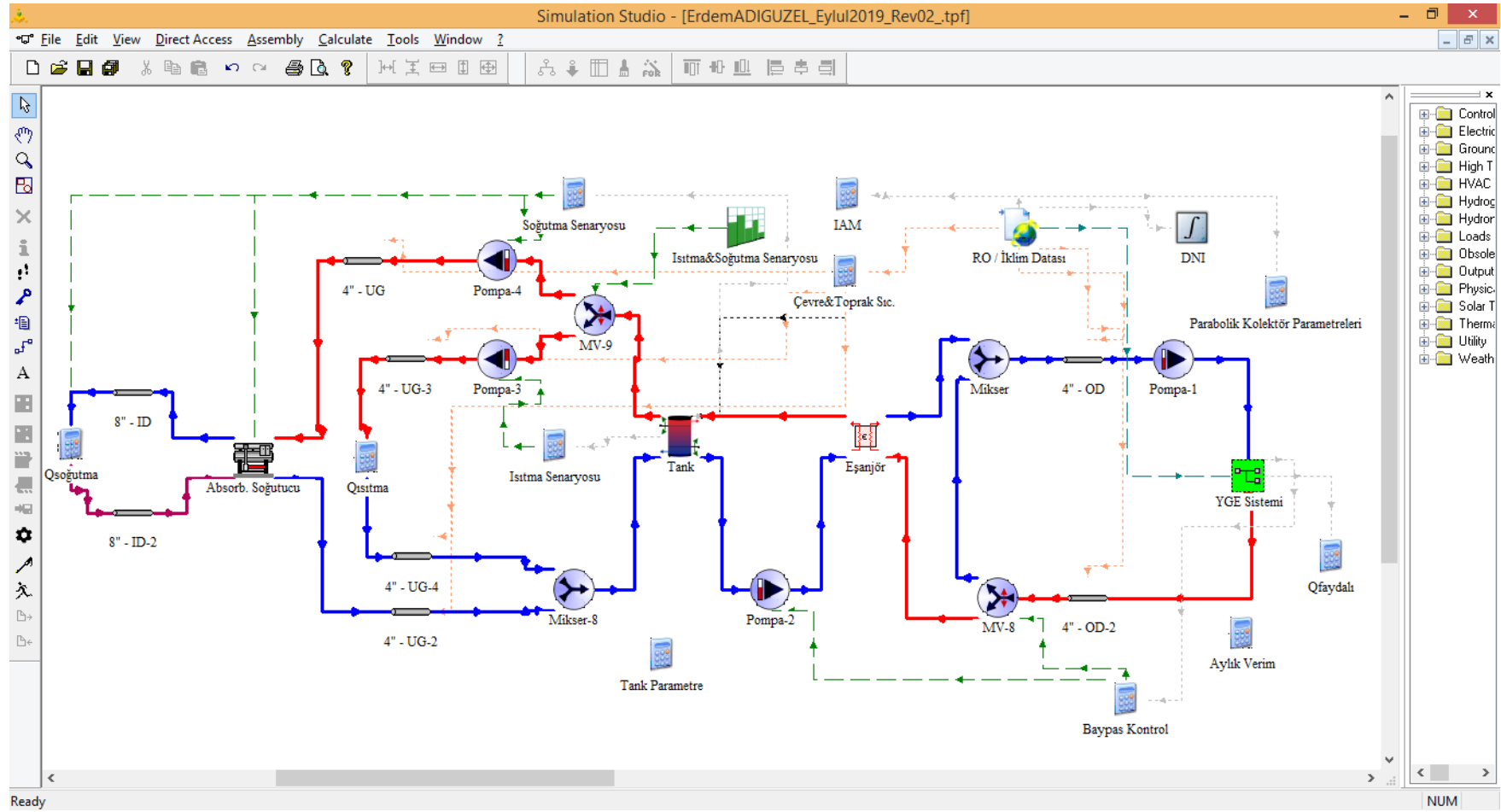
Url-10 < <https://www.izocam.com.tr/userfiles/files/urunler/yalitim-uygulamaları/sanayi-yalitimi/tasyunu-prefabrik-boru/tasyunu-prefabrik-boru.pdf> > erişim tarihi: 05.08.2019

Url-11 <https://www.engr.colostate.edu/~allan/heat_trans/page4/page4.html> erişim
tarihi:04.08.2019

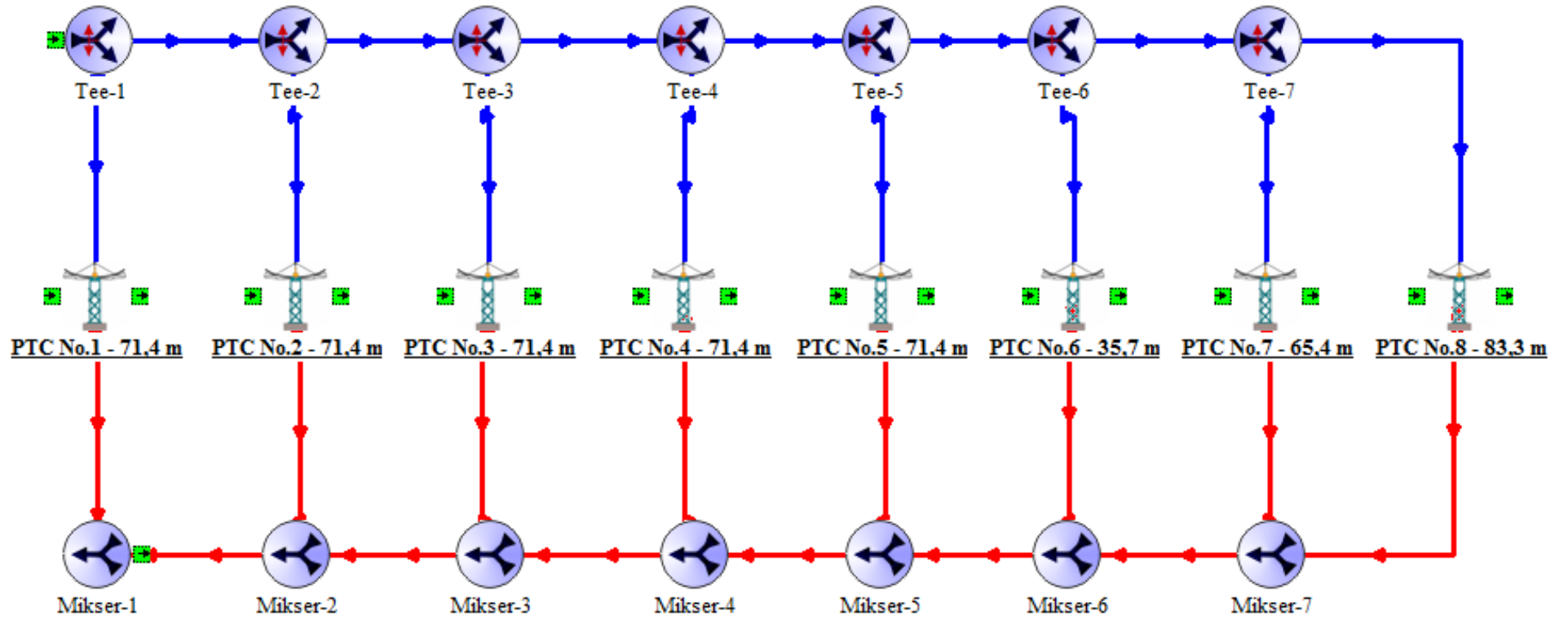
EKLER

EK-A: Simülasyona ait ekler.

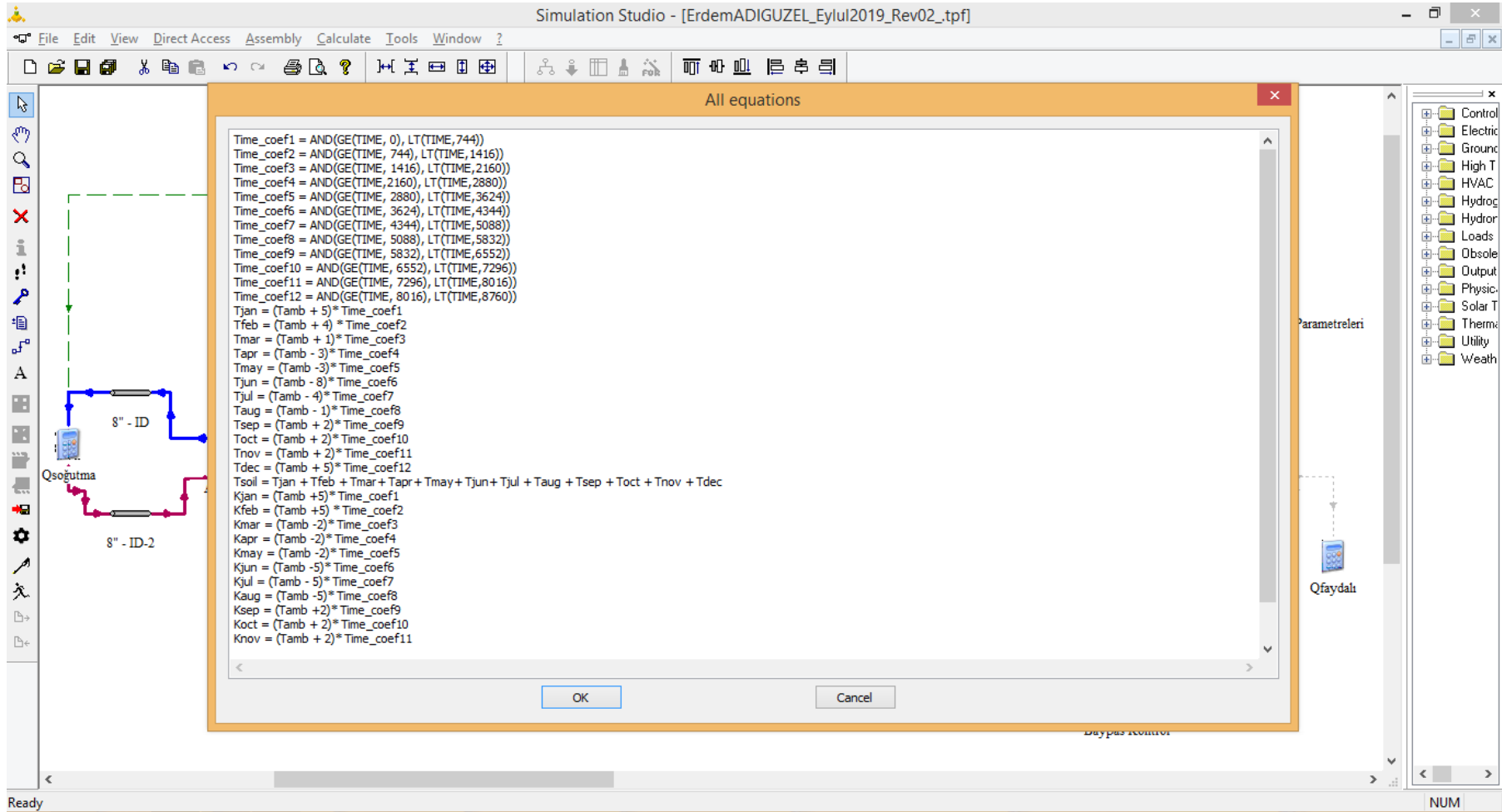
EK A



Şekil A.1 : TRNSYS ana sistem şeması.



Şekil A.2 : TRNSYS parabolik oluklu kolektör konfigürasyonu.



Şekil A.3 : Toprak ve oda sıcaklığı denklemleri.

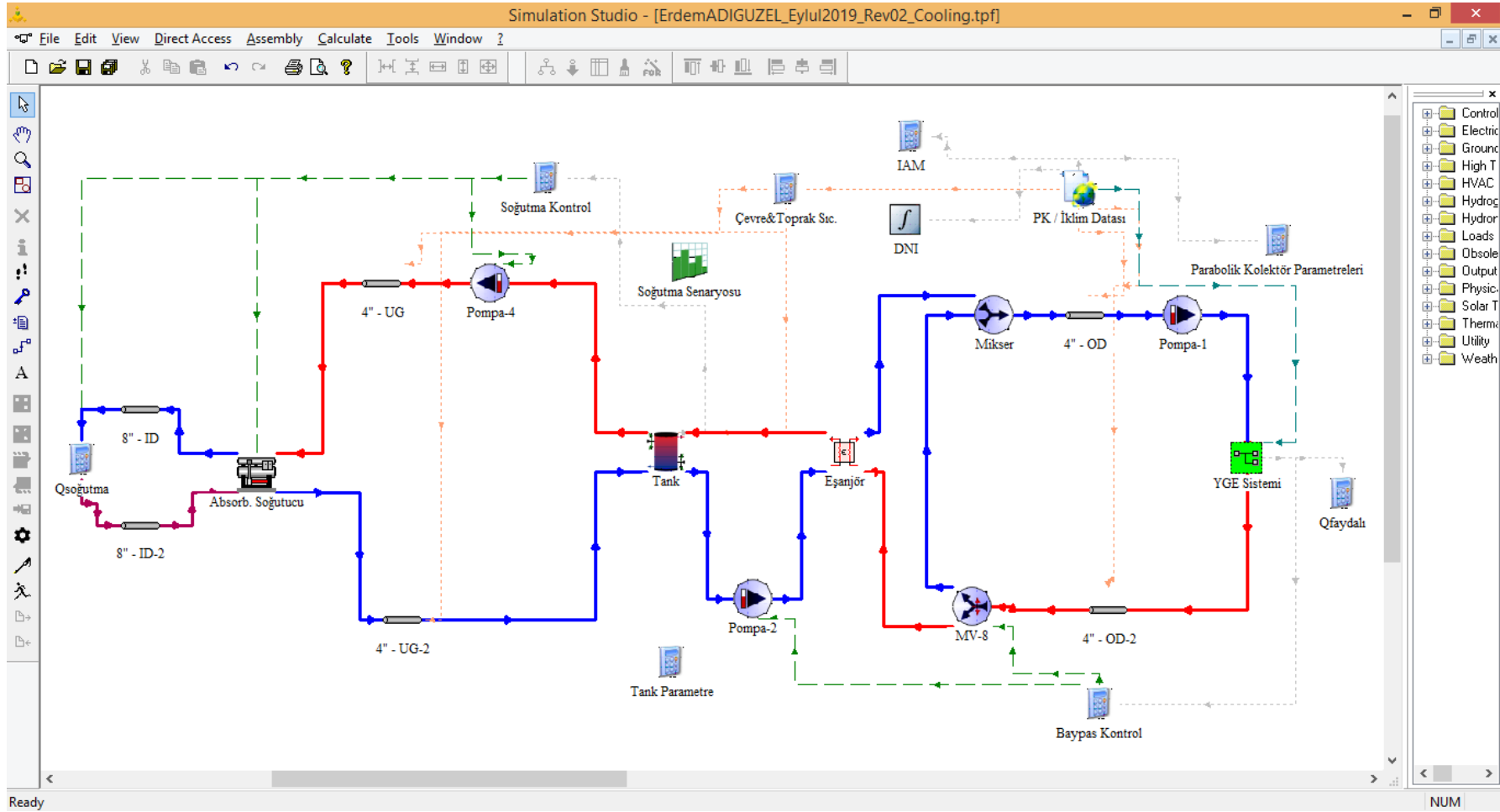
Yorum
Çıkış
Giriş
Parametre

(ErdemADIGUZEL_Eylul2019_Rev02.tpf) 4" - OD

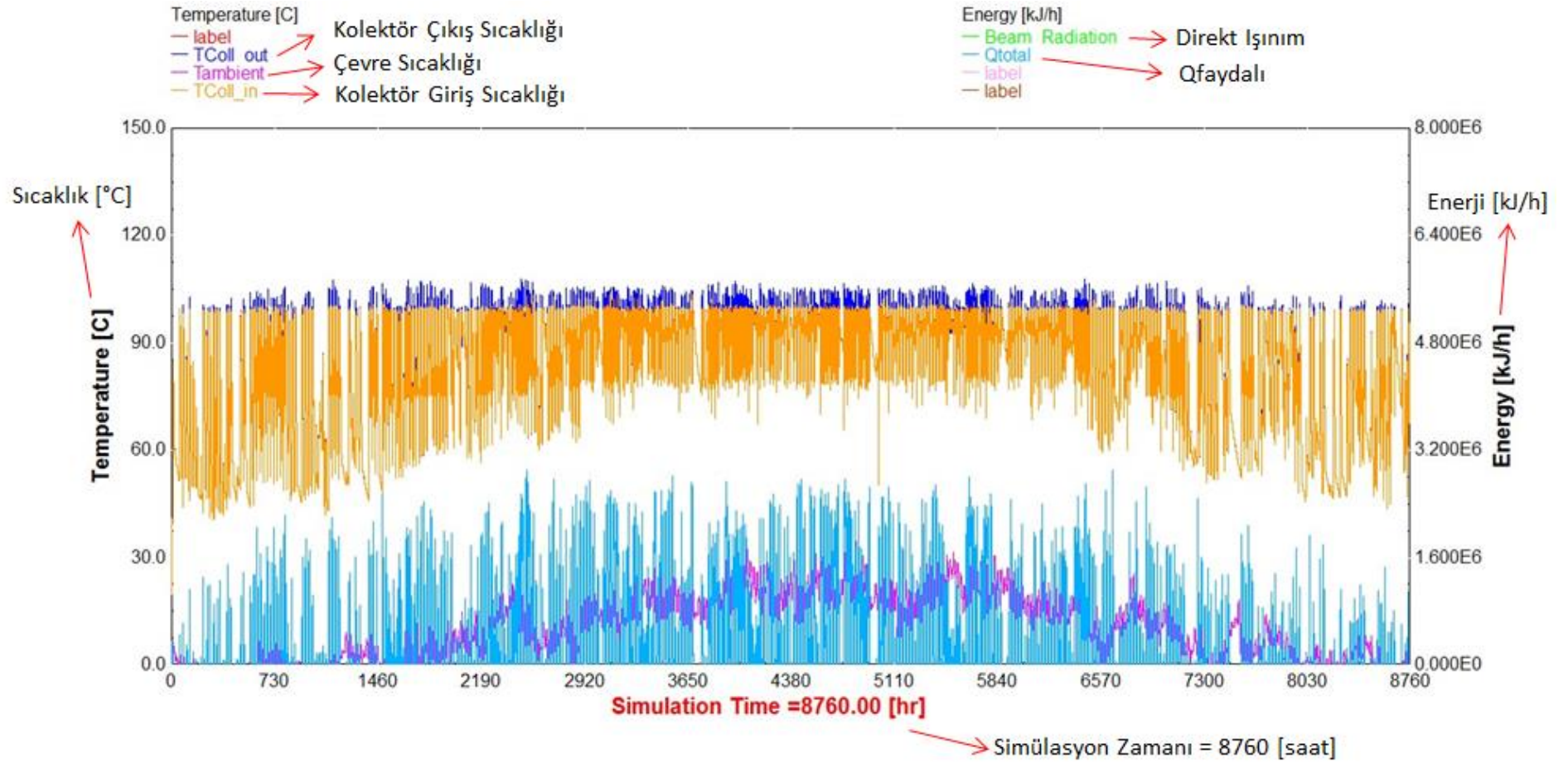
Parameter Input Output Comment

		Name	Value	Unit	More	Macro
İç Çap	1	Inside diameter	0.107	m	More...	✓
Boru uzunluğu	2	Pipe length	70	m	More...	✓
Kayıp katsayısı	3	Loss coefficient	1.2340	W/m^2.K	More...	✓
Akışkan yoğunluğu	4	Fluid density	1000.0	kg/m^3	More...	✓
Akışkan özgül ısı	5	Fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K	More...	✓
Akışkan başlangıç sıcaklığı	6	Initial fluid temperature	35	C	More...	✓

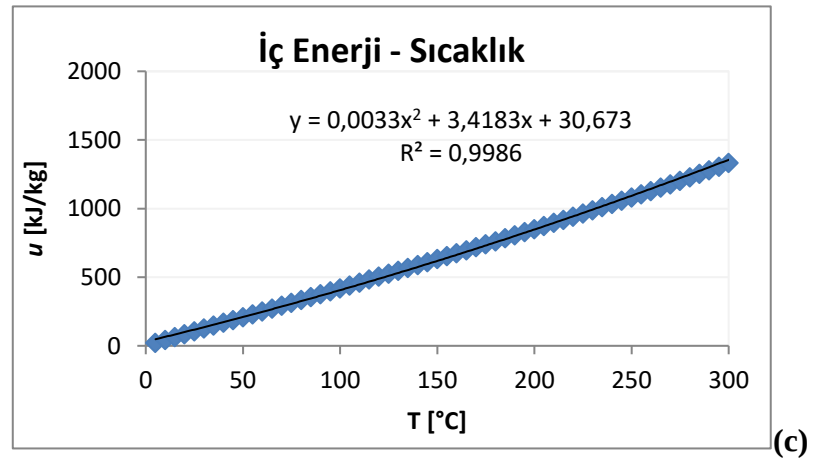
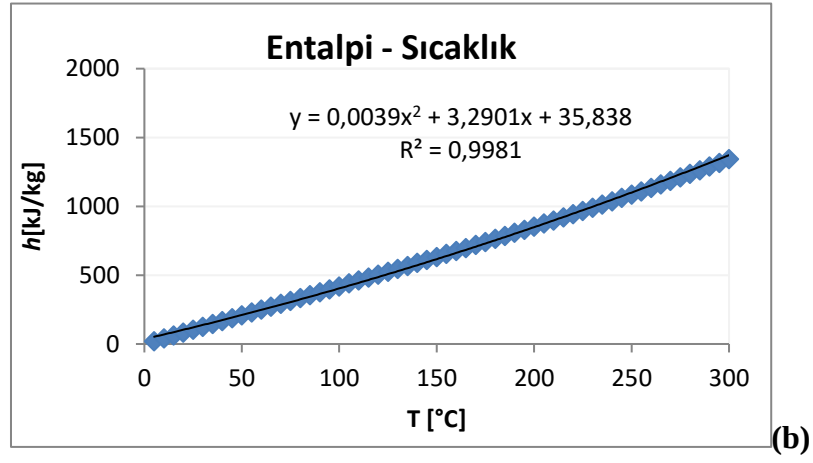
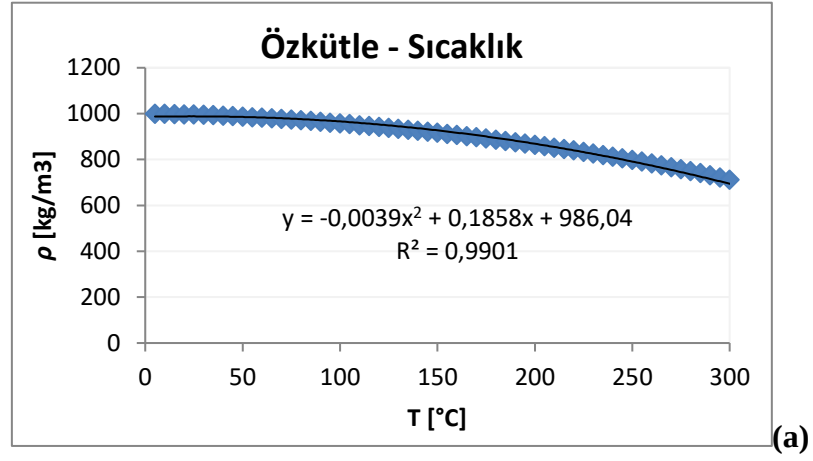
Şekil A.4 : Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemi dönüş borusu parametreleri.



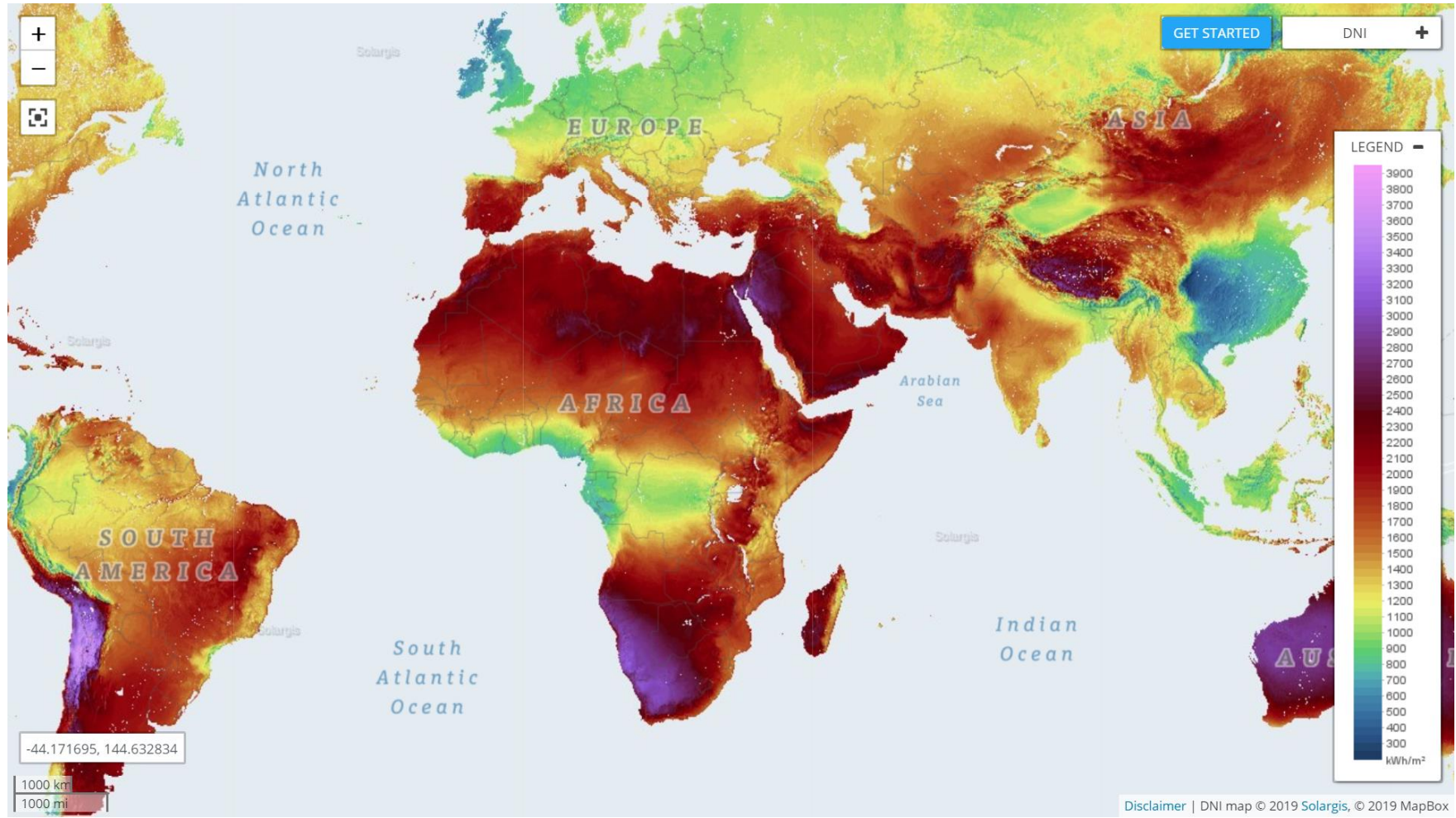
Şekil A.5 : Yalnız soğutma çevrimi.



Şekil A.6 : Senaryo-1'e ait TRNSYS simülasyon grafiği, kolektör giriş çıkış sıcaklıkları - toplam faydalı enerji.



Şekil A.7 : Doymuş suyun sıcaklık fonksiyonları (a) Özkütle-Sıcaklık (b)Entalpi-Sıcaklık (c) İç Enerji – Sıcaklık



Şekil A.8 : Global Solar Atlas, direkt normal ışıının küresel dağılımı (Url-8)

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Erdem ADIGÜZEL

E-posta : erdemadiguzel@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans:** 2015, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- Mart 2015 – Aralık 2016: Vemeks Mühendislik – Proje Mühendisi
- Mart 2017 – Mart 2018: Novata Endüstri Enerji Mühendislik – Proje Mühendisi
- Mayıs 2018 – ... : Arçelik – Proje Mühendisi