

**T.C.
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI TRİJENERASYON SİSTEMİNİN
TERMODİNAMİK VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

Serpil ÇELİK

**Danışman
Prof. Dr. Ahmet KABUL**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISPARTA - 2018**



© 2018 [Serpil ÇELİK]

TAAHHÜTNAME

Bu tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Serpil ÇELİK

S. Çelik

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	vi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	viii
ALTINDISLER	ix
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Parabolik Güneş Kolektörü	2
1.2. Rankine Çevrim	5
1.3. Organik Rankine Çevrimi.....	6
1.4. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi	9
1.4.1. Soğutma Sisteminde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar	11
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	13
3. MATERYAL VE YÖNTEM	21
3.1. Trijenerasyon Sisteminin Güneş Verileri.....	23
3.2. Parabolik Kolektörünün Termal Analizi	28
3.3. Güneş Enerjili Trijenerasyon Sisteminin Termodinamik Analizi.....	32
3.3.1. Kütle Korunumu	33
3.3.2. Enerjinin Korunumu.....	33
3.3.3. Ekserji Dengesi.....	34
3.3.4. Entropi Dengesi	37
3.3.5. Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin II. Yasa Verimi	38
3.3.6. Parabolik Güneş Kolektörü İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi	39
3.3.7. Isı Değiştirici İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi.....	41
3.3.8. Pompa-Kol İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi	42
3.3.9. Türbin İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi.....	44
3.3.10. Kondenser-ORC İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi.....	46
3.3.11. Pompa-ORC İçin Birinci Yasa ve İkinci Yasa Analizi	47
3.3.12. Generatör İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi.....	49
3.3.13. Kondenser-ABS İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi	51
3.3.14. Kısılma Valfi-I İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi	52
3.3.15. Evaporatör İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi	54
3.3.16. Absorber İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi	56
3.3.17. Pompa-ABS İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi	58
3.3.18. Eriyik Isı Değiştirici İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi	59
3.3.19. Kısılma Valfi-II İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi	61
3.4. Isı Değiştirici Dizayn Denklemleri.....	62
3.5. Termoekonomik Analiz	65
3.5.1. Yapısal Bağ Katsayıları.....	66
3.5.2. Genel Termoekonomik Analiz Denklemleri.....	67
3.5.3. Sistem Elemanlarının Termoekonomik Analizi	71
3.5.4. Sistem Elemanların Formülasyonu.....	78
4. ARAŞTIRMA BULGULARI.....	82
4.1. Trijenerasyon Sisteminin Termodinamik Analizi	83
4.2. Trijenerasyon Sisteminin Termoekonomik Analizi.....	92

5. TARTIŞMA VE SONUÇLAR.....	96
KAYNAKLAR.....	98
ÖZGEÇMİŞ.....	103



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI TRİJENERASYON SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Serpil ÇELİK

Süleyman Demirel Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ahmet KABUL

Bu çalışmada parabolik güneş kolektörü kullanılarak Isparta şartlarında yer alan bir konutun elektrik, ısıtma ve soğutma ihtiyacının karşılanabilirliği araştırılmıştır ve sistemin termoeconomik analizi yapılmıştır. Yenilenebilir enerji kaynaklarından biri olan güneş enerjisi, parabolik güneş kolektörü ile toplanır. Toplanan ısı, bir ısı değiştiricide ORC sistemine aktarılır. ORC’de güç üretildikten sonra sistemin kondenser kısmındaki ısı, çevreye atılmak yerine kışın ısıtma sistemine gönderilerek konutun ısıtma ihtiyacının; yazın ise absorpsiyonlu soğutma sistemine gönderilerek konutun soğutma ihtiyacının karşılanması amaçlanmıştır. Ayrıca trijenerasyon sistemindeki tüm ısı değiştiriciler için yapısal bağ katsayısı metodu uygulanarak farklı sıcaklık değerlerine göre optimum çalışma alanları belirlenmiştir. Tasarlanan trijenerasyon sisteminin termodinamik ve termoeconomik analizleri için EES programı kullanılmıştır.

Elde edilen sonuçlara göre dizayn edilen trijenerasyon sisteme, nisan ile eylül ayları arasında elektrik ihtiyacının tamamının, ocak, şubat, mart, ekim, kasım ve aralık aylarında ise sırasıyla % 26, % 41, % 81, % 78, % 40 ve %24’ü oranında karşılanabileceği görülmüştür. Isıtma ihtiyacı ocak ayında % 45, aralık ayında % 48 oranında karşılanabilirken diğer tüm aylarda % 100 oranında karşılanabileceği hesaplanmıştır. Soğutma ihtiyacının ise ağustos ayı hariç tüm aylarda tamamının ağustos ayında ise % 88’inin karşılanabileceği hesaplanmıştır. ORC sisteminin kaynama ve yoğunlaşma sıcaklıkları parametresine göre termoeconomik analiz sonucunda kaynama sıcaklığı arttıkça ısı değiştirici ve kondenser-ORC alanının arttığı tespit edilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin termoeconomik analizi sonucunda ise evaporatör ve generatör sıcaklığı arttıkça evaporatör ve generatör alanının arttığı görülmüştür. Kondenser-ABS sıcaklığının artmasıyla kondenser-ABS alanının azaldığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Parabolik Güneş Kolektörü, Organik Rankine, Absorpsiyonlu Soğutma, Trijenerasyon, Enerji, Ekserji, Termoeconomik.

2018, 103 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

THERMODYNAMIC AND THERMOECONOMIC ANALYSIS OF SOLAR ENERGY WITH TRIGENERATION SYSTEM

Serpil ÇELİK

**Süleyman Demirel University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Energy Systems Engineering**

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Ahmet KABUL

In this study, using a parabolic solar collector, the availability of electricity, heating and cooling for a house in Isparta conditions was investigated and a thermoeconomic analysis of the system was carried out. Solar energy, one of the renewable energy sources, is collected by the parabolic solar collector. The collected heat is transferred to the ORC system in a heat exchanger. After the power is generated in the ORC, the heat in the condenser section of the system is sent to the heating system in winter instead of being thrown into the surroundings, in summer, it is aimed to meet the cooling requirement of the house by being sent to the absorption cooling system. In addition, for all heat exchangers in the trigeneration system, the structural bond coefficient method was applied to determine optimum working areas according to different temperature values. EES program was used for the thermodynamic and thermoeconomic analysis of the designed trigeneration system.

According to the obtained results, the total demand of electricity between April and September is 26%, 41%, 81%, 78%, 40% and 24% respectively in January, February, March, October, November and December with the designed trigeneration system. of the total population. The heating requirement is calculated to be 45% in January, 48% in December, and 100% in other months. It is estimated that 88% of the cooling needs can be met in August except for August. According to the boiling and condensation temperature parameters of the ORC system, as the boiling temperature increases as a result of the thermoeconomic analysis, the heat exchanger and the condenser-ORC area are found to increase. As a result of the thermoeconomic analysis of the absorption cooling system, evaporator and generator area will increase as evaporator and generator temperature increase. It has been determined that the condenser-ABS area will decrease as the condenser-ABS temperature increases.

Keywords: Parabolic Solar Collector, Organic Rankine, Absorption Cooling, Trigeneration, Energy, Exergy, Thermoeconomic.

2018, 103 pages

TEŐEKKÜR

Bu araştırma için beni yönlendiren, karşılaştığım zorlukları bilgi ve tecrübesi ile aşmamda yardımcı olan değerli Danışman Hocam Prof. Dr. Ahmet KABUL'e teőekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmasında her konuda desteklerini ve yardımlarını gördüğüm değerli arkadaşım Arş. Gör. Gamze YILDIRIM SOYTÜRK'e teőekkür ederim.

Hem tezimin her aşamasında hemde hayatımın her anında beni yalnız bırakmayan canım aileme saygılarımı sunarım.

Her zaman beni sabırla bekleyen ve her dâim yanımda olduğunu hissettiren şadi TOKER'e teőekkür ederim.

Serpil ÇELİK
ISPARTA, 2018

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Parabolik güneş kolektörü	4
Şekil 1.2. Rankine güç çevrimi	5
Şekil 1.3. Rankine güç çevriminin T-s diyagramı	6
Şekil 1.4. ORC'nin sistem şeması.....	8
Şekil 1.5. ORC'nin T-s diyagramı.....	8
Şekil 1.6. ORC'nin P-h diyagramı	9
Şekil 1.7. Absorbsiyonlu soğutma sistemi.....	11
Şekil 3.1. Güneş kaynaklı trijenerasyon sistemi	22
Şekil 3.2. Isparta ili için toplam güneş radyasyonu	24
Şekil 3.3. Aylık ortalama güneşlenme süresi.....	24
Şekil 3.4. Isparta ili aylık ortalama çevre sıcaklığı	25
Şekil 3.5. Isparta ili ortalama rüzgâr hızı.....	25
Şekil 3.6. Isparta ili yatay düzleme gelen aylık ortalama direkt ışınım şiddeti ...	27
Şekil 3.7. Isparta ili eğik düzleme gelen aylık ortalama direkt ışınım şiddeti.....	28
Şekil 3.8. Parabolik güneş kolektörünün şematik gösterimi	39
Şekil 3.9. Isı değiştiricinin şematik gösterimi.....	41
Şekil 3.10. Pompa-Kol'un şematik gösterimi	42
Şekil 3.11. Türbinin şematik gösterimi	44
Şekil 3.12. Kondenser-ORC'nin şematik gösterimi.....	46
Şekil 3.13. Pompa-ORC'nin şematik gösterimi.....	47
Şekil 3.14. Generatörün şematik gösterimi	49
Şekil 3.15. Kondenser-ABS'nin şematik gösterimi	51
Şekil 3.16. Kısılma valfi-I'in şematik gösterimi	52
Şekil 3.17. Evaporatörün şematik gösterimi.....	54
Şekil 3.18. Absorberin şematik gösterimi	56
Şekil 3.19. Pompa-ABS'nin şematik gösterimi	58
Şekil 3.20. Eriyik ısı değiştiricinin şematik gösterimi	59
Şekil 3.21. Kısılma valfi-II'nin şematik gösterimi.....	61
Şekil 4.1. Aylara göre elektrik, ısıtma ve soğutma kapasitesi.....	85
Şekil 4.2. Sistemin aylara göre günlük elektrik ihtiyacını karşılama oranı.....	86
Şekil 4.3. Sistemin aylara göre günlük ısıtma ihtiyacını karşılama oranı	87
Şekil 4.4. Sistemin aylara göre günlük soğutma ihtiyacını karşılama oranı	88
Şekil 4.5. ORC ısı veriminin ışınım şiddetine göre değişimi	88
Şekil 4.6. COP'nin ışınım şiddetine göre değişimi	89
Şekil 4.7. Sistemin toplam ekserji yok oluşu.....	91
Şekil 4.8. ORC II. yasa veriminin ışınım şiddetine göre değişimi	91
Şekil 4.9. Soğutma sisteminin II. yasa veriminin ışınım şiddeti ile değişimi	92

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 4.1. Parabolik kolektör dizayn parametreleri.....	83
Çizelge 4.2. Sistemin her bir noktası için termodinamiksel değerler.....	84
Çizelge 4.3. Aylara göre elektrik üretimi, ısıtma ve soğutma kapasiteleri	85
Çizelge 4.4. Isparta ili aylara göre ısıtma ihtiyacı.....	86
Çizelge 4.5. Isparta ili aylara göre soğutma ihtiyacı.....	87
Çizelge 4.6. Elemanların kapasite, ekserji yok oluşu ve entropi üretimi	90
Çizelge 4.7. ORC için termoekonomik optimizasyon sonuçları	93
Çizelge 4.8. Çeşitli generatör sıcaklıkları için termeekonomik optimizasyon sonuçları.....	94
Çizelge 4.9. Çeşitli evaporatör sıcaklıkları için termeekonomik optimizasyon sonuçları.....	94
Çizelge 4.10. Farklı kondenser-ABS sıcaklıkları için termeekonomik optimizasyon sonuçları	95

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	Alan
a^c	Sermaye iyileştirme faktörü
b_c	Optimizasyondan etkilenmemiş yıllık maliyet
C^C	Yatırım maliyeti
C_{in}	Ekserji giriş birim maliyeti
C^I	Tersinmezlik birim maliyeti
C_p	Özgül ısı
D	Çap
D_o	Dış çap
D_i	İç çap
EX	Ekserji
F_R	Isı taşıma faktörü
f_y	Yıllık fâiz oranı
F'	Kolektör etkinlik faktörü
g	Yerçekimi
G	Toplam güneş radyasyonu
$h_{t,c-a}$	Cam ile hava arasında taşınım ile olan ısı transfer katsayısı
$h_{r,c-a}$	Cam ile hava arasında ışınım ile olan ısı transfer katsayısı
$h_{r,r-c}$	Boru ile cam arasında ışınım ile olan ısı transfer katsayısı
h_{fi}	Alıcı boru içindeki ısı transfer katsayısı
h	Entalpi
I	Tersinmezlik
k	Isıl iletkenlik
LMTD	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
\dot{m}	Kütleli debi
N	Sistemin kendini amorti etme süresi
Nu	Nusselt sayısı
Re	Reynold sayısı
S	Entropi
T	Sıcaklık
ΔT	Sıcaklık farkı
t_{op}	Toplam çalışma süresi
U_L	Kolektörden çevreye olan toplam ısı kayıp katsayısı
U	Ortalama toplam ısı transfer katsayısı
V	Hız
z	Yükselti farkı
$\beta_{k,i}$	Sermaye maliyet katsayısı
ϵ_y	Yüzey yayıcılık katsayısı
ϵ	Akış ekserjisi
η	Verim
θ	Akışkan birim kütlelerinin toplam enerjisi
μ	Mutlak viskozite
ρ	Yoğunluk
σ	Stefan-Boltzmann sabiti
Q	Isı
Q_u	Kolektörden gelen faydalı ısı
\dot{W}	İş

ALTINDİSLER

a	Hava
aç	Açıklık
Abs	Absorber
ABS	Absorbsiyonlu soğutma sistemi
co	Soğuk akışkan
c	Cam örtü
des	Ekserji yıkımı
Eva	Evaporatör
EID	Eriyik ısı değiştirici
Gen	Generatör
h	Sıcak akışkan
ID	Isı değiştirici
K	Kütle
kol	Parabolik güneş kolektörü
Kon	Kondenser
KV	Kısılma valfi
ORC	Organik rankine çevrim
r	Alıcı boru
R	Soğutucu akışkan
S	Zengin eriyik çözeltilisi
T	Toplam
Tür	Türbin
Q	Isı
W	İş
W	Zayıf eriyik çözeltilisi
0	Ölü hâl

1. GİRİŞ

Enerji, ülkelerin refah düzeyini gösteren birincil etken olarak kabul edilir ve ekonomik gelişimin göstergesidir. Teknolojinin gelişmesi, nüfus artışı, sanayileşme ve insanların yaşam konforu gibi birçok nedenlerden dolayı enerji ihtiyacı gün geçtikçe artmaktadır. Günümüzde artan enerji ihtiyacının büyük bir kısmı birincil enerji kaynaklarından karşılanmaktadır. Fosil kaynaklar olarak da adlandırılan birincil enerji kaynaklarının rezervlerinin gittikçe tükenmesi ve çevre kirliliğine neden olmalarından dolayı yenilenebilir enerji kaynaklarına olan ilgi her geçen gün artmaktadır.

Bunun dışında diğer önemli bir nokta ise, fosil kaynaklı yakıtların oluşturduğu çevresel kirlenmedir. Dünya üzerinde yaşanan çevresel sorunların önemli bir kısmı fosil kaynakların tüketilmesi sonucu oluşmaktadır. Bu sonuç bağlamında ortaya çıkan zararlı gazlar hem çevre kirliliği oluşturmakta hem de insan sağlığına zarar vermektedir. Bu etkilerinin dışında fosil kaynakların küresel ısınmaya, suların ve toprağın kirlenmesine, bitki örtüsünün zarar görmesine, asit yağmurlarına, çölleşme ve biyolojik çeşitlilikte azalmalara sebep olduğu bilinmektedir. Ekolojik dengeyi bozan bu olayların ana sebebi fosil kaynaklı yakıtların büyük miktarlarda kullanılmasıdır. Yukarıda saydığımız sorunlar sebebiyle özellikle 1973 petrol krizinden sonra, bilim adamları bu kaynaklara alternatif olabilecek yeni enerji kaynakları arayışına girmişlerdir. Bu alternatif enerji kaynakları ise, doğada var olan temiz ve yenilenebilir enerji kaynaklarıdır. Yenilenebilir enerji kaynaklarının başlıcaları güneş, rüzgâr, jeotermal, hidrojen, biyokütle, hidroelektrik (su gücü) ve deniz-dalga enerjileridir. Bu enerji kaynaklarının kendini yenileyebilir özellikte olmaları, ekonomik olmaları ve çevreye az zarar vermeleri, gelişmiş ülkelerin bu tür kaynaklara yatırım yapmalarını sağlamış ve teknolojilerinin hızla gelişmesine neden olmuştur. Yenilenebilir enerji kaynaklarının, enerji tüketilen her yerde kullanılmasının gelecekte bir zorunluluk haline gelmesi beklenmektedir. Beklenmesi gereken diğer bir durum ise, toplumların kalkınmasının başlıca unsurlarından biri olan enerjinin temiz, güvenilir ve ekonomik bir şekilde temin edilmesinin devletler

tarafından vazgeçilmez bir enerji politikası olarak benimsenmesidir (Çelik, 2002).

Yenilenebilir enerji kaynaklarından olan güneş enerjisi, gelecek için en önemli enerji kaynaklarının arasında yer almaktadır. Çünkü petrol, kömür ve doğal gaz gibi fosil kaynaklardan yenilenebilir enerji kaynaklarına kadar olan bütün enerji kaynağının temeli güneş enerjisine dayanmaktadır. Kullanımı teknolojinin gelişmesiyle gerek dünyada ve gerekse ülkemizde her geçen gün artış göstermektedir. Güneş enerjisi yaygın olarak ısı üretilmesinde kullanılırken özellikle ülkemizde son yıllarda yapılan teşviklerle ısı üretimi kullanımının yanında güç üretimi de hızla artış göstermektedir (Bulut, 2007). Güneş enerjisinden güç üretimi iki yolla gerçekleşmektedir. Bunlar güneş enerjisini doğrudan elektrik enerjisine dönüştüren fotovoltaik sistemler ile güneş enerjisinden elde edilen ısı enerjisiyle güç üreten ısı sistemlerdir. Güneş enerjisinden ısı sistemler ile güç üretmek için birçok yöntem bulunmaktadır. Bu yöntemlerden biri olan parabolik güneş kolektörlerinde çizgisel yoğunlaştırma yapılarak, güneş enerjisinden yüksek sıcaklık elde edilir.

Güneş enerjisinden elde edilen ısı enerjisinden güç üretiminin yapılabilmesi için Rankine, Organik Rankine gibi çeşitli güç üretim çevrimleri kullanılır. Güç üretim çevrimlerinden biri olan Organik Rankine Çevrimi (ORC) düşük sıcaklık aralıklarında ve düşük basınçta çalışan buharlı güç santralidir. Bu çevrimde kullanılan akışkanlar düşük kaynama noktasına sahip oldukları için düşük sıcaklıklarda kolaylıkla kullanılabilir. Böylece atık ısıdan ve yenilenebilir enerji kaynaklarından yararlanılmada en etkili güç üretim santralidir.

1.1. Parabolik Güneş Kolektörü

Yeryüzünden 151.106 km uzaklıkta olan güneş, nükleer yakıtlar dışında dünyada kullanılan yakıtların ana kaynağıdır. Güneş, dünyamıza ve diğer tüm gezegenlere enerji veren sonsuz denilebilecek güce sahiptir. İçinde, sürekli olarak hidrojenin helyuma dönüştüğü füzyon reaksiyonları gerçekleşmektedir ve oluşan kütle farkı ısı enerjisine dönüşerek uzaya yayılmaktadır. Ancak bu enerjinin çok küçük bir

kısmı yeryüzüne ulaşmaktadır. Yeryüzüne ulaşabilen ışı nım değ erinin çok düşük olmasının nedeni, atmosferdeki CO₂, su buharı ve ozon gibi gazların ışı nımı absorbe etmeleri ve güneş ışı nımının kat etmesi gereken yol uzunluğ udur (Oğ ulata vd., 2002). Çok büyük ve tü kenmez bir enerji kaynağ ına sahip olan güneş ten dünyaya gelen güç miktarı yaklaşık olarak 1.8×10^{11} MW'dır. Bu değ er dünyadaki ticari enerji kaynaklarının bugü nkü tüketim miktarının binlerce katıdır. Buna göre güneş enerjisi dünyanın, bugü nkü ve gelecekteki enerji ihtiyacını karşı layabilecek güçtedir (Çıtı roğ lu, 2000).

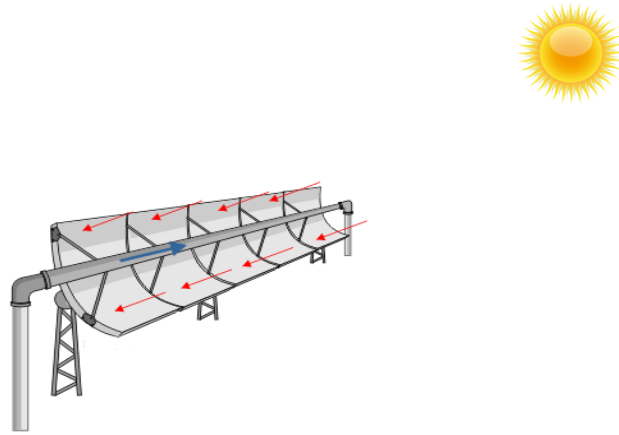
Güneş enerjisinin kullanılabilmesi için öncelikle güneş enerjisinin toplanması gerekir. Bu toplama iş lemi iki şekilde yapılmaktadır. Bunlar; elektrik üretmek için kullanılan fotovoltaik piller ve güneş ısısından yararlanmak için kullanılan güneş ısıl kolektörleridir. Özellikle sıcak su üretiminde kullanılan güneş ısıl toplama yönteminin yapımı basit ve ucuzdur. Düz yüzeyli ve yoğunlaştı rmasız güneş kolektörü, odaklayıcı ve yoğunlaştı rmalı güneş kolektörü ve güneş havuzları güneş ısısından yararlanılarak güneş radyasyonunu toplayan kolektörlerdir. Güneş enerjisini elektriksel olarak toplayan fotovoltaikler ise ış ık özelliğ inden yararlanmakta ve ış ık enerjisinin elektromanyetik dalgalarının toplam enerjisini oluşturan enerji paketçiklerini fotoelektriksel olay gereğ ince elektrik enerjisine dönü ştürmektedirler (Jardan vd., 2004).

Güneş enerjisi uygulamalarında dü z güneş kolektörleri birçok uygulamada akış kanı yeterli sıcaklı ğ a ulaştı ramaz. Yüksek sıcaklık ve yüksek enerji ihtiyacı için yoğunlaştı rıcı güneş kolektörleri kullanılır. Bu tür kolektörlerin verimleri dü z kolektörlere göre daha fazladır, çü nkü yutucu yüzeyde birim alana düş en ışı nım miktarı dü z kolektöre göre daha yüksektir. Güneş enerjisi ısıl uygulamaları çalı şma sıcaklı klarına göre üç e ayrılır (Kartal, 2007):

- Düş ük sıcaklık uygulamaları (20-110°C)
- Orta sıcaklık uygulamaları (110-400°C)
- Yüksek sıcaklık uygulamaları (>400°C)

Orta sıcaklık uygulamaları ile proses buharı, sıcak su üretimi, soğutma gibi uygulamalar yapılmaktadır. Yüksek sıcaklık uygulamalarında ise kızgın buhar elde edilmektedir. Her iki uygulama için yoğunlaştırıcı kolektörlere ihtiyaç vardır. Kolektörler değişik yutucu ve yansıtıcı türlerinde olabilir. Orta sıcaklık uygulamalarında genellikle çizgisel odaklı, yüksek sıcaklık uygulamalarında ise noktasal odaklı kolektörler kullanılmaktadır (Kartal, 2007).

Parabolik güneş santralinde çizgisel yoğunlaştırma yapılarak, güneş enerjisinden yüksek sıcaklık elde edilir. Güneş tarlası; bağımsız üniteler şeklinde birbirine paralel bağlanmış parabolik güneş kolektör gruplarından oluşur. Kolektörler, gelen güneş enerjisini aynalar vasıtasıyla, odakta yer alan ve boydan boya uzanan alıcı bir boruya odaklar. Enerjiyi toplamak için alıcı boruda bir sıvı dolaştırılır. Toplanan ısı, elektrik üretimi için enerji santraline gönderilir. Bu sistemler yoğunlaştırma yaptıkları için daha yüksek sıcaklığa ulaşabilirler. Bazı sistemlerde aynaların güneşi izlemesini sağlayan otomasyon-takip sistemi bulunur. Bu sistemle yüksek sıcaklık değerlerine ulaşılabilmesine rağmen güneş takip sistemi maliyetlidir. Ayrıca sistemin elektro-mekanik aksamının hassas ve çok olmasından dolayı bakım maliyetleri fazladır (Erdal, 2011).



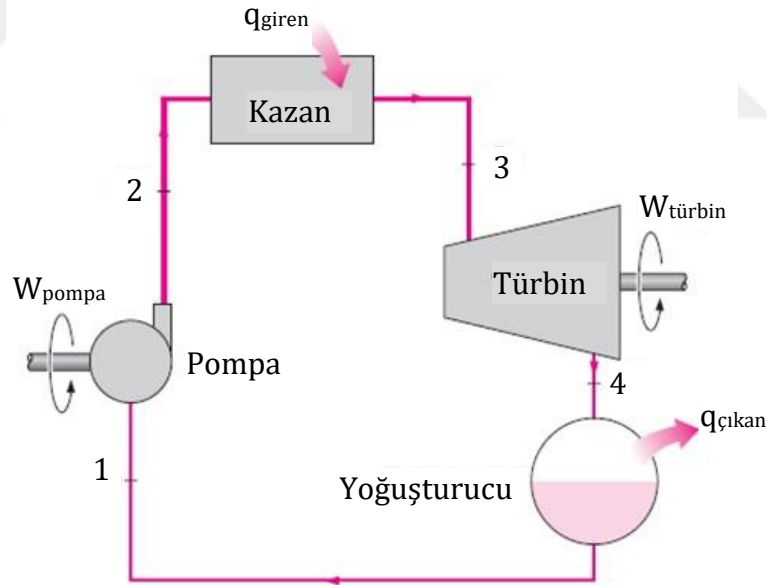
Şekil 1.1. Parabolik güneş kolektörü

Bilinen en eski enerji kaynaklarından olan güneş enerjisi; yenilenebilir ve dünyanın her tarafında mevcut olan bir enerji kaynağıdır. Güneş enerjisi temel

olarak ısıtma, soğutma ve elektrik üretiminde kullanılmaktadır (Mutlu Danacı ve Gültekin, 2009).

1.2. Rankine Çevrim

Rankine çevrimi, termik santrallerde kullanılan buharlı bir güç çevrimidir. Bu çevrim; buhar kazanı, buhar türbini, kondenser (yoğusturucu) ve pompa olmak üzere dört ana elemandan oluşur. Çevrim içinde kullanılan, yani iş yapan akışkan sudur. Buhar kazanında sabit basınçta kızgın buhar haline gelene kadar ısıtılan su, buhar türbininden basınç ve sıcaklık kaybederek geçer ve mekanik iş elde edilir. Buhar türbininde elde edilen mekanik iş, türbine bağlanan jeneratör vasıtasıyla elektrik enerjisine dönüştürülür. Türbinden geçen ıslak buhar daha sonra kondensere girer ve burada sabit basınçta soğutularak doymuş sıvı haline getirilir. Doymuş sıvı, pompa ile kazana basılır ve çevrim tekrar eder.



Şekil 1.2. Rankine güç çevrimi

Buharlı güç santralleri, kullanılan yakıt ve ısı kaynağına bağlı olarak termik santral, doğal gaz santrali, nükleer santral gibi adlarla bilinirler. Fakat tümünde su buharı aynı temel çevrimde iki sıcaklık sınırı arasında çalışır. Bu nedenle tümü için aynı çözümleme geçerlidir (Kocaman, 2003).

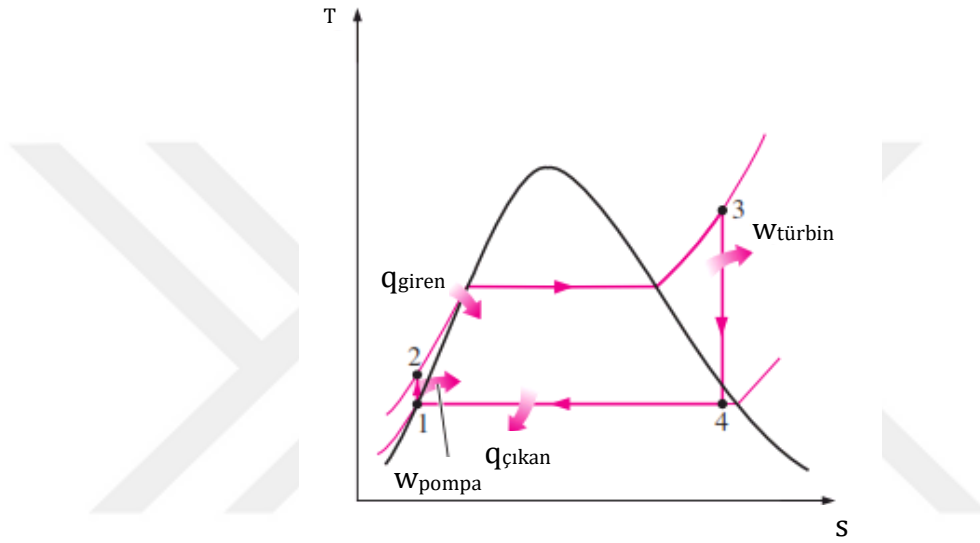
Şekil 1.3'de gösterilen ideal Rankine çevriminde içten tersinir olduğu dört hal değişimi vardır (Çengel ve Boles, 2008).

1-2 Pompada izentropik sıkıştırma

2-3 Kazanda sabit basınçta ısı girişi ($P = \text{sabit}$)

3-4 Türbinde izentropik genişleme

4-1 Yoğusturucuda sabit basınçta ısı atılması ($P = \text{sabit}$)



Şekil 1.3. Rankine güç çevriminin T-s diyagramı

1.3. Organik Rankine Çevrimi

Geleneksel Rankine çevrimi ile benzer olan ORC, çalışma akışkanı olarak sudan daha yüksek molekül kütlesine sahip ve suya göre daha düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen karbon esaslı organik bileşiklerin kullanıldığı bir termodinamik çevrimdir. ORC, iş yapan akışkan olarak organik akışkanları kullanan kapalı bir Rankine çevrimidir (Quoilin vd., 2013).

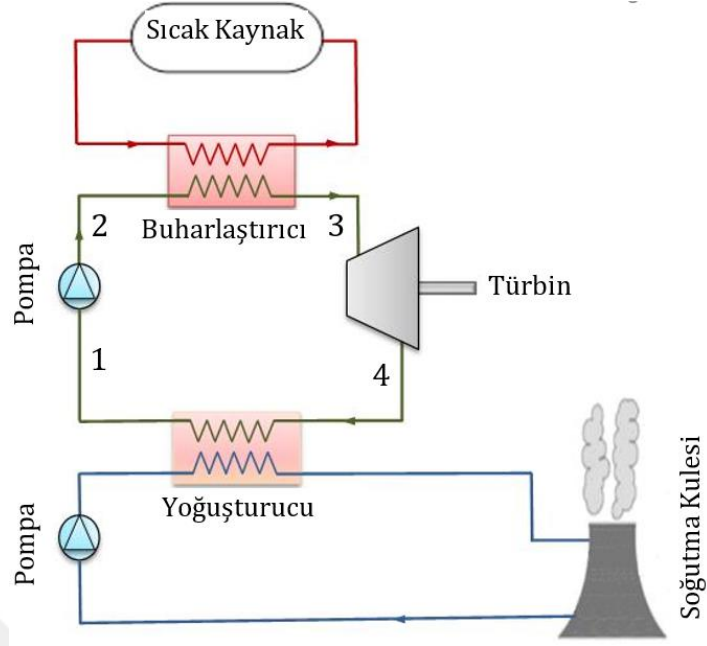
ORC, güneş enerjisinden yararlanarak enerji üretimi yapan sistemlerde yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Isıdan elektrik üretiminde kullanılan geleneksel teknoloji buhar türbinidir, ancak uygun işletim için yüksek sıcaklık ve basınç gerektirmektedir. Düşük sıcaklıklarda (<150 °C) tercih edilen güç üretim

teknolojisi ORC'dir. Su ve yüksek basınçlı buhar yerine, düşük kaynama noktasına sahip ve yüksek moleküler ağırlıklı organik akışkanlar kullanılmaktadır (Özden ve Paul, 2011).

Son zamanlarda iklim değişikliği nedeniyle ortaya çıkan çevresel endişeler ve artan petrol fiyatları, atık ısı veya ısı geri kazanımıyla ORC'nin elektrik üretiminde temiz ve güvenilir en iyi yol olduğunu göstermektedir (Cihan, 2014). ORC'de ısı kaynağı olarak;

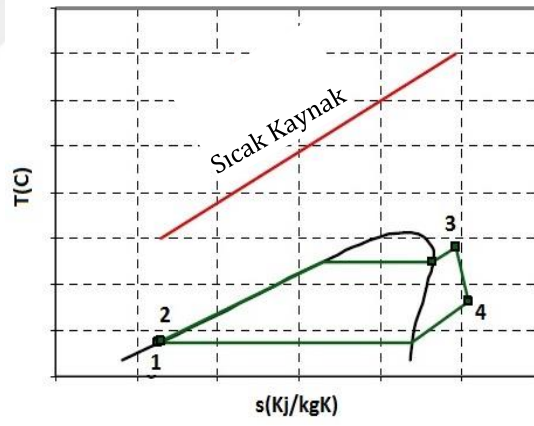
- Baca gazı atık ısı (150 °C – 400 °C)
- Biyokütle
- Jeotermal enerji
- Güneş enerjisi kullanılmaktadır.

Isıdan elektrik üreten ORC teknolojisi Şekil 1.4'de gösterildiği gibi buharlaştırıcı içerisindeki organik çalışma sıvısını buharlaştırmak için sıcak kaynaktaki ısı kullanır. Basınçlı buhar daha sonra türbine giderek elektrik üretilir. Basıncı ve sıcaklığı düşen çürük buhar, yoğuşturucuya gönderilerek sıvı faz halinde pompaya girer. Yoğuturucudaki iş akışkanı ya yeraltı suyu ya da soğutma kuleleri kullanılarak soğutulur. Hava soğutma sistemi de alternatif olarak kullanılabilir. Daha sonra pompa, çalışma sıvısını tekrar buharlaştırıcıya pompalar ve kapalı çevrim süreci tekrar eder. Kaynak olarak atık ısı kaynağı kullanıldığından yakıt maliyeti sıfırdır. Sıcak kaynaklar genellikle sıcak sıvı veya gaz halindedir. Ayrıca hiçbir yanma gerçekleşmediğinden, ORC sisteminde atmosfere hiçbir salınım atılmaz (Özden ve Paul, 2011).

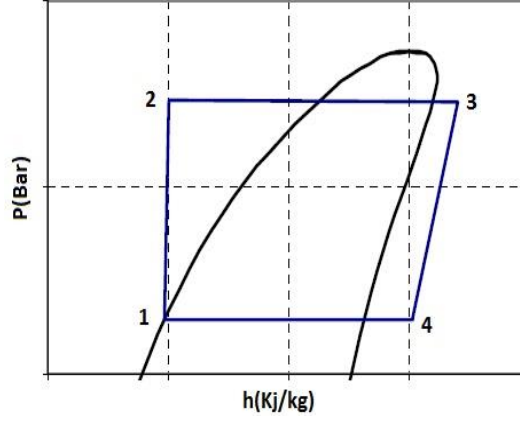


Şekil 1.4. ORC'nin sistem şeması

ORC'nin T-s ve P-h diyagramı Şekil 1.5'de ve Şekil 1.6'da verilmiştir.



Şekil 1.5. ORC'nin T-s diyagramı



Şekil 1.6. ORC'nin P-h diyagramı

1.4. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Absorbsiyonlu soğutma sistemi, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemine oldukça benzerdir. Soğutma yükü, soğutucu akışkanın evaporatörde buharlaşmasıyla karşılanır. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimindeki mekanik işlem yerini, absorpsiyonlu soğutma sisteminde fiziko-kimyasal işlem alır. Mekanik kompresör yerine absorpsiyonlu soğutma sisteminde termik kompresör kullanılmaktadır. Soğutma elde etmek için, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemindeki mekanik ve elektrik enerjisi yerine absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı enerjisi kullanılmaktadır. Bunun sağlamış olduğu avantajlarla çeşitli endüstriyel tesislerdeki atık ısı enerjisinin değerlendirilmesi ve tükenmez bir enerji kaynağı olan güneş enerjisinin kullanılması yoluyla enerjinin pahalı olduğu günümüzde absorpsiyonlu soğutma sistemleri daha ekonomik olmaktadır (Yamankaradeniz vd., 2013).

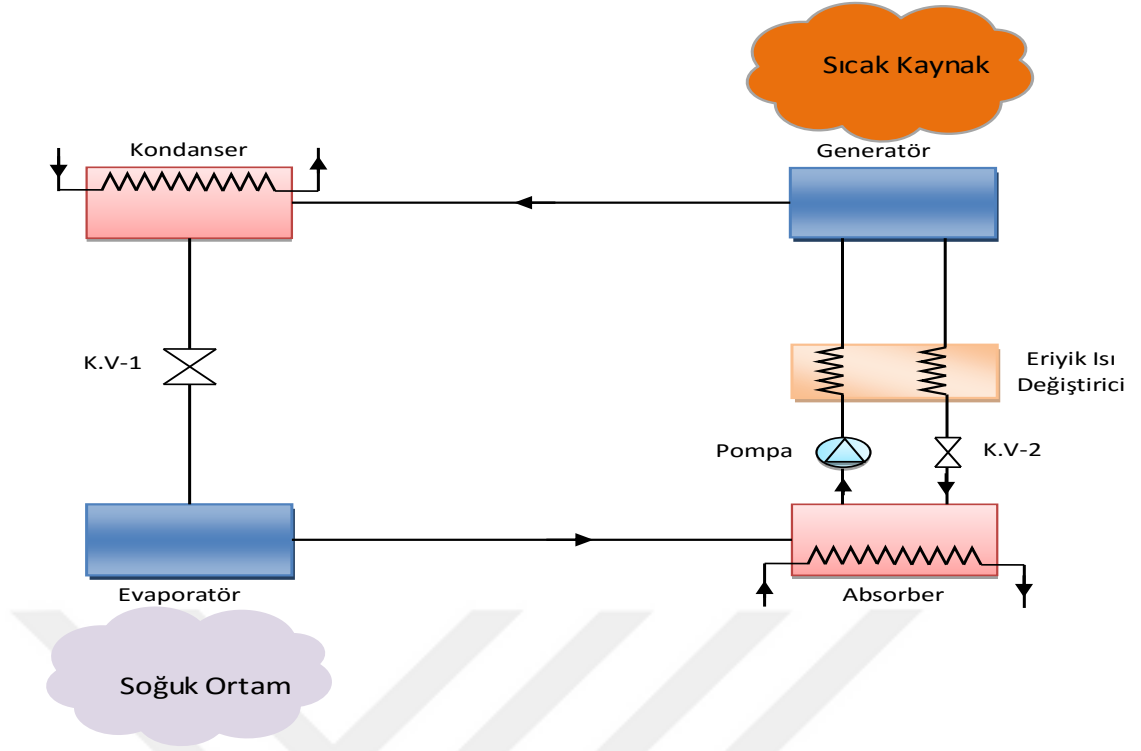
Dış enerji kaynağı olarak her türlü ısı enerjisini kullanabilen absorpsiyonlu soğutma sistemleri hareketli parçalarının olmaması, çok az bakım gerektirmesi, çalışmaları esnasında ek bir enerjiye ihtiyaç duymamaları ve sistemde kullanılan akışkanların ozon tabakasına zarar vermemeleri gibi avantajlarından dolayı soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında tercih edilmektedir.

Absorpsiyonlu soğutma çevriminde iki farklı akışkan dolaşır. Bunlardan biri soğutucu akışkandır. Bu akışkan evaporatörde buharlaşarak soğutma yükünün

ortamdan çekilmesini sağlar. Diğer akışkan yutucu (absorbent ve soğurucu) akışkandır. Bu akışkan çevrimin belli bir kısmında soğutucu akışkanı taşır (Yamankaradeniz vd., 2013). Şekil 1.7'den görüleceği üzere soğutma sistemini meydana getiren başlıca elemanlar generatör, kondenser, evaporatör, absorber, eriyik ısı değitirici, pompa ve kısılma valfi'dir.

Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri tek generatör bulunduran soğutma çevrimleri olarak tanımlanabilir. Bu sistemlerde düşük sıcaklıktaki ısı girişinin yeterli olmasına karşın bu sistemlerde elde edilen performans katsayıları da düşüktür. Son yıllarda absorpsiyonlu sistemler üzerine hem teorik hem de deneysel pek çok araştırma sürdürülmekte ve bunların büyük kısmı tek etkili absorpsiyonlu LiBr - H₂O akışkan çiftiyle çalışan sistemler üzerinedir (Onan, 2009). Yüksek sıcaklı atık ısıların geri kazanılması için tek kademelilere göre daha performanslı çalışan çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri kullanılmaktadır (Horoz, 2015).

Absorpsiyonlu sistem Şekil 1.7'de gösterildiği gibi buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine benzemesine karşılık burada kompresörün yerini absorber, sıvı pompası ve generatör almıştır. Soğutucu akışkanın absorbent akışkanından buharlaşarak ayrılması için generatöre ısı verilir. Buharlaşan akışkan kondenserde ısını dış ortama atarak sıvı hale geçer. Yüksek basınçta sıvı haldeki çalışma akışkanının basıncı kısılma valfinde düşürülerek evaporatöre gönderilir ve burada ortamın ısını çekerek buharlaşır. Buhar fazındaki akışkan daha sonra absorbere giderek generatörden gelen soğutucu akışkan yönünden zayıf eriyikle birleşerek zengin eriyiği oluşturur. Bu sırada absorberde zengin ve fakir eriyik çözeltisinin birleşmesi sonucunda ortaya ısı açığa çıkar. Absorberde oluşan zengin eriyik, bir sıvı pompası yardımıyla eriyik ısı değitiriciden geçirilerek generatörden absorbere gelen fakir eriyik çözeltisinden bir miktar ısı alır ve generatöre girer. Böylece generatöre giren zengin eriyik çözeltisi bir miktar ısıtılmış, absorbere giren fakir eriyik ise bir miktar soğutulmuş olarak sistemin en iyi verimde çalışması sağlanmış olunur ve çevrim böylece devam eder (Yamankaradeniz vd., 2013).



Şekil 1.7. Absorbsiyonlu soğutma sistemi

1.4.1. Soğutma Sisteminde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Bir soğutma sisteminde, ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak soğutucu akışkanlardan yararlanır. Çoğunlukla bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, bir ortamdan çektikleri ısıyı diğer bir ortama atarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırılmalı ve absorpsiyonlu sistemlerde görülürken hava gibi akışkan kullanan soğutma sistemlerinde görülmez. Bir soğutma cihazının tasarımı, seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlıdır (Yamankaradeniz, 2002).

Absorpsiyonlu soğutma uygulamaları için soğutkan-absorbent bileşimininde, çözünen maddenin çözücüde yüksek çözünürlüğü olması gerekir. Generatörü terk eden zengin eriyiğin tuz kristalizasyonu olmaksızın absorber sıcaklığına yaklaşması için soğutulabilmelidir ve soğutkan-absorbent maddeler zehirli, yanıcı, korozif olmamalıdır, ucuz ve kullanıma hazır olmalıdır (De Lucas, 2004).

Lityum bromür-su eriyiği akışkan çiftinin kullanımı son yıllarda oldukça önem kazanmıştır. Lityum bromürün kaynama noktası sudan 540 °C daha fazladır. Bu da generatör içerisinde suyun lityum bromürden kolayca ayrılmasını sağlar. Lityum bromür, kolayca elde edilebileceği için maliyeti çok ucuzdur.

Bu çalışma ile güneş enerjisi kullanılarak Isparta şartlarında yer alan bir konutun elektrik, ısıtma ve soğutma ihtiyacının karşılanabilirliği araştırılmıştır ve sistemin termoekonomik analizi yapılmıştır. Doğada hazır halde bulunan güneş enerjisi ile ORC'de güç üretilir. Kondenser kısmından çevreye atılan ısı, yerine kışın ısıtma sistemine gönderilerek evin ısıtma ihtiyacı; yazın ise absorpsiyonlu soğutma sistemine gönderilerek evin soğutma ihtiyacı karşılanacaktır. Böylece bir evin elektrik, ısıtma ve soğutma ihtiyacı, yenilenebilir enerji kaynakları kullanılarak karşılanması amaçlanmıştır. Ayrıca sistemin termoekonomik analizi yapılarak sistemde yer alan elemanların farklı sıcaklık değerlerine göre optimum çalışma alanları belirlenmiştir. Bu trijenerasyon sistem sayesinde fosil kaynakların çevreye verdiği zarar azaltılmış, yenilenebilir enerji kaynakları kullanılmasıyla ithal edilen yakıtlara olan bağımlılık minimize edilmiş olacaktır. Yenilenebilir enerji kaynaklarına öncelik verilmesi ve yakıt tasarrufu sağlanarak devlet ekonomisine katkı sağlanacaktır.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Kızılkan (2004), yapmış olduğu yüksek lisans tezinde, kompresörlü bir soğutma sisteminin termodinamik ve termoeekonomik analizini yapmıştır. Çalışmasında termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizlerini yaparak, sistemin soğutma performans katsayısını (COP) incelemiştir. Çalışmasının son aşamasında ise soğutma sisteminin tümüne termoeekonomik optimizasyon metodunu uygulamıştır. Analizlerini üç farklı soğutucu akışkan için ayrı ayrı yapmıştır. Soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerini Yapay Sinir Ağları (YSA) metodu ile modellemiştir.

Babadağlı (2005), absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termoeekonomik optimizasyonu adlı yüksek lisans tezinde, LiBr-H₂O eriği ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminde yer alan tüm ısı değiştiricilerin termoeekonomik yönden analizini yaparak sistemin optimum çalışma şartlarını ve optimum ısı transfer alanlarını belirlemiştir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde bulunan evaporatör, absorber, kondenser ve generatör sıcaklık aralıklarının sistem performansına ve maliyete olan etkisini incelemiştir. Farklı sıcaklıklardaki her bir sistem elemanına termoeekonomi yöntemini uygulayarak bu elemanların optimum sıcaklıkları ve bu sıcaklıklara karşılık gelen optimum eşanjör alanlarını belirlemiştir.

Selbaş (2006), LiBr-H₂O ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminde absorber sıcaklığının, sistem performansına olan etkisini incelemiştir ve sistemdeki elemanların termodinamik ve termoeekonomik analizi yapmıştır. Analizlerinin tümünde Matlab bilgisayar programını kullanmıştır. İncelemelerinin sonucunda optimum absorber sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör alanlarını tespit etmiştir.

Kızılkan vd. (2007), çalışmalarında LiBr-H₂O akışkan çifti dolaşan absorpsiyonlu soğutma sisteminin termoeekonomik optimizasyonunu yapmışlardır. Generatör, kondenser, evaporatör, absorber ve ısı değiştirici gibi sistemi oluşturan elemanların optimum sıcaklık şartlarına göre optimum alanlarını hesaplamışlardır. Generatöre giren sıcak akışkan sıcaklığı, absorber soğutma

suyu giriş sıcaklığı ve kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı arttıkça toplam ısı değiştirici alanının azaldığını belirtmişlerdir. Aynı şekilde generatöre giren sıcak akışkan sıcaklığı, absorber soğutma suyu giriş sıcaklığı ve kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı arttıkça tersinmezlik değerinin arttığını ve ısı değiştiricinin maliyetinin azaldığını bulmuşlardır. Generatör giriş sıcaklığının 90 °C, absorber soğutma suyu giriş sıcaklığının 20 °C, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığının 38 °C ve evaporatör soğutma suyu giriş sıcaklığının 18.6 °C olduğu durumda absorber alanını 1.4961 m², evaporatör alanını 37.1293 m², generatör alanını 2.6968 m² ve kondenser alanını 7.1898 m² olarak bulmuşlardır.

Onan ve Özkan (2009), güneş enerjisi destekli soğutma sistemleri ve örnek projenin diğer uygulamalarla karşılaştırılması adlı makalelerinde güneş enerjisi destekli soğutma uygulamalarının teknik detaylarını anlatmışlardır. Farklı güneş enerjisi destekli soğutma sistemlerinin verimlerini karşılaştırmışlardır. Türkiye’de kurulacak olan sistemlerde, güneş enerjisi desteğinin ısıl kapasitesini araştırmışlardır. Ülkemizin meteorolojik verilerine göre absorpsiyonlu soğutma sisteminin, soğutma etkinliğinin ve kapasitesinin değişimini Matlab bilgisayar programıyla incelemişlerdir.

Öztürk vd. (2009), parabolik oluk tipi güneş kolektöründe farklı seçici yüzey ve emici boru malzemelerini kullanarak parabolik güneş kolektöründeki performans değişimlerini incelemişlerdir.

Kent ve Kaptan (2009), yaptıkları çalışmada, güneş enerjisi destekli ısıtma ve absorpsiyonlu soğutma uygulamasıyla, Antalya ilindeki elli yataklı bir otelin yaz ve kış şartlarında iklimlendirilmesini ve sıcak su ihtiyacının karşılanabilirliğini incelemişlerdir. İlk olarak Antalya ili için güneş ışınımı ve meteorolojik veriler ile otelin ısıtma, soğutma ve sıcak su ısıl yük değerlerini hesaplamışlardır. Güneş enerji tesisatının toplam maliyetini 75300 YTL ve geri ödeme süresini yaklaşık 4 yıl olarak hesaplamışlardır.

Yılmazoğlu (2010), tek etkili LiBr-H₂O iş akışkanlı ve güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini incelemiştir. Tasarım

verilerine göre sistemin COP değerini 0.71, ekserjetik COP değerini ise 0.17 olarak hesaplamıştır. Buharlaştırıcı, absorber, generatör ve yoğuşturucu ısı transfer alanlarını sırasıyla 19.8 m², 10.3 m², 5.9 m² ve 3.7 m² olarak tespit etmiştir.

Al-Sulaiman vd. (2011), güneş enerjili ORC'nin ekserji verimini hesaplamıştır. Hesaplamalarını düşük güneş radyasyonunda, yüksek güneş radyasyonunda depolama tankı kullanarak ve gece durumunda depolama tankı kullanarak üç farklı durum için yapmıştır. Hesaplamalarının sonucunda maksimum elektrik-ekserji verimini depolama tankı kullanılmadan düşük güneş radyasyonu durumunda % 7 olarak bulmuşlardır. Trijenerasyon sisteminin ekserji verimini, depolamasız düşük güneş radyasyonunda % 20, yüksek güneş radyasyonu ve depolama tankı beraber kullanılması durumunda % 8, gece depolama tankı kullanılan durumda ise % 7 olarak hesaplamışlardır. Ayrıca ekserji yıkım oranının en fazla güneş kolektöründe ve ORC'nin evaporatör kısmında gerçekleştiğini belirtmişlerdir. Ekserji verimini artırmak için güneş kolektörü ve evaporatör seçimlerinin ve dizaynlarının dikkatli yapılması gerektiğini vurgulamışlardır.

Al-Sulaiman vd. (2011), yaptıkları çalışmada katı oksit yakıt hücreli trijenerasyon sisteminin, biyomas kaynaklı trijenerasyon sisteminin ve parabolik güneş kolektörlü trijenerasyon sisteminin performanslarını karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında enerji verimi, net elektrik gücü, ısıtma-soğutma elektrik oranı ve sera gazı emisyonları gibi farklı çıkış parametrelerini hesaplamışlardır. En yüksek elektriksel verime katı oksit yakıt hücreli trijenerasyon sisteminde ulaşmışlardır. En yüksek verim, parabolik güneş kolektörlü trijenerasyon sisteminde hesaplanmıştır. Ayrıca bir birim elektrik enerjisi için çevreye atılan CO₂ miktarının en fazla biyomas ve katı oksit yakıt hücreli trijenerasyon sisteminde ortaya çıktığını belirtmişlerdir.

Al-Sulaiman (2013), çalışmasında parabolik güneş kolektörlü güç üretim santralinin ekserji analizini yapmıştır. Güç üretim santrali olan ORC'de R134a, R152a, R290, R407c, R600, R600a ve amonyak gibi yedi farklı akışkanları kullanarak sistemin ekserji verimini, ekserji yıkımını ve tersinmezlik oranını

hesaplamıştır. Çalışmasının sonunda güneş ışınım şiddetinin arttıkça ekserji veriminin de arttığını belirtmiştir. Ayrıca R134a akışkanının kullanıldığı sistemde ekserji veriminin en yüksek çıktığını görmüştür.

Al-Sulaiman vd. (2013), çalışmalarında katı oksit yakıt hücreli trijenerasyon sisteminin, biyomas kaynaklı trijenerasyon sisteminin ve parabolik güneş kolektörlü trijenerasyon sisteminin ekserji verimlerini karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında en yüksek ekserji verimine katı oksit yakıt hücreli trijenerasyon sisteminde ulaşmışlardır (% 38). Daha sonra her bir trijenerasyon sisteminin termoeconomik analizini incelemişlerdir. Birim ekserji maliyeti katı oksit yakıt hücreli trijenerasyon sisteminde 38 \$/GJ, biyomas kaynaklı trijenerasyon sisteminde 26 \$/GJ, parabolik güneş kolektörlü trijenerasyon sisteminde ise 24 \$/GJ olarak hesaplamışlardır. Parabolik güneş kolektörlü trijenerasyon sisteminin ekserji maliyetinin düşük olduğuna ve çevreye CO₂ emisyonu salmadığı sonucuna varmışlardır.

El-Emam ve Dincer (2013), çalışmalarında jeotermal kaynaklı ORC'nin termodinamik ve termoeconomik analizini incelemişlerdir. Jeotermal kuyu sıcaklığının 78.49 °C - 116.2°C arasında olduğu durumda sistemin enerji verimini % 16.37, ekserji verimini ise % 48.8 olarak hesaplamışlardır. Güç çıkışının 5 MWe olduğunu kabul ederek ORC'de dolaşması gereken akışkanın, soğutma suyunun ve gerekli jeotermal suyunun miktarını hesaplamışlardır. Ölü hal sıcaklığı arttıkça ekserji yıkım maliyetinin de arttığını gözlemlemişlerdir.

Yıldırım ve Yeşilata (2013), çalışmalarında absorpsiyonlu soğutma sisteminin termoeconomik analizini yapısal bağ katsayıları yöntemini kullanarak incelemişlerdir. Optimizasyon sonucunda absorpsiyonlu sistemde kullanılan buharlaştırıcı, yoğuşturucu, absorber ve generatör için optimum ısı transfer alanlarını hesaplamışlardır. Hesaplamalarının sonucunda sistemin toplam tersinmezliğinin ilk duruma göre % 72.5 oranında azaldığını ve sistem için gerekli ek yatırım maliyetinin geri ödeme süresini 4.2 yıl olarak bulmuşlardır.

Taner vd. (2014), Konya Çumra Şeker Fabrikası'ndaki buharlı güç santraline termoekonomik analiz yöntemini uygulamışlardır. Buharlı güç santralindeki ekserji hesaplamalarını dikkate alarak mevcut duruma göre senaryolar üretmişlerdir. Çalışmalarında güç santralindeki mevcut gücün arttırılmasıyla ekserji maliyetlerinin düşürülmesini amaçlamışlardır. Buharlı güç santralinin 8 MW olan mevcut gücünü farklı güçlerde senaryolar kurarak santralin ekserji maliyetini hesaplamışlardır. İncelenen buharlı güç santrali için 14 MW'lık senaryo düzenlendiğinde mevcut kurulu buhar güç santraline göre ekserji maliyetinin 1.370×10^{-5} (€/kJ)'e düştüğünü gözlemlemişlerdir.

Cihan (2014), ORC'ye klasik buhar sıkıştırma soğutma çevrimi entegre etmiştir. Sistemde aynı anda hem güç üretilmesinde hemde sistemin soğutulmasında R600, R600a ve R601 akışkanlarını kullanmıştır. Güç çevriminin, soğutma çevriminin ve sistemin toplam verimlerini ayrı ayrı hesaplamıştır. Çalışmasının sonuçlarını ORC'de yaygın olarak kullanılan R245fa akışkanı ile karşılaştırmıştır. Sistemi termodinamik açıdan inceleyerek en uygun akışkanın R601 olduğunu belirtmiştir.

Al-Suluiman (2014), parabolik güneş enerjili ısı güç sistemlerini incelediği çalışmada, güneş kolektörlü buhar rankine çevrimini ve buhar rankine çevrimine entegre edilmiş ORC sisteminin ekserji analizini hesaplamıştır. ORC'de R134a, R152a, R134a, R152a, R290, R407c, R600, R600a ve amonyak gibi yedi farklı soğutucu akışkanı kullanmıştır. Çalışmasının sonucunda ekserji veriminin en yüksek değerini R134a akışkanının kullanıldığı durumda, en düşük verimini ise R600a akışkanının kullanıldığı durumda hesaplamıştır.

Alkan (2014), farklı soğutucu akışkanlar için toprak kaynaklı ısı pompasının termoekonomik analizi konulu yüksek lisans tezinde, Isparta ili şartlarında mahal ısıtmada kullanılan toprak kaynaklı ısı pompasını, alternatif soğutucu akışkanlar için termodinamik ve termoekonomik yönden incelemiştir. Soğutucu akışkan olarak R22, R404A, R410A, R134a, R290 ve R600a soğutucu akışkanları seçerek belirli şartlar için COP, ekserji verimi ve sistemin toplam tersinmezliği gibi performans parametrelerini hesaplamıştır. Sistemin performansını etkileyen

buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının optimum değeri ile bu optimum sıcaklık değerine karşılık gelen optimum eşanjör alanlarını tespit etmiştir.

Yılmaz vd. (2015), güneş enerjisi destekli ORC sisteminin enerji ve ekserji analizlerini incelemişlerdir. Hesaplamalarında Isparta ilinin güneş enerji verilerini referans alarak ORC sisteminde R140a akışkanını kullanmışlardır. Çalışmalarında türbin giriş basıncının ve kazan sıcaklığının arttırılmasının sistemin ısı verimini arttırdığını belirtmişlerdir.

Cimsit vd. (2015), LiBr-H₂O akışkan çifti kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi ile kombine edilmiş cascade soğutma sisteminin termoeconomik optimizasyonunu incelemişlerdir. Hesaplamalarının sonucunda optimum generatör, kondenser, absorber ve evaporatör sıcaklığını bulmuşlardır. Sistemin ekserji verimini % 7.30 olarak hesaplamışlardır. Minimum ekserji veriminin evaporatörde (% 11.89), maksimum ekserji veriminin generatörde (% 74.14) gerçekleştiğini vurgulamışlardır. Evaporatör ve eriyik ısı değiştiricinin termoeconomik yönden optimizasyonun iyi yapılması gerektiğini belirtmişlerdir.

Kızılkın vd. (2016), çalışmalarında güneş enerjisi destekli çok fonksiyonlu bir trijenerasyon sisteminin modellemesini ve sistemin termodinamik analizini yapmışlardır. Gaz türbini ve buhar türbini için gerekli olan ısı enerjisini güneş enerjisinden karşılamışlardır. Sisteme absorpsiyonlu soğutma sistemi, buhar üretim prosesi, kurutma prosesi ve kullanım sıcak suyu ısıtma proseslerini entegre etmişlerdir. Analizlerinin sonucunda gaz çevriminin verimini % 32, buhar çevriminin verimini % 28, soğutma sisteminin performans katsayısını (COP) 0.77 olarak hesaplamışlardır. Sistemin ekserji kayıplarını incelediklerinde en yüksek ekserji kayıplarının 3882 kW ile güneş kulesinde gerçekleştiğini bulmuşlardır.

U.Caldino-Herrera vd. (2017), yaptıkları çalışmada, parabolik güneş kolektörlü ORC sistemini dizayn etmişlerdir ve sistemin performans analizini incelemişlerdir. Güneş enerjisini Therminol 55 akışkanında depolayarak ORC'de

10 kW'lık güç üretmişlerdir. ORC sisteminde yer alan her bir elemanın giriş ve çıkış noktasındaki basınç, sıcaklık, entalpi, entropi ve kütledebilerini hesaplamışlardır. Kondenserden atılan 124 kW'lık ısı enerjisini, bir evin ısıtılmasında kullanmışlardır ve sistemin ikinci yasa verimini % 57 olarak hesaplamışlardır.

Modi vd. (2017), absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizini incelemişlerdir. Generatör sıcaklığının 87 °C olduğu durumda sistemin COP değerini 0.74, sistemin verimini ise % 25 olarak hesaplamışlardır. Kondenser ve absorber sıcaklıklarını 45 °C 'den 30 °C 'ye düşürdüklerinde sistemin COP değerinin 0.6'dan 0.78'e çıktığını gözlemlemişlerdir. Maksimum ekserji yıkımının generatör (% 40) ve absorberde (% 28) gerçekleştiği sonucuna varmışlardır.

Akrami vd. (2017), yaptıkları çalışmada, güneş enerjisi kaynaklı kombine bir sistemin ekserji ve termoeconomik analizini incelemişlerdir. Güneş enerjisinden PV/T'ler yardımıyla hem elektrik enerjisi hemde atık ısı üreterek elektrik enerjisini PEM'de hidrojen üretimi için kullanmışlardır. PV/T'lerin verimlerini arttırmak için kullandıkları soğuk suyu PV/T'lerde dolaştırdıktan sonra absorpsiyonlu soğutma sisteminin generatör kısmında kullanmışlardır. Hesaplamalarının sonucunda toplam ekserji yıkımının yaklaşık % 80'i yoğunlaştırılmış PV/T'lerde gerçekleştiğini bulmuşlardır. Toplam ekserji yıkımının % 15'i absorpsiyonlu soğutma sisteminde gerçekleşirken bu ekserji yıkımının % 35'ini generatörde gerçekleşen ekserji yıkımlarının oluşturduğunu bulmuşlardır. Sistemin toplam ekserji verimini % 11.28 olarak hesaplamışlardır.

Patel vd. (2017) çalışmalarında LiCl-H₂O ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin birinci ve ikinci yasa analizlerini yapmışlardır. Maksimum ekserji yıkımının generatör ve absorberde, minimum ekserji yıkımının ise pompa ve kısma valfinde gerçekleştiğini bulmuşlardır. Evaporatör sıcaklığının 6 °C , generatör sıcaklığının 73 °C olduğu durumda maksimum ekserji verimini hesaplamışlardır. Ayrıca LiCl-H₂O'lu sistem ile LiBr- H₂O'lu soğutma sistemini aynı çalışma şartlarında karşılaştırmışlardır. LiCl-H₂O ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin COP değeri % 4 - % 9 arasında iken LiBr- H₂O ile çalışan

absorbsiyonlu soğutma sisteminin COP değeri ise % 3 - % 6 arasında değiştiğini gözlemlemişlerdir.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

Güneş Enerjisi Kaynaklı Trijenerasyon Sistemi

Bu çalışmanın amacı, güneş enerjisi kullanılarak Isparta şartlarında yer alan 100 m² olan bir konutun elektrik, ısıtma ve soğutma ihtiyacının karşılanabilirliğinin araştırılmasıdır ve trijenerasyon sisteminde bulunan tüm ısı değiştiricilerin optimum sıcaklık değerlerine göre optimum alanlarını tespit etmektir. Bu çalışma Isparta ili nisan ayı referans alınarak yapılmıştır. İlk olarak güneş enerjisini toplayan parabolik güneş kolektöründen elde edilen faydalı ısıdan, ORC'de elektrik üretimi yapılarak evin 10 kWh olan elektrik ihtiyacı karşılanacaktır. Daha sonra ORC'nin kondenser kısmından atılan ısı, çevreye atılmak yerine kışın evin ısıtma ihtiyacını karşılamak için ısıtma sistemine, yazın ise soğutma ihtiyacını karşılamak için absorpsiyonlu soğutma sistemine gönderilir. Böylece yenilenebilir enerji kaynakları kullanılarak bir evin elektrik, ısıtma ve soğutma ihtiyacı karşılanmış olacaktır. Ayrıca trijenerasyon sisteminde yer alan tüm ısı değiştiriciler için yapısal bağ katsayısı metodu uygulanarak sistemde kullanılan ısı değiştiricilerin farklı sıcaklık değerlerine göre optimum alanları belirlenmiştir. Böylece sistemdeki tersinmezliklerin maliyete olan etkisi incelenerek ekserji maliyetleri minimuma çekilecektir. Yenilenebilir enerji kaynağının kullanıldığı trijenerasyon sistem ile fosil kaynakların çevreye verdiği zarar azaltılacak ve ithal edilen yakıtlara olan bağımlılık en aza indirilecektir. Bu çalışmada incelenen trijenerasyon sisteminin şematik gösterimi Şekil 3.1'de gösterilmiştir.

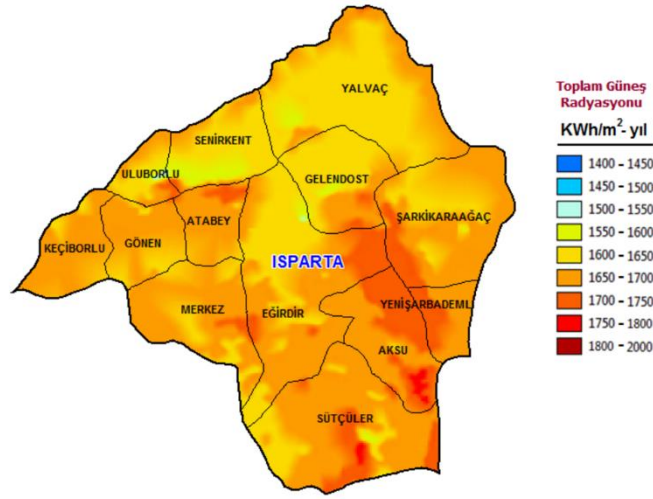
gelir. Böylece evaporatörden çekilen ısı ile ortam soğutulur. Doymuş buhar haline gelen su, absorberde ısını dış ortama atar ve LiBr yönünden zenginleştirilerek pompa yardımıyla generatöre gönderilerek çevrim tamamlanır. Kış durumunda ise ORC'nin kondenser kısmından atılan ısı, 25-26 nolu boru hattından geçerek konutun ısıtılmasında kullanılır.

Trijenerasyon sisteminin çalışması esnasında aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır:

- Pompalarda ve boru hatlarındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Pompa ve türbin için izentropik verim kullanılmıştır.
- Parabolik güneş kolektöründe ve buhar güç santralinde dolaşan akışkanının debisi sabittir.
- Kondenserlerden dış ortama ısı transferi olmayıp ısının tamamı soğutma suyuna verilmektedir.
- Türbinden dış ortama ısı transferi yoktur.
- Generatör, eriyik ısı değiştirici, absorber ve kondenser-ABS için ısı değiştiricinin etkinlik katsayısı kullanılmıştır.
- Sistemdeki tüm ısı değiştiriciler ters akışlı olarak kabul edilmiştir.

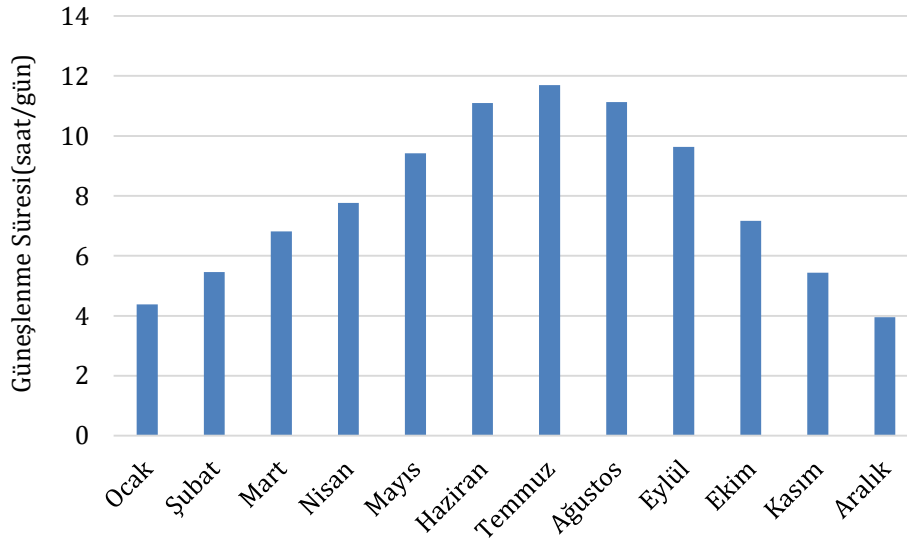
3.1. Trijenerasyon Sisteminin Güneş Verileri

Isparta, Türkiye'nin en fazla güneş ışınımı alan illeri arasında bulunmaktadır (Külcü, 2015). Isparta ilinde kurulan trijenerasyon sisteminde, parabolik güneş kolektöründen elde edilen faydalı ısı, her ay için hesaplanmıştır. GEPA'dan alınan verilere göre Isparta ili için güneş enerjisi potansiyeli Şekil 3.2'de verilmiştir.



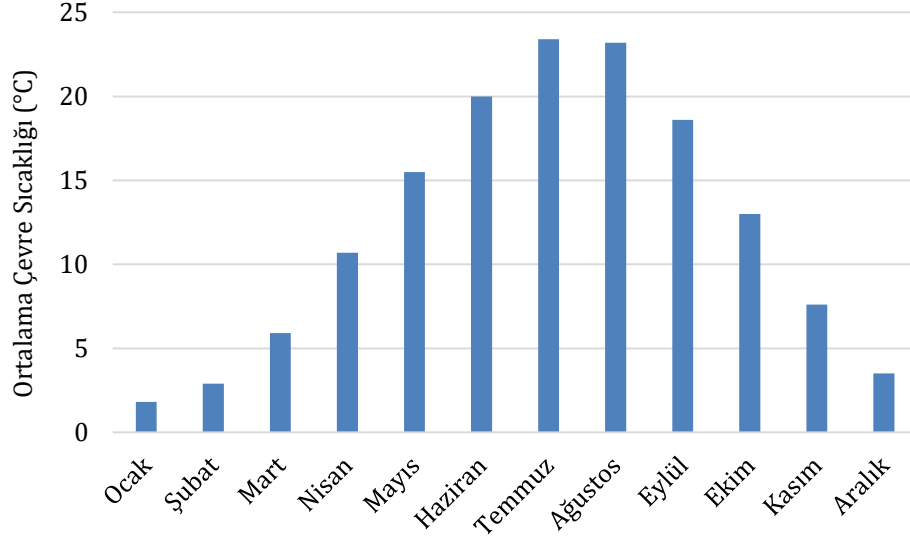
Şekil 3.2. Isparta ili için toplam güneş radyasyonu

GEPA'dan alınan verilere göre Isparta iline ait aylık ortalama güneşlenme süresi Şekil 3.3'de verilmiştir.

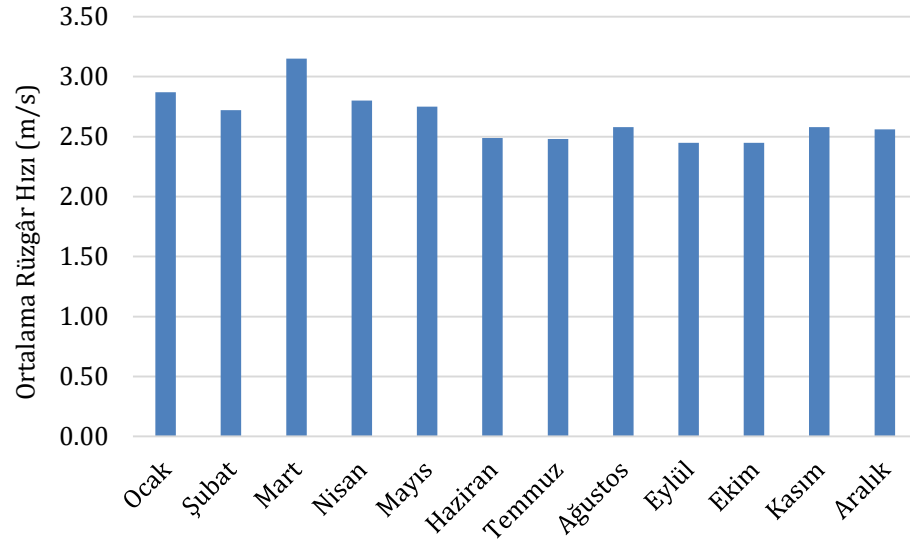


Şekil 3.3. Aylık ortalama güneşlenme süresi (GEPA, 2017)

Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nden (MGM) alınan verilere göre Isparta ili için aylara göre ortalama çevre sıcaklıkları ve rüzgâr hızları sırasıyla Şekil 3.4'de ve Şekil 3.5'de verilmiştir.



Şekil 3.4. Isparta ili aylık ortalama çevre sıcaklığı (MGM, 2017)



Şekil 3.5. Isparta ili ortalama rüzgâr hızı (MGM, 2017)

Hesaplamalar için ortalama çevre sıcaklığı, rüzgâr hızı, güneşlenme süresinin yanı sıra gelen ışınım şiddeti ve ışınım şiddetinin gelme açısı da önemlidir. Eğik yüzeye gelen güneş radyasyonunun hesaplanabilmesi için bölgenin enlem derecesi, kolektör eğim açısı, aylık atmosfer öncesi ortalama radyasyon değerleri, aylık yeryüzü ortalama radyasyon değerleri, direkt, difüz ve yansıtılmış radyasyon açısı faktörlerinin bilinmesi gerekir (Uyarel, 1987). Fiziksel olarak ortalama atmosferik radyasyon geçirgenliğinin göstergesi olan berraklık indeksi,

yeryüzü radyasyon değerinin (YYRA) atmosfer öncesi radyasyon değerine (AÖRA) oranı kullanılarak hesap edilmiştir ve Çizelge 3.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. Isparta ili için berraklık indeksi

Aylar	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
BUF	0.410	0.454	0.491	0.510	0.567	0.598	0.633	0.623	0.614	0.530	0.483	0.415

Bir güneş kolektörüne ışınlar direkt, difüz ve yansıtılmış halde gelebilir. Direkt ışınlar güneşten doğrudan gelen ışınımlardır. Difüz ışınlar, havadaki çeşitli partiküller, su buharı ve bulutlardan yansıyan ışınlardır. Difüz radyasyon her yönden gelen radyasyon olup odaklamalı güneş kolektörlerde kullanılmaz. Yansıtılmış ışınlar ise yeryüzündeki ağaç, taş, kar, vb. nesnelere yansyarak gelen ışınımları ifade etmektedir (Uyarel, 1987).

Meteoroloji istasyonlarının toplam radyasyon ölçüm değerleri yılın her ayı için ortalama olarak hazırlanmaktadır. Hazırlanan radyasyon ölçüm değerleri direkt ve difüz radyasyonun toplamıdır (Uyarel, 1987). Parabolik çizgisel odaklamalı güneş kolektörlerinde sadece direkt radyasyon miktarı kullanıldığından toplam yeryüzü radyasyon miktarının, ne kadarının direkt radyasyon (DİR) olduğu belirlenmiştir. Difüz radyasyonun bulunması amacıyla Uyarel’in kullandığı “ $DİF = (1 - 1,097 \times BUF) \times YYRA$ ” formülü kullanılmış ve toplam YYRA’dan DİF radyasyon miktarının çıkarılması ile DİR radyasyon miktarı bulunmuştur. Her ay için yeryüzü radyasyon değerinin ne kadarının direkt radyasyon olduğunu gösteren yüzdeler Çizelge 3.2’de verilmiştir.

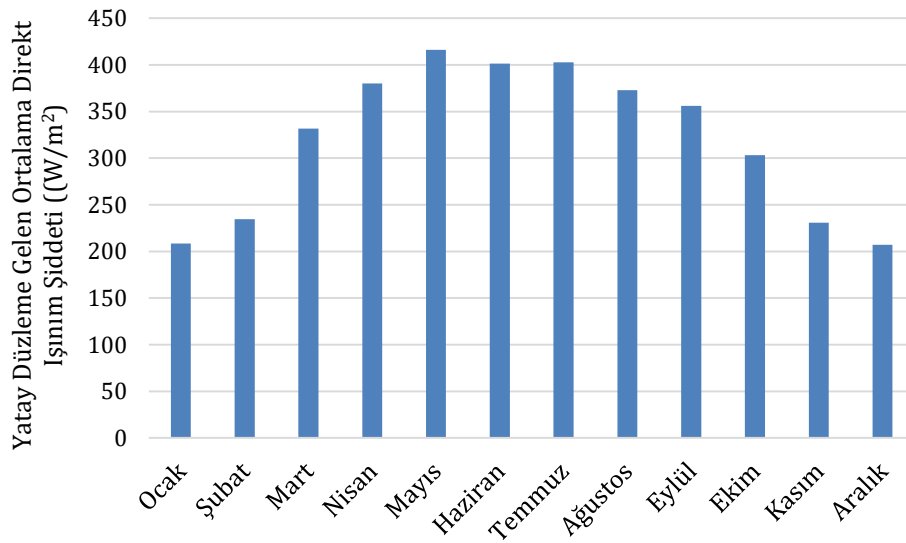
Çizelge 3.2. Isparta ili için aylık YYRA’nın ne kadarının DİR olduğunu gösteren yüzdeler oran

Aylar	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
Oran	0.45	0.50	0.54	0.56	0.62	0.66	0.69	0.68	0.67	0.58	0.53	0.46

Eğik yüzeylere gelen güneş radyasyonunun hesaplanmasında, yatay düzleme gelen radyasyonlardan yararlanır. Yatay düzlem ile belirli bir açı yapan kolektörler, yatay düzleme göre daha çok direkt radyasyon değeri alırlar. Odaklamalı güneş kolektöründe güneş ışınları direkt radyasyonlardan oluştuğundan kolektörün

eğimi bu ışınları alabilmek için önemlidir. Yıl içerisinde güneş ışınlarının yeryüzüne geliş açıları sürekli olarak değişmektedir. Güneş ışınlarının geliş açısının değişimi, kolektörün farklı açılarda konumlandırılmasını gerektirmektedir. Güneş ışınlarının geliş açısı yaz ve kış ayları için değişkendir. Güneş kolektörlerinin eğim açısı, kış uygulama şartlarında enlem derecesinden 15° fazla; yaz uygulama şartlarında ise enlem derecesinden 15° eksik alınır. Güneş kolektörünün yıl boyunca üniform çalışması istenirse kolektör eğim açısı enlem derecesine eşit alınır (Uyarel, 1987). Yıl boyunca üniform enerji talebini karşılayabilmek için kolektör eğim açısı bölgenin enlem derecesine (37.4°) eşit kabul edilmiştir.

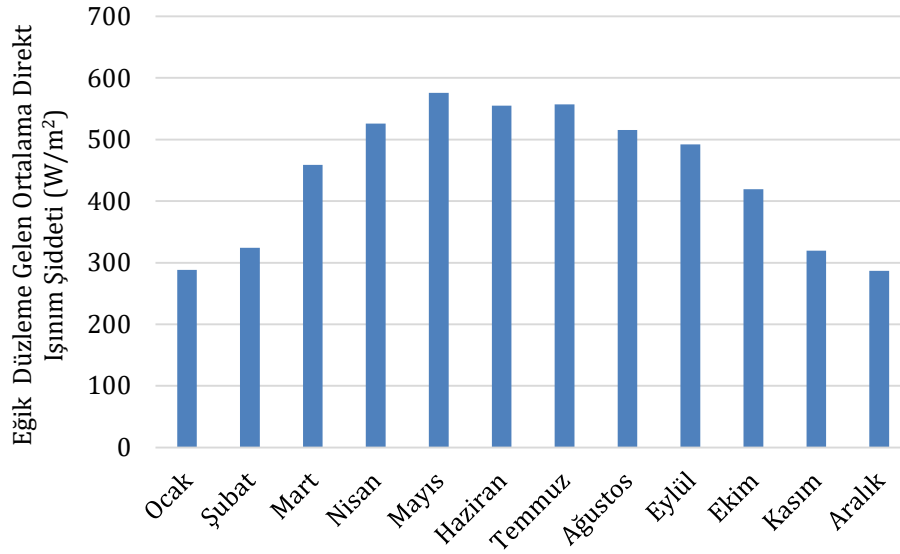
Parabolik güneş kolektörünün eğim açısı enlem derecesi kabul edildiği için eğik düzleme gelen güneş ışınımları hesaplanmıştır. Eğik düzleme gelen ışınım şiddeti hesaplanırken GEPA verilerine göre, enlem derecesi 37.4° olan Isparta iline yatay düzleme gelen DİR hesaplanmıştır ve Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Isparta ili yatay düzleme gelen aylık ortalama direkt ışınım şiddeti

Açı faktörü eğik bir yüzey üzerine gelen güneş radyasyonunun, yatay düzleme gelen güneş radyasyonuna oranını ifade etmektedir. Direkt radyasyon açı faktörü (DİRAF) tüm aylar için ortalama 1.38 kabul edilmiştir. Eğik düzleme gelen direkt

ışınım şiddeti, yatay düzleme gelen direkt ışıınım şiddeti ile DİRAF'ın çarpılması sonucu elde edilerek Şekil 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Isparta ili eğik düzleme gelen aylık ortalama direkt ışıınım şiddeti

3.2. Parabolik Kolektörünün Termal Analizi

Parabolik güneş kolektörleri doğrusal yoğunlaştırma yaparak odak merkezinde bulunan boru içinden geçen akışkanın sıcaklığını yükselten cihazlardır. Parabolik kolektörlerin termal analizi için kolektör kayıp katsayısı, kolektör etkinlik katsayısı, ısı taşıma faktörü gibi bazı terimlerin bulunması gerekmektedir.

Parabolik güneş kolektörden toplanan faydalı ısı aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$Q_u = F_R [G A_{ac} - A_r U_L (T_{giren,kol} - T_a)] \quad (3.1)$$

Burada, A_{ac} kolektör açıklık alanı, G toplam güneş radyasyonu, F_R ısı taşıma faktörü, A_r alıcı boru alanı, T_a hava sıcaklığı, U_L kolektörden çevreye olan toplam ısı kayıp katsayısı ve $T_{giren,kol}$ ise kolektöre giren akışkanın giriş sıcaklığıdır.

Toplam ısı kayıp katsayısı 3.2 nolu denklem ile bulunur.

$$U_L = h_{\text{taşınım}} + h_{\text{ışınım}} + h_{\text{iletim}} \quad (3.2)$$

Burada, $h_{\text{taşınım}}$ taşınım ile olan ısı transfer katsayısı, $h_{\text{ışınım}}$ ışınlama ile olan ısı transfer katsayısı, h_{iletim} ise iletimle olan ısı transfer katsayısıdır.

İşinimle olan ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$h_{\text{ışınım}} = 4\sigma\epsilon_y T_r^3 \quad (3.3)$$

Burada, $\sigma = 5.670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ değeri Stefan-Boltzmann sabiti, T_r alıcı boru sıcaklığı, ϵ_y ise yüzeyin yayıcılık katsayısıdır. Yüzeyin yayıcılık katsayısı $0 < \epsilon_y < 1$ değeri arasında değişmektedir.

Taşınım ile olan ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$h_{\text{taşınım}} = \frac{\text{Nu } k_a}{D_c} \quad (3.4)$$

Burada, Nu Nusselt sayısını, k_a havanın ısı iletkenliğini, D_c ise camın çapını ifade etmektedir.

Boyutsuz bir terim olan Nusselt sayısı aşağıdaki 3.5 ve 3.6 nolu denklemler ile bulunur.

$$0.1 < \text{Re} < 1000; \quad \text{Nu} = 0.4 + 0.54(\text{Re})^{0.52} \quad (3.5)$$

$$1000 < \text{Re} < 50000; \quad \text{Nu} = 0.3(\text{Re})^{0.6} \quad (3.6)$$

Burada Re Reynolds sayısını göstermektedir ve şöyle;

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3.7)$$

ifade edilir. Burada, ρ akışkan yoğunluğunu, V akışkanın hızını, μ ise akışkanın mutlak viskozitesini ifade etmektedir.

Alıcı borudan çevreye olan ısı kaybını azaltmak için alıcı borunun etrafı cam örtü ile kapatılır. Alıcı boru ile cam arasındaki alan vakumlanarak, alıcı boru ve cam arasında taşınım ile olan ısı transferi yok edilir. Bu durumda toplam ısı kayıp katsayısı aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_{t,c-a} + h_{r,c-a})A_c} + \frac{1}{h_{r,r-c}} \right]^{-1} \quad (3.8)$$

Burada, A_c camın yüzey alanı, $h_{t,c-a}$ cam ile hava arasındaki taşınım ile olan ısı transfer katsayısı, $h_{r,c-a}$ cam ile hava arasındaki ışınlama ile olan ısı transfer katsayısı, $h_{r,r-c}$ boru ile cam arasındaki ışınlama ile olan ısı transfer katsayısıdır.

Boru ile cam arasındaki ışınlama ile olan ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$h_{r,r-c} = \frac{\sigma(T_r^2 + T_c^2)(T_r + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_{y,r}} + \frac{A_r}{A_c} \left(\frac{1}{\varepsilon_{y,c}} - 1 \right)} \quad (3.9)$$

Burada, $\varepsilon_{y,r}$ alıcı borunun yayıcılık katsayısı, $\varepsilon_{y,c}$ camın yayıcılık katsayısı ve T_c camın sıcaklığıdır. İlk adımda cam örtünün özelliklerini bulmak için, camın sıcaklık değeri tahmini bir değer kabul edilir. Tahmin edilen bu sıcaklık değeri, alıcı boru sıcaklığına kıyasla ortam sıcaklığına daha yakındır. Cam tarafından absorbe edilen ışınlama ile olan ısı transferi ihmal edilerek, T_c değeri enerji dengesinden hesaplanır.

$$A_c(h_{r,c-a} + h_{t,c-a})(T_c - T_a) = A_r h_{r,r-c}(T_r - T_c) \quad (3.10)$$

3.10 nolu denklem düzenlenirse;

$$T_c = \frac{A_r h_{r,r-c} T_r + A_c (h_{r,c-a} + h_{t,c-a}) T_a}{A_r h_{r,r-c} + A_c (h_{r,c-a} + h_{t,c-a})} \quad (3.11)$$

elde edilir.

Tahmin edilen T_c değeri hesaplanan T_c değerinden farklıysa yeni bir T_c değeri kabul edilerek işlem tekrar yapılır.

Cam ile hava arasındaki ışınlama olan ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$h_{r,c-a} = \varepsilon_{y,c} \sigma (T_c - T_a) (T_c^2 + T_a^2) \quad (3.12)$$

Cam ile hava arasındaki taşınım olan ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$h_{t,c-a} = \frac{Nu k_a}{D_c} \quad (3.13)$$

Kolektör etkinlik faktörü şu şekilde hesaplanır.

$$F' = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_0}{h_{fi} D_i} + \left(\frac{D_0}{2k_r} \ln \frac{D_0}{D_i} \right)} \quad (3.14)$$

Burada, D_0 boru dış çapını, D_i boru iç çapını, k_r alıcı borunun ısı iletim katsayısını ve h_{fi} ise boru içindeki akışkanın ısı transfer katsayısını ifade etmektedir.

Parabolik güneş kolektöründen elde edilen yararlı ısıyı bulmak için kullanılan ısı taşıma faktörü aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$F_R = \frac{\dot{m}_{kol} c_{p,kol}}{A_r U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{U_L F' A_r}{\dot{m}_{kol} c_{p,kol}}\right) \right] \quad (3.15)$$

Burada, \dot{m}_{kol} kolektörde dolaşan akışkanın kütleli debisini, $c_{p,kol}$ ise kolektörde dolaşan akışkanın özgül ısını ifade etmektedir. Parabolik güneş kolektöründen elde edilen yararlı enerji denklemi kullanılarak, kolektörden çıkan akışkanın çıkış sıcaklığı aşağıdaki 3.16 nolu denklemle hesaplanır.

$$Q_u = \dot{m}_{kol} c_{p,kol} (T_{çikan,kol} - T_{giren,kol}) \quad (3.16)$$

Burada, $T_{çikan,kol}$ kolektörden çıkan akışkanın çıkış sıcaklığıdır.

3.3. Güneş Enerjili Trijenerasyon Sisteminin Termodinamik Analizi

Termodinamik, enerjiyi ve çeşitli enerji şekilleri arasındaki ilişkiyi inceleyen temel bir bilim dalıdır. Termodinamiğin değişik birçok tanımları olmakla birlikte termodinamikte esas unsur enerji olduğu için termodinamiği enerjinin bilimi olarak tanımlayabiliriz. Enerji ise kendi veya komşu cisimler üzerinde bir etki oluşturabilme yeteneğidir. Bir başka deyişle enerji, değişikliklere yol açan etken olarak düşünülebilir. Enerji terimi 1807'de Thomas Young tarafından bulunmuş ve termodinamikte kullanımı 1852'de Lord Kelvin tarafından önerilmiştir.

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumu yasasıdır. Termodinamiğin birinci yasasına göre, enerji var veya yok edilemez, ancak şekil değiştirebilir. Buhar makineleri, diğer ısı üretim makineleri ve yakıtlı motorların hepsi bu yasanın kuralları içerisinde, enerjinin işe dönüştürülmesinden faydalanarak çalışmaktadır. Termodinamiğin birinci yasası bir hâl değişimin yönü üzerinde herhangi bir kısıtlama getirmezken, termodinamiğin ikinci yasası hâl değişiminin yönünü belirtir. Termodinamiğin ikinci yasasının kullanımı yalnızca hâl değişimlerinin yönünü belirlemekle sınırlı değildir. Termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin niceliğinin yanında niteliğinin de dikkate alınması gerektiği

üzerinde durur ve doğadaki değişimlerin enerjinin niteliğinin azaldığı yönde gerçekleştiğini belirtir (Çengel ve Boles, 2008).

3.3.1. Kütle Korunumu

Kütle korunumu ilkesi, bir hâl değişimi esnasında sistemden net kütle geçişinin, aynı hâl değişimi için sistemde meydana gelen toplam kütle değişimine eşit olduğunu ifade eder (Çengel ve Boles, 2008).

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çikan} \quad (3.17)$$

Burada; \dot{m}_{giren} sisteme giren kütleli debiyi, $\dot{m}_{çikan}$ sistemden çıkan kütleli debiyi temsil etmektedir.

3.3.2. Enerjinin Korunumu

Enerji analizi, termodinamiğin birinci kanunu olan enerjinin korunumu prensibine dayanır. Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacminin toplam enerjisi sabit olduğundan ($\Delta E_{KH} = 0$), bu sistemlerde kontrol hacmine ısı, iş veya kütle akışı ile giren enerji, çıkıştaki enerjiye eşit olmak zorundadır. Sürekli akışlı açık sistem için termodinamiğin birinci yasası veya enerjinin korunumu ilkesi aşağıdaki 3.18 nolu denklem ile hesaplanabilir (Çengel ve Boles, 2008).

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum (\dot{m}\theta)_{çikan} - \sum (\dot{m}\theta)_{giren} \quad (3.18)$$

Burada \dot{Q} ısı enerjisi, \dot{W} işi ve θ akışkanın birim kütle için toplam enerjisini ifade etmektedir. $\theta = h + ke + pe$ olduğundan denklem şu şekilde yazılır:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{çikan} \left(h_{çikan} + \frac{V_{çikan}^2}{2} + gz_{çikan} \right) - \sum \dot{m}_{giren} \left(h_{giren} + \frac{V_{giren}^2}{2} + gz_{giren} \right) \quad (3.19)$$

Burada, $h_{çikan}$ akışkanın çıkış entalpisini, $V_{çikan}$ akışkanın çıkış hızını, $z_{çikan}$ akışkanın çıkış yükselti farkını, h_{giren} akışkanın giriş entalpisini, V_{giren}

akışkanın giriş hızını, z_{giren} akışkanın giriş yükselti farkını, g ise yerçekimi ivmesini göstermektedir.

Denklemden kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilirse;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum (\dot{m}h)_{çıkan} - \sum (\dot{m}h)_{giren} \quad (3.20)$$

Şeklinde olur.

Bu bağıntı genellikle enerjinin korunumuna karşılık gelmekte ve herhangi bir hâl değişiminde gerçekleşen herhangi bir sistem için uygulanabilir olmaktadır.

3.3.3. Ekserji Dengesi

Bir termodinamik sistemin ekserjisi, sistemin sadece çevresiyle etkileşim durumunda, sistemin çevresiyle tümüyle termodinamik denge haline gelirken elde edebilecek maksimum teorik yararlı iş olarak tanımlanır (Tsatsaronis, 2007). Birinci yasa enerji analizi yapmakta kullanılırken, ikinci yasa tersinir ve tersinmezliği belirlediği için ekserji analizini yapmamızı sağlar (Çamdalı, 2004). Enerji analizi, ısı ve iş arasındaki farkı önemsemeyen tüketilen enerji miktarını hesaplayan bir analiz olup mühendislik sistemlerinin dizayn ve analizlerinde yeterli değildir (Talbi ve Agnew, 2000). Bu nedenle, ikinci yasa olarak bilinen ekserji analizi ile termodinamikte önemli bir yeri olan tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji kayıpları hesaplanabilmektedir (Sözen, 2003). Bu nedenle termodinamik sistemlerin analizinde ve termik sistemlerin optimizasyonunda termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları birlikte değerlendirilerek analizlerin yapılması gerekir.

Ekserjinin tam bir tanımını yapabilmek için, bazı termodinamik kavramların anlaşılması gerekmektedir. Kuramsal olarak, bir sistemden en fazla işin elde edilebilmesi, iki koşulun yerine getirilmesi ile mümkündür: Bunlardan ilki işin, bir sistemin başlangıç hâlinde son hâline, tümüyle tersinir bir hâl değişimi ile

getirilmesi diğeri ise sistemin son hâlinin çevre ile dengede olmasıdır. Tümden tersinir bir hâl değişiminde, tersinmezlik yoktur ve hâl değiştiren bir sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iş, tersinir iş tanımını vermektedir. Bununla birlikte, bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, hâl değişiminin tersinir olmasının yanı sıra çevre koşullarına da bağlıdır. Çevresiyle termodinamik dengede olan bir sistemin hâli, ölü hâl olarak adlandırılmaktadır. Ölü hâldeyken sistem, çevresiyle ısı ve mekanik dengede olmasının yanı sıra çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri de sıfırdır. Ayrıca bu durumda sistem ve çevre arasında kimyasal bir denge vardır. Bu şartlar altındaki bir sistemin çevresi ile herhangi bir etkileşimde bulunması olanaksızdır. Başka bir deyişle, ölü hâlde bulunan bir sistemden iş elde edilemez (Eryener, 2003).

Ekserji, enerjinin bütün biçimleri için ifade edilebilen bir özelliktir. Dolayısıyla, bir sistemin toplam ekserjisi, sistemin içerdiği farklı enerji potansiyelleri dikkate alınarak belirlenmektedir. Nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilmesi gibi farklı enerji biçimlerinin oluşumuna neden olabilecek özel etkilerin olmadığı varsayılırsa, sistemin toplam ekserjisi fiziksel, kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserjilerden oluşmaktadır (Özmen, 2012). Toplam ekserji;

$$\dot{E}_{\text{toplam}} = \dot{E}_{\text{fiziksel}} + \dot{E}_{\text{kinetik}} + \dot{E}_{\text{potansiyel}} + \dot{E}_{\text{kimyasal}} \quad (3.21)$$

Sistemin ekserji analizi için kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserjiler ihmal edilerek aşağıdaki denklem kullanılır.

$$\dot{E}_{X_Q} - \dot{E}_{X_W} = \sum (\dot{m}\varepsilon)_{\text{çıkan}} - \sum (\dot{m}\varepsilon)_{\text{giren}} + \dot{E}_{X_{\text{des}}} \quad (3.22)$$

Denklem 3.22'de verilen \dot{E}_{X_Q} ısının ekserjisini, \dot{E}_{X_W} işin ekserjisini, ε termomekaniksel ekserji olarak da ifade edilen akış ekserjisini, $\dot{E}_{X_{\text{des}}}$ ise yok olan ekserjiyi ifade etmektedir.

Isı geçişi yoluyla ekserji geçişi,

$$\dot{E}_{x_Q} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (3.23)$$

İş geçişi yoluyla ekserji geçişi,

$$\dot{E}_{x_W} = \dot{W} \quad (3.24)$$

Kütle geçişi yoluyla ekserji geçişi,

$$\dot{E}_{x_K} = \dot{m} \varepsilon \quad (3.25)$$

şeklinde yazılır. Burada, T_0 ölü hâl sıcaklığını, T ise akışkanın sıcaklığını, \dot{m} akışkanın kütleli dehisini ifade etmektedir.

Yok olan ekserji 3.26 nolu denklem ile hesaplanır.

$$\dot{E}_{x_{yokolan}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.26)$$

Burada, $\dot{S}_{\text{üretim}}$ entropi üretimini ifade etmektedir. Denklemde $T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}$ terimleri;

$$I = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.27)$$

olarak tanımlanır. Burada I birim zamanda yok olan ekserjiyi yani tersinmezliği ifade etmektedir.

Ekserjinin kütle dehisine oranı olarak tanımlanan özgül ekserji (termomekaniksel veya akış ekserjisi) herhangi bir durum (T, P) ile çevrenin sadece sıcaklığı (T_0) ve basıncı (P_0) ile dengede olan bir durum arasındaki ekserjidir (Kızıllkan, 2008).

$$\varepsilon = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3.28)$$

Burada, h entalpiyi, h_0 ölü hâldeki entalpiyi, s entropiyi, s_0 ölü hâldeki entropiyi temsil etmektedir.

3.3.4. Entropi Dengesi

Termodinamiğin ikinci yasası, sistemin moleküler düzensizliğini ölçen, entropi adı verilen yeni bir özelliğin tanımına yol açar. Entropi, enerji kaynağının kalitesini değerlendirmek için kullanılabilir. Entropi üretilebilir ancak yok edilemez. Kontrol hacmi içindeki entropinin birim zamandaki değişimi; kontrol hacmi yüzeylerinden ısı geçişi sonucu birim zamanda geçen entropi, kütleyle birim zamanda kontrol hacmine giren toplam entropi, kütleyle birim zamanda kontrol hacminden çıkan toplam entropi ve kontrol hacmi içinde tersinmezliklerden dolayı birim zamanda üretilen entropinin toplamına eşittir.

Herhangi bir hâl değişimine uğrayan her türlü sistem için entropi dengesi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\sum \dot{S}_{\text{giren}} - \sum \dot{S}_{\text{çıkan}} + \dot{S}_{\text{üretim}} = \Delta \dot{S}_{\text{sistem}}/dt \quad (3.29)$$

Burada, \dot{S}_{giren} sisteme giren entropiyi, $\dot{S}_{\text{çıkan}}$ sistemden çıkan entropiyi temsil etmektedir.

Isı geçişi yoluyla entropi geçişi,

$$\dot{S}_Q = \dot{Q}/T \quad (3.30)$$

Kütle akışı yoluyla entropi geçişi,

$$\dot{S}_K = \dot{m}s \quad (3.31)$$

eşitliği ile hesaplanır.

3.3.5. Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin II. Yasa Verimi

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu ilkesini açıklar, termodinamiğin ikinci yasası ise, enerjinin niceliğinin (miktarının) yanında niteliğinin de dikkate alınması gerektiğini ortaya koyar ve doğadaki değişimlerin enerjinin niteliğini azaltan yönde gerçekleştiğini belirtir.

Birinci yasa verimi mühendislik sistemlerinde olabilecek en iyi ölçü olarak alınmaz. Birinci yasa verimi mühendislik sistemleri için tek başına bir başarı ölçüsü olmayacağı görülmektedir. Bu yetersizliği gidermek için ikinci yasa verimi tanımlanmıştır.

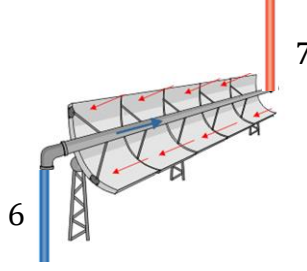
Birinci yasa verimi elde edilmek istenen değerin harcanan değere oranıdır.

$$\eta_I = \frac{\text{Elde edilmek istenen değer}}{\text{Harcanan Değer}} \quad (3.32)$$

İkinci yasa verimi ise, gerçek ısı veriminin, aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısı verime oranıdır. Bu tanımlama iş üreten ve iş tüketen makinalar için tanımlanmıştır. Bu amaca yönelik olmayan hâl değişimlerini de kapsayacak daha genel bir ikinci yasa verimi aşağıdaki şekilde tanımlanır. Ekserji verimini tanımlamadaki amaç incelediğimiz sistemin tersinir hâl değişimine ne ölçüde yaklaştığını belirlemektir (Çengel ve Boles, 2008).

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} \quad (3.33)$$

3.3.6. Parabolik Güneş Kolektörü İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi



Şekil 3.8. Parabolik güneş kolektörünün şematik gösterimi

a) Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{kol} \quad (3.34)$$

b) Enerjinin Korunumu

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{Q}_{Güneş} = \dot{m}_7 h_7 \quad (3.35)$$

$$\dot{Q}_{Güneş} = \dot{m}_{kol} (h_7 - h_6) \quad (3.36)$$

Burada, $\dot{Q}_{Güneş}$ sisteme giren güneş enerjisini ifade etmektedir.

c) Ekserji Dengesi

$$\dot{E}x_6 + \dot{E}x_{Güneş} = \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{des,kol} \quad (3.37)$$

$$\dot{E}x_{des,kol} = \dot{m}_{kol} (\varepsilon_6 - \varepsilon_7) + \dot{E}x_{Güneş} \quad (3.38)$$

Burada, $\dot{E}x_{des,kol}$ parabolik güneş kolektöründeki ekserji yok oluşunu, $\dot{E}x_{Güneş}$ ise güneş enerjisinin ekserjisini göstermektedir ve güneş enerjisinin ekserjisi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\dot{E}x_{\text{Güneş}} = G A_{\text{aç}} \left(1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{\text{Güneş}}} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{\text{Güneş}}} \right) \right) \quad (3.39)$$

Burada, $T_{\text{Güneş}}$ güneşin sıcaklığı olup 5739 K değerindedir.

Denklem 3.38'de verilen ε_6 ve ε_7 değerleri aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$\varepsilon_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (3.40)$$

$$\varepsilon_7 = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) \quad (3.41)$$

d) Entropi Dengesi

$$\dot{S}_6 + \dot{S}_{\text{üretim,kol}} = \dot{S}_7 \quad (3.42)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim,kol}} = \dot{m}_{\text{kol}}(\dot{S}_7 - \dot{S}_6) \quad (3.43)$$

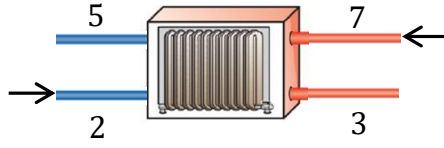
Burada, $\dot{S}_{\text{üretim,kol}}$ parabolik güneş kolektöründeki entropi üretimidir. Parabolik güneş kolektöründeki ekserji yıkımı, entropi cinsinden şöyle hesaplanır.

$$\dot{E}x_{\text{des,kol}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim,kol}} \quad (3.44)$$

e) Ekserji Verimi

$$\eta_{\text{II,kol}} = \frac{\dot{E}x_7 - \dot{E}x_6}{\dot{E}x_{\text{Güneş}}} \quad (3.45)$$

3.3.7. Isı Değiştirici İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi



Şekil 3.9. Isı değiştiricinin şematik gösterimi

a) Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{kol} \quad (3.46)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{ORC} \quad (3.47)$$

Burada, \dot{m}_{ORC} ORC'de dolaşan akışkanın kütleli debisidir.

b) Enerjinin Korunumu

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad (3.48)$$

$$\dot{m}_{ORC} (h_3 - h_2) = \dot{m}_{kol} (h_7 - h_5) \quad (3.49)$$

$$\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{kol}} = \frac{h_7 - h_5}{h_3 - h_2} \quad (3.50)$$

c) Ekserji Dengesi

$$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_7 = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{des,ID} \quad (3.51)$$

$$\dot{E}x_{des,ID} = \dot{m}_{ORC} (\epsilon_2 - \epsilon_3) + \dot{m}_{kol} (\epsilon_7 - \epsilon_5) \quad (3.52)$$

Burada, $\dot{E}x_{des,ID}$ ısı değiştiricideki ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\varepsilon_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad (3.53)$$

$$\varepsilon_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (3.54)$$

$$\varepsilon_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (3.55)$$

d) Entropi Dengesi

$$\dot{S}_2 + \dot{S}_7 + \dot{S}_{\text{üretim,ID}} = \dot{S}_3 + \dot{S}_5 \quad (3.56)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim,ID}} = \dot{m}_{\text{ORC}}(\dot{S}_3 - \dot{S}_2) - \dot{m}_{\text{kol}}(\dot{S}_7 - \dot{S}_5) \quad (3.57)$$

Burada, $\dot{S}_{\text{üretim,ID}}$ ısı değiştiricideki entropi üretimini göstermektedir. Isı değiştiricideki ekserji yıkımı entropi cinsinden aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\dot{E}x_{\text{des,ID}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim,ID}} \quad (3.58)$$

e) Ekserji Verimi

$$\eta_{\text{II,ID}} = \frac{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2}{\dot{E}x_7 - \dot{E}x_5} = \frac{\dot{m}_{\text{ORC}}(\varepsilon_3 - \varepsilon_2)}{\dot{m}_{\text{kol}}(\varepsilon_7 - \varepsilon_5)} \quad (3.59)$$

3.3.8. Pompa-Kol İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi



Şekil 3.10. Pompa-Kol'ün şematik gösterimi

a) Kütle Korunumu

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{\text{kol}} \quad (3.60)$$

b) Enerjinin Korunumu

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{W}_{\text{Pompa-Kol}} = \dot{m}_6 h_6 \quad (3.61)$$

$$\dot{W}_{\text{Pompa-Kol}} = \dot{m}_{\text{kol}}(h_6 - h_5) \quad (3.62)$$

Şeklinde elde edilir. Burada, $\dot{W}_{\text{Pompa-Kol}}$ parabolik güneş kolektör sistemine giren pompa işidir.

c) Ekserji Dengesi

$$\dot{E}x_5 + \dot{W}_{\text{Pompa-Kol}} = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{\text{des,Pompa-Kol}} \quad (3.63)$$

$$\dot{E}x_{\text{des,Pompa-Kol}} = \dot{m}_{\text{kol}}(\epsilon_5 - \epsilon_6) + \dot{W}_{\text{Pompa-Kol}} \quad (3.64)$$

Burada, $\dot{E}x_{\text{des,Pompa-Kol}}$ parabolik güneş kolektör sistemindeki pompa'nın ekserji yıkımını temsil etmektedir.

d) Entropi Dengesi

$$\dot{S}_5 + \dot{S}_{\text{üretim,Pompa-Kol}} = \dot{S}_6 \quad (3.65)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim,Pompa-Kol}} = \dot{m}_{\text{kol}}(\dot{S}_6 - \dot{S}_5) \quad (3.66)$$

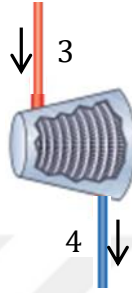
Burada, $\dot{S}_{\text{üretim,Pompa-Kol}}$ pompada üretilen entropiyi ifade etmektedir. Pompa-Kol'ün entropi cinsinden tersinmezliği Denklem 3.67 ile hesaplanır.

$$\dot{E}x_{\text{des,Pompa-Kol}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim,Pompa-Kol}} \quad (3.67)$$

d)Ekserji Verimi

$$\eta_{II,Pompa-Kol} = \frac{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5}{\dot{W}_{Pompa-Kol}} = \frac{\dot{m}_{kol}(\varepsilon_6 - \varepsilon_5)}{\dot{W}_{Pompa-Kol}} \quad (3.68)$$

3.3.9. Türbin İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi



Şekil 3.11. Türbinin şematik gösterimi

a)Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{ORC} \quad (3.69)$$

b)Enerjinin Korunumu

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{W}_{Tür} \quad (3.70)$$

$$\dot{W}_{Tür} = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_4) \quad (3.71)$$

$$\dot{W}_{Tür,elek,mek} = \dot{W}_{Tür} \eta_{Tür} \quad (3.72)$$

şeklinde elde edilir. Burada, $\dot{W}_{Tür}$ sistemden çıkan iş, $\dot{W}_{Tür,elek,mek}$ türbindeki mekanik elektriksel iş, h_4 ise türbin çıkışındaki gerçek entalpdir ve aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$h_4 = h_3 - \eta_{Tür}(h_3 - h_{4s}) \quad (3.73)$$

Burada, $\eta_{Tür}$ türbinin izentropik verimini, h_{4s} ise türbin çıkışındaki izentropik durumdaki entalpiyi ifade etmektedir.

c)Ekserji Dengesi

$$\dot{E}x_3 = \dot{E}x_4 + \dot{W}_{Tür} + \dot{E}x_{des,Tür} \quad (3.74)$$

$$\dot{E}x_{des,tTür} = \dot{m}_{ORC}(\varepsilon_3 - \varepsilon_4) - \dot{W}_{Tür} \quad (3.75)$$

Burada, $\dot{E}x_{des,Tür}$ türbindeki ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\varepsilon_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) \quad (3.76)$$

d)Entropi Dengesi

$$\dot{S}_3 + \dot{S}_{üretim,Tür} = \dot{S}_4 \quad (3.77)$$

$$\dot{S}_{üretim,Tür} = \dot{m}_{ORC}(\dot{S}_4 - \dot{S}_3) \quad (3.78)$$

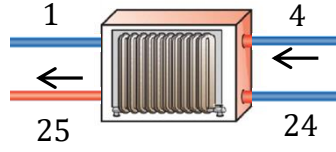
Burada, $\dot{S}_{üretim,Tür}$ türbindeki entropi üretimini göstermektedir. Türbinde yok olan ekserji, entropi cinsinden aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$\dot{E}x_{des,Tür} = T_0 \dot{S}_{üretim,Tür} \quad (3.79)$$

e)Ekserji Verimi

$$\eta_{II,Tür} = \frac{\dot{W}_{Tür}}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4} = \frac{\dot{W}_{Tür}}{\dot{m}_{ORC}(\varepsilon_3 - \varepsilon_4)} \quad (3.80)$$

3.3.10. Kondenser-ORC İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi



Şekil 3.12. Kondenser-ORC'nin şematik gösterimi

a) Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{\text{ORC}} \quad (3.81)$$

$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{25} = \dot{m}_{\text{Kon-ORC}} \quad (3.82)$$

Burada, $\dot{m}_{\text{Kon-ORC}}$ kondenserde dolaşan ve türbin çıkışında çürük haldeki buharın ısını alan suyun kütleli debisidir.

b) Enerjinin Korunumu

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{24} h_{24} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{25} h_{25} \quad (3.83)$$

$$\dot{m}_{\text{ORC}} (h_4 - h_1) = \dot{m}_{\text{Kon-ORC}} (h_{25} - h_{24}) \quad (3.84)$$

$$\frac{\dot{m}_{\text{ORC}}}{\dot{m}_{\text{Kon-ORC}}} = \frac{h_{25} - h_{24}}{h_4 - h_1} \quad (3.85)$$

c) Ekserji Dengesi

$$\dot{E}x_4 + \dot{E}x_{24} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{25} + \dot{E}x_{\text{des,Kon-ORC}} \quad (3.86)$$

$$\dot{E}x_{\text{des,Kon-ORC}} = \dot{m}_{\text{ORC}} (\varepsilon_4 - \varepsilon_1) + \dot{m}_{\text{Kon-ORC}} (\varepsilon_{24} - \varepsilon_{25}) \quad (3.87)$$

Burada, $\dot{E}x_{\text{des,Kon-ORC}}$ kondenser-ORC'deki ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\varepsilon_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (3.88)$$

$$\varepsilon_{24} = (h_{24} - h_0) - T_0(s_{24} - s_0) \quad (3.89)$$

$$\varepsilon_{25} = (h_{25} - h_0) - T_0(s_{25} - s_0) \quad (3.90)$$

d) Entropi Dengesi

$$\dot{S}_4 + \dot{S}_{24} + \dot{S}_{\text{üretim,Kon-ORC}} = \dot{S}_1 + \dot{S}_{25} \quad (3.91)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim,Kon-ORC}} = \dot{m}_{\text{ORC}}(\dot{s}_1 - \dot{s}_4) - \dot{m}_{\text{Kon-ORC}}(\dot{s}_{25} - \dot{s}_{24}) \quad (3.92)$$

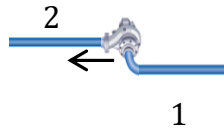
Burada, $\dot{S}_{\text{üretim,Kon-ORC}}$ kondenserde üretilen entropiyi ifade etmektedir. Kondenser-ORC'nin tersinmezliği, Denklem 3.93'deki gibi elde edilebilir.

$$\dot{E}x_{\text{des,Kon-ORC}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim,Kon-ORC}} \quad (3.93)$$

e) Ekserji Verimi

$$\eta_{\text{II,Kon-ORC}} = \frac{\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{24}}{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_1} = \frac{\dot{m}_{\text{ORC}}(\varepsilon_{25} - \varepsilon_{24})}{\dot{m}_{\text{Kon-ORC}}(\varepsilon_4 - \varepsilon_1)} \quad (3.94)$$

3.3.11. Pompa-ORC İçin Birinci Yasa ve İkinci Yasa Analizi



Şekil 3.13. Pompa-ORC'nin şematik gösterimi

a) Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{\text{ORC}} \quad (3.95)$$

b) Enerjinin Korunumu

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_{\text{Pompa-ORC}} = \dot{m}_2 h_2 \quad (3.96)$$

$$\dot{W}_{\text{Pompa-ORC}} = \dot{m}_{\text{ORC}}(h_2 - h_1) \quad (3.97)$$

Burada, $\dot{W}_{\text{Pompa-ORC}}$ ORC sistemine giren pompa işini ifade etmektedir.

c) Ekserji Dengesi

$$\dot{E}x_1 + \dot{W}_{\text{Pompa-ORC}} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{\text{des,Pompa-ORC}} \quad (3.98)$$

$$\dot{E}x_{\text{des,Pompa-ORC}} = \dot{m}_{\text{ORC}}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) + \dot{W}_{\text{Pompa-ORC}} \quad (3.99)$$

Burada, $\dot{E}x_{\text{des,Pompa-ORC}}$ ORC sisteminde bulunan pompanın ekserji yıkımını temsil etmektedir.

d) Entropi Dengesi

$$\dot{S}_1 + \dot{S}_{\text{üretim,Pompa-ORC}} = \dot{S}_2 \quad (3.100)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim,Pompa-ORC}} = \dot{m}_{\text{ORC}}(\dot{S}_2 - \dot{S}_1) \quad (3.101)$$

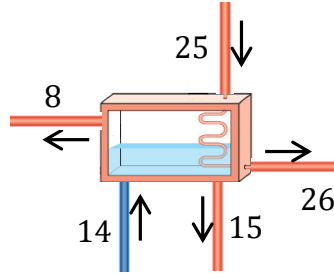
Burada, ORC sistemindeki pompada üretilen entropiyi ifade etmektedir. Pompa-ORC'deki ekserji yıkımı aşağıdaki denklem hesaplanır.

$$\dot{E}x_{\text{des,Pompa-ORC}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim,Pompa-ORC}} \quad (3.102)$$

e) Ekserji Verimi

$$\eta_{\text{II,Pompa-ORC}} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{\text{Pompa-ORC}}} = \frac{\dot{m}_{\text{ORC}}(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)}{\dot{W}_{\text{Pompa-ORC}}} \quad (3.103)$$

3.3.12. Generatör İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi



Şekil 3.14. Generatörün şematik gösterimi

a)Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} = \dot{m}_{\text{Kon-ORC}} \quad (3.104)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_8 + \dot{m}_{15} \quad (3.105)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_S \quad (3.106)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_R \quad (3.107)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_W \quad (3.108)$$

$$\dot{m}_S = \dot{m}_R + \dot{m}_W \quad (3.109)$$

Burada, \dot{m}_R absorpsiyonlu soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkan debisini, \dot{m}_W absorpsiyonlu soğutma sisteminde absorber ve generatör arasında dolaşan zayıf eriyik çözeltisinin debisini, \dot{m}_S absorpsiyonlu soğutma sisteminde absorber ve generatör arasında dolaşan zengin eriyik çözeltisinin debisini ifade etmektedir.

b)Enerjinin Korunumu

$$\dot{m}_{25}h_{25} + \dot{m}_{14}h_{14} = \dot{m}_{26}h_{26} + \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_{15}h_{15} \quad (3.110)$$

$$\dot{m}_{\text{Kon-ORC}}(h_{25} - h_{26}) = \dot{m}_R h_8 + \dot{m}_W h_{15} - \dot{m}_S h_{14} \quad (3.111)$$

c)Ekserji Dengesi

$$\dot{E}x_{25} + \dot{E}x_{14} = \dot{E}x_{26} + \dot{E}x_8 + \dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{\text{des,Gen}} \quad (3.112)$$

$$\dot{E}x_{\text{des,Gen}} = \dot{m}_{\text{Kon-ORC}}(\varepsilon_{25} - \varepsilon_{26}) + \dot{m}_S \varepsilon_{14} - \dot{m}_R \varepsilon_8 - \dot{m}_W \varepsilon_{15} \quad (3.113)$$

Burada, $\dot{E}x_{\text{des,Gen}}$ generatörde yok olan ekserjiyi ifade etmektedir.

$$\varepsilon_8 = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0) \quad (3.114)$$

$$\varepsilon_{14} = (h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0) \quad (3.115)$$

$$\varepsilon_{15} = (h_{15} - h_0) - T_0(s_{15} - s_0) \quad (3.116)$$

$$\varepsilon_{26} = (h_{26} - h_0) - T_0(s_{26} - s_0) \quad (3.117)$$

d)Entropi Dengesi

$$\dot{S}_{25} + \dot{S}_{14} + \dot{S}_{\text{üretim,Gen}} = \dot{S}_{26} + \dot{S}_8 + \dot{S}_{15} \quad (3.118)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim,Gen}} = \dot{m}_{\text{Kon-ORC}}(\dot{S}_{26} - \dot{S}_{25}) + \dot{m}_R \dot{S}_8 + \dot{m}_W \dot{S}_{15} - \dot{m}_S \dot{S}_{14} \quad (3.119)$$

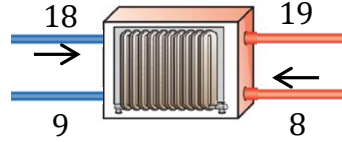
Burada, $\dot{S}_{\text{üretim,Gen}}$ generatörde üretilen entropiyi ifade etmektedir. Generatörde meydana gelen tersinmezlik aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\dot{E}x_{\text{des,Gen}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim,Gen}} \quad (3.120)$$

e)Ekserji Verimi

$$\eta_{II,Gen} = \frac{\dot{E}X_8 + \dot{E}X_{15} - \dot{E}X_{14}}{\dot{E}X_{25} - \dot{E}X_{26}} \quad (3.121)$$

3.3.13. Kondenser-ABS İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi



Şekil 3.15. Kondenser-ABS'nin şematik gösterimi

a)Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_R \quad (3.122)$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} = \dot{m}_{Kon-ABS} \quad (3.123)$$

Denklem 3.123'de verilen $\dot{m}_{Kon-ABS}$ kondenser-ABS'de dolaşan soğutma suyunun kütleli debisidir.

b)Enerjinin Korunumu

$$\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{18} h_{18} = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{19} h_{19} \quad (3.124)$$

$$\dot{m}_R (h_8 - h_9) = \dot{m}_{Kon-ABS} (h_{19} - h_{18}) \quad (3.125)$$

$$\frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_{Kon-ABS}} = \frac{h_{19} - h_{18}}{h_8 - h_9} \quad (3.126)$$

c)Ekserji Dengesi

$$\dot{E}X_8 + \dot{E}X_{18} = \dot{E}X_9 + \dot{E}X_{19} + \dot{E}X_{des,Kon-ABS} \quad (3.127)$$

$$\dot{E}x_{des,Kon-ABS} = \dot{m}_R(\varepsilon_8 - \varepsilon_9) + \dot{m}_{Kon-ABS}(\varepsilon_{18} - \varepsilon_{19}) \quad (3.128)$$

Burada, $\dot{E}x_{des,Kon-ABS}$ kondenser-ABS'deki ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\varepsilon_9 = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0) \quad (3.129)$$

$$\varepsilon_{18} = (h_{18} - h_0) - T_0(s_{18} - s_0) \quad (3.130)$$

$$\varepsilon_{19} = (h_{19} - h_0) - T_0(s_{19} - s_0) \quad (3.131)$$

d) Entropi Dengesi

$$\dot{S}_8 + \dot{S}_{18} + \dot{S}_{\dot{u}retim,Kon-ABS} = \dot{S}_9 + \dot{S}_{19} \quad (3.132)$$

$$\dot{S}_{\dot{u}retim,Kon-ABS} = \dot{m}_R(\dot{s}_9 - \dot{s}_8) + \dot{m}_{Kon-ABS}(\dot{s}_{19} - \dot{s}_{18}) \quad (3.133)$$

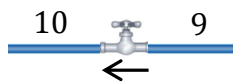
Burada, $\dot{S}_{\dot{u}retim,Kon-ABS}$ kondenser-ABS'de üretilen entropiyi göstermektedir. Kondenser-ABS'de yok olan ekserji Denklem 3.134 ile elde edilebilir.

$$\dot{E}x_{des,Kon-ABS} = T_0 \dot{S}_{\dot{u}retim,Kon-ABS} \quad (3.134)$$

e) Ekserji Verimi

$$\eta_{II,Kon-ABS} = \frac{\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{18}}{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9} = \frac{\dot{m}_{Kon-ABS}(\varepsilon_{19} - \varepsilon_{18})}{\dot{m}_R(\varepsilon_8 - \varepsilon_9)} \quad (3.135)$$

3.3.14. Kısılma Valfi-I İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi



Şekil 3.16. Kısılma valfi-I'in şematik gösterimi

a) Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_R \quad (3.136)$$

b) Enerjinin Korunumu

$$\dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10} \quad (3.137)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (3.138)$$

c) Ekserji Dengesi

$$\dot{E}X_9 = \dot{E}X_{10} + \dot{E}X_{\text{des,KV-I}} \quad (3.139)$$

$$\dot{E}X_{\text{des,KV-I}} = \dot{m}_R (\varepsilon_9 - \varepsilon_{10}) \quad (3.140)$$

Burada, $\dot{E}X_{\text{des,KV-I}}$ kısılma valfi-I'deki ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\varepsilon_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0 (s_{10} - s_0) \quad (3.141)$$

d) Entropi Dengesi

$$\dot{S}_9 + \dot{S}_{\text{üretim,KV-I}} = \dot{S}_{10} \quad (3.142)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim,KV-I}} = \dot{m}_R (\dot{S}_{10} - \dot{S}_9) \quad (3.143)$$

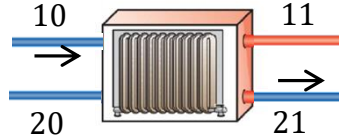
Burada, $\dot{S}_{\text{üretim,KV-I}}$ kısılma valfi-I'de üretilen entropiyi göstermektedir. Kısılma valfi-I'de yok olan ekserji aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\dot{E}X_{\text{des,KV-I}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim,KV-I}} \quad (3.144)$$

e)Ekserji Verimi

$$\eta_{II,KV-I} = \frac{\dot{E}X_{10}}{\dot{E}X_9} = \frac{\varepsilon_{10}}{\varepsilon_9} \quad (3.145)$$

3.3.15. Evaporatör İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi



Şekil 3.17. Evaporatörün şematik gösterimi

a)Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_R \quad (3.146)$$

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} = \dot{m}_{Eva} \quad (3.147)$$

Burada, \dot{m}_{Eva} dış ortamın ısını evaporatöre taşıyan akışkanın kütleli debisidir.

b)Enerjinin Korunumu

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{20}h_{20} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{21}h_{21} \quad (3.148)$$

$$\dot{m}_R(h_{10} - h_{11}) = \dot{m}_{Eva}(h_{21} - h_{20}) \quad (3.149)$$

$$\frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_{Eva}} = \frac{h_{21} - h_{20}}{h_{10} - h_{11}} \quad (3.150)$$

c)Ekserji Dengesi

$$\dot{E}X_{10} + \dot{E}X_{20} = \dot{E}X_{11} + \dot{E}X_{21} + \dot{E}X_{des,Eva} \quad (3.151)$$

$$\dot{E}x_{des,Eva} = \dot{m}_R(\varepsilon_{10} - \varepsilon_{11}) + \dot{m}_{Eva}(\varepsilon_{20} - \varepsilon_{21}) \quad (3.152)$$

Burada, $\dot{E}x_{des,Eva}$ evaporatördeki ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\varepsilon_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0) \quad (3.153)$$

$$\varepsilon_{20} = (h_{20} - h_0) - T_0(s_{20} - s_0) \quad (3.154)$$

$$\varepsilon_{21} = (h_{21} - h_0) - T_0(s_{21} - s_0) \quad (3.155)$$

d) Entropi Dengesi

$$\dot{S}_{10} + \dot{S}_{20} + \dot{S}_{\dot{u}retim,Eva} = \dot{S}_{11} + \dot{S}_{21} \quad (3.156)$$

$$\dot{S}_{\dot{u}retim,Eva} = \dot{m}_R(\dot{s}_{11} - \dot{s}_{10}) + \dot{m}_{Eva}(\dot{s}_{21} - \dot{s}_{20}) \quad (3.157)$$

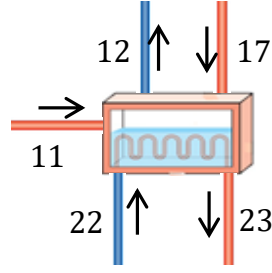
Burada, $\dot{S}_{\dot{u}retim,Eva}$ evaporatörde üretilen entropiyi ifade etmektedir. Evaporatörde yok olan ekserji, entropi cinsinden aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\dot{E}x_{des,Eva} = T_0 \dot{S}_{\dot{u}retim,Eva} \quad (3.158)$$

e) Ekserji Verimi

$$\eta_{II,Eva} = \frac{\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21}} \quad (3.159)$$

3.3.16. Absorber İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi



Şekil 3.18. Absorberin şematik gösterimi

a) Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} = \dot{m}_{Abs} \quad (3.160)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_R \quad (3.161)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_S \quad (3.162)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_W \quad (3.163)$$

$$\dot{m}_S = \dot{m}_R + \dot{m}_W \quad (3.164)$$

Burada, \dot{m}_{Abs} absorberde dolaşarak absorberden atılan ısıyı alan soğutma suyunun kütleli debisidir.

b) Enerjinin Korunumu

$$\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{22}h_{22} = \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_{23}h_{23} \quad (3.165)$$

$$\dot{m}_R h_{11} + \dot{m}_W h_{17} - \dot{m}_S h_{12} = \dot{m}_{Abs}(h_{23} - h_{22}) \quad (3.166)$$

c) Ekserji Dengesi

$$\dot{E}_{X11} + \dot{E}_{X17} + \dot{E}_{X22} = \dot{E}_{X12} + \dot{E}_{X23} + \dot{E}_{X_{des,Abs}} \quad (3.167)$$

$$\dot{E}x_{des,Abs} = \dot{m}_R \epsilon_{11} + \dot{m}_W \epsilon_{17} - \dot{m}_S \epsilon_{12} + \dot{m}_{Abs} (\epsilon_{22} - \epsilon_{23}) \quad (3.168)$$

Burada, $\dot{E}x_{des,Abs}$ absorberdeki ekserji yıkımını ifade etmektedir.

$$\epsilon_{12} = (h_{12} - h_0) - T_0 (s_{12} - s_0) \quad (3.169)$$

$$\epsilon_{17} = (h_{17} - h_0) - T_0 (s_{17} - s_0) \quad (3.170)$$

$$\epsilon_{22} = (h_{22} - h_0) - T_0 (s_{22} - s_0) \quad (3.171)$$

$$\epsilon_{23} = (h_{23} - h_0) - T_0 (s_{23} - s_0) \quad (3.172)$$

d) Entropi Dengesi

$$\dot{S}_{11} + \dot{S}_{17} + \dot{S}_{22} + \dot{S}_{\text{üretim,Abs}} = \dot{S}_{12} + \dot{S}_{23} \quad (3.173)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim,Abs}} = \dot{m}_{Abs} (\dot{s}_{23} - \dot{s}_{22}) + \dot{m}_S \dot{s}_{12} - \dot{m}_W \dot{s}_{17} - \dot{m}_R \dot{s}_{11} \quad (3.174)$$

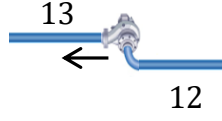
Burada, $\dot{S}_{\text{üretim,Abs}}$ absorberde üretilen entropiyi göstermektedir. Absorberde meydana gelen tersinmezlik entropi cinsinden aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\dot{E}x_{des,Abs} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim,Abs}} \quad (3.175)$$

e) Ekserji Verimi

$$\eta_{II,Abs} = \frac{\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{23}}{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11} - -\dot{E}x_{11}} \quad (3.176)$$

3.3.17. Pompa-ABS İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi



Şekil 3.19. Pompa-ABS'nin şematik gösterimi

a)Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_S \quad (3.177)$$

b)Enerjinin Korunumu

$$\dot{m}_{12}h_{12} + \dot{W}_{\text{Pompa-ABS}} = \dot{m}_{13}h_{13} \quad (3.178)$$

$$\dot{W}_{\text{Pompa-ABS}} = \dot{m}_S(h_{13} - h_{12}) \quad (3.179)$$

Burada, $\dot{W}_{\text{Pompa-ABS}}$ absorpsiyonlu soğutma sisteminde bulunan pompa işini ifade etmektedir.

c)Ekserji Dengesi

$$\dot{E}X_{12} + \dot{W}_{\text{Pompa-ABS}} = \dot{E}X_{13} + \dot{E}X_{\text{des,Pompa-ABS}} \quad (3.180)$$

$$\dot{E}X_{\text{des,Pompa-ABS}} = \dot{m}_S(\epsilon_{13} - \epsilon_{12}) + \dot{W}_{\text{Pompa-ABS}} \quad (3.181)$$

Burada, $\dot{E}X_{\text{des,Pompa-ABS}}$ pompa-ABS'de yok olan ekserji yıkımını temsil etmektedir.

$$\epsilon_{13} = (h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0) \quad (3.182)$$

d) Entropi Dengesi

$$\dot{S}_{12} + \dot{S}_{\text{üretim,Pompa-ABS}} = \dot{S}_{13} \quad (3.183)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim,Pompa-ABS}} = \dot{m}_S(\dot{S}_{13} - \dot{S}_{12}) \quad (3.184)$$

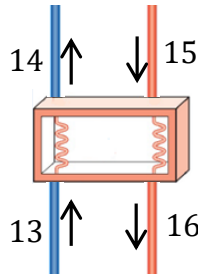
Burada, $\dot{S}_{\text{üretim,Pompa-ABS}}$ pompa-ABS'de üretilen entropiyi temsil etmektedir. Pompa-ABS'deki ekserji yıkımı aşağıdaki denklem ile de bulunur.

$$\dot{E}x_{\text{des,Pompa-ABS}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim,Pompa-ABS}} \quad (3.185)$$

e) Ekserji Verimi

$$\eta_{II,\text{Pompa-ABS}} = \frac{\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{12}}{\dot{W}_{\text{Pompa-ABS}}} \quad (3.186)$$

3.3.18. Eriyik Isı Değiştirici İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi



Şekil 3.20. Eriyik ısı değiştiricinin şematik gösterimi

a) Kütle Korunumu

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_S \quad (3.187)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_W \quad (3.188)$$

b) Enerjinin Korunumu

$$\dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{15}h_{15} = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{16}h_{16} \quad (3.189)$$

$$\dot{m}_S(h_{13} - h_{14}) = \dot{m}_W(h_{16} - h_{15}) \quad (3.190)$$

$$\frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_W} = \frac{h_{16} - h_{15}}{h_{13} - h_{14}} \quad (3.191)$$

c) Ekserji Dengesi

$$\dot{E}X_{13} + \dot{E}X_{15} = \dot{E}X_{14} + \dot{E}X_{16} + \dot{E}X_{des,EID} \quad (3.192)$$

$$\dot{E}X_{des,EID} = \dot{m}_S(\varepsilon_{13} - \varepsilon_{14}) + \dot{m}_W(\varepsilon_{15} - \varepsilon_{16}) \quad (3.193)$$

Burada, $\dot{E}X_{des,EID}$ eriyik ısı değiştiricideki ekserji yıkımını temsil etmektedir.

$$\varepsilon_{16} = (h_{16} - h_0) - T_0(s_{16} - s_0) \quad (3.194)$$

d) Entropi Dengesi

$$\dot{S}_{13} + \dot{S}_{15} + \dot{S}_{\u00fcretim,EID} = \dot{S}_{14} + \dot{S}_{16} \quad (3.195)$$

$$\dot{S}_{\u00fcretim,EID} = \dot{m}_S(\dot{s}_{14} - \dot{s}_{13}) + \dot{m}_W(\dot{s}_{16} - \dot{s}_{15}) \quad (3.196)$$

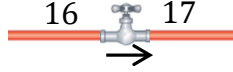
Burada, $\dot{S}_{\u00fcretim,EID}$ eriyik ısı değiştiricisinde \u00fcretilen entropiyi g\u00f6stermektedir. Eriyik ısı değiştiricide meydana gelen ekserji yıkımı entropi cinsinden aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\dot{E}X_{des,EID} = T_0\dot{S}_{\u00fcretim,EID} \quad (3.197)$$

e)Ekserji Verimi

$$\eta_{II,EID} = \frac{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13}}{\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{16}} \quad (3.198)$$

3.3.19. Kısılma Valfi-II İçin Birinci ve İkinci Yasa Analizi



Şekil 3.21. Kısılma valfi-II'nin şematik gösterimi

a)Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} = \dot{m}_W \quad (3.199)$$

b)Enerjinin Korunumu

$$\dot{m}_{16}h_{16} = \dot{m}_{17}h_{17} \quad (3.200)$$

$$h_{16} = h_{17} \quad (3.201)$$

c)Ekserji Dengesi

$$\dot{E}x_{16} = \dot{E}x_{17} + \dot{E}x_{des,KV-II} \quad (3.202)$$

$$\dot{E}x_{des,KV-II} = \dot{m}_W(\varepsilon_{16} - \varepsilon_{17}) \quad (3.203)$$

Burada, $\dot{E}x_{des,KV-II}$ kısılma valfi-II'de yok olan ekserji yıkımını göstermektedir.

d)Entropi Dengesi

$$\dot{S}_{16} + \dot{S}_{\text{üretim,KV-II}} = \dot{S}_{17} \quad (3.204)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim,KV-II}} = \dot{m}_W(\dot{s}_{17} - \dot{s}_{16}) \quad (3.205)$$

Burada, $\dot{S}_{\text{üretim,KV-II}}$ kısılma valfi-II'de üretilen entropiyi ifade etmektedir. Kısılma valfi-II'de yok olan ekserji, entropi cinsinden aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{E}_{x_{\text{des,KV-II}}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim,KV-II}} \quad (3.206)$$

e) Ekserji Verimi

$$\eta_{\text{II,KV-II}} = \frac{\dot{E}_{x_{17}}}{\dot{E}_{x_{16}}} \quad (3.207)$$

3.4. Isı Değiştirici Dizayn Denklemleri

Bu çalışmada ısı değiştirici dizaynı yapılırken ortalama logaritmik sıcaklık farkı (Logarithmic Mean Temperature Difference, LMTD) yöntemi kullanılmıştır. Güneş enerjisi kaynaklı trijenerasyon sisteminin iç içe borulu ısı değiştiricileri için genel ısı transferi denklemleri aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \text{LMTD} \quad (3.208)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T \quad (3.209)$$

Burada, U ortalama toplam ısı transfer katsayısını, A ısı değiştirici alanını, c_p akışkanın özgül ısısını, ΔT ise ısı değiştiricisine giren ve çıkan akışkanın sıcaklık farkını, LMTD ise logaritmik ortalama sıcaklık farkını ifade etmektedir.

Ortalama toplam ısı transfer katsayısı generatör için 2300 W/m²K, kondenser için 3265 W/m²K, evaporatör için 2220 W/m²K, absorber için 2000 W/m²K olarak kabul edilmiştir (Yılmazoğlu, 2010).

Karşıt akışlı ısı değiştiriciler için LMTD değeri aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Kern, 1984).

$$LMTD = \frac{(T_{h,giriş} - T_{co,çıkış}) - (T_{h,çıkış} - T_{co,giriş})}{\ln\left(\frac{T_{h,giriş} - T_{co,çıkış}}{T_{h,çıkış} - T_{co,giriş}}\right)} \quad (3.210)$$

Burada, $T_{h,giriş}$ sıcak akışkanın giriş sıcaklığını, $T_{co,çıkış}$ soğuk akışkanın çıkış sıcaklığını, $T_{h,çıkış}$ sıcak akışkanın çıkış sıcaklığını ve $T_{co,giriş}$ ise soğuk akışkanın giriş sıcaklığını ifade etmektedir.

Sistemdeki tüm ısı değıştirciler için LMTD değeri, Denklem 3.210 kullanılarak parabolik güneş kolektörü ile ORC arasındaki ısı değıştirici, generatör, kondenser-ORC, kondenser-ABS, evaporatör, absorber ve eriyik ısı değıştirici için aşığıdaki şekilde yazılır.

$$LMTD_{ID} = \frac{(T_7 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_7 - T_3}{T_5 - T_2}\right)} \quad (3.211)$$

$$LMTD_{Kon-ORC} = \frac{(T_4 - T_{25}) - (T_1 - T_{24})}{\ln\left(\frac{T_4 - T_{25}}{T_1 - T_{24}}\right)} \quad (3.212)$$

$$LMTD_{Gen} = \frac{(T_{25} - T_8) - (T_{26} - T_{14})}{\ln\left(\frac{T_{25} - T_8}{T_{26} - T_{14}}\right)} \quad (3.213)$$

$$LMTD_{Kon-ABS} = \frac{(T_8 - T_{19}) - (T_9 - T_{18})}{\ln\left(\frac{T_8 - T_{19}}{T_9 - T_{18}}\right)} \quad (3.214)$$

$$LMTD_{Eva} = \frac{(T_{20} - T_{11}) - (T_{21} - T_{10})}{\ln\left(\frac{T_{20} - T_{11}}{T_{21} - T_{10}}\right)} \quad (3.215)$$

$$LMTD_{Abs} = \frac{(T_{11} - T_{23}) - (T_{12} - T_{22})}{\ln\left(\frac{T_{11} - T_{23}}{T_{12} - T_{22}}\right)} \quad (3.216)$$

$$\text{LMTD}_{\text{EID}} = \frac{(T_{15} - T_{14}) - (T_{16} - T_{13})}{\ln\left(\frac{T_{15} - T_{14}}{T_{16} - T_{13}}\right)} \quad (3.217)$$

Denklem 3.208'den ısı transferi alanı A çekilir ve sistemdeki her bir ısı değıştirici için yazılırsa, ısı transfer alan denklemleri bulunur.

$$A_{\text{ID}} = \frac{\dot{m}_{\text{ORC}}(h_3 - h_2)}{U_{\text{ID}}\text{LMTD}_{\text{ID}}} = \frac{\dot{m}_{\text{kol}}c_{p,\text{kol}}(T_7 - T_5)}{U_{\text{ID}}\text{LMTD}_{\text{ID}}} \quad (3.218)$$

$$A_{\text{Kon-ORC}} = \frac{\dot{m}_{\text{ORC}}(h_4 - h_1)}{U_{\text{Kon-ORC}}\text{LMTD}_{\text{Kon-ORC}}} = \frac{\dot{m}_{\text{Kon-ORC}}c_{p,\text{Kon-ORC}}(T_{25} - T_{24})}{U_{\text{Kon-ORC}}\text{LMTD}_{\text{Kon-ORC}}} \quad (3.219)$$

$$A_{\text{Gen}} = \frac{\dot{m}_{\text{Kon-ORC}}(h_{25} - h_{26})}{U_{\text{Gen}}\text{LMTD}_{\text{Gen}}} = \frac{\dot{m}_{\text{R}}c_{p,\text{R}}T_8 - \dot{m}_{\text{S}}c_{p,\text{S}}T_{14}}{U_{\text{Gen}}\text{LMTD}_{\text{Gen}}} \quad (3.220)$$

$$A_{\text{Kon-II}} = \frac{\dot{m}_{\text{R}}(h_8 - h_9)}{U_{\text{Kon-ABS}}\text{LMTD}_{\text{Kon-ABS}}} = \frac{\dot{m}_{\text{Kon-ABS}}c_{p,\text{Kon-ABS}}(T_{19} - T_{18})}{U_{\text{Kon-ABS}}\text{LMTD}_{\text{Kon-ABS}}} \quad (2.221)$$

$$A_{\text{Eva}} = \frac{\dot{m}_{\text{R}}(h_{11} - h_{10})}{U_{\text{Eva}}\text{LMTD}_{\text{Eva}}} = \frac{\dot{m}_{\text{Eva}}c_{p,\text{Eva}}(T_{21} - T_{20})}{U_{\text{Eva}}\text{LMTD}_{\text{Eva}}} \quad (3.222)$$

$$A_{\text{Abs}} = \frac{\dot{m}_{\text{R}}h_{11} - \dot{m}_{\text{S}}h_{12}}{U_{\text{Abs}}\text{LMTD}_{\text{Abs}}} = \frac{\dot{m}_{\text{Abs}}c_{p,\text{Abs}}(T_{23} - T_{20})}{U_{\text{Abs}}\text{LMTD}_{\text{Abs}}} \quad (3.223)$$

$$A_{\text{EID}} = \frac{\dot{m}_{\text{S}}(h_{14} - h_{13})}{U_{\text{EID}}\text{LMTD}_{\text{EID}}} = \frac{\dot{m}_{\text{W}}c_{p,\text{W}}(T_{16} - T_{15})}{U_{\text{EID}}\text{LMTD}_{\text{EID}}} \quad (3.224)$$

Sistemin termoekonomik analizi yapılırken, ORC ve absorpsiyonlu soğutma sistemi için ayrı ayrı termoekonomik optimizasyon uygulanmıştır. ORC'nin termoekonomik analizi için ısı değıştirici ve kondenser-ORC'nin toplam tersinmezliklerinden faydalanılırken; absorpsiyonlu soğutma sisteminin termoekonomik analizi için generatör, kondenser-ABS, evaporatör, absorber ve eriyik ısı değıştiricilerin toplam tersinmezliklerinden faydalanılmıştır. ORC ve

absorbsiyonlu soğutma sistemi için toplam tersinmezlikler aşağıdaki gibi elde edilir.

$$I_{\text{ORC}} = T_0 \left[\frac{A_{\text{ID}} U_{\text{ID}} \text{LMTD}_{\text{ID}}}{(T_7 - T_5)} \ln \left(\frac{T_7}{T_5} \right) + \frac{A_{\text{Kon-ORC}} U_{\text{Kon-ORC}} \text{LMTD}_{\text{Kon-ORC}}}{(T_{25} - T_{24})} \ln \left(\frac{T_{25}}{T_{24}} \right) \right] \quad (3.225)$$

$$I_{\text{ABS}} = T_0 \left[\frac{A_{\text{Gen}} U_{\text{Gen}} \text{LMTD}_{\text{Gen}}}{(T_{25} - T_{26})} \ln \left(\frac{T_{25}}{T_{26}} \right) + \frac{A_{\text{Kon-Abs}} U_{\text{Kon-Abs}} \text{LMTD}_{\text{Kon-Abs}}}{(T_{19} - T_{18})} \ln \left(\frac{T_{19}}{T_{18}} \right) \right. \\ \left. + \frac{A_{\text{Eva}} U_{\text{Eva}} \text{LMTD}_{\text{Eva}}}{(T_{20} - T_{21})} \ln \left(\frac{T_{20}}{T_{21}} \right) + \frac{A_{\text{Abs}} U_{\text{Abs}} \text{LMTD}_{\text{Abs}}}{(T_{23} - T_{22})} \ln \left(\frac{T_{23}}{T_{22}} \right) \right. \\ \left. + \frac{A_{\text{EID}} U_{\text{EID}} \text{LMTD}_{\text{EID}}}{(T_{15} - T_{16})} \ln \left(\frac{T_{15}}{T_{16}} \right) \right] \quad (3.226)$$

3.5. Termoekonomik Analiz

Termoekonomi, hem ekserji analizini hem de ekonominin prensiplerini kullanarak maliyet odaklı bir sistemin tasarımı ve işletilmesi için gerekli alt yapıyı sağlayan mühendislik alanıdır. Termoekonomide, ekserji analizi ile ekonomik analiz birlikte ele alınır ve termoekonomik analiz olarak isimlendirilir. Termoekonomi, sistemin çevresiyle etkileşiminin ve sistem içindeki tersinmezliklerin maliyete etkisini inceleyerek ekserji maliyetini minimuma çekmeyi amaçlar. Amaç sistemdeki tersinmezliklerin maliyete olan etkisini belirlemek ve bu tersinmezlikleri maliyet açısından minimuma çekmektir çünkü sistemdeki tersinmezlikler birim ürün maliyetini artırmaktadır (Ece, 2011).

Termal sistemlerin karmaşık yapısı çoğu zaman termoekonomik analizi güçleştirir. Bu tür analizlerde yaygın olarak ekserji kavramı kullanılmasına rağmen, ekserji kavramının kullanılmadığı prosedürler de vardır. Ekserjiyi kullanmayan prosedürlerde, sistem bileşenleri üzerindeki her bir değişimin, tüm sistem parametreleri açısından hesaplanmasını zorunlu kılar. Bu durum optimizasyonu karmaşık ve zaman alıcı hâle getirir. Termoekonomik analizde ekserji metodunun kullanılmasının avantajı, sistemin çeşitli elemanlarının tek tek optimize edilebilmesidir (Kotas, 1985).

Ekserji metodunu kullanan termoekonomik analiz metotları temel olarak ikiye ayrılır. Yapısal metot olarak bilinen ve Beyer tarafından ortaya atılan ilk metot, yapısal bağ katsayılarının kullanımına ve yerel birim tersinmezlik maliyetlerinin hesaplanmasına dayanır (Kotas, 1985). Tribus vd.'nin ortaya attığı diğer metot ise autonomous metodu olarak bilinir (Koçoğlu, 1993). Bu çalışmada yapısal bağ katsayıları (CSB, Coefficient of Structural Bonds) olarak da bilinen yapısal metot kullanılmıştır.

3.5.1. Yapısal Bağ Katsayıları

İncelenen sistemin termodinamik analizinin tanımlanması, belirlenen çeşitli ekserji akışlarının ve tersinmezliklerin karşılaştırılması, sistem yapısının irdelenmesinde önemli bir başlangıç oluşturur. Ancak çeşitli seçeneklerin karşılaştırılmasında ilk aşama olan alt sistemlerin ve optimize edilecek parametrelerin seçimi, yakın zamana kadar büyük ölçüde sezgiye dayanmaktaydı. Beyer'in başlattığı ve sürekli gelişmekte olan bu metot, sistem yapısının irdelenmesi, elemanların optimizasyonu ve fiyatlandırma hesaplarında yararlı olmaktadır. Kararlı rejimde çalışan bir trijenerasyon sistemi (güneş enerjisi, güç üretimi, soğutma sistemi) ve onu oluşturan elemanları (ısı değiştirici, türbin, generatör, parabolik güneş kolektörü, kondenser-I, kondenser-II, evaporatör, absorber, eriyik ısı değiştirici) göz önüne alınırsa, sistemin herhangi bir k elemanının tersinmezliği I_k 'nin ve toplam tersinmezlik I_T 'nin sistem parametresi x_i 'ye bağlı olarak oransal değişimi;

$$\sigma_{k,i} = \left(\frac{\partial I_T}{\partial I_k} \right)_{x_i} = \frac{\partial I_T / \partial x_i}{\partial I_k / \partial x_i} \quad (3.227)$$

olarak ifade edilir (Kotas, 1985). Burada, I_k sistemdeki k'ncü elemanın tersinmezliği, x_i sistem parametresi, $\sigma_{k,i}$ sistemdeki k'ncü elemanın tersinmezliğini etkileyen x_i sistem parametresinin yapısal bağ katsayısıdır. Burada sistemin denge durumunda olduğu ve sisteme giren enerjinin değişmez kalitede olduğu kabul edilmektedir. x_i parametresindeki bir değişimin sistem

üzerindeki etkisi, çıkış ekserjisi sabit iken girişteki ekserji miktarını değiştirir. CSB değerleri, farklı değer aralıkları için ayrı anlamlar kazanır. Bunlar;

$$a) \sigma_{k,i} > 1 \quad (3.228)$$

x_i değerini değiştirerek k elemanındaki ekserji kaybı değiştirilirse (azaltılırsa) bütün sistemdeki ekserji kaybı daha büyük oranda değişiyor (azalıyor) demektir. Bu durumda ilk olarak k elemanı optimize edilmelidir. Çünkü sistemi en çok etkileyen elemandır.

$$b) \sigma_{k,i} < 1 \quad (3.229)$$

Bütün sistemdeki bir performans artışı, k elemanının performansından az olmaktadır, yani x_i parametresinin k elemanında ekserji kaybını azaltan bir değişimi, k dışındaki elemanlarda daha büyük oranda ekserji kaybına neden olmaktadır. k 'nıncı elemanın tersinmezliğinin azalması, diğer elemanların tersinmezliğini arttırır. Bu durumda x_i değerinin değişimiyle bütün sistemde sağlanacak yarar sınırlıdır.

$$c) \sigma_{k,i} = 1 \quad (3.230)$$

k 'nıncı elemanın performansının arttırılması, diğer elemanların performansının azalmasıyla dengelenir. Böylece sistem verimi etkilenmez.

$$d) \sigma_{k,i} < 1 \quad (3.231)$$

x_i parametresi, diğer elemanları k 'nıncı elemandan daha çok etkiler. k 'nıncı elemanın tersinmezliğinin azaltılması, diğer elemanların tersinmezliğini büyük oranda arttırır (Koçoğlu, 1993).

3.5.2. Genel Termoekonomik Analiz Denklemleri

Sistemin ekserji dengesi dikkate alındığında, sistem tersinmezliğinin değişimi, girişteki ekserji değişimine eşit olduğu tespit edilir (Kotas, 1985).

$$\dot{E}x_{giren} = \dot{E}x_{çıkan} + \dot{I}_T \quad (3.232)$$

Yukarıdaki denklem 3.232'de $\dot{E}x_{çıkan} = \text{sabit}$, ise Denklem 3.233 elde edilir.

$$\dot{E}x_{giren} = \dot{E}x_{çıkan} + \dot{I}_T \quad (3.233)$$

Optimizasyon için amaç fonksiyon, yıllık toplam işletme maliyetini içeren denklemdir (Kotas, 1985).

$$C_T(x_i) = t_{op}C_{in}\dot{E}x_{giren}(x_i) + a^c \sum_{l=1}^n C_1^C(x_i) + b_c \quad (3.234)$$

Burada $C_T(x_i)$ toplam yıllık işletme maliyetini, C_{in} giren ekserji birim fiyatını, $\dot{E}x_g$ giren ekserji miktarını, a^c sermaye iyileştirme faktörünü, t_{op} toplam çalışma süresini ifade etmektedir. C_1^C n elemanlı bir sistemin 1'inci elemanının yatırım maliyetini, b_c diğer yıllık maliyetleri temsil etmektedir. Denklem 3.233 ve 3.234'ün, x_i sistem parametresine göre türevleri alınırsa aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$\frac{\partial \dot{E}x_g}{\partial x_i} = \frac{\partial I_T}{\partial x_i} \quad (3.235)$$

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op}C_{in} \frac{\partial \dot{E}x_g}{\partial x_i} + a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_1^C}{\partial x_i} \quad (3.236)$$

Denklem 3.235, Denklem 3.236'da yerine yazılırsa;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op}C_{in} \frac{\partial I_T}{\partial x_i} + a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_1^C}{\partial x_i} \quad (3.237)$$

denklemini elde edilir ve bu denklemin sağ tarafındaki ikinci terim tekrar düzenlenirse, Denklem 3.238 elde edilir.

$$a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^c}{\partial x_i} = a^c \sum_{l'=1}^n \frac{\partial C_{l'}^c}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (3.238)$$

Burada C_k^c , k'ninci elemanın yatırım maliyetini ifade etmektedir ve $l' \neq k$ 'dır. l' alt simgesi optimizasyonun uygulandığı eleman hariç sistemin herhangi bir elemanını temsil etmektedir. Bu denklemin sağ tarafındaki ilk terim tekrar düzenlenirse;

$$\sum_{l'=1}^n \frac{\partial C_{l'}^c}{\partial x_i} = \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \sum_{l'=1}^n \frac{\partial C_{l'}^c}{\partial I_k} \quad (3.239)$$

elde edilir. Burada I_k terimi, k'inci elemanın tersinmezliğini ifade etmektedir. Denklemin son terimi sermaye maliyet katsayısı, $\beta_{k,i}$ terimi ile ifade edilerek aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\beta_{k,i} = \sum_{l'=1}^n \frac{\partial C_{l'}^c}{\partial I_k} \quad (3.240)$$

Denklem 3.227 tekrar düzenlenirse;

$$\frac{\partial I_T}{\partial x_i} = \sigma_{k,i} \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \quad (3.241)$$

Elde edilir. Denklem 3.237, 3.238, 3.239, 3.240 ve 3.241 yeniden düzenlenirse;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \sigma_{k,i} \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \beta_{k,i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (3.242)$$

denklemini elde edilir. Denkleminde sağ taraftaki ilk terim, tersinmezliğin toplam maliyetinin x_i parametresi ile değişimini göstermektedir. İkinci terim, optimize edilen elemanın tersinmezliğinin değişimiyle diğer elemanların maliyetindeki değişimi göstermektedir. Üçüncü terim ise optimize edilen elemanın maliyetinin x_i parametresi ile değişimini temsil etmektedir.

Kotas (1985), k'nıncı elemanın lokal tersinmezlik birim maliyetini, aşağıdaki şekilde tanımlamıştır.

$$C_{k,i}^I = C_{in} \sigma_{k,i} + \frac{a^c}{t_{op}} \beta_{k,i} \quad (3.243)$$

Denklem tekrar düzenlenirse;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{k,i}^I \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial C_k^C}{\partial x_i} \quad (3.244)$$

denklemi elde edilir. Denklem 3.244'de, C_T 'yi optimize etmek için türevi sıfıra eşitlenir ve düzenlenirse, Denklem 3.245 elde edilir. Bu denklem, sistemin k'nıncı elemanın x_i parametresine göre termoeconomik optimizasyon denklemidir.

$$\frac{\partial I_k}{\partial x_i} = - \frac{a^c}{t_{op} C_{k,i}^I} \frac{\partial C_k^C}{\partial x_i} \quad (3.245)$$

Değişik sistem elemanlarındaki tersinmezliklerin termoeconomik eşitsizliğinin bir belirtisi olan lokal tersinmezlik birim maliyeti $C_{k,i}^I$ ile optimizasyon eşitliği, tüm sistem yerine sadece optimize edilecek sistem elemanın parametresini içerir. Sermaye maliyet katsayısı $\beta_{k,i}$ ise, optimize edilen elemanın dışındaki elemanların sermaye maliyet değişimini göstermektedir (Kotas, 1985).

Termoeconomik optimizasyon eşitliğindeki sermaye iyileşme katsayısı aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$a^c = \frac{f_y (1 + f_y)^N}{(1 + f_y)^N - 1} \quad (3.246)$$

Burada f_y yıllık faiz oranı ve N ise sistemin kendisini amorti etme süresidir.

3.5.3. Sistem Elemanlarının Termoekonomik Analizi

Trijenerasyon sisteminin termoekonomik analizi iki kısımdan oluşmaktadır. Bunlardan ilki ORC elemanlarının termoekonomik analizi diğeri ise absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanlarının termoekonomik analizidir.

3.4.3.1. Organik Rankine Çevrimi Elemanlarının Termoekonomik Analizi

Sistemin genel optimizasyonu için Denklem 3.245 kullanılarak ısı değiştirici ve kondenser-ORC alanı dikkate alınarak aşağıda ayrı ayrı incelenmiştir.

3.4.3.1.1. Isı Değiştirici İçin Termoekonomik Analiz Denklemi

Parabolik güneş kolektöründen elde edilen yararlı ısıyı ORC'de kullanılan akışkana aktarılmasını sağlayan ısı değiştirici için termoekonomik optimizasyon denklemi aşağıdaki gibi yazılır:

$$\left(\frac{\partial I_{ID}}{\partial A_{ID}}\right)_{opt} = -\frac{a^c}{t_{op} C_{ID}^I} \frac{\partial C_{ID}^C}{\partial A_{ID}} \quad (3.247)$$

Yukarıdaki denklemdeki C_{ID}^I ifadesinin açılımı yazılır ise; Denklem 3.248, 3.249 ve 3.250 elde edilir.

$$C_{ID}^I = C_{in} \sigma_{ID} + \frac{a^c}{t_{op}} \beta_{ID} \quad (3.248)$$

$$\sigma_{ID} = \frac{\partial I_{Top} / \partial A_{ID}}{\partial I_{ID} / \partial A_{ID}} = 1 \quad (3.249)$$

$$\beta_{ID} = \frac{\partial C_{Kon-ORC}^C}{\partial I_{ID}} \quad (3.250)$$

Burada, $C_{Kon-ORC}^C$ kondenser-ORC'in yatırım maliyetini, C_{ID}^C ise ısı değiştiricinin yatırım maliyetini ifade etmektedir. Ayrıca pompa için yatırım maliyetinin, ısı değiştirici tersinmezliği ile değişimi sıfır kabul edilmiştir. Sermaye maliyet katsayısı olan Denklem 3.250'deki terim açılırsa;

$$\frac{\partial C_{\text{Kon-ORC}}^c}{\partial I_{\text{ID}}} = \frac{\partial C_{\text{Kon-ORC}}^c}{\partial I_{\text{Top}}} \frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial I_{\text{ID}}} = \frac{\frac{\partial C_{\text{Kon-ORC}}^c}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}} \frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{ID}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}} \frac{\partial I_{\text{ID}}}{\partial A_{\text{ID}}}} = \frac{\frac{\partial C_{\text{Kon-ORC}}^c}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}}} \sigma_{\text{ID}} \quad (3.251)$$

denklemi elde edilir. Denklem 3.250 ve 3.251 tekrar düzenlenirse, sermaye maliyet katsayısı için Denklem 3.252 elde edilir.

$$\beta_{\text{ID}} = \left(\frac{\frac{\partial C_{\text{Kon-ORC}}^c}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}}} \right) \sigma_{\text{ID}} \quad (3.252)$$

Denklem 3.247, 3.248, 3.249 ve 3.252 tekrar düzenerek değiştirici için optimizasyon denklemi aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\left(\frac{\partial I_{\text{ID}}}{\partial A_{\text{ID}}} \right)_{\text{opt}} = - \frac{1}{\frac{t_{\text{op}} C_{\text{in}}}{a^c} \sigma_{\text{ID}} + \left(\frac{\partial C_{\text{Kon-ORC}}^c / \partial A_{\text{Kon-ORC}}}{\partial I_{\text{Top}} / \partial A_{\text{Kon-ORC}}} \right) \sigma_{\text{ID}}} \frac{\partial C_{\text{ID}}^c}{\partial A_{\text{ID}}} \quad (3.253)$$

3.4.3.1.3. Kondenser-ORC için Termoekonomik Analiz Denklemi

ORC'de yer alan ve türbin çıkışındaki çürük buharın ısını soğutma suyuna aktaran kondenser-ORC için termoekonomik optimizasyon denklemi aşağıdaki gibi yazılır:

$$\left(\frac{\partial I_{\text{Kon-ORC}}}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}} \right)_{\text{opt}} = - \frac{a^c}{t_{\text{op}} C_{\text{Kon-ORC}}^I} \frac{\partial C_{\text{Kon-ORC}}^c}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}} \quad (3.254)$$

$$C_{\text{Kon-ORC}}^I = C_{\text{in}} \sigma_{\text{Kon-ORC}} + \frac{a^c}{t_{\text{op}}} \beta_{\text{Kon-ORC}} \quad (3.255)$$

$$\sigma_{\text{Kon-ORC}} = \frac{\partial I_{\text{Top}} / \partial A_{\text{Kon-ORC}}}{\partial I_{\text{Kon-ORC}} / \partial A_{\text{Kon-ORC}}} = 1 \quad (3.256)$$

$$\beta_{\text{Kon-ORC}} = \frac{\partial C_{\text{ID}}^{\text{C}}}{\partial I_{\text{Kon-ORC}}} \quad (3.257)$$

$$\beta_{\text{Kon-ORC}} = \left(\frac{\frac{\partial C_{\text{ID}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{ID}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{ID}}}} \right) \sigma_{\text{Kon-ORC}} \quad (3.258)$$

Denklem 3.254 3.255, 3.256, 3.258 tekrar düzenlenerek kondenser-ORC için optimizasyon denklemi aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\left(\frac{\partial I_{\text{Kon-ORC}}}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}} \right)_{\text{opt}} = - \frac{1}{\frac{t_{\text{op}} C_{\text{in}}}{a^{\text{c}}} \sigma_{\text{Kon-ORC}} + \left(\frac{\partial C_{\text{ID}}^{\text{C}} / \partial A_{\text{ID}}}{\partial I_{\text{Top}} / \partial A_{\text{ID}}} \right) \sigma_{\text{Kon-ORC}}} \frac{\partial C_{\text{Kon-ORC}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}} \quad (3.259)$$

3.4.3.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Elemanlarının Termoekonomik Analizi

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin genel optimizasyonu için Denklem 3.245 kullanılarak sistemde yer alan generatör, kondenser-ABS, evaporatör, absorber ve eriyik ısı değiştirici alanları dikkate alınarak aşağıda her bir eleman için ayrı ayrı incelenmiştir.

3.4.3.2.1. Generatör İçin Termoekonomik Analiz Denklemi

İçerisindeki LiBr-H₂O eriyiğinden suyun ayrılmasını sağlamak amacıyla ORC'den atılan ısıyı kullanan generatör için termoekonomik optimizasyon denklemi aşağıdaki denklemler ile hesaplanır.

$$\left(\frac{\partial I_{\text{Gen}}}{\partial A_{\text{Gen}}} \right)_{\text{opt}} = - \frac{a^{\text{c}}}{t_{\text{op}} C_{\text{Gen}}^{\text{I}}} \frac{\partial C_{\text{Gen}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Gen}}} \quad (3.260)$$

$$C_{\text{Gen}}^{\text{I}} = C_{\text{in}} \sigma_{\text{Gen}} + \frac{a^{\text{c}}}{t_{\text{op}}} \beta_{\text{Gen}} \quad (3.261)$$

$$\sigma_{\text{Gen}} = \frac{\partial I_{\text{Top}} / \partial A_{\text{Gen}}}{\partial I_{\text{Gen}} / \partial A_{\text{Gen}}} = 1 \quad (3.262)$$

$$\beta_{\text{Gen}} = \frac{\partial C_{\text{Kon-ABS}}^{\text{C}}}{\partial I_{\text{Gen}}} + \frac{\partial C_{\text{Eva}}^{\text{C}}}{\partial I_{\text{Gen}}} + \frac{\partial C_{\text{Abs}}^{\text{C}}}{\partial I_{\text{Gen}}} + \frac{\partial C_{\text{EID}}^{\text{C}}}{\partial I_{\text{Gen}}} \quad (3.263)$$

$$\beta_{\text{Gen}} = \left(\frac{\frac{\partial C_{\text{Kon-ABS}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}}} + \frac{\frac{\partial C_{\text{Eva}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Eva}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Eva}}}} + \frac{\frac{\partial C_{\text{Abs}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Abs}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Abs}}}} + \frac{\frac{\partial C_{\text{EID}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{EID}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{EID}}}} \right) \sigma_{\text{Gen}} \quad (3.264)$$

Burada $C_{\text{Kon-ABS}}^{\text{C}}$ kondenser-ABS'nin yatırım maliyetini, $C_{\text{Eva}}^{\text{C}}$ evaporatörün yatırım maliyetini, $C_{\text{Abs}}^{\text{C}}$ absorberin yatırım maliyetini, $C_{\text{EID}}^{\text{C}}$ ise eriyik ısı değiştiricinin yatırım maliyetini ifade etmektedir. Ayrıca pompa ve kısma valfi için yatırım maliyetinin, generatör tersinmezliği ile değişimi sıfır kabul edilmiştir. Generatör için optimizasyon denklemi aşağıdaki şekilde elde edilmiştir.

$$\left(\frac{\partial I_{\text{Gen}}}{\partial A_{\text{Gen}}} \right)_{\text{opt}} = - \frac{1}{\frac{t_{\text{op}} C_{\text{in}}}{a^{\text{c}}} \sigma_{\text{Gen}} + \left(\frac{\frac{\partial C_{\text{Kon-ABS}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}}} + \frac{\frac{\partial C_{\text{Eva}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Eva}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Eva}}}} + \frac{\frac{\partial C_{\text{Abs}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Abs}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Abs}}}} + \frac{\frac{\partial C_{\text{EID}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{EID}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{EID}}}} \right) \sigma_{\text{Gen}} \frac{\partial C_{\text{Gen}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Gen}}} \quad (3.265)$$

3.4.3.2.2. Kondenser-ABS İçin Termoekonomik Analiz Denklemi

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde yer alan ve generatörden gelen soğutucu akışkanı yoğunlaştırmak için kullanılan kondenser-ABS için termoekonomik optimizasyon denklemi aşağıdaki denklemler kullanılarak bulunur.

$$\left(\frac{\partial I_{\text{Kon-ABS}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}} \right)_{\text{opt}} = - \frac{a^{\text{c}}}{t_{\text{op}} C_{\text{Kon-ABS}}^{\text{I}}} \frac{\partial C_{\text{Kon-ABS}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}} \quad (3.266)$$

$$C_{\text{Kon-ABS}}^{\text{I}} = C_{\text{in}} \sigma_{\text{Kon-ABS}} + \frac{a^{\text{c}}}{t_{\text{op}}} \beta_{\text{Kon-ABS}} \quad (3.267)$$

$$\sigma_{\text{Kon-ABS}} = \frac{\partial I_{\text{Top}} / \partial A_{\text{Kon-ABS}}}{\partial I_{\text{Kon-ABS}} / \partial A_{\text{Kon-ABS}}} = 1 \quad (3.268)$$

$$\beta_{\text{Kon-ABS}} = \frac{\partial C_{\text{Eva}}^{\text{C}}}{\partial I_{\text{Kon-ABS}}} + \frac{\partial C_{\text{Gen}}^{\text{C}}}{\partial I_{\text{Kon-ABS}}} + \frac{\partial C_{\text{Abs}}^{\text{C}}}{\partial I_{\text{Kon-ABS}}} + \frac{\partial C_{\text{EID}}^{\text{C}}}{\partial I_{\text{Kon-ABS}}} \quad (3.269)$$

$$\beta_{\text{Kon-ABS}} = \left(\frac{\frac{\partial C_{\text{Eva}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Eva}}} + \frac{\partial C_{\text{Gen}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Gen}}} + \frac{\partial C_{\text{Abs}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Abs}}} + \frac{\partial C_{\text{EID}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{EID}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Eva}}} + \frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Gen}}} + \frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Abs}}} + \frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{EID}}}} \right) \sigma_{\text{Kon-ABS}} \quad (3.270)$$

Denklem 3.266, 3.267, 3.268 ve 3.270 tekrar düzenlenerek kondenser-ABS için optimizasyon denklemi aşağıdaki şekilde elde edilmiştir.

$$\left(\frac{\partial I_{\text{Kon-ABS}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}} \right)_{\text{opt}} = - \frac{1}{\frac{t_{\text{op}} C_{\text{in}}}{a^{\text{c}}} \sigma_{\text{Kon-ABS}} + \left(\frac{\frac{\partial C_{\text{Eva}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Eva}}} + \frac{\partial C_{\text{Gen}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Gen}}} + \frac{\partial C_{\text{Abs}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Abs}}} + \frac{\partial C_{\text{EID}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{EID}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Eva}}} + \frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Gen}}} + \frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Abs}}} + \frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{EID}}}} \right) \sigma_{\text{Kon-ABS}}} \frac{\partial C_{\text{Kon-ABS}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}} \quad (3.271)$$

3.4.3.2.3. Evaporatör İçin Termoekonomik Analiz Denklemi

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde soğutma işlemini gerçekleştiren evaporatör için termoekonomik optimizasyon denklemi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\left(\frac{\partial I_{\text{Eva}}}{\partial A_{\text{Eva}}} \right)_{\text{opt}} = - \frac{a^{\text{c}}}{t_{\text{op}} C_{\text{Eva}}^{\text{I}}} \frac{\partial C_{\text{Eva}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Eva}}} \quad (3.272)$$

$$C_{\text{Eva}}^{\text{I}} = C_{\text{in}} \sigma_{\text{Eva}} + \frac{a^{\text{c}}}{t_{\text{op}}} \beta_{\text{Eva}} \quad (3.273)$$

$$\sigma_{\text{Eva}} = \frac{\partial I_{\text{Top}} / \partial A_{\text{Eva}}}{\partial I_{\text{Eva}} / \partial A_{\text{Eva}}} = 1 \quad (3.274)$$

$$\beta_{\text{Eva}} = \frac{\partial C_{\text{Kon-ABS}}^{\text{C}}}{\partial I_{\text{Eva}}} + \frac{\partial C_{\text{Gen}}^{\text{C}}}{\partial I_{\text{Eva}}} + \frac{\partial C_{\text{Abs}}^{\text{C}}}{\partial I_{\text{Eva}}} + \frac{\partial C_{\text{EID}}^{\text{C}}}{\partial I_{\text{Eva}}} \quad (3.275)$$

$$\beta_{\text{Eva}} = \left(\frac{\frac{\partial C_{\text{Kon-ABS}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}} + \frac{\partial C_{\text{Gen}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Gen}}} + \frac{\partial C_{\text{Abs}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{Abs}}} + \frac{\partial C_{\text{EID}}^{\text{C}}}{\partial A_{\text{EID}}}}{\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}} + \frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Gen}}} + \frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Abs}}} + \frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{EID}}}} \right) \sigma_{\text{Eva}} \quad (3.276)$$

Evaporatör için optimizasyon denklemi aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\left(\frac{\partial I_{Eva}}{\partial A_{Eva}}\right)_{opt} = - \frac{1}{\frac{t_{op} C_{in}}{a^c} \sigma_{Eva} + \left(\frac{\frac{\partial C_{Kon-ABS}^C}{\partial A_{Kon-ABS}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Kon-ABS}}} + \frac{\frac{\partial C_{Gen}^C}{\partial A_{Gen}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Gen}}} + \frac{\frac{\partial C_{Abs}^C}{\partial A_{Abs}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Abs}}} + \frac{\frac{\partial C_{EID}^C}{\partial A_{EID}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{EID}}} \right) \sigma_{Eva}} \frac{\partial C_{Eva}^C}{\partial A_{Eva}} \quad (3.277)$$

3.4.3.2.4. Absorber İçin Termoekonomik Analiz Denklemi

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde bulunan ve evaporatörden gelen doymuş soğutucu akışkan ile eriyik ısı değiştiriciden gelen zayıf eriyik çözeltisinin biribiri içerisinde karışmasını sağlayan absorber için termoekonomik optimizasyon denklemi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\left(\frac{\partial I_{Abs}}{\partial A_{Abs}}\right)_{opt} = - \frac{a^c}{t_{op} C_{Abs}^I} \frac{\partial C_{Abs}^C}{\partial A_{Abs}} \quad (3.278)$$

$$C_{Abs}^I = C_{in} \sigma_{Abs} + \frac{a^c}{t_{op}} \beta_{Abs} \quad (3.279)$$

$$\sigma_{Abs} = \frac{\partial I_{Top} / \partial A_{Abs}}{\partial I_{Abs} / \partial A_{Abs}} = 1 \quad (3.280)$$

$$\beta_{Abs} = \frac{\partial C_{Kon-ABS}^C}{\partial I_{Abs}} + \frac{\partial C_{Gen}^C}{\partial I_{Abs}} + \frac{\partial C_{Eva}^C}{\partial I_{Abs}} + \frac{\partial C_{EID}^C}{\partial I_{Abs}} \quad (3.281)$$

$$\beta_{Abs} = \left(\frac{\frac{\partial C_{Kon-ABS}^C}{\partial A_{Kon-ABS}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Kon-ABS}}} + \frac{\frac{\partial C_{Gen}^C}{\partial A_{Gen}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Gen}}} + \frac{\frac{\partial C_{Eva}^C}{\partial A_{Eva}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Eva}}} + \frac{\frac{\partial C_{EID}^C}{\partial A_{EID}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{EID}}} \right) \sigma_{Abs} \quad (3.282)$$

Denklemler 3.278, 3.279, 3.280 ve 3.282 tekrar düzenlenerek absorber için optimizasyon denklemi aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\left(\frac{\partial I_{Abs}}{\partial A_{Abs}}\right)_{opt} = -\frac{1}{\frac{t_{op} C_{in}}{a^c} \sigma_{Abs} + \left(\frac{\frac{\partial C_{Kon-ABS}^C}{\partial A_{Kon-ABS}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Kon-ABS}}} + \frac{\frac{\partial C_{Gen}^C}{\partial A_{Gen}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Gen}}} + \frac{\frac{\partial C_{Eva}^C}{\partial A_{Eva}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Eva}}} + \frac{\frac{\partial C_{EID}^C}{\partial A_{EID}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{EID}}}\right) \sigma_{Abs}} \frac{\partial C_{Abs}^C}{\partial A_{Abs}} \quad (3.283)$$

3.4.3.2.5. Eriyik Isı Değiştirici İçin Termoekonomik Analiz Denklemi

Generatörden gelen zayıf eriyik çözeltinin sıcaklığını, absorberden gelen zengin eriyik çözeltisine aktararak sistem verimini arttıran eriyik ısı değiştirici için termoekonomik optimizasyon denklemi şöyle hesaplanır.

$$\left(\frac{\partial I_{EID}}{\partial A_{EID}}\right)_{opt} = -\frac{a^c}{t_{op} C_{EID}^I} \frac{\partial C_{EID}^C}{\partial A_{EID}} \quad (3.284)$$

$$C_{EID}^I = C_{in} \sigma_{EID} + \frac{a^c}{t_{op}} \beta_{EID} \quad (3.285)$$

$$\sigma_{EID} = \frac{\partial I_{Top} / \partial A_{EID}}{\partial I_{EID} / \partial A_{EID}} = 1 \quad (3.286)$$

$$\beta_{EID} = \frac{\partial C_{Kon-ABS}^C}{\partial I_{EID}} + \frac{\partial C_{Gen}^C}{\partial I_{EID}} + \frac{\partial C_{Eva}^C}{\partial I_{EID}} + \frac{\partial C_{Abs}^C}{\partial I_{EID}} \quad (3.287)$$

$$\beta_{EID} = \left(\frac{\frac{\partial C_{Kon-ABS}^C}{\partial A_{Kon-ABS}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Kon-ABS}}} + \frac{\frac{\partial C_{Gen}^C}{\partial A_{Gen}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Gen}}} + \frac{\frac{\partial C_{Eva}^C}{\partial A_{Eva}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Eva}}} + \frac{\frac{\partial C_{Abs}^C}{\partial A_{Abs}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Abs}}} \right) \sigma_{EID} \quad (3.288)$$

Eriyik ısı değiştirici için optimizasyon denklemi aşağıdaki şekilde elde edilmiştir.

$$\left(\frac{\partial I_{EID}}{\partial A_{EID}}\right)_{opt} = -\frac{1}{\frac{t_{op} C_{in}}{a^c} \sigma_{EID} + \left(\frac{\frac{\partial C_{Kon-ABS}^C}{\partial A_{Kon-ABS}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Kon-ABS}}} + \frac{\frac{\partial C_{Gen}^C}{\partial A_{Gen}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Gen}}} + \frac{\frac{\partial C_{Eva}^C}{\partial A_{Eva}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Eva}}} + \frac{\frac{\partial C_{Abs}^C}{\partial A_{Abs}}}{\frac{\partial I_{Top}}{\partial A_{Abs}}}\right) \sigma_{EID}} \frac{\partial C_{EID}^C}{\partial A_{EID}} \quad (3.289)$$

3.5.4. Sistem Elemanların Formülasyonu

ORC için sistemin toplam tersinmezliğini veren Denklem 3.225 ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin toplam tersinmezliğini veren Denklem 3.226 kullanılarak sistemi oluşturan ısı değiştirici, kondenser-ORC, generatör, kondenser-ABS, evaporatör, absorber ve eriyik ısı değiştirici elemanlarının alanına göre türevi bulunabilir.

Isı Değiştirici için:

$$\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{ID}}} = \frac{\partial I_{\text{ID}}}{\partial A_{\text{ID}}} = T_0 \left[\frac{\partial}{\partial A_{\text{ID}}} \frac{A_{\text{ID}} K_{\text{ID}} \text{LMTD}_{\text{ID}}}{(T_7 - T_5)} \ln \frac{T_7}{T_5} \right] \quad (3.290)$$

$$\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{ID}}} = \frac{\partial I_{\text{ID}}}{\partial A_{\text{ID}}} = T_0 \left[\frac{K_{\text{ID}} \text{LMTD}_{\text{ID}}}{(T_7 - T_5)} \ln \frac{T_7}{T_5} \right] \quad (3.291)$$

Kondenser-ORC için:

$$\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}} = \frac{\partial I_{\text{Kon-ORC}}}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}} = -T_0 \left[\frac{\partial}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}} \frac{A_{\text{Kon-ORC}} K_{\text{Kon-ORC}} \text{LMTD}_{\text{Kon-ORC}}}{(T_{24} - T_{25})} \ln \frac{T_{24}}{T_{25}} \right] \quad (3.292)$$

$$\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}} = \frac{\partial I_{\text{Kon-ORC}}}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}} = -T_0 \left[\frac{K_{\text{Kon-ORC}} \text{LMTD}_{\text{Kon-ORC}}}{(T_{24} - T_{25})} \ln \frac{T_{24}}{T_{25}} \right] \quad (3.293)$$

Generatör için:

$$\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Gen}}} = \frac{\partial I_{\text{Gen}}}{\partial A_{\text{Gen}}} = -T_0 \left[\frac{\partial}{\partial A_{\text{Gen}}} \frac{A_{\text{Gen}} K_{\text{Gen}} \text{LMTD}_{\text{Gen}}}{(T_{26} - T_{25})} \ln \frac{T_{26}}{T_{25}} \right] \quad (3.294)$$

$$\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Gen}}} = \frac{\partial I_{\text{Gen}}}{\partial A_{\text{Gen}}} = -T_0 \left[\frac{K_{\text{Gen}} \text{LMTD}_{\text{Gen}}}{(T_{26} - T_{25})} \ln \frac{T_{26}}{T_{25}} \right] \quad (3.295)$$

Kondenser-ABS için:

$$\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}} = \frac{\partial I_{\text{Kon-ABS}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}} = T_0 \left[\frac{\partial}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}} \frac{A_{\text{Kon-ABS}} K_{\text{Kon-ABS}} \text{LMTD}_{\text{Kon-ABS}}}{(T_{19} - T_{18})} \ln \frac{T_{19}}{T_{18}} \right] \quad (3.296)$$

$$\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}} = \frac{\partial I_{\text{Kon-ABS}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}} = T_0 \left[\frac{K_{\text{Kon-ABS}} \text{LMTD}_{\text{Kon-ABS}}}{(T_{19} - T_{18})} \ln \frac{T_{19}}{T_{18}} \right] \quad (3.297)$$

Evaporatör için:

$$\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Eva}}} = \frac{\partial I_{\text{Eva}}}{\partial A_{\text{Eva}}} = -T_0 \left[\frac{\partial}{\partial A_{\text{Eva}}} \frac{A_{\text{Eva}} K_{\text{Eva}} \text{LMTD}_{\text{Eva}}}{(T_{21} - T_{20})} \ln \frac{T_{21}}{T_{20}} \right] \quad (3.298)$$

$$\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Eva}}} = \frac{\partial I_{\text{Eva}}}{\partial A_{\text{Eva}}} = -T_0 \left[\frac{K_{\text{Eva}} \text{LMTD}_{\text{Eva}}}{(T_{21} - T_{20})} \ln \frac{T_{21}}{T_{20}} \right] \quad (3.299)$$

Absorber için:

$$\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Abs}}} = \frac{\partial I_{\text{Abs}}}{\partial A_{\text{Abs}}} = T_0 \left[\frac{\partial}{\partial A_{\text{Abs}}} \frac{A_{\text{Abs}} K_{\text{Abs}} \text{LMTD}_{\text{Abs}}}{(T_{23} - T_{22})} \ln \frac{T_{23}}{T_{22}} \right] \quad (3.300)$$

$$\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{Abs}}} = \frac{\partial I_{\text{Abs}}}{\partial A_{\text{Abs}}} = T_0 \left[\frac{K_{\text{Abs}} \text{LMTD}_{\text{Abs}}}{(T_{23} - T_{22})} \ln \frac{T_{23}}{T_{22}} \right] \quad (3.301)$$

Eriyik Isı Değiştirici için:

$$\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{EID}}} = \frac{\partial I_{\text{EID}}}{\partial A_{\text{EID}}} = -T_0 \left[\frac{\partial}{\partial A_{\text{EID}}} \frac{A_{\text{EID}} K_{\text{EID}} \text{LMTD}_{\text{EID}}}{(T_{15} - T_{16})} \ln \frac{T_{15}}{T_{16}} \right] \quad (3.302)$$

$$\frac{\partial I_{\text{Top}}}{\partial A_{\text{EID}}} = \frac{\partial I_{\text{EID}}}{\partial A_{\text{EID}}} = -T_0 \left[\frac{K_{\text{EID}} \text{LMTD}_{\text{EID}}}{(T_{15} - T_{16})} \ln \frac{T_{15}}{T_{16}} \right] \quad (3.303)$$

Buraya kadar belirlenen her bir sistem elamanının türevleri, bölüm 3.4.3'te tespit edilen termoekonomik analiz eşitliklerine yazılır ve kodlanırsa, aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$G = \frac{t_{\text{op}} C_{\text{in}}}{a^c} \quad (3.304)$$

$$G_{\text{ID}} = \frac{\partial C_{\text{ID}}^c / \partial A_{\text{ID}}}{\partial I_{\text{Top}} / \partial A_{\text{ID}}} = \frac{\partial C_{\text{ID}}^c / \partial A_{\text{ID}}}{T_0 \left[\frac{K_{\text{ID}} \text{LMTD}_{\text{ID}}}{(T_7 - T_5)} \ln \frac{T_7}{T_5} \right]} \quad (3.305)$$

$$G_{\text{Kon-ORC}} = \frac{\partial C_{\text{Kon-ORC}}^c / \partial A_{\text{Kon-ORC}}}{\partial I_{\text{Top}} / \partial A_{\text{Kon-ORC}}} = \frac{\partial C_{\text{Kon-ORC}}^c / \partial A_{\text{Kon-ORC}}}{-T_0 \left[\frac{K_{\text{Kon-ORC}} \text{LMTD}_{\text{Kon-ORC}}}{(T_{19} - T_{18})} \ln \frac{T_{19}}{T_{18}} \right]} \quad (3.306)$$

$$G_{\text{Gen}} = \frac{\partial C_{\text{Gen}}^c / \partial A_{\text{Gen}}}{\partial I_{\text{Top}} / \partial A_{\text{Gen}}} = \frac{\partial C_{\text{Gen}}^c / \partial A_{\text{Gen}}}{-T_0 \left[\frac{K_{\text{Gen}} \text{LMTD}_{\text{Gen}}}{(T_{25} - T_{26})} \ln \frac{T_{25}}{T_{26}} \right]} \quad (3.307)$$

$$G_{\text{Kon-ABS}} = \frac{\partial C_{\text{Kon-ABS}}^c / \partial A_{\text{Kon-ABS}}}{\partial I_{\text{Top}} / \partial A_{\text{Kon-ABS}}} = \frac{\partial C_{\text{Kon-ABS}}^c / \partial A_{\text{Kon-ABS}}}{-T_0 \left[\frac{K_{\text{Kon-ABS}} \text{LMTD}_{\text{Kon-ABS}}}{(T_{19} - T_{18})} \ln \frac{T_{19}}{T_{18}} \right]} \quad (3.308)$$

$$G_{\text{Eva}} = \frac{\partial C_{\text{Eva}}^c / \partial A_{\text{Eva}}}{\partial I_{\text{Top}} / \partial A_{\text{Eva}}} = \frac{\partial C_{\text{Eva}}^c / \partial A_{\text{Eva}}}{-T_0 \left[\frac{K_{\text{Eva}} \text{LMTD}_{\text{Eva}}}{(T_{21} - T_{20})} \ln \frac{T_{21}}{T_{20}} \right]} \quad (3.309)$$

$$G_{\text{Abs}} = \frac{\partial C_{\text{Abs}}^c / \partial A_{\text{Abs}}}{\partial I_{\text{Top}} / \partial A_{\text{Abs}}} = \frac{\partial C_{\text{Abs}}^c / \partial A_{\text{Abs}}}{-T_0 \left[\frac{K_{\text{Abs}} \text{LMTD}_{\text{Abs}}}{(T_{23} - T_{22})} \ln \frac{T_{23}}{T_{22}} \right]} \quad (3.310)$$

$$G_{\text{EID}} = \frac{\partial C_{\text{EID}}^c / \partial A_{\text{EID}}}{\partial I_{\text{Top}} / \partial A_{\text{EID}}} = \frac{\partial C_{\text{EID}}^c / \partial A_{\text{EID}}}{-T_0 \left[\frac{K_{\text{EID}} \text{LMTD}_{\text{EID}}}{(T_{15} - T_{16})} \ln \frac{T_{15}}{T_{16}} \right]} \quad (3.311)$$

$$\left(\frac{\partial I_{\text{ID}}}{\partial A_{\text{ID}}} \right)_{\text{opt}} = - \frac{\partial C_{\text{ID}}^c / \partial A_{\text{ID}}}{G + G_{\text{Kon-II}}} \quad (3.312)$$

$$\left(\frac{\partial I_{\text{Kon-ORC}}}{\partial A_{\text{Kon-ORC}}} \right)_{\text{opt}} = - \frac{\partial C_{\text{Kon-ORC}}^c / \partial A_{\text{Kon-ORC}}}{G + G_{\text{ID}}} \quad (3.313)$$

$$\left(\frac{\partial I_{\text{Gen}}}{\partial A_{\text{Gen}}}\right)_{\text{opt}} = -\frac{\partial C_{\text{Gen}}^{\text{C}} / \partial A_{\text{Gen}}}{G + (G_{\text{Kon-ABS}} + G_{\text{Eva}} + G_{\text{Abs}} + G_{\text{EID}})} \quad (3.314)$$

$$\left(\frac{\partial I_{\text{Kon-ABS}}}{\partial A_{\text{Kon-ABS}}}\right)_{\text{opt}} = -\frac{\partial C_{\text{Kon-ABS}}^{\text{C}} / \partial A_{\text{Kon-ABS}}}{G + (G_{\text{Eva}} + G_{\text{Abs}} + G_{\text{EID}} + G_{\text{Gen}})} \quad (3.315)$$

$$\left(\frac{\partial I_{\text{Eva}}}{\partial A_{\text{Eva}}}\right)_{\text{opt}} = -\frac{\partial C_{\text{Eva}}^{\text{C}} / \partial A_{\text{Eva}}}{G + (G_{\text{Abs}} + G_{\text{EID}} + G_{\text{Gen}} + G_{\text{Kon-ABS}})} \quad (3.316)$$

$$\left(\frac{\partial I_{\text{Abs}}}{\partial A_{\text{Abs}}}\right)_{\text{opt}} = -\frac{\partial C_{\text{Abs}}^{\text{C}} / \partial A_{\text{Abs}}}{G + (G_{\text{EID}} + G_{\text{Gen}} + G_{\text{Kon-ABS}} + G_{\text{Eva}})} \quad (3.317)$$

$$\left(\frac{\partial I_{\text{EID}}}{\partial A_{\text{EID}}}\right)_{\text{opt}} = -\frac{\partial C_{\text{EID}}^{\text{C}} / \partial A_{\text{EID}}}{G + (G_{\text{Gen}} + G_{\text{Kon-ABS}} + G_{\text{Eva}} + G_{\text{Abs}})} \quad (3.318)$$

Elde edilen 3.312-3.318 nolu denklemler trijenerasyon sisteminin her bir elemanı için termoekonomik analiz eşitlikleridir. Elde edilen bu denklemler sırasıyla Denklem 3.291, 3.293, 3.295, 3.297, 3.299, 3.301, 3.303'e eşitlenerek optimum eşanjör alanları tespit edilmiştir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Isparta şartlarında yer alan bir konutun elektrik, ısıtma ve soğutma ihtiyacını karşılamak için tasarlanan güneş enerjisi kaynaklı trijenerasyon sisteminin termodinamik ve termoekonomik analizi incelenmiştir. Parabolik güneş kolektörü aracılığıyla toplanan ısı ile ORC'de iş üretildikten sonra sistemden atılan ısı, kışın konutun ısıtılmasında kullanılırken; yazın ise evin soğutulmasında amacıyla absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılmaktadır. Her ay için trijenerasyon sisteminde üretilen güç, ısıtma ve soğutma kapasitesi hesaplanarak konutun elektrik, ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarının karşılanabilirliği araştırılmıştır. Ayrıca trijenerasyon sisteminde kullanılan tüm ısı değiştiriciler için yapısal bağ katsayısı yöntemi uygulanarak her bir ısı değiştirici için optimum ısı transfer alanı belirlenmiştir. Nisan ayının referans alındığı bu tez çalışmasında, ilk olarak sistemin çalışma parametreleri belirlenirken konutun elektrik ihtiyacının karşılanması amaçlanmıştır. Yiğit'in 2014 yılında yapmış olduğu çalışmasında bir evin günlük ortalama elektrik enerjisi ihtiyacının yaklaşık 10 kWh olduğu kabul edilmiştir ve bu elektrik ihtiyacına göre trijenerasyon sistemi tasarlanmıştır.

Parabolik güneş kolektöründe Therminol-66, ORC'de R245fa ve absorpsiyonlu soğutma sisteminde LiBr-H₂O akışkan çifti kullanılmıştır. ORC için uygun olan çalışma akışkanını seçerken dikkate alınması gereken termodinamik, çevre, emniyet ve proses ile ilgili olan değerlendirme kriterleri göz önüne alınarak çalışma akışkanı olarak R245fa akışkanı seçilmiştir. Bir düşük sıcaklık çalışma akışkanı olan R245fa, ABD Çevre Koruma Ajansı(EPA) onaylı ve Montreal Protokolü kapsamında kullanımına izin verilen hidroflorokarbon(HFC) soğutucuları ailesinin bir üyesidir. Kolektör giriş sıcaklığı 155 °C, türbin çıkış gücü 1,3 kW, kondenser-ABS sıcaklığı 40 °C, evaporatör sıcaklığı 12 °C ve soğutma suyu giriş sıcaklığı 30°C olduğu kabul edilmiştir. Türbin izentropik verimi % 95, pompa izentropik verimi ise % 75 alınmıştır. Sistemin ölü hâl sıcaklığı her ayın ortalama çevre sıcaklığı, basıncı ise 101.325 kPa kabul edilmiştir. Bütün bu kabuller doğrultusunda sistemdeki her bir noktanın basınç, sıcaklık, entropi, ekserji ve kütleli debi değerleri hesaplanmıştır. Kabul edilen

bu parametreler doğrultusunda nisan ayında sistemin elektrik ihtiyacını karşılamak için 5 adet parabolik kolektör kullanılması gerektiği hesaplanmıştır. Tez çalışmasında kullanılan parabolik kolektör için dizayn parametreleri Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Parabolik kolektör dizayn parametreleri (Kalogirou, 2009)

AÇIKLAMA	DEĞER - BİRİM
Borunun iç çapı	0.042 m
Borunun dış çapı	0.044 m
Camın çapı	0.102 m
Kolektör boyu	4.29 m
Kolektör genişliği	2.5 m
Camın yayıcılık katsayısı	0.96
Borunun yayıcılık katsayısı	0.96
Borunun ısı iletim katsayısı	15 W/mK
Akışkanın kütleli debisi	0.25 kg/s
Stephan-Boltzman sabiti	$5.67 \cdot 10^{-8}$
Havanın ısı iletkenliği	0.027
Camın tahmini sıcaklığı	60 °C
Borunun sıcaklığı	175 °C
Akışkanın giriş sıcaklığı	155 °C
Güneşin sıcaklığı	5739 K
Boru içerisindeki ısı taşınım katsayısı	330 W/m ² K
Isı transfer akışkanının özgül ısı	2032 j/kgK

4.1. Trijenerasyon Sisteminin Termodinamik Analizi

Tasarlanan trijenerasyon sisteminin temel çalışma parametreleri belirlenirken nisan ayına ait ışınım şiddeti, güneşlenme süresi, ortalama çevre sıcaklığı ve ortalama rüzgâr hızı verileri kullanılmıştır. Nisan ayına ait ışınım şiddeti 525.93 W/m², güneşlenme süresi 7.77 saat/gün, ortalama çevre sıcaklığı 10.7 °C, ortalama rüzgâr hızı 2.8 m/s kabul edilmiştir.

Kabul edilen çalışma şartları altında elde edilen bu değerler kullanılarak, sistemin her bir noktası için hesaplanan termodinamiksel değerler Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Sistemin her bir noktası için termodinamiksel değerler

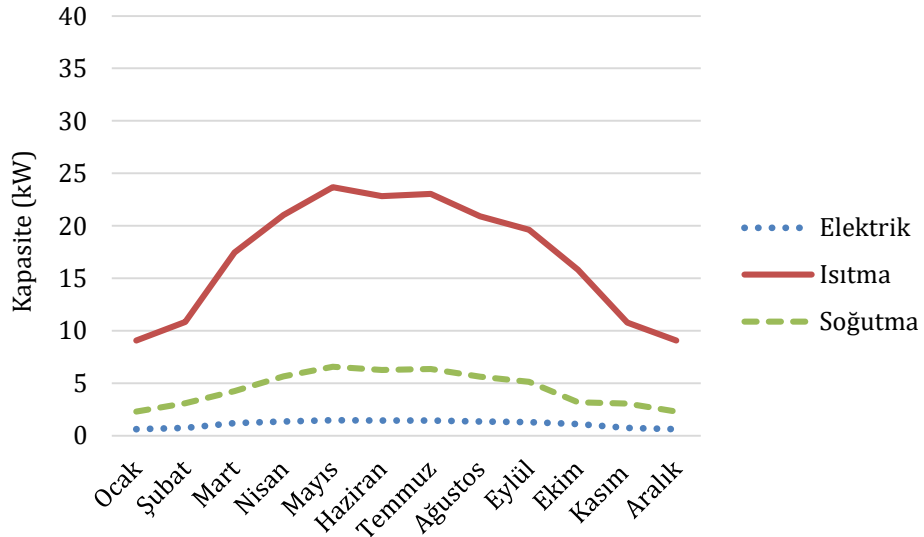
	Akışkan Türü	P (kPA)	T (°C)	ṁ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	Ex (kW)	X (-)
1	R245fa	343.2	50.00	0.07619	266.3	1.222	3.539	0.2697	
2	R245fa	790.8	50.26	0.07619	45.06	0.1614	3.903	0.2974	
3	R245fa	790.8	166.1	0.07619	560.0	2.029	68.25	5.2	
4	R245fa	343.2	146.3	0.07619	542.1	2.036	48.21	3.673	
5	Therminol-66	101.3	154.6	0.250	282.5	0.8185	50.96	12.74	
6	Therminol-66	101.3	155.0	0.250	283.3	0.8204	51.23	12.81	
7	Therminol-66	101.3	197.0	0.250	371.9	1.018	83.68	20.92	
8	Su	7.385	89.43	0.002397	2668	8.535	245.7	0.5889	
9	Su	7.385	40.00	0.002397	167.5	0.5724	5.712	0.01369	
10	Su	1.403	12.00	0.002397	167.5	0.5914	0.446	0.001069	
11	Su	1.403	12.00	0.002397	2523	8.851	11.18	0.02678	
12	Libr-H2O	1.403	40.00	0.01811	90.33	0.2541	18.97	0.3437	0.537
13	Libr-H2O	7.385	41.20	0.01811	92.81	0.262	19.2	0.3478	0.537
14	Libr-H2O	7.385	65.31	0.01811	143.3	0.4168	25.78	0.4669	0.537
15	Libr-H2O	7.385	89.43	0.01572	222.0	0.4906	83.53	1.313	0.619
16	Libr-H2O	7.385	65.31	0.01572	176.7	0.361	74.94	1.178	0.619
17	Libr-H2O	1.403	57.27	0.01572	176.7	0.3163	87.65	1.377	0.619
18	Su	202.7	30.00	0.1576	125.9	0.4367	2.727	0.4298	
19	Su	202.7	39.10	0.1576	163.9	0.5603	5.671	0.8938	
20	Su	202.7	30.00	0.125	125.9	0.4367	2.727	0.3409	
21	Su	202.7	19.20	0.125	80.76	0.285	0.6238	0.07798	
22	Su	202.7	30.00	0.1576	125.9	0.4367	2.727	0.4298	
23	Su	202.7	40.91	0.1576	171.5	0.5845	6.381	1.006	
24	Su	202.7	30.00	0.07189	125.9	0.4367	2.727	0.1961	
25	Su	202.7	99.76	0.07189	418.2	1.304	48.74	3.504	
26	Su	202.7	75.65	0.07189	316.9	1.023	27.14	1.951	
27	Su	202.7	40.00	0.3152	167.7	0.5724	6.021	1.898	
28	Su	202.7	30.00	0.3152	125.9	0.4367	2.727	0.8596	

Isparta ilinin ışınlm şiddeti, güneşlenme süresi, rüzgâr hızı ve çevre sıcaklığı aylara göre farklılıklar göstermektedir. Yılın her ayı için ışınlm şiddeti, rüzgâr hızı, çevre sıcaklığı ve güneşlenme süresi dikkate alındığında trijenerasyon sisteminde üretilen elektrik enerjisi, ısıtma ve soğutma kapasitesi Çizelge 4.3'de verilmiştir. Yıllık elektrik ihtiyacının karşılanabilirliğini görebilmek için her ay türbinden elde edilen güç, güneşlenme süresi ile çarpılarak toplanır. Elde edilen toplam elektrik enerjisinin yıllık ortalaması alındığında, yıllık elektrik ihtiyacının karşılandığı görülmüştür.

Çizelge 4.3. Aylara göre elektrik üretimi, ısıtma ve soğutma kapasiteleri

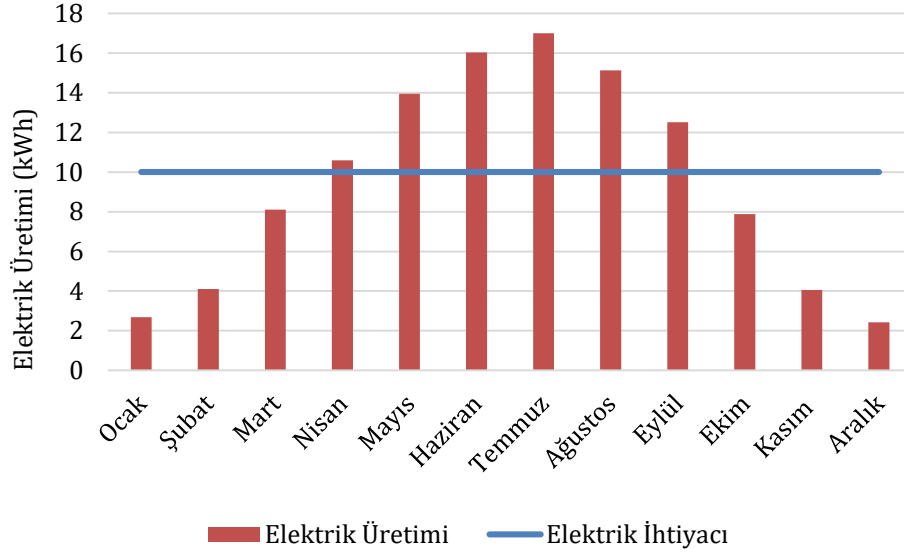
Aylar	Işınım Şiddeti (W/m ²)	Çevre Sıcaklığı (°C)	Güneşlenme Süresi (h/gün)	Kolektör Kapasitesi (kW)	Türbin Kapasitesi (kW)	Isıtma Kapasitesi (kW)	Soğutma Kapasitesi (kW)
Ocak	288.21	1.8	4.38	9.44	0.611	9.067	-
Şubat	324.38	2.9	5.46	11.37	0.751	10.85	-
Mart	458.98	5.9	6.82	18.41	1.190	17.46	-
Nisan	525.93	10.7	7.77	22.14	1.363	21.02	-
Mayıs	575.61	15.5	9.42	24.93	1.482	23.69	-
Haziran	555.13	20	11.10	24.04	1.445	-	6.272
Temmuz	557.19	23.4	11.70	24.26	1.454	-	6.345
Ağustos	515.57	23.2	11.13	22.04	1.359	-	5.612
Eylül	492.28	18.6	9.64	20.68	1.298	-	5.137
Ekim	419.22	13	7.17	16.67	1.100	15.81	-
Kasım	319.37	7.6	5.44	11.28	0.745	10.77	-
Aralık	286.66	3.5	3.95	9.46	0.613	9.085	-

Sistemin üretebileceği elektrik, ısıtma ve soğutma kapasiteleri Şekil 4.1’de aylara göre gösterilmiştir. Grafikten görüldüğü gibi sistemin ısıtma kapasitesi, soğutma ve elektrik kapasitesinden daha büyüktür. Bunun temel nedenlerinden biri, sistem kış şartlarında çalışırken ORC’nin kondenser kısmından atılan ısının evi ısıtmak için doğrudan kullanılması, diğer neden ise ORC sisteminin veriminin yüksek olmasıdır.



Şekil 4.1. Aylara göre elektrik, ısıtma ve soğutma kapasitesi

Aylara göre sistemden üretilen günlük elektrik miktarının, günlük elektrik ihtiyacı 10 kWh olarak kabul edilen bir konutun elektrik ihtiyacını karşılama durumu Şekil 4.2’ de görülmektedir. Sistemde üretilen elektrik ihtiyacı, ocak ayında ihtiyacın % 26’sını, şubat ayında % 41’ini, mart ayında % 81’ini, ekim ayında % 78’ini, kasım ayında % 40’ını, aralık ayında ise % 24’ünü, diğer aylarda ise elektrik ihtiyacının tamamından daha fazlasını karşılamaktadır.

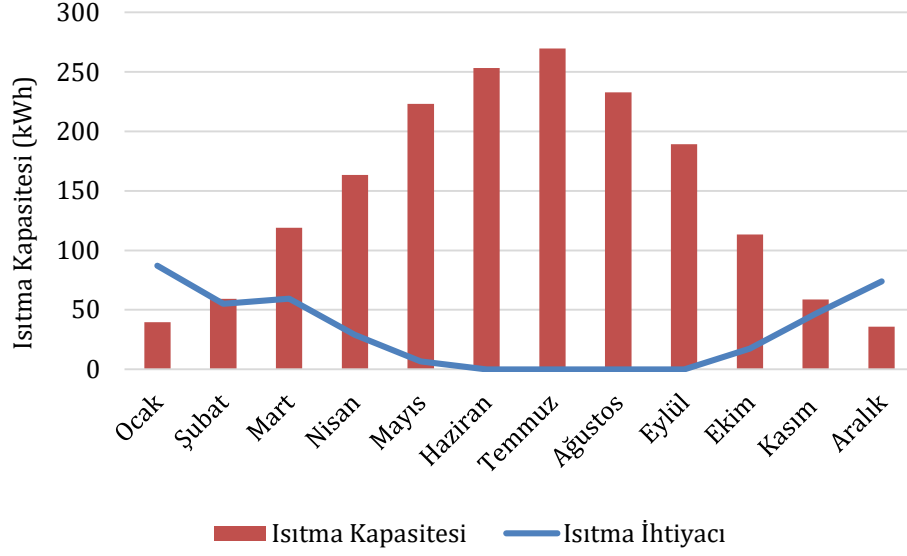


Şekil 4.2. Sistemin aylara göre günlük elektrik ihtiyacını karşılama oranı

Isparta şartlarındaki bir evin aylara göre ısıtma ihtiyacı, Özdemir’in 2018 yılında yaptığı tez çalışmasındaki değerler kabul edilmiştir ve aylara göre ısıtma ihtiyacı Çizelge 4.4’de verilmiştir. Aylara göre bir evin günlük ortalama ısıtma ihtiyacının, trijenerasyon sisteminden günlük üretilen ısıtma ihtiyacından karşılama oranı Şekil 4.3’de verilmiştir. Şekil 4.3’de görüldüğü gibi tasarlanan trijenerasyon sistemi, evin ısıtma ihtiyacını ocak ayında % 45, aralık ayında % 48 oranında karşılarken diğer tüm aylarda % 100 oranında karşılamıştır.

Çizelge 4.4. Isparta ili aylara göre ısıtma ihtiyacı(kW)

Aylar	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
Isıtma İhtiyacı	3.63	2.29	2.47	1.21	0.28	0	0	0	0	0.72	1.95	3.08

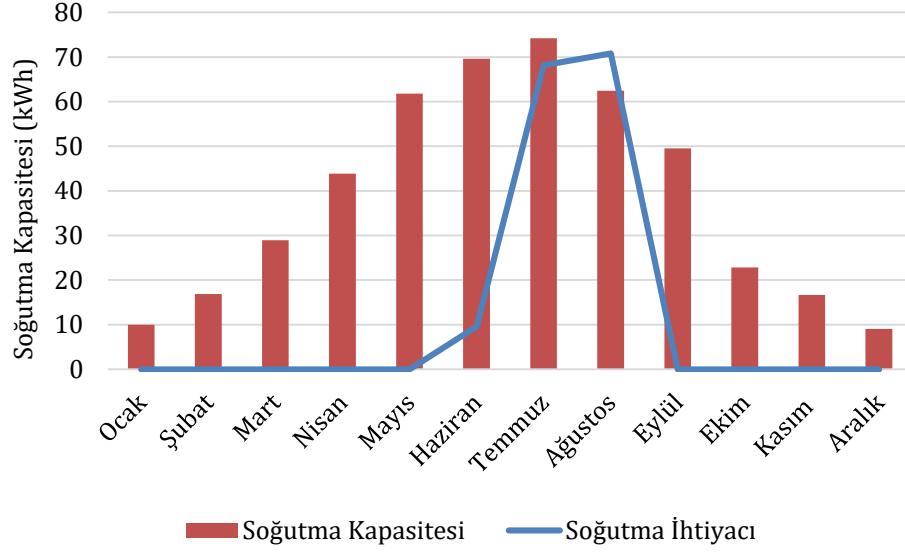


Şekil 4.3. Sistemin aylara göre günlük ısıtma ihtiyacını karşılama oranı

Aylara göre bir evin günlük ortalama soğutma ihtiyacı, Özdemir'in 2018 yılında yaptığı tez çalışmasındaki değerler kabul edilmiştir ve aylara göre soğutma ihtiyacı Çizelge 4.5'de gösterilmiştir. Benzer şekilde Isparta şartlarındaki bir evin aylara göre soğutma ihtiyacının trijenerasyon sisteminden karşılama durumu Şekil 4.4'de verilmiştir. Şekil 4.4'de görüldüğü üzere parabolik güneş kaynaklı trijenerasyon sistemi, ağustos ayında % 88, diğer tüm aylarda ise % 100 oranında evin soğutma ihtiyacını karşılamaktadır.

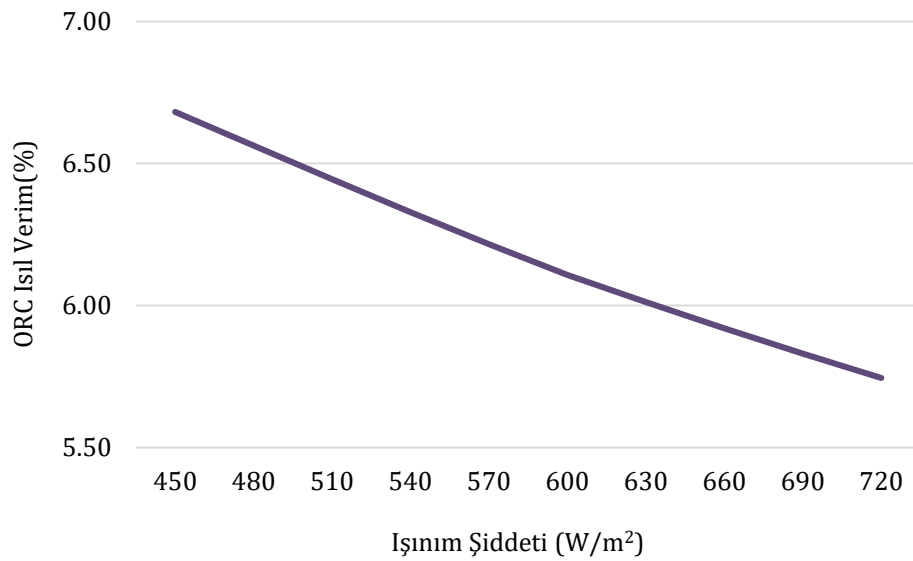
Çizelge 4.5. Isparta ili aylara göre soğutma ihtiyacı(kW)

Aylar	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
Soğutma İhtiyacı	0	0	0	0	0	0.4	2.84	2.95	0	0	0	0



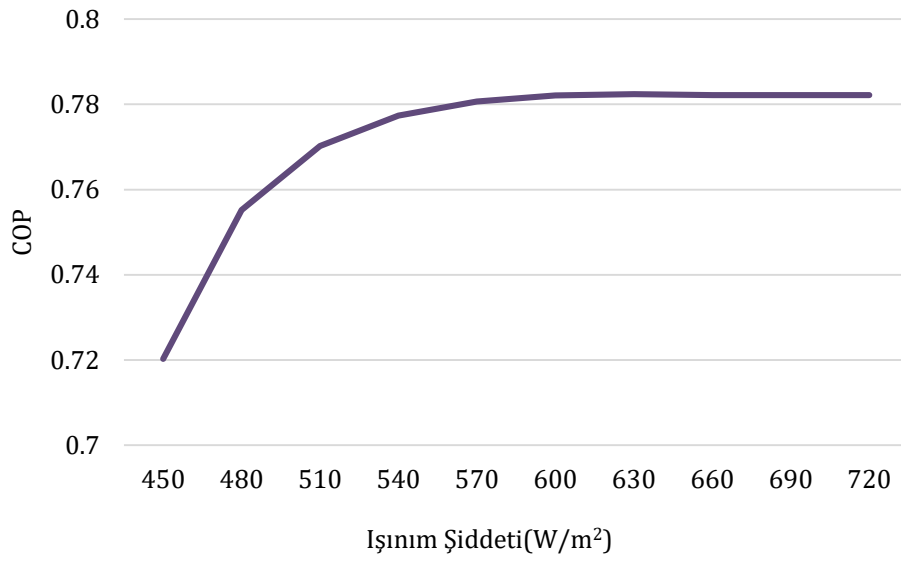
Şekil 4.4. Sistemin aylara göre günlük soğutma ihtiyacını karşılama oranı

ORC sisteminin ısı veriminin ışınım şiddetiyle değişimi Şekil 4.5'de verilmiştir. Grafikten görüldüğü gibi ışınım şiddetinin artmasıyla ısı verim düşmektedir. Bu düşüşün sebebi, ışınım şiddetinin arttıkça elektrik üretiminin ve güneş kolektörü ile ORC arasında ısı transferini sağlayan ısı değiştiricinin kapasitesi artmasıdır. Isı değiştiricide meydana gelen artış, elektrik üretimindeki artıştan daha fazla olduğu görülmüştür. Işınım şiddetinin artmasıyla türbinde üretilen güç artmasına rağmen ORC'nin ısı veriminin düştüğü gözlenmiştir.



Şekil 4.5. ORC ısı veriminin ışınım şiddetine göre değişimi

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin COP değerinin ışı nım şiddetine göre de ğişimi Şekil 4.6'da verilmiştir. Grafikten görüldü ği gibi absorbsiyonlu soğutma sisteminin COP'si ise, ışı nım şiddetinin artması ile arttı ğı fakat yaklaşık 570 W/m² ışı nım şiddetinden sonra sabit kaldı ğı görülmüştür. Horoz (2015)'n ifade etti ği gibi atık ısının sıcaklı ğı ne kadar artarsa artsın tek kademeli soğutma sisteminin COP de ğeri belli bir de ğerden sonra sabit kalmaktadır ve bu de ğer 0.78 civarındadır. Daha yüksek COP de ğerleri için iki veya daha çok kademeli sistemlerin kullanılması gerekir.



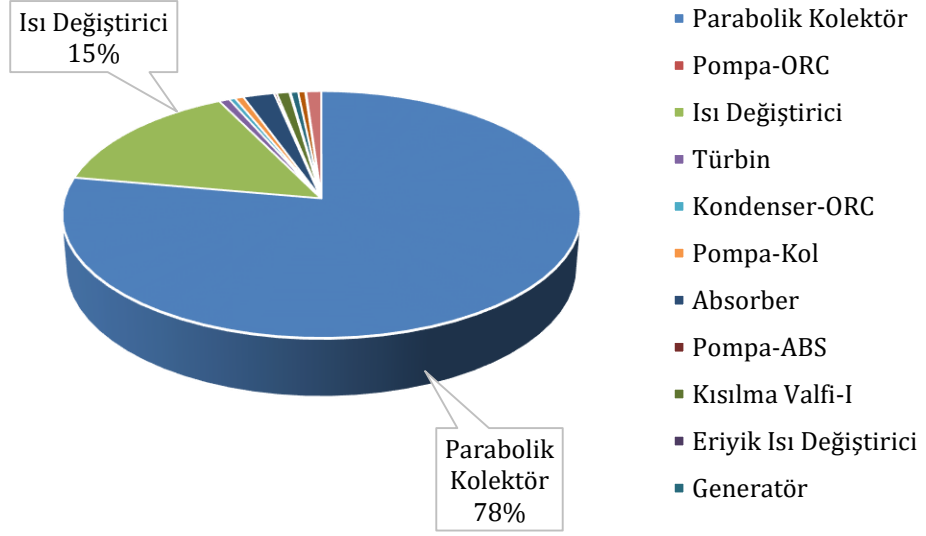
Şekil 4.6. COP'nin ışı nım şiddetine göre de ğişimi

Sistem elemanlarının kapasite, ekserji yok oluşu ve entropi üretimi de ğerleri her eleman için hesap edilmiş ve izelge 4.6'da verilmiştir.

Çizelge 4.6. Elemanların kapasite, ekserji yok oluşu ve entropi üretimi

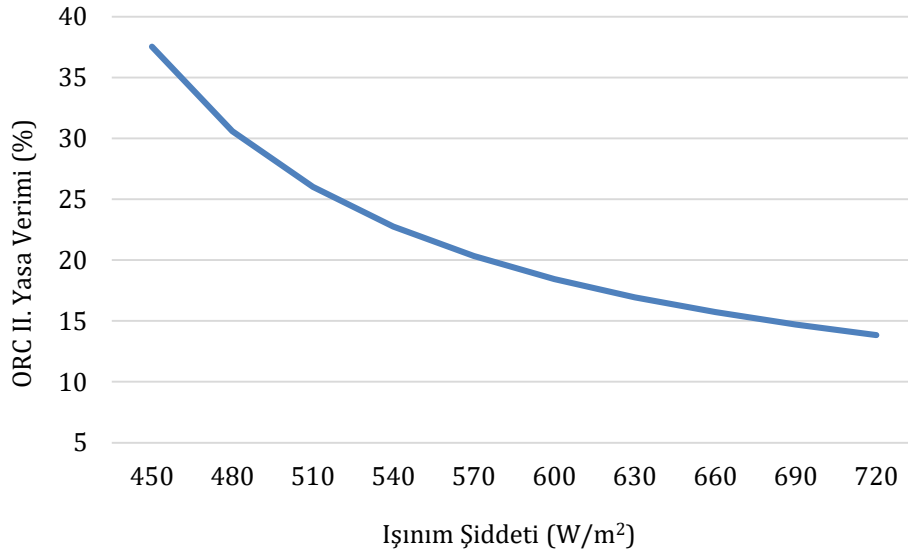
Sistem Elemanları	Kapasite (kW)	Ekserji Yok oluşu (kW)	Entropi Üretimi (kW)
Parabolik Kolektör	22.14	17.16	0.06063
Pompa-ORC	0.034	0.006	0.00002
Isı Değiştirici	21.35	3.279	0.01165
Türbin	1.363	0.163	0.00058
Kondenser-ORC	21.02	0.095	0.00034
Pompa-Kol	0.204	0.135	0.00047
Absorber	7.186	0.485	0.00171
Pompa-ABS	0.045	0.041	0.00014
Kısılma Vanası I	0.000	0.200	0.00070
Eriyik Isı Değiştirici	0.915	0.016	0.00077
Generatör	7.287	0.118	0.00042
Kondenser-ABS	5.992	0.111	0.00039
Kısılma Vanası II	0.000	0.013	0.00005
Evaporatör	5.645	0.237	0.00084
Toplam		22.059	0.0790

Şekil 4.7’de sistemde meydana gelen toplam ekserji yok oluşu, her sistem elemanı için grafik halinde gösterilmiştir. Burada amaç en yüksek ekserji yok oluşunun hangi sistem elemanında gerçekleştiğini tespit etmektir. Grafikten de görüldüğü üzere % 77 oranla parabolik güneş kolektörü toplam ekserji yok oluşunda en fazla paya sahiptir. İkinci en fazla paya sahip olan sistem elemanı ise % 15 oranla ısı değiştiricidir. Bu sonuç, iyileştirme çalışmalarının özellikle parabolik güneş kolektörü ve ısı değiştirici üzerinde yoğunlaşması gerektiği anlamına gelmektedir. Yutuculuğu ve ısıl geçirgenliği yüksek olan alıcı boru, geçirgenliği yüksek, yansıtıcılığı ise düşük olan cam örtü kullanılarak parabolik güneş kolektöründeki ekserji yıkımı azaltılabilir.

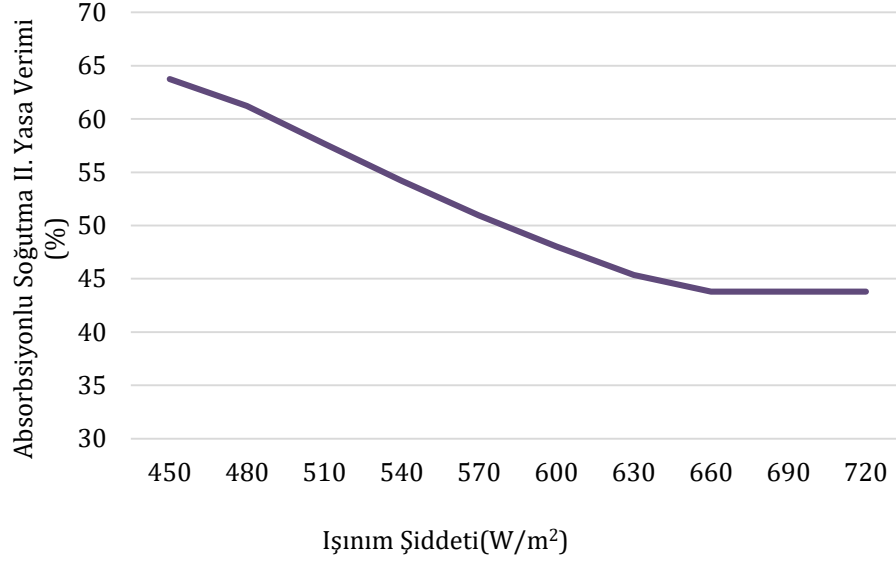


Şekil 4.7. Sistemin toplam ekserji yok oluşu

İkinci yasa verimi, trijenerasyon sisteminin olabilecek en yüksek verime ne kadar yaklaştırdığının bir göstergesidir. ORC ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin II. Yasa verimleri Şekil 4.8’de ve Şekil 4.9’da verilmiştir. Işınım şiddetinin artmasıyla ORC ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin II. Yasa veriminin düştüğü görülmektedir.



Şekil 4.8. ORC II. yasa veriminin ışınım şiddetine göre değişimi



Şekil 4.9. Soğutma sisteminin II. yasa veriminin ışınım şiddeti ile değişimi

4.2. Trijenerasyon Sisteminin Termoekonomik Analizi

Trijenerasyon sisteminin termoekonomik kısmında sistemde yer alan her bir ısı değiştiriciler için yapısal bağ katsayıları adı verilen termoekonomik analiz metodu uygulanmıştır. Alkan (2014)'nin yaptığı tez çalışmasında olduğu gibi sistemin çalışma süresi 1700 saat/yıl, yıllık faiz oranı % 8.5, ekserji birim maliyeti (C_{in}) 0.18, sistemin amorti etme süresi 8 yıl olarak kabul edilmiştir.

Isı değiştirici, generatör, evaporatör ve eriyik ısı değiştirici için yatırım maliyetleri denklemleri denklem 4.1'de, kondenser-ORC, kondenser-ABS ve absorber için yatırım maliyetleri denklemleri Denklem 4.2'de verilmiştir (Alkan, 2014).

$$C^c = 557.44 A + 2298.8 \quad (4.1)$$

$$C^c = 869.52 A + 2646.3 \quad (4.2)$$

Güneş enerjisi kaynaklı trijenerasyon sisteminin termoekonomik analizi hesaplanırken ORC'de kullanılan ısı değiştiriciler ve absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan ısı değiştiriciler olmak üzere iki kısım için ayrı ayrı

incelenmiştir. ORC sisteminde yapılan termoeconomik analizde, sistemde dolaşan R245fa akışkanının kaynama ve yoğuşma sıcaklıklarına göre ısı değiştiricilerin alanları tespit edilmiştir. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde yapılan termoeconomik analizde generatör, evaporatör, kondenser-ABS ve absorber sıcaklığı dikkate alınarak optimum ısı transfer alanları belirlenmiştir.

Yapılan analizler sonucunda ORC sistemi elemanları için optimum ısı transfer alanları Çizelge 4.7’de verilmiştir. Farklı kaynama sıcaklıklarına göre ısı değiştirici alanları belirlenmiştir. Çizelge 4.7’de görüldüğü gibi kaynama sıcaklığı sıcaklığı arttıkça ısı değiştirici alanı arttığı kondenser-ORC alanının ise azaldığı görülmüştür.

Çizelge 4.7. ORC için termoeconomik optimizasyon sonuçları

	$T_{\text{Kaynama}}=80\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{Kaynama}}=85\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{Kaynama}}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{Yoğuşma}}\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	30.01	30.01	30.01
$A_{\text{ID}}\text{ (m}^2\text{)}$	0.120	0.121	0.122
$A_{\text{Kon-ORC}}\text{ (m}^2\text{)}$	4.369	4.347	4.325

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde farklı generatör sıcaklıkları için termoeconomik optimizasyon sonucu Çizelge 4.8’de verilmiştir. Absorbsiyonlu soğutma sistemi için termoeconomik analiz sonucunda farklı generatör sıcaklıklarında, optimum evaporatör, absorber ve kondenser-ABS sıcaklıkları ve bu sıcaklıklara karşılık gelen optimum ısı transfer alanları belirlenmiştir.

Çizelge 4.8. Çeşitli generatör sıcaklıkları için termoeconomik optimizasyon sonuçları

	$T_{Gen}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{Gen}=95\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{Gen}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$
$T_{Eva},\text{ }^{\circ}\text{C}$	2.210	3.970	7.626
$T_{Abs},\text{ }^{\circ}\text{C}$	40.00	40.00	40.00
$T_{Kon-ABS},\text{ }^{\circ}\text{C}$	40.00	40.00	40.00
$A_{Eva},\text{ m}^2$	0.125	0.138	0.170
$A_{Abs},\text{ m}^2$	0.025	0.298	0.397
$A_{Kon-ABS},\text{ m}^2$	0.078	0.074	0.070
$A_{Gen},\text{ m}^2$	0.823	0.953	1.002
$A_{EID},\text{ m}^2$	0.580	0.198	0.081

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde farklı evaporatör sıcaklıkları için termoeconomik optimizasyon sonucu Çizelge 4.9’da verilmiştir. Farklı evaporatör sıcaklık değerlerine göre generatör, kondenser-ABS ve absorber için optimum ısı transfer alanları hesaplanmıştır. Kabul (2011)’un ifade ettiği gibi evaporatör sıcaklığı arttıkça evaporatör ısı transfer alanının arttığı gözlemlenmiştir.

Çizelge 4.9. Çeşitli evaporatör sıcaklıkları için termoeconomik optimizasyon sonuçları

	$T_{Eva}=4\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{Eva}=6\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{Eva}=8\text{ }^{\circ}\text{C}$
$T_{Gen},\text{ }^{\circ}\text{C}$	92.63	96.18	98.02
$T_{Abs},\text{ }^{\circ}\text{C}$	40.00	40.00	40.00
$T_{Kon-ABS},\text{ }^{\circ}\text{C}$	40.00	40.00	40.00
$A_{Gen},\text{ m}^2$	0.841	0.897	0.920
$A_{Abs},\text{ m}^2$	0.253	0.357	0.393
$A_{Kon-ABS},\text{ m}^2$	0.076	0.073	0.072
$A_{Eva},\text{ m}^2$	0.138	0.154	0.174
$A_{EID},\text{ m}^2$	0.266	0.132	0.091

Farklı kondenser-ABS sıcaklıklarına göre termoeconomik optimizasyon sonuçları Çizelge 4.10’da gösterilmiştir. Kondenser-ABS sıcaklıkları 38 $^{\circ}\text{C}$, 40 $^{\circ}\text{C}$

ve 42°C kabul edilerek absorpsiyonlu soğutma sisteminde yer alan ısı değiştiricilerin çalışma şartları ve ısı transfer alanları tespit edilmiştir. Çizelge 4.10'da görüleceği üzere kondenser-ABS sıcaklığı sıcaklığı arttıkça kondenser-ABS alanı azalmaktadır.

Çizelge 4.10. Farklı kondenser-ABS sıcaklıkları için termeekonomik optimizasyon sonuçları

	$T_{\text{Kon-ABS}}=38\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{Kon-ABS}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{Kon-ABS}}=42\text{ }^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{Gen}},\text{ }^{\circ}\text{C}$	99.84	98.92	95.64
$T_{\text{Eva}},\text{ }^{\circ}\text{C}$	4.000	4.00	4.00
$T_{\text{Abs}},\text{ }^{\circ}\text{C}$	38.00	40.00	42.00
$A_{\text{Gen}},\text{ m}^2$	0.710	0.589	0.484
$A_{\text{Eva}},\text{ m}^2$	0.138	0.138	0.138
$A_{\text{Kon-ABS}},\text{ m}^2$	0.076	0.071	0.069
$A_{\text{Abs}},\text{ m}^2$	0.648	0.344	0.122
$A_{\text{EID}},\text{ m}^2$	0.083	0.132	0.340

5. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Bu çalışmada, güneş enerjisi kaynaklı trijenerasyon sisteminin termodinamik ve termoeconomik analizi incelenmiştir. Isparta şartlarında bulunan bir konutun elektrik, ısıtma ve soğutma ihtiyacının trijenerasyon sisteminden karşılanabilirliği araştırılmıştır. Isparta ilinin nisan ayına ait ışınım şiddeti, güneşlenme süresi, çevre sıcaklığı ve rüzgâr hızı dikkate alınarak, günlük elektrik ihtiyacı 10 kWh olan bir konutun elektrik ihtiyacını karşılamak için parabolik güneş kolektörlü trijenerasyon sistemi dizayn edilmiştir.

Tasarlanan parabolik güneş kolektörlü trijenerasyon sisteminin yılın tüm aylarında konutun elektrik, ısıtma ve soğutma ihtiyacının karşılama oranları hesaplanmıştır. Elde edilen hesaplamalara göre dizayn edilen trijenerasyon sistemle, konutun elektrik ihtiyacı ocak ayında % 26, şubat ayında % 41, mart ayında % 81, ekim ayında % 78, kasım ayında % 40, aralık ayında %24 oranında karşılanabilirken; geri kalan tüm aylarda ise tamamının karşılanabilir olduğu tespit edilmiştir. Sistemden üretilen elektrik enerjisi, yılın 6 ayı konutun elektrik ihtiyacını karşılayamayacağı tespit edilmiştir. Sistemden üretilen 3435 kWh yıllık elektrik miktarı, bir konutun 3650 kWh olan yıllık enerji ihtiyacını hemen hemen karşılamıştır. Trijenerasyon sistemi, ışınım şiddeti, güneşlenme süresi ve rüzgâr hızının düşük olduğu ocak ayı referans alınarak hesaplınsaydı, sistemin yatırım maliyeti nisan ayına göre çok yüksek olacağı dikkate alınmalıdır.

Dizayn edilen güneş enerjili trijenerasyon sistem ile konutun ısıtma ihtiyacının ocak ayında % 45'i, aralık ayında % 48'i karşılanırken diğer tüm aylarda ise % tamamının karşılandığı hesaplanmıştır. Dikkate alınan konutun aylara göre değişen soğutma ihtiyacı, trijenerasyon sistemi ile ağustos ayında % 88, diğer tüm aylarda ise % 100 oranında karşılanabilmektedir. Nisan ayının referans alındığı sistemde ekserji yıkımları hesaplanarak en fazla ekserji yıkımının % 78 oranla parabolik güneş kolektöründe gerçekleştiği görülmüştür. Bu sonuç, sisteminin iyileştirme çabalarının parabolik güneş kolektörü üzerinde yoğunlaşılması gerektiğini göstermektedir.

Ayrıca giderek artan ışı nım şiddetine göre ORC'nin ısı l veriminin % 14 oranında azaldığı, absorbsiyonlu soğutma sisteminin COP değ erinin ise % 8 oranında arttığı hesaplanmıştır.

Sistemin termoeekonomik analizi incelendiğinde, farklı kaynama sıcaklıklarına göre ısı değiştirici alanları belirlenmiştir. Kaynama sıcaklığı arttıkça ısı değiştirici alanının arttığı kondenser-ORC alanının ise azaldığı görülmüştür. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin termoeekonomik analizinde generatör sıcaklığı arttıkça generatör ısı transfer alanının arttığı gözlemlenmiştir. Çeşitli evaporatör sıcaklıkları için termoeekonomik optimizasyon yapıldığında evaporatör sıcaklığı arttıkça generatör, kondenser-ABS ve absorber alanlarının azaldığı, evaporatör ve eriyik ısı değiştirici alanlarının arttığı gözlemlenmiştir.

Literatürde trijenerasyon sistemleri ile ilgili çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Fakat bunların bir çoğunda yakıt olarak fosil kaynaklı yakıtlar kullanılmaktadır. Ayrıca trijenerasyon sistemleri genellikle elektrik tüketiminin fazla olduğu alışveriş merkezleri, havalimanları, otel gibi büyük tesislerde kullanılmaktadır.

Tüm bunların yanında bu tez çalışmasında, kaynak olarak tükenmeyen, temiz ve dışa bağımlılık gerektirmeyen güneş enerjisi kullanılarak daha küçük ölçekli kurulabilecek trijenerasyon sisteminin analizine ve uygulanabilirliğine yer verilmiştir. Ayrıca elektrik ihtiyacının tüketildiği yerde kurulan trijenerasyon sistem ile konutun elektrik, ısıtma ve soğutma ihtiyacı karşılanarak enerji iletim dağıtım hatlarındaki kayıplar azaltılmış olunacaktır. Sistemde tek bir enerji kaynağı kullanıldığı için yüksek verimliliğin elde edilebileceği gösterilmiştir.

KAYNAKLAR

- Alkan, R., 2014. Farklı Soğutucu Akışkanlar için Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termoekonomik Analizi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 91s, Isparta.
- Akrami, E., Nemati, A., Nami, H., Ranjbar, F., 2017. Exergy and Exergoeconomic Assessment of Hydrogen and Cooling Production from Concentrated PVT Equipped with PEM Electrolyzer and LiBr-H₂O Absorption Chiller. International Journal of Hydrogen Energy, 48, 622-633.
- Al-Sulaiman, F.A., 2013. Energy and Sizing Analyses of Parabolic Trough Solar Collector Integrated with Steam and Binary Vapor Cycles. Energy, 58, 561-570.
- Al-Sulaiman, F.A., Dincer, İ., Hamdullahpur, F., 2013. Thermoeconomic Optimization of Three Trigenation Systems Using Organic Rankine Cycle: Part II-Applications. Energy Conversion and Management, 69, 209-216.
- Al-Sulaiman, F.A., Dincer, İ., Hamdullahpur, F., 2011. Exergy Modeling of A New Solar Driven Trigenation System. Solar Energy, 85, 2228-2243.
- Al-Sulaiman, F.A., 2014. Exergy Analysis of Parabolic Trough Solar Collectors Integrated with Combined Steam and Organic Rankine Cycles. Energy Conversion and Management, 77, 441-449.
- Babadağlı, A., 2005. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 108s, Isparta.
- Bulut H., Buyukalaca O., 2007. Simple Model for the Generation of Daily Global Solar-Radiation Data in Turkey. Applied Energy, 84(5), 477-491.
- Cihan, E., 2014. Organik Rankine Çevrim ile Çalışan Atık Isı Kaynaklı Bir Soğutma Sisteminin Performansının Araştırılması. Isı Bilim Tekniği Dergisi, 34(1), 101-109.
- Cimsit, C., Öztürk, İ.T., Kincay, O., 2015. Thermoeconomic Optimization of LiBr/H₂O-R134a Compression-Absorption Cascade Refrigeration Cycle. Applied Thermal Engineering, 76, 105-115.
- Çamdalı, Ü., Erişen, A., Çelen, F., 2004. Energy and Exergy Analyses in a Rotary Burner with Pre-Calcinations in Cement Production. Energy Conversion and Management, 45, 3017- 3031.
- Çelik, B.G., 2002. Fotovoltaik Modüllerin Mimaride Uygulama Olanakları Eskişehir İçin Bir Örnek Çalışma. Anadolu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir.

- Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2008. Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla 5. Baskı. İzmir Güven Kitap Evi, İzmir.
- Çıtıroğlu, A., 2000. Güneş Enerjisinden Yararlanarak Elektrik Üretimi, Mühendis ve Makine Dergisi, 485, 32-37.
- De Lucas, A., Donate, M., Molero, C., Villasenor, J., Rodriguez, J.F., 2004. Performance Evaluation and Simulation of a New Absorbent for An Absorption Refrigeration System. International Journal of Refrigeration, 27, 324-330.
- El-Emam, R.S., Dincer, İ., 2013. Exergy and Exergoeconomic Analyses and Optimization of Geothermal Organic Rankine Cycle. 59, 435-444.
- Ece, E.O., 2011. Ara Isıtmalı-Ara Soğutmalı Rejeneratörlü Bir Gaz Türbini Güç Üretim Sisteminin Termoekonomik Analizi. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 88s, İstanbul.
- Erdal, H., 2011. Parabolik Oluk Tipi Güneş Kollektörleri. <http://www.unienerji.com/?p=563>.
- Jardan, R., Nagy, I., Schendl, N., 2004. Enhanced Utilisation of Solar Radiation for the Generation of Electric Energy. IEEE Africon Conference, 1, 619-624.
- Horoz, İ., 2015. Absorbsiyonlu Isı Yükseltici Takviyeli Çift Kademeli Soğutma Sistemleri. Tesisat Mühendisliği Dergisi, 146, 66-73.
- Herrera, U.C., Castro, L., Jaramillo, O.A., Garcia, J.C., Urquiza, G., Flores, F., 2017. Small Organic Rankine Cycle Coupled to Parabolic Trough Solar Concentrator. Energy Procedia, 129, 700-707.
- Kalogirou, S.A., 2009. Solar Thermal Collectors and Applications. Progress in Energy and Combustion Science, 30(3), 231-295.
- Kartal Y., 2007. Parabolik Yansıtıcı Yüzeyle Yoğunlaştırıcı Güneş Kollektör Tasarımı. İzmir, 103.
- Kent, E.F., Kaptan, İ.N., 2009. Güneş Enerji Destekli Isıtma ve Absorbsiyonlu Soğutma Uygulaması.
- Kern, D.Q., 1984. Process Heat Transfer. Mc Graw-Hill International Book, Company, 817p, Singapore.
- Kabul, A., 2011. Thermodynamic and thermoeconomic analysis of subcooled and superheated vapour compressed refrigeration system using R152A, R410A and R600A. International Journal of Energy, 9, 147-167.

- Kızıllkan, Ö., 2004. Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termodinamik Yönden İncelenmesi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 117s, Isparta.
- Kızıllkan, Ö., Akbaş, Ç., 2016. Güneş Enerjisi Destekli Çok Fonksiyonlu Trijenerasyon Sisteminin Termodinamik Analizi. Pamukkale Üni. Müh. Bilim Dergi, 22, 71-77.
- Kızıllkan, Ö., Şencan, A., Kalogirou S.A., 2007. Thermoeconomic Optimization of a LiBr Absorption Refrigeration System. Chemical Engineering and Processing, 46, 1376-1384.
- Kocaman, A., Termik Santraller, 2003.
- Koçoğlu, A., 1993. Thermoeconomic Optimization of a Single State Heat Pump. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Master Thesis, 117s, Ankara.
- Kotas, T.J., 1985. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butter-Worths, 299p, London.
- Külcü, R., 2015. Isparta İli için Yeryüzüne Ulaşan Güneş Işınımının Modellenmesi. SDÜ Ziraat Fakültesi Dergisi, 10, 19-25.
- MGM, 2017. İllere Ait Mevsim Normalleri. Erişim Tarihi: 03.04.2017. <https://www.mgm.gov.tr/veridegerlendirme/il-ve-ilceler-istatistik.aspx?m=ISPARTA>
- Modi, B., Mudgal A., Patel, B., 2017. Energy and Exergy Investigation of Small Capacity Single Effect Lithium Bromide Absorption Refrigeration System. Energy Procedia, 109, 203-210.
- Mutlu Danacı, H., Gültekin, R.E., 2009. Yapılaşmada Güneş Enerjisi Kullanımı ve Estetik Çözüm Örnekleri. V. Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu, 19-21 Haziran, 243-248, Diyarbakır.
- Oğulata, T., Oğulata, N., 2002. Solar Energy Potantial in Turkey. Energy Sources, 24, 1055-1064p.
- Onan, C., Özkan, B.D., 2009. Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Sistemleri ve Örnek Projenin Diğer Uygulamalarla Karşılaştırılması.
- Özdemir, B., 2018. Güneş Enerjisi Kaynaklı Ev Tipi Trijenerasyon Sisteminin Termodinamik Analizi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 88s, Isparta.

- Özden H., Paul D., 2011. Organik Rankine Çevrim Teknolojisiyle Düşük Sıcaklıktaki Kaynaktan Faydalanılarak Elektrik Üretimi Örnek çalışma: Sarayköy Jeotermal Santrali. 10. Ulusal tesisat mühendisliği kongresi, İzmir.
- Öztürk, H.K., Şanlı, G., Yılcı, A., 2009. Parabolik Oluk Tipi Güneş Kolektörlerinin Performans Analizi. Cilt 51, Sayı 609.
- Selbaş, R., 2006. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Absorber Sıcaklığının Etkisinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 10-1,136-143.
- Sözen, A., 2003, Effect of Irreversibilities on Performance of An Absorption Heat Transformer Used to Increase Solar Pond's Temperature, 29, 501-515.
- Talbi, M.M. and Agnew, B., 2000. Exergy Analysis: An Absorption Refrigerator Using Lithium Bromide and Water As The Working Fluids, Applied Thermal Engineering, 20, 619-630.
- Taner, T., Sivrioğlu, M., 2014. Şeker fabrikasındaki Enerji Santralleri İçin Termoekonomik Analiz Yöntemi, Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der. Cilt 29, No 2, 407-414.
- Tsatsaronis, G., 2007. Definitions and Nomenclature in Exergy Analysis and Exergoeconomics. Energy, 32(4), 249-253.
- Uyarel, A.Y., Öz, E.S., 1987. Güneş Enerjisi ve Uygulamaları. Birsen Yayınevi, 244s, İstanbul.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. Vipaş A.Ş., Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı, 607s. Bursa.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., Yamankaradeniz, N., 2013. Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları, Bursa.
- Yıldırım, E., Yeşilata, B., 2013. Düşük Sıcaklıkta Isı Kaynağı Kullanan Bir Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termoekonomik Optimizasyonu.
- Yılmaz, F., Selbaş, R., Balta, M.T., 2015. Güneş Enerjisi Destekli Rankine Çevriminin Ekserji Analizi. Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, Cilt 12, No 4, 39-50.
- Yılmazoğlu, M.Z., 2010. Tek Etkili Bir Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termoekonomik Analizi. Gazi Üni. Müh. Mim. Fak. Dergisi, Cilt 25, No 2, 397-404.
- Yiğit, F., Kabul, A., 2014. Isparta Yöresinde Bir Evin Elektrik İhtiyacının Rüzgâr Enerjisi ile Karşılanmasının Ekonomik Analizi. Teknolojik Araştırmalar, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, 11(2), 1-9.

Quoilin, S., Van Den Broek, M., Declaye, S., Dewallef, P., Lemort, V., 2013. Techno-Economic Survey of Organic Rankine Cycle (ORC) Systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 22, 168-186.



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Serpil ÇELİK
Doğum Yeri ve Yılı : Silifke, 1992
Medeni Hali : Bekâr
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : serpilcelik@sdu.edu.tr

Eğitim Durumu

Lise : Silifke Göksu Anadolu Lisesi, 2009.
Lisans : Süleyman Demirel Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, 2014.

Mesleki Deneyim

Süleyman Demirel Üniversitesi
Teknoloji Fakültesi
Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü
2017-... (halen)