PARABOLİK GÜNEŞ KOLLEKTÖRLERİNİN GRİ İLİŞKİLER YÖNTEMİNE DAYALI OPTİMİZASYONU

Ahmet DÜNDAR

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PARABOLİK GÜNEŞ KOLLEKTÖRLERİNİN GRİ İLİŞKİLER YÖNTEMİNE DAYALI OPTİMİZASYONU

Ahmet DÜNDAR
0000-0003-4173-8848

Doç. Dr. Nurullah Arslanoğlu
(Danışman)
0000-0003-4970-4490

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2022
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

PARABOLİK GÜNEŞ KOLLEKTÖRLERİNİN GRİ İLİŞKİLER YÖNTEMİNE DAYALI OPTİMİZASYONU

Ahmet DÜNDAR

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Nurullah ARSLANOĞLU

Bu tez kapsamında parabolik güneş kollektörlerin termodinamik analizleri yapılmış ve gri ilişkiler yöntemiyle parametrelerinin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Öncelikle sisteme ait matematiksel model oluşturulmuş ve Matlab programında simülasyon gerçekleştirilmiştir. Bu simülasyon yardımıyla elde edilen sonuçlar literatürde yapılan deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır.

Taguchi ve gri ilişkiler analiz yöntemlerine göre incelenen bu sistem için en iyi parametre ve seviyeleri belirlenmiştir. Sonuç olarak analizlere göre en etkili parametrenin giriş sıcaklığı olduğu belirlenmiştir. Enerji verimi için giriş sıcaklığının düşük seçilmesi gerektiği ekserji verimi için ise büyük seçilmesi gerektiği belirlenmiştir. Boru çapları için her iki çıktı için en iyi seviyenin ilk seviye yani en küçük ölçülere sahip olan seviye olduğu görülmüştür. Enerji verimi için akışkan debisi büyük ekserji verimi için daha küçük debi seçilmesi gerektiği görülmüştür. Akışkan türlerinin verimlere etkisinin az olduğu görülse de farklı çalışma sıcaklığına sahip oldukları için yine de istenilen sıcaklık aralığında çalışabilecek akışkan belirlenmelidir.

Anahtar Kelimeler: Parabolik güneş kollektörleri, termodinamik analiz
2022, xiv + 86 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

OPTIMIZATION OF PARABOLİC SOLAR COLLECTORS BASED ON GRAY RELATIONAL METHOD

Ahmet DÜNDAR

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

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Nurullah ARSLANOĞLU

Within the scope of this thesis, thermodynamic analyzes of parabolic solar collectors were made and their parameters were optimized by gray relations method. First of all, the mathematical model of the system was created and the simulation was carried out in the Matlab program. The results obtained with the help of this simulation were compared with the experimental studies in the literature.

The best parameters and levels were determined for this system, which was examined according to Taguchi and gray relations analysis methods. As a result, according to the analysis, it was determined that the most effective parameter was the inlet temperature. It has been determined that the inlet temperature should be chosen low for energy efficiency and large for exergy efficiency. For pipe diameters, it has been seen that the best level for both outputs is the first level, that is, the level with the smallest dimensions. It has been seen that the fluid flow rate for energy efficiency should be selected, and for exergy efficiency, a smaller flow rate should be selected. Although it is seen that the fluid types have little effect on the efficiency, since they have different operating temperatures, the fluid that can work in the desired temperature range should be determined.

Key words: Parabolic solar collectors, thermodynamic analysis
2022, xiv + 86 pages.

TEŞEKKÜR

Çalışma süresince bana bilgilerini ve tecrübelerini aktaran danışmanım Sayın Doç. Dr. Nurullah ARSLANOĞLU'na teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca tez kapsamında yardımlarını esirgemeyen Sayın Prof. Dr. Abdulvahap YİĞİT'e teşekkürlerimi sunarım.

Bu süreçte bana hem maddi hem manevi yardımlarını esirgemeyen anneme, babama ve amcam Yakup DÜNDAR'a, teşekkürlerimi sunarım.

Ahmet DÜNDAR
…/…/2022

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET 6
ABSTRACT 7
TEŞEKKÜR 8
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ 11
ŞEKİLLER DİZİNİ 13
ÇİZELGELER DİZİNİ 14
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI 16
3. MATERYAL ve YÖNTEM 20
3.1. Güneş Açıları 20
3.2. Güneş Enerjisi Toplayıcıları 23
3.3. Parabolik Güneş Kollektörünün Bileşenleri ve Tasarımı 26
3.3.1. Kollektör Bileşenleri 26
3.4. Parabolik Güneş Kollektörünün Enerji Analizi 32
3.4.1. Optik Kayıplar 32
3.4.2. Isı Geçişleri 33
3.4.3. Yararlı Isı Hesabı 38
3.4.4. Isıl Verim 39
3.5. Parabolik Güneş Kollektörünün Ekserji Analizi 39
3.5.1. Ekserji Tanımı ve Denklemleri 39
3.5.2. Parabolik Güneş Kolektörü İçin Ekserji Denklemleri 41
3.6. Parabolik Güneş Kollektör Denklemlerinin Matematiksel Modellemesi 43
3.7. Parabolik Güneş Kollektörü İçin Oluşturulan Modelin Doğruluğunun Test Edilmesi 45
3.8. Analiz Yöntemleri ve Giriş Parametrelerin Belirlenmesi 47
3.8.1. Taguchi Metodu ile Optimizasyon 47
3.8.2. Gri İlişkisel Analiz 48
3.8.3. İstatistiksel Analiz 52
3.8.4. Giriş Parametrelerin Belirlenmesi 52
4. BULGULAR VE TARTIŞMA 55
4.1. Taguchi Metodunun Uygulanması 57
4.1.1. Enerji Verimi İçin Taguchi Uygulaması 57
4.1.2. Ekserji Verimi İçin Taguchi Uygulaması 61
4.2. Gri İlişkisel Metodunun Uygulanması 65
5. SONUÇ 76
5.1. Taguchi Metodunun Enerji ve Ekserji Üzerinde ki Sonuçları 76
5.1.1. Enerji Verimi İçin Sonuçlar 76
5.1.2. Ekserji Verimi İçin Sonuçlar 77
5.2. Gri İlişkisel Analizinin Enerji ve Ekserji Üzerinde ki Sonuçları 77
5.3. Sonuçlar 78
5.4. Öneriler 79

KAYNAKLAR 80
EKLER 83
ÖZGEÇMİŞ 86

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
c_p	Özgül ısı (kJ/kg.K)
$D_{cöd}$	Cam örtü dış çapı (m)
$D_{cöi}$	Cam örtü iç çapı (m)
D_{ebd}	Emici boru dış çapı (m)
D_{ebi}	Emici boru iç çapı (m)
$A_{cöd}$	Cam örtü dış yüzey alanı (m^2)
A_{ebd}	Emici boru dış yüzey alanı (m^2)
A_{ebi}	Emici boru iç yüzey alanı (m^2)
A_{kol}	Kollektör alanı (m^2)
F_{cly}	Eş merkezli borular için şekil faktörü
h_{ak}	Akışkan ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
$h_{dış}$	Dış ortam ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
I_T	Kollektöre düşen anlık toplam ışınım miktarı (W/m^2)
k_{ak}	Akışkan ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_{eb}	Emici boru ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_{eff}	Efektif ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_{hava}	Havanın ısı iletim katsayısı (W/mK)
L	Kollektör uzunluğu (m)
L_c	Karakteristik uzunluk (m)
ṁ	Kütlesel debi (kg/s)
Nu_{ak}	Akışkan Nusselt sayısı
Nu_{hava}	Havanın Nusselt sayısı
Pr_{ak}	Akışkanın Prandl sayısı
Pr_{bi}	Boru içindeki Prandl sayısı
$Pr_{cöd}$	Cam örtü dış yüzeyindeki Prandl sayısı
Pr_{hava}	Havanın Prandl sayısı
Q_{giren}	Kollektöre gelen güneş ışınım miktarı (W)
Q_k	Kollektörden olan ısı kaybı (W)
$Q_{yararlı}$	Kollektöre giren yararlı ısı miktarı (W)
Q_{yut}	Kollektör tarafından yutulan güneş ışınım miktarı (W)
Re_{ak}	Akışkan Reynolds sayısı
$Re_{cöd}$	Cam örtü dış yüzeyindeki Reynolds sayısı
$\dot{S}$	Birim zamandaki entropi miktarı (kW/K)
T_{ak}	Akışkanın ortalama sıcaklığı (℃)
$T_{cöd}$	Cam örtü dış yüzey sıcaklığı (℃)
$T_{cöi}$	Cam örtü iç yüzey sıcaklığı (℃)
$T_ç$	Akışkanın çıkış sıcaklığı (℃)
T_{ebd}	Emici boru dış yüzey sıcaklığı (℃)
T_{ebi}	Emici boru iç yüzey sıcaklığı (℃)
T_g	Akışkanın giriş sıcaklığı (℃)
$T_{gök}$	Gökyüzü sıcaklığı (℃)

$T_{gün}$	Güneş sıcaklığı (℃)
T_{hava}	Çevre sıcaklığı (℃)
W	Kollektör genişliği (m)
$\dot{X}_{giriş}$	Birim zamanda ekserji girişi (W)
$\dot{X}_{kayıp}$	Birim zamanda ekserji kaybı (W)
$\dot{X}_{kazanım}$	Birim zamanda ekserji kazanımı (W)
$\dot{X}_{yıkım}$	Birim zamanda ekserji yıkımı (W)
α_{eb}	Emici borunun güneş ışınlarını emme oranı
ρ	Yansıtma oranı
τ	Geçirgenlik
ε_{eb}	Emici borunun güneş ışınlarını yayma oranı
$\varepsilon_{cö}$	Cam örtünün güneş ışınlarını yayma oranı
η_{en}	Enerji verimi (%)
η_{ex}	Ekserji verimi (%)
η_{optik}	Optik verim
ψ	Akış enerjisi (kJ/K)
β	Hacimsel genleşme katsayısı (K^{-1})

Kısaltmalar	**Açıklama**
OECD	İktisadi İşbirliği ve Kalkınma Teşkilatı
AB	Avrupa Birliği
ANOVA	Varyans Analizi
SNL	Sandia Ulusal Laboratuvarı

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Güneş açıları 20
Şekil 3.2. Parabolik güneş toplayıcıları....24
Şekil 3.3. Parabolik çanak ve motor sistemi 25
Şekil 3.4. Parabolik güneş kollektörünün şematik gösterimi....26
Şekil 3.5. Körükle birleştirilmiş emici boru-cam örtü 31
Şekil 3.6. Körüklü sistemin şematik gösterimi 31
Şekil 3.7. Akışkandan çevreye olan ısı transferi şeması 34
Şekil 3.8. Sürekli akışlı bir sistemin ekserji geçiş diyagramı 39
Şekil 3.9. Teorik ve referans değerlerinin karşılaştırılması 46
Şekil 3.10. Gri tabanlı Taguchi metodu uygulama aşamaları 49
Şekil 4.1. Enerji verimi için Sinyal/gürültü oranı grafiği 60
Şekil 4.2. Enerji verimi için Means Grafiği 60
Şekil 4.3. Ekserji verimi için Sinyal/gürültü oranı grafiği 64
Şekil 4.4. Enerji verimi için Means Grafiği 64
Şekil 4.5. Enerji ve ekserji verimi için 0,5-0,5 ağırlıklandırma için Means grafiği 74
Şekil 4.6. Enerji ve ekserji verimi için 0,5-0,5 ağırlıklandırma için S/N oranı grafiği...75

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 1.1. Türkiye, AB-28 ve OECD ülkelerin toplam sera gazlarının1990-2009 döneminde ki gelişimi....1
Çizelge 3.1. Her ayı temsil eden ortalama gün ve çeşitli aylar için "n" değeri 21
Çizelge 3.2. Farklı sistemlerin çeşitli yönleri ile karşılaştırılması....25
Çizelge 3.3. Bazı yansıtıcı malzemeler ve yansıtma oranları217Çizelge 3.4. Bazı cam malzeme yüzeylerin 0,3-3µm dalga boyu aralığındaki geçirgenlik, yutma ve yansıtma oranları 28
Çizelge 3.5. Bazı yüzeylerin güneş ışınlarını emme ve yayma özellikleri 29
Çizelge 3.6. Bazı seçici yüzeyle kaplanmış boruların optik özellikleri 30
Çizelge 3.7. Reynolds ve Prandl sayılarına göre C, m ve n değerleri....35
Çizelge 3.8. LS-2 Parabolik güneş kollektörünün özellikleri 45
Çizelge 3.9. LS-2 deneysel verileri ile tasarlanan modelin karşılaştırılması 46
Çizelge 3.10. Parabolik güneş kollektörü için kullanılan sabitler....52
Çizelge 3.11. Seçilen hesaplama tasarımı L18 [3^3x2^1] 52
Çizelge 3.12. Seviyelere göre emici boru ve cam örtü çap ölçüleri....53
Çizelge 3.13. Seviyelere göre akışkan türü ve giriş sıcaklığı 53
Çizelge 3.14. Seçilen hesaplama tasarımı L18 [3^3x2^1] 54
Çizelge 4.1. Parabolik güneş kollektörü optimizasyonu için kullanılacak teorik sonuçlar 56
Çizelge 4.2. Enerji verimi için S/N oranları....57
Çizelge 4.3. Enerji veriminin S/N oranı için yanıt tablosu "En büyük-En iyi" 58
Çizelge 4.4. Enerji veriminin ortalamalar için yanıt tablosu 58
Çizelge 4.5. Enerji veriminin S/N oranı için ANOVA analizi....59
Çizelge 4.6. Ekserji verimi için S/N oranı 61
Çizelge 4.7. Ekserji veriminin S/N oranı için yanıt tablosu "En büyük-En iyi"....62
Çizelge 4.8. Ekserji veriminin ortalamalar için yanıt tablosu....62
Çizelge 4.9. Ekserji veriminin S/N oranı için ANOVA analizi 63
Çizelge 4.10. Enerji ve ekserji verimi için referans noktası 65
Çizelge 4.11. Enerji ve ekserji verimleri için normalizasyon matrisi 66-67
Çizelge 4.12. Enerji ve ekserji verimi için uzaklık matrisi 68
Çizelge 4.13. Enerji ve ekserji verimi için gri ilişkiler katsayı matrisi....69-70
Çizelge 4.14. Enerji ve ekserji verimi için gri ilişkiler derecesi ve sıralaması (Enerji 0,5 ve ekserji 0,5) 71
Çizelge 4.15. Akışkan türü, boru çapı, debi ve giriş sıcaklığı parametreleri için hesaplanan yeni parametre seviyeleri (Ağırlıklandırma enerji verimi 0,5- ekserji verimi 0,5 için) 72
Çizelge 4.16. 0,5-0,5 Ağırlıklandırma için gri ilişkiler derecelerinin ANOVA analizi..72
Çizelge 4.17. Enerji verimi 0,5 ve ekserji verimi 0,5 Ağırlıklandırma için S/N oranları 73
Çizelge 5.1. Taguchi metodunun enerji ve ekserji çıktıları üzerindeki....79
Çizelge 5.2. Gri ilişkiler analizinin enerji ve ekserji çıktıları üzerindeki sonuçları....79

1. GİRİŞ

Günümüzde enerji, ülkelerin kalkınmak ve dünya sahnesinde söz sahibi olabilmesinin en önemli unsurlarından biridir. Günümüzde kalabalık olan bu ülkelerin hedefi enerji ihtiyacını karşılamak, temin çeşitliliğini arttırmak ve düşük maliyette topluma kazandırmaktır.

Günümüzde dünyada enerji ihtiyacının % 87'si fosil yakıtlar, % 6'sı yenilenebilir enerji kaynakları, % 7'si ise nükleer enerji tarafından giderilmektedir. Enerjinin en çok kullanılan formu olan elektrik enerjisi ise % 65,4'ünü fosil yakıtlardan (% 38,7'si kömür, % 18,3'ü doğal gaz, % 7,5'i petrol) karşılanmaktadır. (Bayraç, 2009)

Dünyada artan enerji kullanımı beraberinde sorunlar getirmektedir. En önemli sorunlarından biri ise sera gazı emisyonlarının artmasıdır. Dolaysıyla bu sorun iklim değişikliğine sebep olmaktadır. Ayrıca fosil yakıtlar oldukça sınırlı olması ve maliyetinin de çok fazla olması sebebiyle insanları başka arayışlara sürüklemiştir.

Çizelge 1.1. Türkiye, AB-28 ve OECD ülkelerin toplam sera gazlarının1990-2009 döneminde ki gelişimi (*Eurostat, OECD Statistics*) (Çoban & Şahbaz Kılınç, 2016)

Yıllar	AB-28 Toplam Sera Gazı Emisyonu (Milyon Ton)	OECD Toplam Sera Gazı Emisyonları (Milyon Ton)	Türkiye Toplam Sera Gazı Emisyonu (Milyon Ton)
1990	5.626	14.858	188.43
1991	5.522	14.865	200.65
1992	5.325	14.906	211.73
1993	5.223	15.009	223.08
1994	5.198	15.211	218.53
1995	5.253	15.372	238.82
1996	5.360	15.820	259.94
1997	5.261	15.886	273.17
1998	5.221	15.809	275.31
1999	5.111	15.868	276.02
2000	5.121	16.163	298.21
2001	5.172	16.065	279.25
2002	5.131	16.121	287.22
2003	5.216	16.312	303.77
2004	5.217	16.520	313.27
2005	5.178	16.537	330.98
2006	5.173	16.490	350.74
2007	5.118	16.684	380.95
2008	5.006	16.342	367.21
2009	4.642	15.448	370.01

Fosil yakıtlar dışında yenilenebilir enerji kaynakları artık dünyanın enerji ihtiyacını karşılamaktadır. Enerjide ki dışa bağımlılığı azaltacak, çevre dostu olan yenilenebilir enerji kaynakları araştırılmaya ve geliştirilmeye değer olarak insanlığın dikkatini çekmektedir. Bunlar;

- Güneş Enerjisi
- Rüzgar Enerjisi
- Biyokütle Enerjisi
- Jeotermal Enerji
- Hidroelektrik Enerjisi vb. enerji üretim çeşitleridir.

Bu enerji üretim çeşitlerinden biri olan güneş, hem elektrik hem de ısı enerjisi elde etmek için çok büyük bir kaynaktır. Ülkemiz coğrafi olarak güneşlenme açısından iyi bir konumda olmasına karşın güneş enerjisini kullanma beklenenin altındadır.

Ülkemizde en fazla güneşlenme süresine sahip olan bölgemiz Güney Doğu Anadolu iken en az güneşlenme süresine sahip olan bölgemiz Karadeniz'dir. Ancak dünyada güneşten faydalanma bakımından gelişmiş bir ülke olan Almanya'nın en yüksek güneşlenme süresinden daha yüksek olduğu açıktır. (Kaynar, 2020)

Güneş enerjisinden daha fazla yararlanmak ve daha yüksek sıcaklıklara ulaşmak için kullanılabilir sistemlerden biri olan parabolik güneş kolleketörleridir. Bu sistem güneş ışınlarını parabolik yansıtıcı yardımıyla emici boruya odaklayarak boru içinden geçen akışkana ısı vermeye yarar.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Arslan (2018), bu çalışmada teorik olarak incelenen parabolik güneş kollektörünün enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Akışkan olarak sentetik yağ, erimiş tuz ve hava kullanılan bu çalışmada iki çeşit basınç seçilmiş olup sıvılarda ve gazlarda ki termodinamik davranışlarını araştırmıştır. Sıvıların havaya göre enerji veriminin sonuçları daha iyi olduğu gözlemlenmiştir. Buna ek olarak atmosfer basıncıda ki havanın 100 bar basıncına çıkarılması termodinamik davranışında iyileşme sağlamıştır.

Kepekçi (2014), bu çalışmada teorik olarak ele alınan parabolik yoğunlaştırıcılardan elektrik elde edilmesini incelemiştir. Bursa ilinin koşularında 2009-2013 yılları için ortalama verilere dayanarak hesaplamalar yapılmıştır. Mayıs, haziran ve temmuz aylarında en yüksek enerji elde edilmiş olup sebebinin ise bu aylarda güneş ışınlarının geliş açılarının dünyaya daha dik gelmesi olarak görülmüştür.

Şimşek (2012), bu çalışmada parabolik oluk tipi güneş kollektörü tasarlamıştır. Elektronik güneş takip sistemli bu tasarımda 430 Paslanmaz Çelik Sac, Eloksallı- Parlak Alüminyum Sac yansıtıcı kullanılmıştır. İş akışkanı olarak üç farklı tip akışkan kullanılmıştır. Akışkan sıcaklığının 30 ℃'den 50 ℃'ye çıkma süreleri bulunmuştur. Bulunan değerler karşılaştırılmıştır.

Tunç (2011), bu çalışmada birleşik parabolik toplaçları geometrik olarak ele almıştır. Kenar ışın prensibi, kabul fonksiyonu, yarım kabul açısı ve etendue terimleri tanıtılıp ayrı ayrı hesaplanmıştır. Kesime uğrayan yansıtıcı yüzeylerde yoğunlaştırma oranının değişmediği gözlemlenmiştir. Ayrıca alıcı tepe açsının yarım kabul açısından büyük olduğunda yansıtıcı yüzeyinin üretim maliyetinin daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

Akkoç (2012), bu çalışmada araştırılan birleşik parabolik yoğunlaştırıcı kollektörlerin matematiksel modeli, performans analizi ve simülasyonunu ele almıştır. Ayrıca lazer testi yapılarak güneş ışığının yansıma oranları tahmin edilmiştir. Kollektörde yutucu borunun önemli bir parametre olduğu görülmüştür. Çalışmada aynı dış ortam sıcaklığına göre akışkanın giriş sıcaklığının düşük olması sistemin verimini arttırdığı gözlemlenmiştir.

Arslanoğlu ve Yiğit (2021), bu çalışmada teorik olarak ele alınan parabolik güneş kollektörünü termodinamiğin birinci kanununa göre incelemişlerdir. Sürekli rejim halinde enerji dengesi yazılarak denklemler elde edilmiştir. Isıl verimi etkileyen parametrelerden; ışınım değeri, çevre sıcaklığı, rüzgar hızı, akışkan debisi ve akışkan giriş sıcaklığı incelenmiştir. Sonuç olarak düşük giriş sıcaklığı, yüksek akışkan debisi, düşük rüzgar hızı ve yüksek ışınım değeri daha yüksek ısıl performans elde edilmesini sağlamıştır.

Üçgül ve arkadaşları (2006), bu çalışmada parabolik oluk tipi güneş kollektörünün yansıtıcı geometrisi ve yansıtıcı yüzeye gelen güneş ışının özelliklerini incelemişlerdir. Çalışmada analizlerin yapılabilmesini kolaylaştıran formüller verilmiştir. Kollektör için Isparta ilinin yaz aylarına ait ışınım şiddetleri kullanılarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

Ercoşkun (2013), yapılan çalışmada 90 cm ağız açıklığı 83° kenar açısına sahip çift parabolik oluklu güneş kollektörünü tasarlamıştır. İki eksenli güneş takip sistemli bu tasarım Tarsus ilçesi koşullarına göre çevre sıcaklığı, ışınım şiddeti, nem ve rüzgar değişkenlerine göre kollektörden çıkan akışkan sıcaklığı ve enerji verimi incelenmiştir. Sonuç olarak faydalı enerjinin en yüksek veya en düşük olduğu değerlere güneş şiddetinin yüksek veya düşük olduğu anlar ile doğru orantılı olduğu gözlemlenmiştir.

Kartal (2007), bu çalışmada parabolik güneş kollektörleri için bir tek boyutlu enerji denklemlerini tanımlamış, güneş açılarına göre gelen ışınım şiddetini bularak kollektörün ısıl performansı incelemiştir.

Öztürk ve arkadaşları (2009), bu çalışmada parabolik güneş kollektörü için farklı cam örtü, emici boru ve emici boru yüzeyine kaplanan malzeme seçilerek enerji veriminde ki değişimi gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak sırayla düşük demirli borosilikat cam, krom nikel paslanmaz çelik ve krom kaplama kullanılarak performansının en iyi olduğu durum tespit edilmiştir.

Bellos ve Tzivanidis (2018), bu çalışmada parabolik güneş kolektörü için enerji dengesinin doğrusal olmayan denklemlerini uygun varsayımlar yaparak basitleştirmişlerdir. Denklemler Engineering Equation Solver (EES) programında yazılarak farklı çalışma koşullarında test edilmiştir. Sonuç olarak teorik sonuçların model deney sonuçları arasında % 0,2 oranında bir sapma tespit edilmiş ve böylece daha hızlı ve doğru sonuçlar elde edilebildiği görülmüştür.

Yapıcı (2019), bu çalışmada parabolik güneş kollektörlü hibrit buhar santralinin performans analizini incelemiştir. Tasarımı yapılan bu santralde güç artışı, verim iyileştirme, yakıt tasarrufu ve çevresel etkilerini araştırmıştır. Ayrıca kollektörün çalışma

akışkanı, cam örtü ve emici boru sıcaklıklarını tespit edip kıyaslamıştır. Sonuç olarak bu hibrit sistemin buhar santralinden daha yüksek verimlere ulaştığı görülmüştür.

Acır ve arkadaşları (2017), bu çalışmada gri ilişkisel analiz kullanılarak yeni bir tasarım olan güneş enerjili hava ısıtıcısı için enerji ve ekserji verimlerini etkileyen en iyi parametreleri ortaya çıkarmayı amaçlamışlardır. Burada farklı engel mesafeleri (L), engel kurtulma açıları (a) ve Reynolds (Re) sayısının sistemdeki enerji ve ekserji verimlerine olan etkisi incelenmiştir. L9 ortagonal dizisi ile tasarlanan gri ilişkisel analiz metodu kullanılarak en düşük L ve en yüksek Re sayısı amaçlanmış olup en iyi tasarım parametreleri belirlenmiştir. Ayrıca ANOVA ve Regresyon analizleri metoduyla verimlilikleri tahmin edilmeye çalışılmıştır. Sonuç olarak deney sonuçları ile analizlerin sonucunun uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Sarpkaya (2014), bu çalışmada tekstil mühendisliğinde haşıl işleminin Taguchi ve Gri İlişkililer Analiz metodu ile optimizasyonunu yapmıştır. Optimizasyon için üç farklı iplik çeşidi, altı farklı iplik sevk hızı ve üç farklı viskozite değerleri seçerek mukavemet ve randıman çıktılarını incelemiştir. Sonuç olarak mukavemet ve randımanın en iyi olduğu durumların doğrulama deneyleriyle uyumlu olduğu görülmüştür.

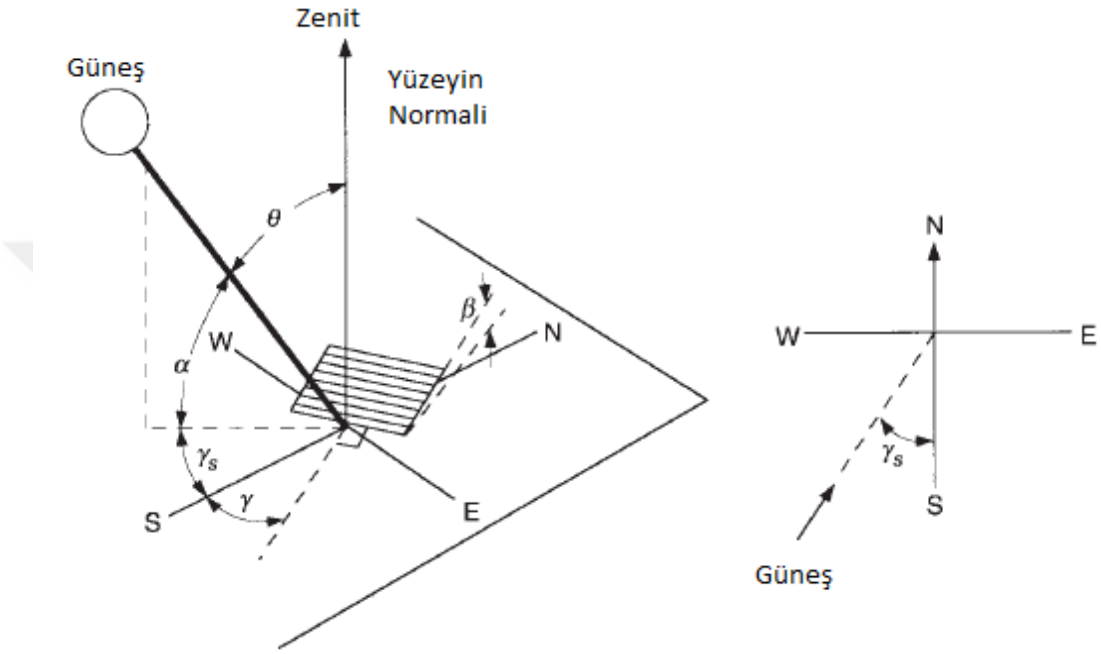
Arslanoğlu ve Yiğit (2016), bu çalışmada aydınlatma lambalarının radyasyon ısı akısının insan termal konforuna etkisini Taguchi metodu kullanarak incelemişlerdir. Yaz ve sonbahar mevsimlerinde klimalı bir laboratuvar odasında deneyler yapılmıştır. Çalışmada lamba, tişört rengi ve duruş pozisyonu parametrelerinden her biri için ikişer farklı parametre belirlenmiştir. Analiz için L8 ortagonal deney planı seçilmiştir. Sonuç olarak yaz mevsiminde, şeffaf halojen lamba, beyaz tişört rengi ve duruş pozisyonu için ayaktaki pozisyon en iyi parametre olarak bulunmuştur. Sonbahar mevsiminde ise şeffaf halojen lamba, beyaz tişört rengi ve duruş pozisyonu olarak ise oturmak bulunmuştur.

Bu çalışmada 5 m genişlikte 7,8 m uzunlukta bir parabolik güneş kollektörü incelenmiştir. Belirli bir giriş akışkan sıcaklığı ve hacimsel debi kullanılarak enerji ve ekserji çıktılarını teorik olarak incelemek ve Taguchi tabanlı Gri ilişkisel analiz metoduyla optimizasyonu yapılarak en uygun parametrelerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Literatürde bu

parametreler incelenmiş ancak enerji ve ekserji çıktılarının biri artarken diğerinin azalması sebebiyle çok kriterli karar verme yöntemi ile incelenmediği görülmüştür.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Güneş Açıları



Şekil 3.1. Güneş açıları (Yiğit & Atmaca, 2018)

Enlem Açısı (∅), yeryüzündeki herhangi bir nokta ile dünyanın merkezinden geçen doğrunun ekvatorla yaptığı açıdır. Kuzey yönü pozitif olmalı. -90° ile 90° arasında değer alır (Yiğit & Atmaca, 2018).

Deklinasyon Açısı (δ), güneş ışınlarının ekvator çizgisiyle yaptığı açıdır. Daha önce bahsettiğimiz dünyanın yörünge ekseni arasındaki 23,5°'lik açıdan kaynaklanır. -23,45° ile 23,45° arasında değer alır. Bu açı Cooper denklemi ile hesaplanabilir (Yiğit ve Atmaca, 2018).

$$\delta = 23{,}45\sin\left(360\frac{284+n}{365}\right) \tag{3.1}$$

Burada n değeri ocaktan itibaren gün sayısıdır.

Çizelge 3.1. Her ayı temsil eden ortalama gün ve çeşitli aylar için "n" değeri (Yiğit ve Atmaca, 2018)

Ay	Belirli bir gün İçin n değeri	Ayı temsil eden gün	Ortalama gün için n değeri	Deklinasyon δ
Ocak	i	17	17	-20,9
Şubat	31+i	16	47	-13,0
Mart	59+i	16	75	-2,4
Nisan	90+i	15	105	9,4
Mayıs	120+i	15	135	18,8
Haziran	151+i	11	162	23,1
Temmuz	181+i	17	198	21,2
Ağustos	212+i	16	228	13,5
Eylül	243+i	15	258	2,2
Ekim	273+i	15	288	-9,6
Kasım	304+i	14	318	-18,9
Aralık	334+i	10	344	-23

Eğim Açısı (β), incelen yüzeyin yatay düzlem ile yaptığı açıdır. 0° ile 180° arasında değer alır (Yiğit ve Atmaca, 2018).

Yüzey Azimut Açısı (γ), yüzeyin normalinin yatay düzlemde ki izdüşümünün güney doğrultusuyla yaptığı açıdır. Tam güneyde sıfır, doğuya doğru negatif ve batıya doğru pozitif değer alır. -180° ile 180° arasında değer alır (Yiğit ve Atmaca, 2018).

Güneş Yükseklik Açısı (α), güneşin ufuk çizgisiyle yaptığı açıdır ve ufuk çizgisiyle arasındaki yüksekliği tanımlar. Güneş ufukta yani, doğarken ve batarken açsı sıfır ve tam tepede iken 90° olur (Yiğit ve Atmaca, 2018).

Saat Açısı (ω), dünyanın kendi ekseni etrafında bir saatte 15° dönmesiyle yerel meridyenin doğusu veya batısı yönünde güneşin açısal yer değişimi olarak tanımlanır.

$$\omega = 15(GS - 12) \tag{3.2}$$

Burada (GS) güneş saatidir (Yiğit & Atmaca, 2018).

Zenit Açısı ($\boldsymbol{\theta_z}$), yatay yüzey için yani (β=0) için güneş geliş açısıdır (Yiğit ve Atmaca, 2018).

$$cos\theta_z = cos\delta \times \cos\varphi \times cos\omega + sin\delta \times \sin\varphi \tag{3.3}$$

Güneş Geliş Açısı ($\boldsymbol{\theta}$), yüzeye gelen direkt güneş ışınımı ile yüzeyin normali arasındaki açıdır. Aşağıdaki denklemden hesaplanabilir (Yiğit ve Atmaca, 2018).

$$\begin{aligned} cos\theta = {} & sin\delta \times sin\varphi \times cos\beta - sin\delta \times cos\varphi \times sin\beta \times cos\gamma + cos\delta \times cos\varphi \\ & \times cos\beta \times cos\omega + cos\delta \times sin\varphi \times sin\beta \times cos\gamma \times cos\omega \\ & + cos\delta \times sin\beta \times sin\gamma \times sin\omega \end{aligned} \tag{3.4}$$

Uygulamalarda belirli açıları dikkate alarak düzenlemeler yapılabilir. Güneye veya kuzeye dönük sabitlenmiş bir yüzey için yani yüzey azimut açısının 0° ve 180° olması durumu için eşitlik;

$$\begin{aligned} cos\theta = {} & sin\delta \times sin\varphi \times cos\beta - sin\delta \times cos\varphi \times sin\beta \times cos\gamma \\ & + cos\delta \times cos\varphi \times cos\beta \times cos\omega + cos\delta \times sin\varphi \\ & \times sin\beta \times cos\gamma \times cos\omega \end{aligned} \tag{3.5}$$

şekline dönüşür (Yiğit ve Atmaca, 2018).

Dikey yüzey (β=90) için eşitlik;

$$\begin{aligned} cos\theta = {} & -sin\delta \times cos\varphi \times sin\beta \times cos\gamma + cos\delta \times sin\varphi \times cos\gamma \\ & \times cos\omega + cos\delta \times sin\gamma \times sin\omega \end{aligned} \tag{3.6}$$

şekline dönüşür (Yiğit & Atmaca, 2018).

Güneye bakan ($\gamma = 0$) eğik yüzey için eşitlik;

$$cos\theta = cos\delta \times \cos(\varphi - \beta) \times cos\omega + sin\delta \times \sin(\varphi - \beta) \tag{3.7}$$

şekline dönüşür (Yiğit ve Atmaca, 2018).

Güneye bakan dik yüzey ($\gamma = 0, \beta = 90$) için eşitlik;

$$cos\theta = cos\delta \times \sin\varphi \times cos\omega + sin\delta \times \cos\varphi \quad (3.8)$$

şekline dönüşür (Yiğit ve Atmaca, 2018).

Güneş Batış Açısı (ω_s), güneşin batışı için zenit açısı (θ_z=90) yataya paralel iken Denklem (3.3) kullanılarak;

$$cos\omega_s = -tan\varphi \times tan\delta \quad (3.9)$$

şeklinde hesaplanabilir.
Gün uzunluğu ise;

$$N = \frac{2}{15}\omega_s \quad (3.10)$$

şeklinde hesaplanabilir (Yiğit ve Atmaca, 2018).

3.2. Güneş Enerjisi Toplayıcıları

Güneş toplayıcıları, güneş ışınlarının absorbe edilip ısı enerjisine dönüştürüldüğü sistemlerdir. Güneş enerjisi toplayıcı sistemlerin günümüzde birçok farklı çeşidi bulunmaktadır.

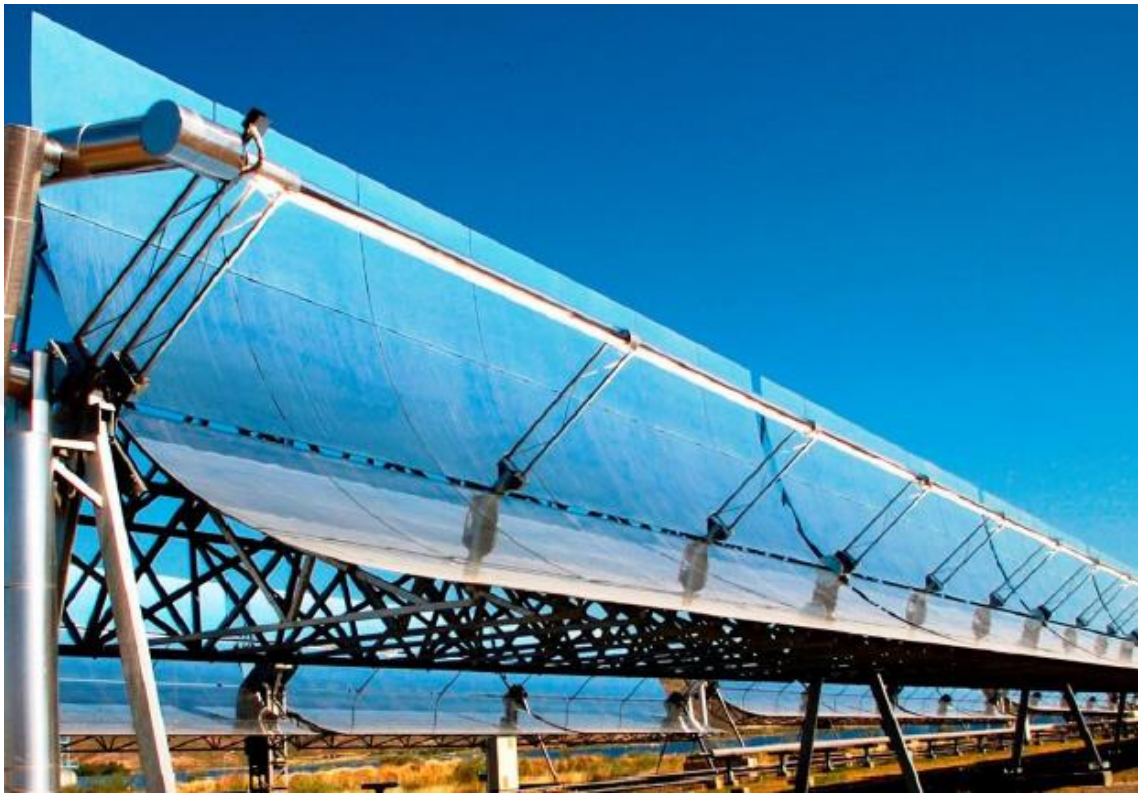
- Düzlemsel güneş toplayıcıları
- Vakumlu güneş toplayıcıları
- Merkezi alıcı güç santralleri
- Parabolik oluk toplayıcıları
- Parabolik çanak toplayıcıları

Parabolik Oluk Toplayıcılar

Doğrusal bir yoğunlaştırma sistemidir. Odağında alıcı boru bulunan bu sistemde parabolik yansıtıcılar yardımıyla güneş enerjisini çalışma akışkanına aktarma prensibiyle çalışmaktadır.

Cam örtü, emici boru, yansıtıcı yüzey, emici boru kaplayıcı gibi elemanlardan oluşmaktadır. Burada elde edilen ısı enerjisi elektrik üretimi için kullanılır. Yoğunlaştırma yapıldığı için 350°C ile 400°C sıcaklığına ulaşılabilmektedir.

Bu sistemlerin en büyük ve en tanınmışı 350 MW gücündeki Kramer & Junction eski Luz International santralleridir (Yiğit ve Atmaca, 2018).



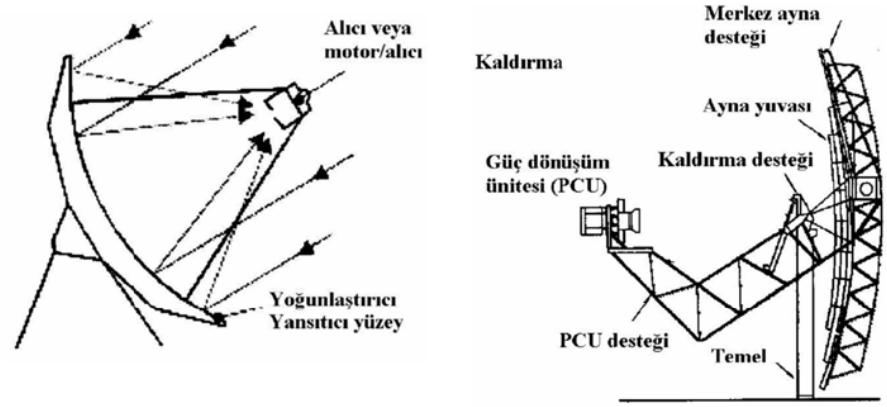
Şekil 3.2. Parabolik güneş toplayıcıları (Arslan, 2018)

Parabolik Çanak Toplayıcıları

Güneş ışınlarını noktasal bir şekilde odaklayarak yoğunlaştıran bu sistemler parabolik oluk toplayıcılar gibi yansıtıcı aynalar kullanılarak çalışan sistemlerdir. Enerjinin tek bir noktada kullanıldığı Stirling motorunda ısı, mekanik enerjiye daha sonra elektrik enerjisine dönüştürülür. Elektrik üretiminin yanında sıcak hava ve buhar üretimi için de kullanılır.

Endüstride buhar üretimi, yer altı enjeksiyonu ve petrol çıkarılması gibi işlemlerde kullanılır. Çok fazla yer kaplamayan bu sistemler ihtiyaç duyulan yerlerin yakınında istenilen kapasitede tasarlanabilir.

Günümüzde halen parabolik oluk ve parabolik çanak sistemlerin maliyetini düşürmek ve verimini arttırmak için araştırmalar sürdürülmektedir (Yiğit ve Atmaca, 2018).



Şekil 3.3. Parabolik çanak ve motor sistemi (D. E. K. T. M. Komitesi, 2009)

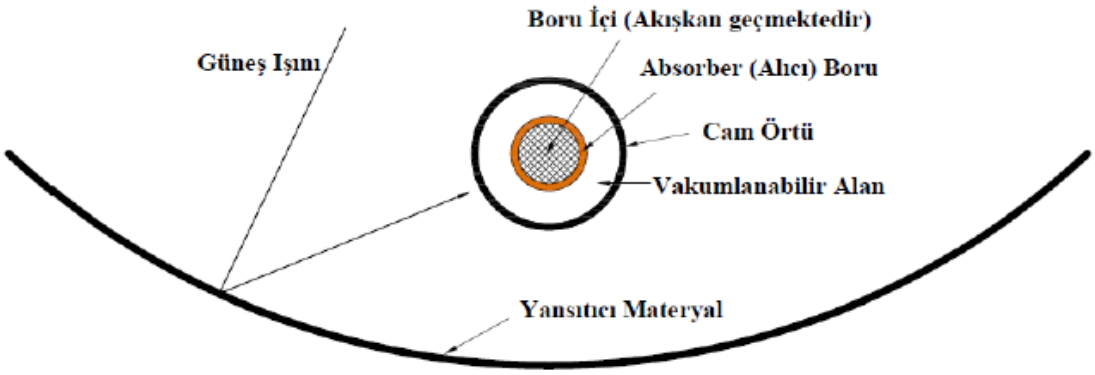
Çizelge 3.2. Farklı sistemlerin çeşitli yönleri ile karşılaştırılması (Yiğit ve Atmaca, 2018)

Teknoloji Türü	**Sistem Verimi (%)**		**Maks. Çıkış Sıcaklığı (°C)**	**İlk Yatırım Maliyeti ($/kW)**	**Enerji Maliyeti**	
	Elektrik	**Isı**			**Elektrik ($/kWh)**	**Isı ($/kWh)**
Düzlemsel Kollektör	-	50-70	80	250-1000	-	0,0013-0,004
Parabolik Oluk	14	46	380	2800	0,15	0,0053
Parabolik Çanak	24	79	700	5000	0,28	-
Merkezi Alıcı	15	46	600-700	3000	0,16	0,004
Tek Kristal Silisyum	12	-	-	6000	0,29	-
Çok Kristal Silisyum	10	-	-	6000	0,29	-

3.3. Parabolik Güneş Kollektörünün Bileşenleri ve Tasarımı

Parabolik güneş kollektörü iki ana kısımdan oluşmaktadır. Yansıtıcı yüzeyin bağlı olduğu destek bölümü ve çalışma akışkanının geçtiği emici boruyu da kapsayan cam örtüdür.

3.3.1. Kollektör Bileşenleri



Şekil 3.4. Parabolik güneş kollektörünün şematik gösterimi (Arslan, 2018)

3.3.1.1. Kollektör Yansıtıcısı

Şekil 3.4'te görüleceği üzere parabolik yansıtıcılar yoğunlaştırma görevi alarak güneş ışınını emici boruya aktaran sistemdir. Yansıtıcı yüzeyin optik verime etkisi yüksektir. Bu sistemde güneşten gelen ışınların en az kayıpla yansıtılması için yansıtıcılık katsayısının yüksek, ışınları tutma oranının düşük olmalıdır.

Çizelge 3.3. Bazı yansıtıcı malzemeler ve yansıtma oranları (Şanlı, 2010)

Yansıtıcı yüzey malzemesi	Yansıtma oranı
Gümüş	0,94 ± 0,02
Altın	0,76 ± 0,05
Alüminyum kaplı akrilik	0,86
Alüminyum	0,82 ± 0,05
Bakır	0,75
Arkası gümüş kaplı su beyazı ayna	0,88-0,95

Parabolik güneş kollektörleri için en yaygın aynalar kullanılmaktadır. Gümüşün yansıtma oranı yüksek ancak pahalıdır. Altın hem pahalı hem istenilen yansıtıcılık düzeyinde değildir. Alüminyum yansıtıcı ucuz olmasının yanında ortalama bir yansıtma oranına sahipken toz, dolu ve taş gibi dış tesirlere karşı duyarlıdır.

Aynalar ise üretildiği teknolojiye bağlı olarak yansıtıcılık değeri değişebilir. Kırılganlığı, şekil verme olanağı ve ağırlıkları açısından dezavantaja sahiptirler.

3.3.1.2. Cam Örtü

Parabolik güneş kollektörlerinde güneş ışınlarının emici boruya aktarılması beklenmektedir. Aktarılan bu enerji emici borunun ısınmasını ve sıcaklığının yükselmesini sağlar. Artan bu sıcaklık sebebiyle dış ortam arasında ki sıcaklık farkından oluşan bir ısı transferi gerçekleşir. Emici borudan dış ortama aktarılan enerji ne kadar çok olursa akışkana aktarılan ısı o kadar az olur. Bu ısı transferinin engellenmesi için emici borunun dış ortam ile bağlantısının kesilmesi gerekir. Ancak bu bağlantıyı keserken güneş ışınlarının emici boruya ulaşmasının engellenmemesi gerekir. Bunun için güneş ışınını geçiren cam örtüyle çevrelenmesi gerekmektedir. Böylece akışkana aktarılacak ısının büyük bir bölümü korunmuş olur.

Cam örtüye ulaşan güneş ışınlarının dalga boyu kısadır. Emici borudan ışınlar ise uzun dalga boylarına sahiptir. Bunun için cam örtünün kısa dalga boylu ışınları geçirgen olmalı, uzun dalga boylarını ise engellemelidir.

Cam örtünün yansıtıcı yüzey üzerinde gölgeleme etkisi yapmaması için çapının küçük olması gerekir. Ancak cam örtünün çapı ne kadar büyük olursa emici borudan olan ısı kaybı da o kadar az olur. Bu her iki durum göz önüne alarak çapının belirlenmesi gerekmektedir.

Cam örtü dış ortamla direkt bir bağlantısı olacağından dış çevrenin olumsuz etkilerine karşı dayanıklı olması gerekmektedir. Ayrıca yüksek sıcaklık ve mor ötesi ışınlarından etkilenmemesi gerekir.

Çizelge 3.4. Bazı cam malzeme yüzeylerin 0,3-3µm dalga boyu aralığındaki geçirgenlik, yutma ve yansıtma oranları (Şanlı, 2010)

Cam malzemesi	Geçirgenlik (τ)	Yutma oranı (α)	Yansıtma oranı (ρ)
Pyreks	0,90	0,02	0,08
Klasik pencere camı	0,87	0,04	0,09
Düz plaka	0,77	0,16	0,07
Isı soğurucu tabaka	0,41	0,53	0,06
Çift pencere camı	0,76	0,04±0,04	0,16-0,24
Çift düzgün plaka	0,6	0,07±0,10	0,32-0,34
Gümüşlenmiş su beyazı cam	-	-	0,88
Düşük demirli borosilikat cam	0,92	0,02	0,06

3.3.1.3. Emici Boru ve Kaplama

Emici boru çapı ve malzemesi kollektör verimi için önemli bir etkendir.

Emici boru çapı büyük seçilirse güneş ışınlarının boruya ulaşma oranı artar. Aynı zamanda boru çapı arttığından yüzey alanı artar. Hem borudan dışarıya olan ısı kaybı artar hem de gölgeleme olduğu için güneş ışınlarının yansıtıcıya ulaşmasını engeller.

Emici boru çapı küçük seçilirse güneş ışınlarının odaklanmadan dolayı boruya ulaşma oranı azalır. Aynı zamanda Boru çapı azaldığı için yüzey alanı azalır. Hem borudan dış ortama olan ısı kaybı azalır hem de gölgeleme yapmaz. Kısacası optik verim ve ısıl verim ters orantılıdır. Bunu göz önüne alarak tasarım yapılmalıdır.

Emici boru malzemesi için güneş ışınlarını yansıtma ve yutma oranları dikkate alınarak seçilmelidir. Ayrıca ısı iletim kabiliyetinin de yüksek olması gerekmektedir.

Çizelge 3.5. Bazı yüzeylerin güneş ışınlarını emme ve yayma özellikleri (Şanlı, 2010)

Yansıtıcı yüzeyler	**Güneş ışınlarını emme oranı (α)**	**Güneş ışınlarını yayma oranı (ε)**
Beyaz boya (Al üzerine)	0,20	0,91
Su	0,94	0,95-0,96
Siyah boya (cilalı)	0,90	0,90
Siyah boya (mat)	0,94-0,98	0,88
Galvanizli çelik (temiz)	0,65	0,13
Alüminyum	0,15	0,05
Krom	0,49	0,08
Parlatılmış çinko	0,46	0,02

Emici borudan dış çevreye yansıtılan ışınlar uzun dalga boyuna sahip güneş ışınlarıdır. Emici boruya yansıtılan güneş ışınları ise kısa dalga boyuna sahiptir. Bu yüzden kısa dalga boyuna sahip ışınları yutma oranı yüksek, uzun dalga boyuna sahip ışınları yansıtma oranı düşük olmalıdır.

Emici boru malzemesi için çoğunlukla alüminyum, bakır ve paslanmaz çelik seçilmektedir. Alüminyumun herhangi bir metalle birleştirilmesi zor olduğundan ve bakırın ise diğerlerine göre daha çabuk korozyona uğradığını göz önüne alırsak kullanımı daha azdır.

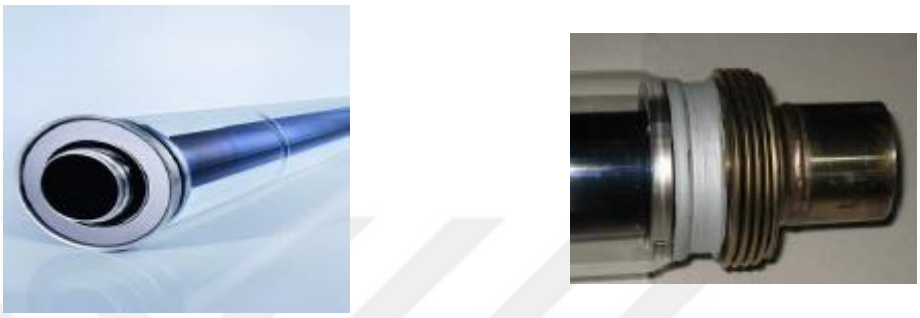
Emici borunun güneş ışınlarını tutma oranını iyileştirmek için üzerine seçici malzeme ile kaplanır. Seçici malzemenin emiciliği yüksek yansıtıcılığı düşük olmalıdır. Endüstride bu kaplama işlemi çeşitli yollarla yapılabilmektedir. Püskürtme, elektroliz ve kimyasal banyo vb. bu gibi yollarla kaplama yapılabilir.

Çizelge 3.6. Bazı seçici yüzeyle kaplanmış boruların optik özellikleri (Şanlı, 2010)

Seçici yüzey kaplama	**Emici boru**	**Güneş ışınlarını emme oranı (α)**	**Güneş ışınlarını yayma oranı (ε)**
Krom	Çelik	0,95	0,16
Krom	Çinko	0,91	0,08
Krom	Bakır	0,92	0,08
Siyah krom	Bakır çelik	0,95-0,97 0,91-0,97	0,08-0,14 0,07-0,16
Nikel üzerine siyah krom	Bakır, çelik Alüminyum	0,90-0,95 0,95	0,09-0,15 0,5
Nikel	Galvanizli çelik	0,93	0,08
Nikel	Çinko kaplı alüminyum	0,94	0,10
Siyah nikel	Çelik	0,89-0,96	0,07-0,17
Nikel üzerine siyah nikel	Çelik Bakır	0,87-0,96	0,07-0,10
Alüminyum oksit	-	0,85-0,95	0,11-0,34
Demir oksit	Çelik	0,83	0,06
Bakır oksit	Alüminyum	0,93	0,11
Kurşun sülfür	Alüminyum	0,89	0,20
Çinko oksit	Çinko	0,95	0,08
Kobalt oksit	Nikel	0,87	0,07
Kobalt	Alüminyum	0,92	0,13
Kobalt	Galvanizli çelik	0,91	0,12
Siyah bakır	Bakır	0,85-0,95	0,10-0,15

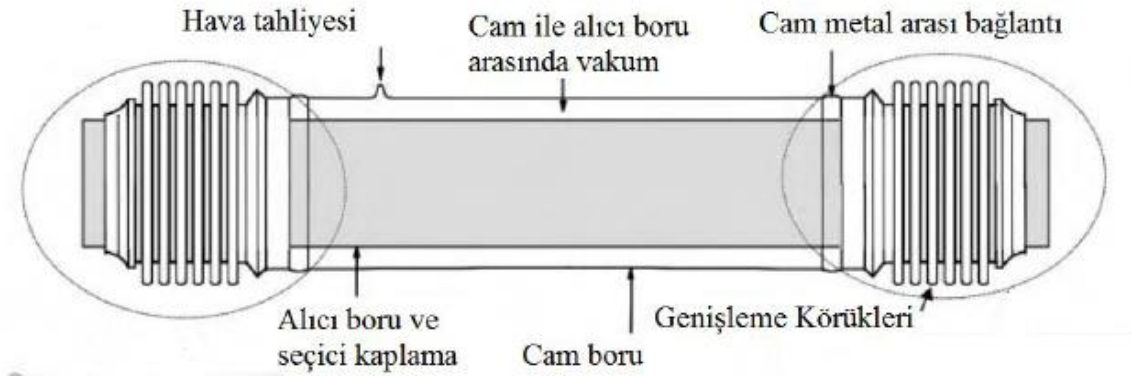
Emici Boru ve Cam Örtünün Birleştirilmesi

Emici boru ve cam örtü birleşiminin en büyük problemi farklı sıcaklıklar için farklı genleşme özellikleri göstermeleridir.
Farklı sıcaklıkta ki genleşme katsayılarından dolayı birleşim için körüklü cam-metal birleşimi kullanılmaktadır.



Şekil 3.5. Körükle birleştirilmiş emici boru-cam örtü (Şanlı, 2010)

Bu sistem emci borunun cam örtüye göre daha fazla genleşmesi sonucu kırılma veya çatlamasını önler ve sistemin düzenli bir şekilde çalışmasını sağlar.
Önemli bir nokta da emici boru ile cam örtü arasının vakumlanmasıdır. Eğer vakumlanma yapılmaz ise emici borudan dış ortama olan ısı kaybı artar. Vakum ortamı, ısı kayıpların en az olması için Knudsen gaz iletim aralığında olmalıdır.



Şekil 3.6. Körüklü sistemin şematik gösterimi (Arslan, 2018)

3.3.1.4. Çalışma Akışkanları

Parabolik güneş kollektörlerinde farklı sıcaklık koşulları için farklı türlerde akışkan kullanılabilmektedir. Buda büyük bir avantajdır.

Su kaynama noktası 100°C olduğundan düşük sıcaklıklarda çalışabilmektedir. Isıl yağlar 400°C, nitrat tuzları (erimiş tuzlar) 600°C sıcaklıklarında kullanılabilmektedir. Sodyum kurşun-bizmut gibi sıvı metaller ise 900°C sıcaklıklarında çalışabilir ancak tehlikelidir. Yüksek güvenlikli bir sistemin tasarlanması gerekmektedir. 1000°C sıcaklık civarında çalışabilen helyum, hava ve karbondioksit gibi yoğunluğu düşük akışkanlar basınç düşümünün çok olması sebebiyle dezavantaja sahiptir (Arslan, 2018).

Bu çalışmada Therminol Vp-1 ve Syltherm 800 akışkanları seçilerek analizleri yapılmıştır.

3.4. Parabolik Güneş Kollektörünün Enerji Analizi

3.4.1. Optik Kayıplar

Kollektör yansıtıcının yansıtma oranı (ρ_{yan}): Yansıtıcıdan yansıtılan güneş ışınlarının tamamı kollektörde bulunan emici boruya ulaşamaz. Bu çalışmada yansıtıcı oranı 0,83 alınmıştır (Bellos & Tzivanidis, 2018).

Cam örtünün geçirgenlik oranı (τ_{cam}): Parabolik güneş kollektörleri için emici borudan ısı kaybının en az olması beklenmektedir. Bu sebeple cam örtünün varlığı önemlidir. Bu cam örtü güneş ışınlarının büyük bir bölümünü emici boruya ulaştırsa da ışınların az bir miktarını engelleyebilir. Bu çalışmada cam örtünün geçirgenlik katsayısı 0,95 alınmıştır (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

Emici borunun güneş ışınlarını hapsetme oranı (α_{eb}): Cam örtüden geçen güneş ışınlarının emci boru tarafından emilme oranıdır. Bu çalışmada bu katsayı 0,96 alınarak hesaplama yapılmıştır (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

Kesişme faktörü (γ_{kol}): Yansıtıcıdan ve montaj sırasında oluşan mikroskobik hatalardan dolayı güneş ışınlarının emici boruya ulaşamaz. Bu katsayıyı etkileyen faktörler aşağıdaki gibidir.

- Isı toplama elemanlarının gölgelemesi
- İzleme hataları
- Yansıtıcın geometrik doğruluğu
- Yansıtıcının temizlik faktörü
- Isı toplama elemanlarının kirliliği
- Diğer faktörler

Bu çalışmada kesişme faktörü 1 alınacaktır (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

Geliş açısı niteleyicisi (K(θ)): Parabolik güneş kolektör üzerine güneş ışınları her zaman dik açıyla gelmez. Böylece bu kayıpların tahmin edilmesi oldukça zorlaşır. Bu katsayıyı hesaplamak için geliştirilen bir denklem (Behar, Khellaf ve Mohammedi, 2015)

$$K(\theta) = \frac{1}{cos\theta}(cos\theta + 0{,}000884\theta - 0{,}00005369\theta^2) \quad (3.11)$$

Bu çalışmada θ=0° alınarak, $K(\theta)$=1 bulunur (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

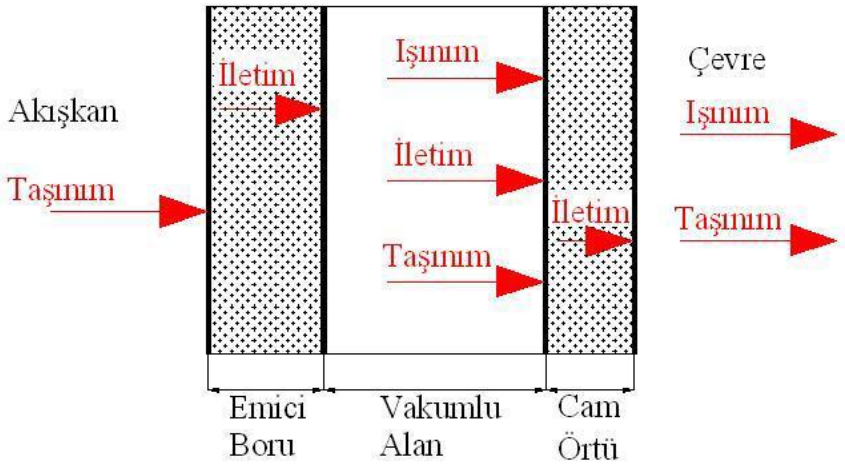
Optik verim;

$$\eta_{optik} = \rho_{yan}.\tau_{cam}.\alpha_{eb}.\gamma_{kol}.\mathrm{K}(\theta) \quad (3.12)$$

Bu çalışmada optik verim 0,75 alınarak hesaplama yapılmıştır (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

3.4.2. Isı Geçişleri

Parabolik güneş kollektörleri için emici borudan akan akışkan ile dış ortam arasında ki enerji dengesi yazılarak performans analizi yapılır. Burada denklemler yazılırken kollektör emici boru çevresindeki sıcaklıklar, çalışma akışkanı ve termodinamik özelliklerin düzenli olduğu kabulü yapılır. Ancak bu kabul tam doğru değildir. Çünkü emici borunun alt kısmı ile üst kısmına yansıyan güneş ışınımı miktarı farklıdır.



Şekil 3.7. Akışkandan çevreye olan ısı transferi şeması (Öztürk, Şanlı, ve Yılancı, 2009)

3.4.2.1. Cam Örtü Dış Yüzeyi ve Dış Ortam Arasındaki Isı Transferi

Parabolik güneş kollektöründe, ısınan cam örtüden dış ortama taşınım ve ışınım ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Taşınım ile ısı transferini etkileyen durum ise rüzgarlı olup olmamasıdır. Rüzgar hızı artan bir çevre ortam için taşınım katsayısı ve cam örtüden oluşan ısı kaybı artar. Ayrıca cam örtü ile gökyüzü sıcaklığı arasındaki farktan dolayı oluşan ışınım ile ısı transferi de dikkate alınması gerekir. Newton 'nun soğuma kanunundan yola çıkılarak Denklem 3.14 elde edilir (Forristall, 2003).

$$Q_k = \pi . D_{cöd} . L . h_{dış} (T_{cöd} - T_h) + \varepsilon_{cö} . \pi . D_{cöd} . L . \sigma . \left({T_{cöd}}^4 - {T_{gök}}^4 \right) \qquad (3.14)$$

$$h_{dış} = \frac{k_{hava} \times Nu_{hava}}{D_{cöd}} \qquad (3.15)$$

Rüzgarlı durum için 0,7 < Pr_{hava}< 500 ve 1 <$Re_{cöd}$< 10^6 şartları sağlanırsa (Bellos ve Tzivanidis, 2018);

$$Nu = C Re_{cöd}^{m} Pr_{hava}^{n} \left(\frac{Pr_{hava}}{Pr_{cöd}} \right)^{\frac{1}{4}} \qquad (3.16)$$

Çizelge 3.7. Reynolds ve Prandl sayılarına göre C, m ve n değerleri (Forristall, 2003)

$Re_{cöd}$	C	m
1-40	0,75	0,4
40-1000	0,51	0,5
10^3-2x10^5	0,26	0,6
2x10^5-10^6	0,076	0,7

$$\begin{cases} n = 0{,}37, & Pr_{hava} \leq 10 \\ n = 0{,}36, & Pr_{hava} > 10 \end{cases}$$

$$Re = \frac{\rho . v . D_{cöd}}{\mu} \tag{3.17}$$

$$T_{gök} = 0{,}0553 . {T_h}^{1{,}5} \tag{3.18}$$

Burada termodinamik özellikleri için havanın sıcaklığı dikkate alınabilir. Ayrıca $h_{dış}$ rüzgar hızına ve cam örtü dış çapına bağlı olarak Denklem 3.19' deki gibi hesaplanabilir (Bellos, Tzivanidis ve Antonopoulos, 2017).

$$h_{dış} = 4 . V^{0{,}58} . {D_{cöd}}^{-0{,}42} \tag{3.19}$$

3.4.2.2. Cam Örtü Dış Yüzeyi ve İç Yüzeyi Arasındaki İletim ile Isı Transferi

Cam örtü iç yüzeyinden dış yüzeyine olan ısı transferi iletim yolu ile gerçekleşmektedir. Denklem 3.20 ' da verilmiştir (Behar, Khellaf ve Mohammedi, 2015).

$$Q_k = \frac{2 . \pi . k_{CÖ} . L (T_{cöi} - T_{cöd})}{\ln\left(\frac{D_{cöd}}{D_{cöi}}\right)} \tag{3.20}$$

3.4.2.3. Cam Örtü İç Yüzeyi ve Emici Boru Dış Yüzeyi Arasındaki Işınım İle Isı Transferi

Cam örtü iç yüzeyi ile emici boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferi iki yolla olmaktadır. Denklem 3.21'in ilk terimi iletim ile ısı transfer miktarını, son terimi ise ışınım ile ısı transfer miktarını ifade etmektedir.

$$Q_k = \frac{2 . \pi . k_{eff} . L}{ln\left(\frac{D_{cöi}}{D_{ebd}}\right)} (T_{ebd} - T_{cöi}) + \frac{\pi . D_{ebd} . L . \sigma . \left({T_{ebd}}^4 - {T_{cöi}}^4\right)}{\frac{1}{\varepsilon_{eb}} + \frac{1 - \varepsilon_{cö}}{\varepsilon_{cö}} \left(\frac{D_{ebd}}{D_{cöi}}\right)} \tag{3.21}$$

Burada σ=5,67.10^8 W/m^2K^4 Stefan Boltzmann katsayısıdır (Bellos & Tzivanidis, 2018). $0{,}7 \leq Pr_{bi} \leq 6000$ ve $10^2 \leq F_{cly}Ra_{Dbd} \leq 10^7$ ise Denklem 3.20 geçerlidir. Efektif ısı taşıma katsayısı için Denklem 3.22 kullanılarak hesaplanır (Kalogirou, 2012).

$$\frac{k_{eff}}{k_g} = 0{,}386\left(\frac{Pr_{bi}}{0{,}861 + Pr_{bi}}\right)^{1/4}\left(F_{cly}Ra_{bd}\right)^{1/4} \tag{3.22}$$

Burada k_g iki tüp arasında kalan gazın ortalama sıcaklığına göre ısı iletkenlik katsayısıdır. Eş merkezli borular için şekil faktörü Denklem (3.23) ile elde edilir (Kıncay ve Onan, 2008).

$$F_{cly} = \frac{\left[ln\left(\frac{D_{cöi}}{D_{ebd}}\right)\right]^4}{[L_c]^3\left({D_{cöi}}^{-3/5} + {D_{ebd}}^{-3/5}\right)} \tag{3.23}$$

$$L_c = \frac{D_{cöi} - D_{ebd}}{2} \tag{3.24}$$

$$Ra = \frac{g.\beta.\Delta T.{L_c}^3}{\alpha.\gamma} \tag{3.25}$$

$$\beta = \left(\frac{T_{ebd} + T_{cöi}}{2}\right)^{-1} \tag{3.26}$$

Burada iki tüp arasında kalan gazın ortalama sıcaklığına göre termodinamik özellikleri kullanılır (Kalogirou, 2012).

Cam örtü ile emici boru arasının vakumlandığı durumda ise kayıp ısı sadece ışınımla ısı transferi hesaplanarak bulunabilir (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

3.4.2.4. Emici Boru Dış Yüzeyi ve İç Yüzeyi Arasındaki İletimle Isı Transferi

Emici boru iç yüzeyinden dış yüzeyine olan iletimle olan ısı transferi, Fourier ısı iletim yasası kullanılarak denklem (Behar, Khellaf ve Mohammedi, 2015);

$$Q_k = \frac{2.\pi.k_{eb}.L(T_{ebi} - T_{ebd})}{\ln\left(\frac{D_{ebd}}{D_{ebi}}\right)} \quad (3.27)$$

şeklinde yazılır. Burada k_{eb} emici borunun ısı iletim katsayısıdır.

3.4.2.5. Emici Boru ve Akışkan Arasındaki Taşınım ile Isı Transferi

Newton'un soğuma yasasını kullanarak emici boru iç yüzeyi ile akışkan arasındaki ısı transfer denklemi (Bellos ve Tzivanidis, 2018);

$$Q_{yararlı} = \pi.D_{ebi}.h_{ak}.L(T_{ebi} - T_{ak}) \quad (3.28)$$

$$T_{ak} = \frac{T_{giriş} - T_{çıkış}}{2} \quad (3.29)$$

$$h_{ak} = \frac{Nu_{ak}k_{ak}}{D_{ebi}} \quad (3.30)$$

Re>2300 ise akış türbülanslı olur;

$$Nu_{ak} = 0{,}023.Re^{0{,}8}.Pr^{0{,}4} \quad (3.31)$$

Re<2300 ise akış laminer olur ve Nu değeri;

$$Nu_{ak} = 3{,}66 + \frac{0{,}0668(D_{ebi}/L)RePr_{ak}}{1 + 0{,}04((D_{ebi}/L)RePr_{ak})^{2/3}} \quad (3.32)$$

$$Re_{ak} = \frac{4.\dot{m}}{\mu.D_{ebi}.\pi} \quad (3.33)$$

Akışkanın termodinamik özellikleri, çıkış sıcaklığı hesaplamanın başında bilinmediği için giriş sıcaklığına 15℃ eklenerek yaklaşık olarak bulunabilir. (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

3.4.3. Yararlı Isı Hesabı

Parabolik güneş kollektörünün ısıl hesapları, emici borudaki enerji dengesine göre hesaplanmıştır. Güneşten gelen ışınlar emici boruya odaklanır. Bu emilen ışınların akışkana ısı enerjisi olarak aktarılması beklenir. Ancak bu ısının bir kısmı kayıp ısı olarak çevre ortamına aktarılır. Emici boruyu kaplayan cam örtüden dış çevreye olan ısı kaybı cam örtü iç çapı ile dış çapı arasındaki ısı kaybına eşittir. Cam örtünün cidar kalınlığında gerçekleşen ısı transferi, emici boru dış yüzeyi ile cam örtünün iç yüzeyi arasındaki ısı transferine eşittir. Cam örtü iç yüzeyi ile emici boru dış yüzeyi arasındaki ısı transferi ise emici borunun cidar kalınlığında olan ısı transferine eşittir. Emici borunun iç yüzeyinden çalışma akışkanına ısı transferi olur. Bu ısı transferi yararlı ısı olarak adlandırılır. Aynı zamanda akışkan giriş ve çıkış sıcaklık farkından oluşan ısı da yararlı ısıyı ifade eder.

$$Q_{yut} = Q_k + Q_{yararlı} \tag{3.34}$$

$$Q_{yararlı} = \dot{m}.\, c_p.\left(T_ç - T_g\right) \tag{3.35}$$

Denklem 3.34' de Q_{yut} güneş ışınlarının emici boru tarafından yutulan enerjidir. Denklem 3.36 ile hesaplanabilir.

$$Q_{yut} = Q_{giren}.\,\eta_{optik} \tag{3.36}$$

Denklem 3.36 'da Q_{giren} kollektöre ulaşan ışınım miktardır. Denklem 3.37 ile hesaplanır (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

$$Q_{giren} = A_{kol}.\,I_T \tag{3.37}$$

Burada A_{kol} kollektör alanıdır. I_T ise kollektöre düşen anlık toplam ışınım miktarıdır. Bu ışınım miktarı piranometre ve pirheliometre vasıtasıyla ölçülebilir. Ayrıca kullanılan yüzey, enlem ve güneş açılarına göre de hesaplanabilir (Yiğit ve Atmaca, 2018).

3.4.4. Isıl Verim

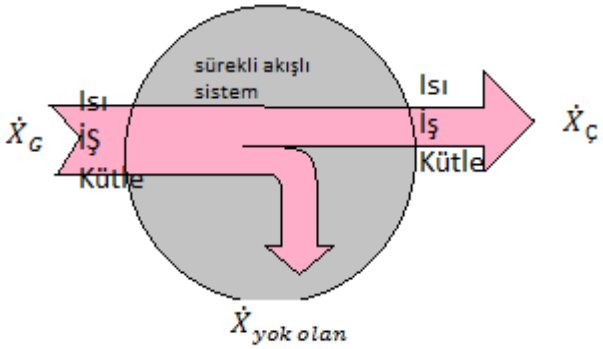
Parabolik güneş kollektörü için ısıl verim Denklem 3.38 ‘de verilmiştir.

$$\eta_{en} = \frac{Q_{yararlı}}{Q_{giren}} \tag{3.38}$$

3.5. Parabolik Güneş Kollektörünün Ekserji Analizi

3.5.1. Ekserji Tanımı ve Denklemleri

Bir sistemin belirli bir başlangıç durumundan, bulunduğu ortamın durumuna yani ölü duruma geldiği bir tersinir hal değişimi geçirdiğinde elde edilen en fazla işi, ekserji olarak tanımlayabiliriz. Başka bir deyişle bir enerji kaynağından ne kadar enerjinin işe dönüştürülebileceğini tanımlar. Herhangi bir termodinamik kanununa karşı gelmeden, bir sistemin verebileceği işin miktarının üst sınırıdır. Ekserji, sadece sistemin özelliği olmayıp sistem ile çevrenin bileşiminin bir özelliğidir (Çengel ve Boles, 2008).



Şekil 3.8. Sürekli akışlı bir sistemin ekserji geçiş diyagramı (Çengel ve Boles, 2008)

Bir sistemin ekserji dengesi Denklem 3.39’de verilmiştir.

$$\begin{pmatrix} Toplam \\ ekserji \\ geçişi \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} Toplam \\ ekserji \\ çıkışı \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} Toplam \\ ekserji \\ yok\ oluşu \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Sistemin \\ toplam \\ ekserji \\ değişimi \end{pmatrix} \tag{3.39}$$

$$X_{giren} - X_{çıkan} - X_{yok\ olan} = \Delta X_{sistem} \tag{3.40}$$

$$X_{ısı} - X_{iş} + X_{kütle\ giren} - X_{kütle\ çıkan} - X_{yok\ olan} = (X_2 - X_1)_{KH} \quad (3.41)$$

Sürekli akışlı sistemlerde kontrol hacimleri sürekli olarak çalıştığı için kütlelerinde, enerjilerinde, entropilerinde ve ekserji içeriklerinde herhangi bir değişikliğe uğramazlar. Bu yüzden Denklem 3.41'in sağ tarafı sıfır olarak yazılır. Birim zaman için genel ekserji dengesi Denklem 3.42'teki gibi olur (Çengel ve Boles, 2008).

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_{kaynak}}\right) \dot{Q}_{kaynak} - \dot{W} + \sum_{g} \dot{m}\psi - \sum_{ç} \dot{m}\psi - \dot{X}_{yok\ olan} = 0 \quad (3.42)$$

$$\psi_1 - \psi_2 = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (3.43)$$

Denklemlerdeki $\dot{Q}_k$, k konumu için T_k sıcaklığındaki sınır üzerinden ısı geçiş miktarıdır. $\dot{W}$ iş miktarı, h entalpi, s entropi ve 0 alt indisi ise referans noktası yani ölü noktayı tanımlar (Çengel ve Boles, 2008).

Genel entropi denklemi ise Denklem 3.44' deki gibi ifade edilir.

$$\dot{S}_{giriş} - \dot{S}_{çıkış} + \dot{S}_{üretim} = 0 \quad (3.44)$$

$$S_{ısı} = \sum \frac{Q_k}{T_k} \quad (3.45)$$

Kütle akışı ile entropi geçişi Denklem 3.46'da verilmiştir.

$$S_{kütle} = m.s \quad (3.46)$$

Sürekli akışlı bir sistem için genel entropi dengesi Denklem 3.47'ta verilmiştir (Çengel ve Boles, 2008).

$$\sum \left(\frac{\dot{Q}_{kaynak}}{T_{kaynak}}\right) + \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_ç s_ç - \dot{S}_{üretim} = 0 \quad (3.47)$$

3.5.2. Parabolik Güneş Kolektörü İçin Ekserji Denklemleri

Parabolik güneş kollektörü ekserji analizi, güneş ışınlarından gelen ekserji, faydalı ekserji üretimi, ekserji kayıplarını ve ekserji yıkımını içeren detaylı bir analiz yapılarak gerçekleşir. Bu analiz ekserji kayıplarını azaltmak en iyi tasarım parametrelerini belirlemek için önemlidir. Ekserji veriminin daha fazla olması için yok olmuş ekserji miktarının düşürülmesi gerekmektedir. Parabolik güneş kollektörü için genel ekserji dengesi Denklem 3.48' de verilmiştir.

$$\dot{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{giriş}} - \dot{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{çıkış}} - \dot{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{kayıp}} - \dot{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{değişim}} - \dot{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{yıkım}} = \boldsymbol{0} \tag{3.48}$$

Bu denklem düzenlenirse;

$$\dot{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{giriş}} - \dot{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{kazanım}} - \dot{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{kayıp}} - \dot{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{yıkım}} = \boldsymbol{0} \tag{3.49}$$

Denklem 3.49 'da bulanan ekserji giriş değeri, güneş kaynağı, dış ortam sıcaklığı ve kollektöre düşen güneş ışınımı değerlerini içeren bir denklemdir.

$$\dot{X}_{giriş} = Q_{giren}\left[1 - \frac{4}{3}\left(\frac{T_h}{T_{g\ddot{u}n}}\right) + \frac{1}{3}\left(\frac{T_h}{T_{g\ddot{u}n}}\right)^4\right] \tag{3.50}$$

Burada güneş sıcaklığı 5770 K alınır (Bellos ve Tzivanidis, 2018).
Denklem 3.49 'da buluna ekserji kazanım değeri çalışma akışkanının çıkış değerlerinden giriş değerlerinin farkından oluşur.

$$\dot{X}_{kazanım} = \dot{X}_{ak,ç} - \dot{X}_{ak,g} \tag{3.51}$$

$$\dot{X}_{ak,ç} = \dot{m}c_p\left(T_ç - T_h - T_h.ln\left(\frac{T_ç}{T_h}\right)\right) - \frac{\dot{m}P_ç}{\rho} \tag{3.52}$$

$$\dot{X}_{ak,g} = \dot{m}c_p\left(T_g - T_h - T_h.ln\left(\frac{T_g}{T_h}\right)\right) - \frac{\dot{m}P_g}{\rho} \tag{3.53}$$

$$\dot{X}_{kazanım} = \dot{m}c_p\left(T_ç - T_g - T_h.ln\left(\frac{T_ç}{T_g}\right)\right) - \frac{\dot{m}\Delta P}{\rho} \tag{3.54}$$

Kazanılan ekserji miktarı Denklem 3.54'da verilmiştir. Burada ΔP akışkanın giriş bölgesi ile çıkış bölgesi arasındaki basınç farkıdır. Ayrıca ekserji kazanım miktarı Denklem 3.55 ile hesaplanabilir (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

$$\dot{X}_{kazanım} = Q_{yararlı} - \dot{m}c_p T_h . ln\left(\frac{T_ç}{T_g}\right) - \dot{m}T_h \frac{\Delta P}{\rho(T_g + T_ç)/2} \tag{3.55}$$

Bir güneş kollektörü için ekserji kayıp hesabı Denklem 3.56' ta verilmiştir. Optik hatalar ve emici borudan çevreye ısı geçişinden kaynaklanan ekserji kayıplarını içeren bir denklemdir (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

$$\dot{X}_{kayıp} = \dot{X}_{kayıp,opt} + \dot{X}_{kayıp,ısıl} \tag{3.56}$$

$$\dot{X}_{kayıp,opt} = \left(1 - \eta_{optik}\right)\dot{X}_{giriş} \tag{3.57}$$

$$\dot{X}_{kayıp,opt} = Q_k \left(1 - \frac{T_h}{T_{eb}}\right) \tag{3.58}$$

Ekserjinin yıkımı yani yok olması ısı geçişi esnasında olan tersinmezlikleri tanımlar. Bu değişken, ısıl enerjinin sıcak ortamdan soğuk bir ısı deposuna transferinde meydana gelen kayıptır. Toplam yok olan ekserji Denklem 3.59'de verilmiştir (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

$$\dot{X}_{yıkım} = \dot{X}_{yıkım,bd-gün} + \dot{X}_{yıkım,bd-ak} \tag{3.59}$$

$$\dot{X}_{yıkım,bd-gün} = \eta_{optik} . \dot{X}_{giriş} - Q_{abs} . \left(1 - \frac{T_h}{T_{eb}}\right) \tag{3.60}$$

$$\dot{X}_{yıkım,bd-ak} = Q_{yararlı} . \left(1 - \frac{T_h}{T_{eb}}\right) - \dot{X}_{kazanım} \tag{3.61}$$

Denklem 3.59'daki ilk değişken güneşten emici boruya olan ekserji yıkımıdır. İkinci değişken ise emici borudan akışkana doğru olan ekserji kaybını ifade eder (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{X}_{kazanım}}{\dot{X}_{giriş}} \tag{3.62}$$

Parabolik güneş kollektörü için ekserji verimi, kazanılan ekserjinin güneş ışınlarından kazanılan ekserji miktarına oranıdır (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

3.6. Parabolik Güneş Kollektör Denklemlerinin Matematiksel Modellemesi

Parabolik güneş kollektör denklemleri birçok bilinmeyenleri içerisinde bulundurduğu için denklemlerin düzenlenmesi gerekmektedir. Bu denklemlerde kayıp ısı, yararlı ısı, cam örtü sıcaklığı, emici boru sıcaklığı ve çalışma akışkanının çıkış sıcaklığı bilinmemektedir. Bunun için bazı kabuller ve dönüşümler yapılarak denklemler bilinenler cinsinden yazılmalıdır. Burada cam örtü ve emici borunun cidar sıcaklıklarını tek bir değer olarak kabul edebilir. Yani cidar kalınlıklarındaki sıcaklık farkı ihmal edilir.

$$Q_k = A_{cöd}.h_{dış}(T_{cöd} - T_h) + A_{cöd}.\varepsilon_{cö}.\sigma.\left({T_{cöd}}^4 - {T_h}^4\right) \tag{3.63}$$

Denklem 3.63 'de cam örtü sıcaklığı, vakumlanmış olduğundan ortam hava sıcaklığına yakın kabul edilebilir. Böylece Taylor serisi kullanılarak sadeleşme yapılabilir (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

$${T_{cöd}}^4 - {T_h}^4 \approx 4.{T_h}^3.(T_{cöd} - T_h) \tag{3.64}$$

Denklem 3.64 'te bulunan ifade Denklem 3.63' e yazılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa Denklem 3.65 elde edilir (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

$$Q_k = \left[A_{cöd}.h_{dış} + A_{cöd}.\varepsilon_{cö}.\sigma.4.{T_h}^3\right](T_{cöd} - T_h) \tag{3.65}$$

$$Q_k = K1.(T_{cöd} - T_h) \tag{3.66}$$

$$K1 = A_{cöd}.h_{dış} + A_{cöd}.\varepsilon_{cö}.\sigma.4.{T_h}^3 \tag{3.67}$$

Cam örtü ile emici boru arasının vakumlandığı varsayılarak elde edilen ısı transferi denkleminde taşınım ile olan ısı transferi ihmal edilebilir.

$$Q_k = \frac{A_{ebd}.\sigma.\left({T_{eb}}^4 - {T_{cö}}^4\right)}{\frac{1}{\varepsilon_{eb}} + \frac{1-\varepsilon_{cö}}{\varepsilon_{cö}}\left(\frac{D_{ebd}}{D_{cöi}}\right)} \tag{3.68}$$

$${\varepsilon_b}^* = \left[\frac{1}{\varepsilon_{eb}} + \frac{1-\varepsilon_{cö}}{\varepsilon_{cö}}\left(\frac{D_{ebd}}{D_{cöi}}\right)\right]^{-1} \tag{3.69}$$

$$Q_k = A_{ebd}.{\varepsilon_b}^*.\sigma.\left({T_{eb}}^4 - {T_{cö}}^4\right) \tag{3.70}$$

Denklem 3.70'in parametreleri parantez içine dağıtılır ve her iki parametreye havanın sıcaklığının dördüncü kuvveti eklenir ve düzenleme yapılır.

$$Q_k = A_{ebd}.\varepsilon_b{}^*.\sigma.\left(T_{eb}{}^4 - T_h{}^4\right) - A_{ebd}.\varepsilon_b{}^*.\sigma.\left(T_{cö}{}^4 - T_h{}^4\right) \tag{3.71}$$

Denklem 3.64 ve Denklem 3.66 kullanılarak Denklem 3.71'te yerine yazılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa Denklem 3.72 elde edilir (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

$$Q_k = A_{ebd}.\varepsilon_b{}^*.\sigma.\left(T_{eb}{}^4 - T_h{}^4\right).\left[1 + \frac{4.T_h{}^3.A_{ebd}.\varepsilon_b{}^*.\sigma}{K1}\right]^{-1} \tag{3.72}$$

$$Q_k = K2\left(T_{eb}{}^4 - T_h{}^4\right) \tag{3.73}$$

$$K2 = A_{ebd}.\varepsilon_b{}^*.\sigma.\left[1 + \frac{4.T_h{}^3.A_{ebd}.\varepsilon_b{}^*.\sigma}{K1}\right]^{-1} \tag{3.74}$$

Emici boru içinden akan akışkana olan ısı transferi Denklem 3.28 ve Denklem 3.35 'te verilmiştir. Bu iki denklemde akışkan çıkış sıcaklığı yalnız bırakılıp yok edildiğinde Denklem 3.75 elde edilir (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

$$Q_{yararlı} = \left[\frac{1}{A_{ebi}.h_{dış}} + \frac{1}{2.m.c_p}\right]^{-1}(T_{eb} - T_g) \tag{3.75}$$

$$Q_{yararlı} = K3.(T_{eb} - T_g) \tag{3.76}$$

$$K3 = \left[\frac{1}{A_{ebi}.h_{dış}} + \frac{1}{2.m.c_p}\right]^{-1} \tag{3.77}$$

Denklem 3.73'te K2 değeri parantez içine dağıtılır ve her iki parametreye giriş sıcaklığının dördüncü kuvveti eklenirse Denklem 3.78 elde edilir (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

$$Q_k = K2.\left(T_{eb}{}^4 - T_g{}^4\right) - K2.\left(T_g{}^4 - T_h{}^4\right) \tag{3.78}$$

Denklem 3.71'de emici boru ve giriş sıcaklıkları için Taylor serisi uygulanırsa;

$$T_{eb}{}^4 - T_g{}^4 \approx 4.T_g{}^3.\left(T_{eb} - T_g\right) \tag{3.79}$$

İfadesi elde edilir. Denklem 3.76, Denklem 3.78 ve Denklem 3.79 kullanılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa Denklem 3.80 elde edilir.

$$Q_k = \frac{4.T_g{}^3.K2}{K3}.Q_{yararlı} + K2.\left(T_g{}^4 - T_h{}^4\right) \tag{3.80}$$

Denklem 3.34 ve Denklem 3.36 kullanılarak kayıp ısıyı yararlı ısı ve giren ısı türünden yazılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa Denklem 3.81 elde edilir (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

$$Q_{yararlı} = \left[Q_{giren}.\eta_{optik} - K2.\left({T_g}^4 - {T_h}^4\right)\right].\left[1 + \frac{4.{T_g}^3.K2}{K3}\right]^{-1} \quad (3.81)$$

Denklem 3.81' de yararlı ısının bağlı olduğu tüm parametreler bilinen türdedir. İşlemlerin geri kalanı Bölüm 3.4.3 ve Bölüm 3.5 'te hesaplandığı gibi hesaplanabilir.

3.7. Parabolik Güneş Kollektörü İçin Oluşturulan Modelin Doğruluğunun Test Edilmesi

Parabolik güneş kolektörü için hazırlanan modelin deneysel veriler ile karşılaştırıp doğruluğunun test edilmesi gerekmektedir.

Çizelge 3.8. LS-2 Parabolik güneş kollektörünün özellikleri (Bellos ve Tzivanidis, 2018)

Parametre	**Sembol**	**Büyüklük**
Genişlik	W	5,0 m
Uzunluk	L	7,8 m
Odak uzunluğu	f	1,71 m
Açıklık Alanı	A_{kol}	39 m^2
Yoğunlaştırma oranı	C	22,74
Emici boru iç çapı	D_{ebi}	0,066 m
Emici boru dış çapı	D_{ebd}	0,07 m
Cam örtü iç çapı	$D_{cöi}$	0,109 m
Cam örtü dış çapı	$D_{cöd}$	0,115 m
Cam ışınım yayma oranı	$\varepsilon_{cö}$	0,9
Cam ışınım geçirme oranı	τ	0,95
Absorber ışınım yutma oranı	α	0,96
Yansıtıcı yüzey yansıtma oranı	$\rho_{cö}$	0,83
Absorber ışınım yayma katsayısı	ε_{eb}	0,2
Optik verim	η_{optik}	0,75

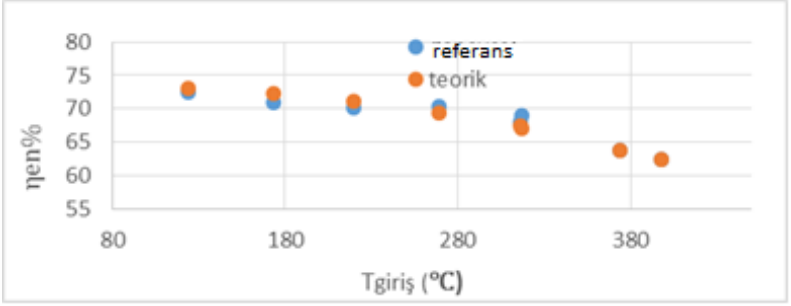
Bu çalışma için Sandia Ulusal Laboratuvarında (SNL) bulunan LS-2 kollektörünün parametreleri kullanılarak doğruluğu test edilmiştir (Bellos & Tzivanidis, 2018). Test için kullanılan akışkan Syltherm 800'dür. Bu akışkana dair termodinamik özellikleri Ek-1'de yer almaktadır. Burada intercept faktörü (γ) ve geliş açısı düzeltme faktörü 1 olarak kabul edilmiştir (Bellos ve Tzivanidis, 2018).

Rüzgar hızı, güneş ışınım değeri, akışkan giriş sıcaklığı ve hacimsel debiler belirlenerek enerji verimi, ekserji verimi ve akışkan çıkış sıcaklıkları yazılmıştır ve deneysel çalışma ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucu (Çizelge 3.9) model ile deneysel çalışmanın uyumlu olduğu görülmüştür.

Çizelge 3.9. LS-2 deneysel verileri ile tasarlanan modelin karşılaştırılması (Bellos ve Tzivanidis, 2018)

No	Işınım	Rüzgar	T_{hava}	$T_{giriş}$	Debi	$T_{çıkış}$ (°C)			η_{en} (%)		
	(W/m^2)	(m/s)	(°C)	(°C)	(lt/dak)	Deney	Model	Sapma	Deney	Model	Sapma
1	933,7	2,6	21,2	102,2	47,7	124,0	124,4	0,338%	72,51	73,10	0,81%
2	968,2	3,7	22,4	151,0	47,8	173,3	173,86	0,323%	70,90	72,20	1,83%
3	982,3	2,5	24,3	197,5	49,1	219,5	220,03	0,364%	70,17	71,10	1,32%
4	909,5	3,3	26,3	250,7	54,7	269,4	269,42	0,007%	70,25	69,28	1,38%
5	937,9	1,0	26,2	297,8	55,5	316,4	317	0,189%	67,98	67,49	0,72%
6	880,6	2,9	28,8	299,	55,6	317,2	316,89	0,097%	68,92	67,02	2,75%
7	903,2	4,2	27,5	355,9	56,3	374,0	374,29	0,077%	63,82	63,80	0,03%
8	920,9	2,6	31,1	379,5	26,8	398,0	398,35	0,087%	62,34	62,42	0,12%

Çizelge 3.9' da görüldüğü gibi oluşturulan teorik modelin çıkış sıcaklıklarındaki en fazla hata %0,36 olmaktadır. Enerji verimindeki en fazla hata %2,75 olduğu görülmektedir. Böylece oluşturulan matematiksel modellemenin kullanılabilir olduğu görülmüştür.



Şekil 3.9. Teorik ve referans değerlerinin karşılaştırılması

3.8. Analiz Yöntemleri ve Giriş Parametrelerin Belirlenmesi

Parabolik güneş kollektörünün enerji ve ekserji çıktılarını etkileye birçok parametre vardır. Bunlardan bazıları şunlardır;

- Güneş ışınım miktarı
- Rüzgar hızı
- Dış ortam sıcaklığı
- Akışkan türü
- Emci boru ve cam örtü boyutları
- Kollektör alanı
- Optik verim
- Akışkan giriş sıcaklığı
- Akışkan debisi
- Cam örtü ve emici boru ışınım yayma katsayısı

Bu çalışmada ilk olarak akışkan giriş sıcaklığının enerji ve ekserji verimlerine doğrudan bir etkisi olduğu görülmektedir.

3.8.1. Taguchi Metodu ile Optimizasyon

İstatistiksel bir yöntem olan Taguchi metodu ilk 1930'lu yıllarda Fisher tarafından tarım ürünlerinde deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Ancak bu metot, deneyi etkileyen parametreler arttıkça verimliliği ve uygulanabilirliği azalmaktaydı. Çünkü parametre sayısı arttıkça yapılması gereken deney miktarı da artmaktaydı.

Genichi Taguchi, parametrelerin değişkenliğinin azaltılmasıyla deney tasarımları için verimliliği arttırmayı amaçlamıştır. Metoda adı verilen Taguchi, böylece deneyler için yaptığı ön çalışmayla yapılması gereken deney miktarını azaltmayı başarmıştır. Bu metot istenilen kalitede sistem tasarımı yapılabilmesi için önemli bir yoldur.

Değişik parametrelerin, farklı seviyeleri göz önüne alarak en iyi ve en verimli durumu bulabilmek için başarılı bir yoldur. Deney için etkili olan tüm parametreler göz önüne alındığında yapılması gereken deney sayısı oldukça fazla olmakta ve hem maliyet hem de zaman kaybı demektir. Ancak bu metot ile bu kayıplar en aza indirilebilmektedir (Ata, 2017).

Sinyal/Gürültü (S/N) Oranı

Taguchi metodunda, tasarlanan deneyler sonunda elde edilen çıktıları S/N (sinyal/gürültü) oranına dönüştürerek analiz yapılmaktadır. Bu oran en büyük en iyi, en küçük en iyi ve nominal değer en iyi olarak anlamlandırılmaktadır. Burada sinyal, tasarım sonucu elde edilen değeri, gürültü ise standart sapmayı ifade eder.
S/N oranı aşağıdaki denklemler ile bulunabilir (Sarpkaya, 2014);
En büyük en iyi S/N oranı için Denklem 3.82 kullanılabilir.

$$\frac{S}{N} = -10\left(log\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{{y_i}^2}\right) \tag{3.82}$$

En küçük en iyi S/N oranı için Denklem 3.83 kullanılabilir.

$$\frac{S}{N} = -10\left(log\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}{y_i}^2\right) \tag{3.83}$$

Nominal en iyi S/N oranı için Denklem 3.84 kullanılabilir (Sarpkaya, 2014).

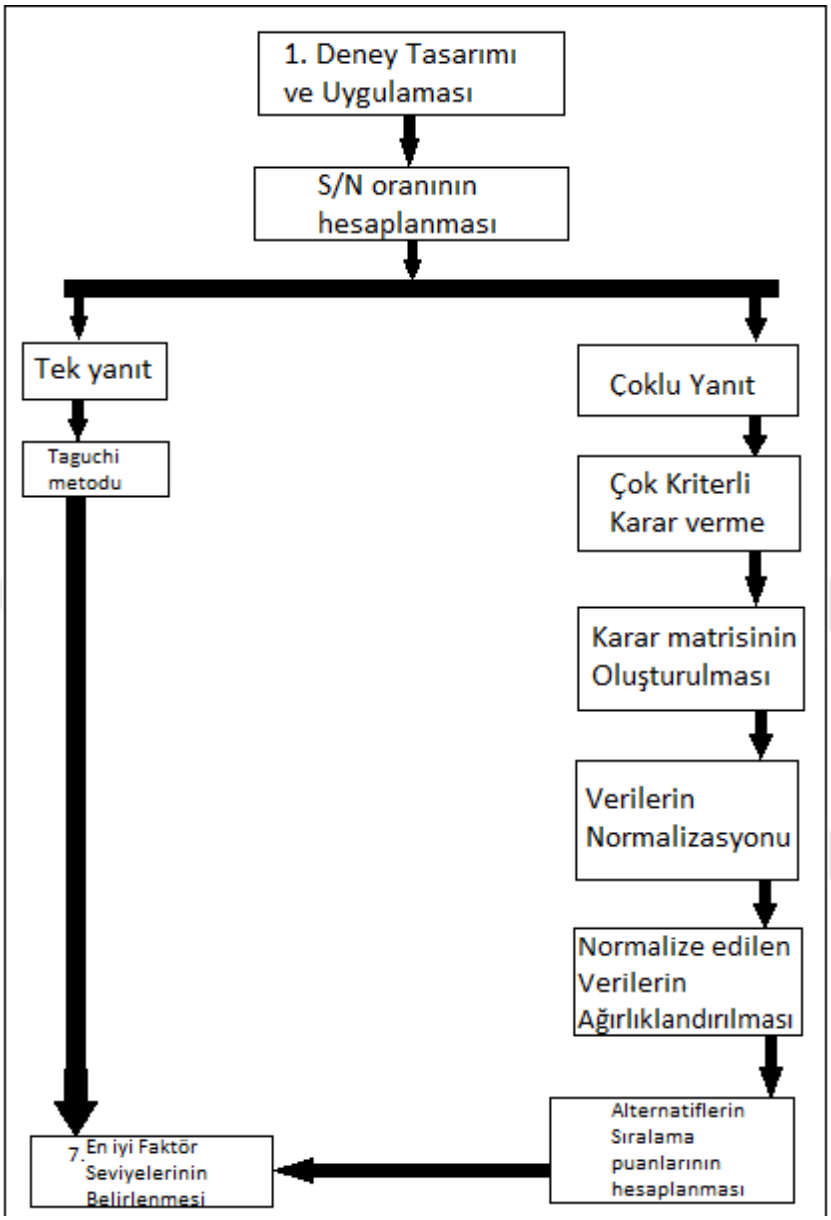
$$\frac{S}{N} = -10log|(\bar{y} - m)^2 + S^2| \tag{3.84}$$

y: deneylerin ortalaması
m: olması istenen değer
S: standart sapma
y_i: deneysel veriler
n: deney sayısı

3.8.2. Gri İlişkisel Analiz

Gri ilişkisel analiz metodu 1982 yılında J. Deng uygulamış ve bilinmeyen, tamamlanmamış veriyi "Gri eleman" olarak kabul etmiştir. İki veya daha fazla parametrenin birbirleri arasındaki benzerlikler veya farklılıkları ifade eder (Sarpkaya, 2014).

Gri ilişkisel analiz yöntemi, tasarlanan deneyin parametre seviyeleri bu seviyeler arasındaki etkileşimleri inceler.



Şekil 3.10. Gri tabanlı Taguchi metodu uygulama aşamaları (Sarpkaya, 2014)

Gri ilişkisel analiz metodu için işlem adımları sıralanırsa;

1. Adım n uzunluğundaki referans seri aşağıdaki gibi osun.

$$x_0 = (x_0(1), x_0(2), x_0(3), \dots x_0(n)) \tag{3.85}$$

2. Adım eldeki verilerin normalizasyonu;

Metodun ilk adımında, farklı parametreler farklı birimlerde olduğundan aynı birime çevrime işlemi yapılır. Elde edilen bu veriler arasında geniş bir aralık varsa standartlaştırma işlemiyle daha dar bir aralığa düşürülmesi gerekmektedir. Bu normalleştirme işlemine "Gri ilişkisel oluşum" denir (Sarpkaya, 2014).

Normalizasyon işlemi yapılmış veriler 0 ile 1 arasında değer alır. Tasarlanan deneylerde elde edilen çıktılar hangi normalize işlemi yapılması gerekiyorsa yapılır. Eğer çıktı parametresi en büyük en iyi durumu isteniyor ise büyük değer alan kombinasyon 1'e yakın küçük değer alan kombinasyon 0'a yakın olur (Ata, 2017).

En büyük en iyi durumu için normalize işlemi;

$$x_i(k) = \frac{x_i^0(k) - min\ x_i^0(k)}{max\ x_i^0(k) - min\ x_i^0(k)} \tag{3.86}$$

En küçük en iyi durumu için normalize işlemi;

$$x_i(k) = \frac{max\ x_i^0(k) - x_i^0(k)}{max\ x_i^0(k) - min\ x_i^0(k)} \tag{3.87}$$

Nominal en iyi durumu için normalize işlemi;

$$x_i(k) = 1 - \frac{\left|x_i^0(k) - x^0\right|}{max\ x_i^0(k) - x^0} \tag{3.88}$$

$x_i^0(k)$: i. serideki ve k. sıradaki orijinal değer

$x_i(k)$: gri ilişkisel oluşum normalizasyon sonrasındaki i. serideki k. sıradaki değer

$max\ x_i^0(k)$: $x_i^0(k)$ değerinin maksimum değeri

$min\ x_i^0(k)$: $x_i^0(k)$ değerinin minimum değeri

x^0: istenilen ideal değer (Sarpkaya, 2014).

3. Adım $x_0$serisi ile karşılaştırılacak olan m tane seri Denklem 3.89 olsun;

$$x_i = \left(x_i(1), x_i(2), x_i(3), \dots x_i(n)\right)\ i = 1,2,3 \dots m \tag{3.89}$$

4. Adım gri ilişkisel katsayıların hesaplanması;

Aşağıdaki denklemler yardımıyla k. noktadaki gri ilişkisel katsayı $\xi(x_0(k), x_i(k))$ hesaplanabilir. Burada k, n uzunluğundaki serideki k. sırayı göstersin.

$$\xi\left(x_0(k), x_i(k)\right) = \frac{\Delta_{min} + \xi\Delta_{max}}{\Delta_{0i}(k) + \xi\Delta_{max}} \tag{3.90}$$

$$\Delta_{0i}(k) = \left|x_0(k) - x_j(k)\right| \tag{3.91}$$

$$\Delta_{min} = min_j min_k \left|x_0(k) - x_j(k)\right| \tag{3.92}$$

$$\Delta_{max} = max_j max_k \left|x_0(k) - x_j(k)\right| \tag{3.93}$$

Burada ξ, 0 ile 1 arasında bir sayıdır. Bu katsayının işlevi Δ_{0i} ile Δ_{max} arasındaki farkı ayarlamaktır. Önceki çalışmalar ξ katsayısının gri ilişkisel sıralamasını değiştirmediği görülmüştür (Sarpkaya, 2014).

5. Adım elde edilen gri ilişkisel katsayıların ortalaması alınır ve gri ilişkisel derecesi bulunur. Eğer incelenen iki çıktı birbirinin aynısı ise gri ilişkisel değeri 1 bulunur (Ata, 2017).

$$\gamma(x_0 x_i) = \frac{1}{n}\sum_{k=1}^{n} \xi\left(x_0(k), x_i(k)\right) \tag{3.94}$$

Performansa etki dereceleri eşit ise Denklem 3.94 kullanılır. Farklı derecelerde performansa etki varsa Denklem 3.95 kullanılır (Sarpkaya, 2014).

$$\gamma(x_0 x_i) = \frac{1}{n}\sum_{k=1}^{n} W_k . \xi\left(x_0(k), x_i(k)\right) \tag{3.95}$$

3.8.3. İstatistiksel Analiz

Burada kullanılacak analiz metodu varyans analizidir (ANOVA). Bu analiz metodu, deney çıktılarına etki eden parametrelerin hangi ölçüde etki ettiğini ve belirlenen parametre seviyelerinin nasıl etkisi olduğunu inceler. Taguchi metodu için sinyal/gürültü oranı, gri ilişkisel analiz için bulunan gri ilişkisel dereceler kullanılır. Bu tez kapsamında

3.8.4. Giriş Parametrelerin Belirlenmesi

Parabolik güneş kollektörü için sabit parametrelerin bir kısmı Bölüm 3.7' de verilmiştir.

Çizelge 3.10. Parabolik güneş kollektörü için kullanılan sabitler

Parametreler	**Sembol**	**Değer**
Dış ortam sıcaklığı	T_{hava}	300 K
Direkt güneş ışınımı	I_T	1000 W/m^2
Rüzgar hızı	U	2 m/s

Bu tez kapsamında biri iki seviyeli diğerleri üç seviyeli olmak üzere dört faktör seçilmiştir. Buna göre yapılması gereken deney sayısı 54 olmaktadır. Ancak daha önce bahsedildiği gibi Taguchi metodu kullanılarak deney sayısı 18 olarak belirlenmiştir. Karışık seviyede olan bu faktörler için daha doğru sonuçlar elde edilebilmesi için en uygun düzenin oluşturulması gerekmektedir. Bu çalışma için Çizelge 3.11'de görüldüğü gibi L18 [3^3x2^1] düzeni uygun görülmüştür.

Çizelge 3.11 Seçilen hesaplama tasarımı L18 [3^3x2^1]

Faktör numarası	**Adı**	**Seviye**
1	Boru çapları	3
2	Akışkan türü	2
3	Giriş sıcaklığı	3
4	Hacimsel debi	3

Çizelge 3.12. Seviyelere göre emici boru ve cam örtü çap ölçüleri

Seviyeler	**D_{ebi}**	**D_{ebd}**	**$D_{cöi}$**	**$D_{cöd}$**
1	0,067 m	0,07 m	0,104 m	0,11 m
2	0,072 m	0,075 m	0,109 m	0,115 m
3	0,077 m	0,08 m	0,114 m	0,12 m

Çizelge 3.13. Seviyelere göre akışkan türü ve giriş sıcaklığı

Seviyeler	**Akışkan Türü**	**Giriş Sıcaklığı (K)**	**Debi (lt/dk)**
1	Syltherm 800	400	50
2	Therminol VP-1	500	100
3	-	600	150

Bu çalışmada akışkan debileri hacimsel debi türünden ele alınmıştır. Birim dönüşümleri dikkate alınarak çözüme gidilmiştir. 50 lt/dk, 100 lt/dk ve 15 lt/dk seçilmiştir. Giriş sıcaklıkları için 400 K, 500 K ve 600 K olarak seçilmiştir. Akışkan türü için Therminol VP-1 ve Syltherm 800 seçilmiştir. Akışkanlara dair termofiziksel özellikler Ek-1' de verilmiştir.

Çizelge 3.14. Seçilen hesaplama tasarımı L18 [3^3x2^1]

Hesaplama numarası	**Akışkan Türü**	**Boru çapları**	**Debi**	**Giriş sıcaklığı**
1	1	1	1	1
2	1	1	2	2
3	1	1	3	3
4	1	2	1	1
5	1	2	2	2
6	1	2	3	3
7	1	3	1	2
8	1	3	2	3
9	1	3	3	1
10	2	1	1	3
11	2	1	2	1
12	2	1	3	2
13	2	2	1	2
14	2	2	2	3
15	2	2	3	1
16	2	3	1	3
17	2	3	2	1
18	2	3	3	2

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu tez kapsamında parabolik güneş kollektörünün performans analizi için seçilen biri, iki seviyeli diğer üç faktör üç seviyeli olmak üzere optimizasyon için enerji ve ekserji çıktıları teorik olarak incelenmiştir.

Bu çalışmada Çizelge 3.11 ve Çizelge 3.14 'te belirtilen L18 [3^3x2^1] düzeni kullanılmıştır. İlk olarak Taguchi metoduyla enerji ve ekserji çıktılarını ayrı bir şekilde incelenmiştir. Diğer bir analiz, çok kriterli karar yöntemi olan Taguchi tabanlı gri ilişkiler analizidir. Çıktıların optimum olduğu giriş parametreleri belirlenmektir.

Teorik olarak incelen bu çalışmanın L18 [3^3x2^1] düzenindeki parametrelerin çıktıları Çizelge 4.1' de verilmiştir. Bu çizelgede parabolik güneş kollektörünün sonuçlara etkisi incelenecek parametreler ve çıktılar yer almaktadır. İlk sütunda deney numaraları son iki sütunda çıktılar bulunmaktadır.

Çizelge 4.1. Parabolik güneş kollektörü optimizasyonu için kullanılacak teorik sonuçlar

Hesaplama numarası	**Akışkan Türü**	**Boru çapları**	**Debi**	**Giriş sıcaklığı**	**Enerji verimi (%)**	**Ekserji verimi (%)**
1	1	1	1	1	72,79	21,16
2	1	1	2	2	71,18	31,11
3	1	1	3	3	67,86	36,69
4	1	2	1	1	72,57	21,09
5	1	2	2	2	70,85	30,96
6	1	2	3	3	67,31	36,39
7	1	3	1	2	69,43	30,81
8	1	3	2	3	66,12	35,86
9	1	3	3	1	73,31	20,25
10	2	1	1	3	67,28	36,64
11	2	1	2	1	73,68	20,49
12	2	1	3	2	71,88	31,17
13	2	2	1	2	70,84	31,23
14	2	2	2	3	67,58	36,56
15	2	2	3	1	73,71	20,26
16	2	3	1	3	66,05	35,96
17	2	3	2	1	73,46	20,42
18	2	3	3	2	71,4	30,96

4.1. Taguchi Metodunun Uygulanması

Parabolik güneş kollektörünün seçilen parametrelere göre enerji ve ekserji sonuçları için Taguchi metodunun uygulanması ayrı başlıklar altında incelenmiştir.

4.1.1. Enerji Verimi İçin Taguchi Uygulaması

Enerji verimi için Taguchi analizinden elde edilen sinyal/gürültü oranları Çizelge 4.2' de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Enerji verimi için S/N oranları

Hesaplama numarası	Akışkan Türü	Boru çapları	Debi	Giriş sıcaklığı	S/N (dB)
1	1	1	1	1	37,2414
2	1	1	2	2	37,0472
3	1	1	3	3	36,6323
4	1	2	1	1	37,2151
5	1	2	2	2	37,0068
6	1	2	3	3	36,5616
7	1	3	1	2	36,8309
8	1	3	2	3	36,4067
9	1	3	3	1	37,3033
10	2	1	1	3	36,5577
11	2	1	2	1	37,3470
12	2	1	3	2	37,1322
13	2	2	1	2	37,0056
14	2	2	2	3	36,5964
15	2	2	3	1	37,3505
16	2	3	1	3	36,3975
17	2	3	2	1	37,3210
18	2	3	3	2	37,0740

Çizelge 4.3'te enerji veriminin sinyal/gürültü oranı için yanıt tablosu görülmektedir. Bu tabloda Rank ile gösterilen sonuçlarda en etkili parametrenin giriş sıcaklığı, 2. etkili parametrenin debi, 3. Etkili parametrenin boru çapı ve enerji verimine etkili olan son parametrenin akışkan türü olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.3. Enerji veriminin S/N oranı için yanıt tablosu "En büyük-En iyi"

Level	Akışkan	Boru çapı	Debi	Giriş sıcaklığı
1	36,92	36,99	36,87	37,30
2	36,98	36,96	36,95	37,02
3		36,89	37,01	36,53
Delta	0,06	0,10	0,13	0,77
Rank	4	3	2	1

Çizelge 4.4'te enerji veriminin ortalamalar için yanıt tablosu görülmektedir. Görüleceği üzere parametrelerin etki sıralamasının sinyal/gürültü oranı için yanıt tablosundaki sonuçlarla uyumludur.

Çizelge 4.4. Enerji veriminin ortalamalar için yanıt tablosu

Level	Akışkan	Boru çapı	Debi	Giriş sıcaklığı
1	70,16	70,78	69,83	73,25
2	70,65	70,48	70,48	70,93
3	-	69,96	70,91	67,03
Delta	0,50	0,82	1,08	6,22
Rank	4	3	2	1

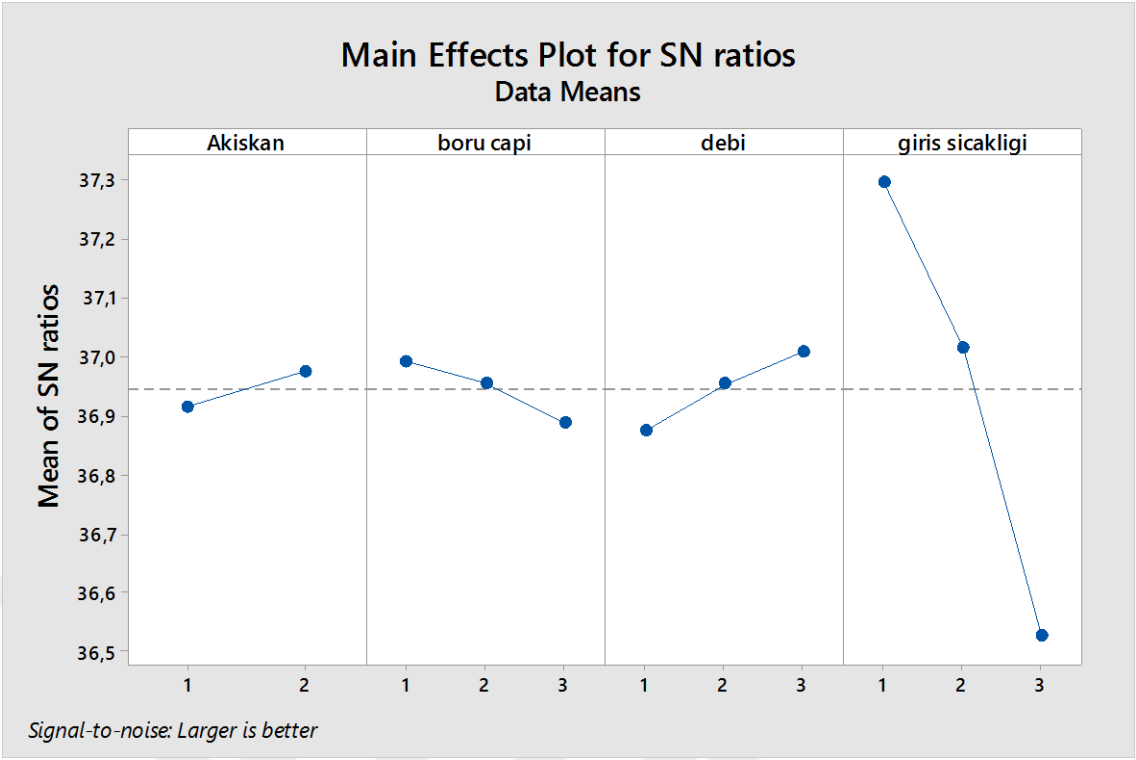
Çizelge 4.5'te enerji veriminin sinyal/gürültü oranı için ANOVA analizi verilmiştir. Bu çizelgede Contribution değeri en yüksek %94,06 ile giriş sıcaklığı olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.5. Enerji veriminin S/N oranı için ANOVA analizi

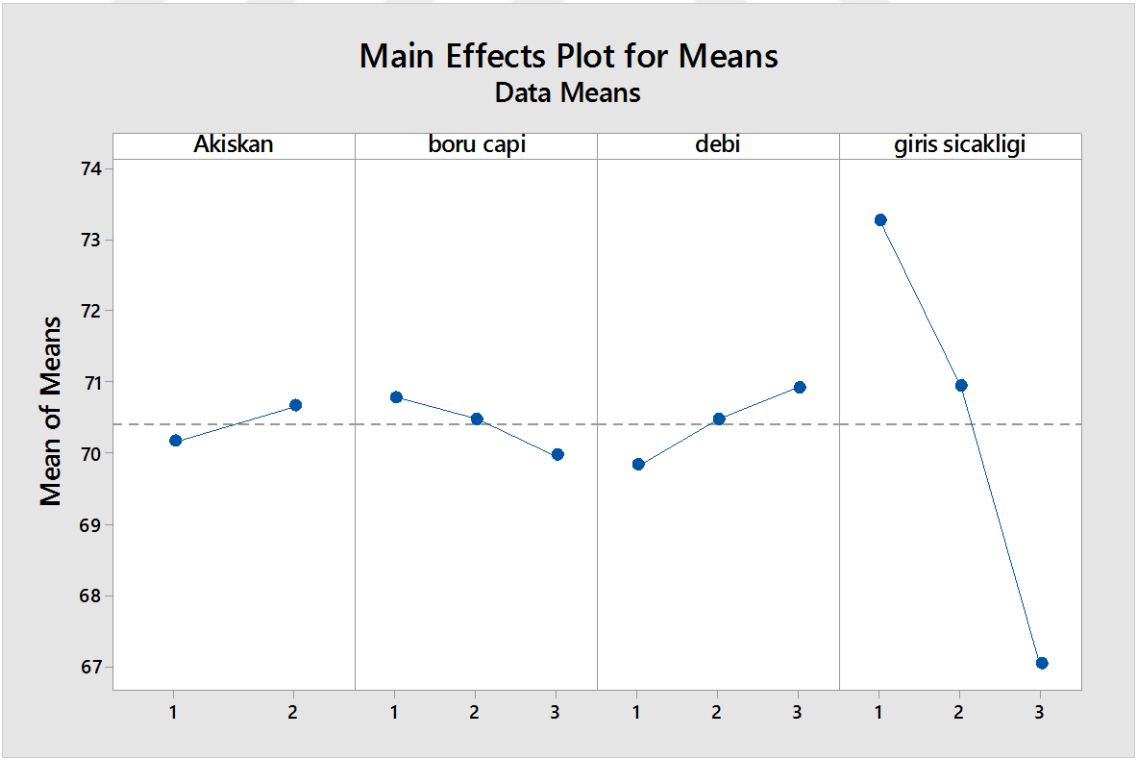
Source	DF	Seq SS	Contribution	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Akışkan	1	1,105	0,88%	1,105	1,1051	14,57	0,0034
Boru çapı	2	2,046	1,62%	2,046	1,0232	13,49	0,0014
Debi	2	3,579	2,84%	3,579	1,7897	23,60	0,0002
Giriş sıcaklığı	2	118,54	94,06%	118,5	59,270	781,43	0,0000
Error	10	0,758	0,60%	0,758	0,0758		
Total	17	126,03	100,00%				

Parabolik güneş kollektörünün enerji veriminin Taguchi analizi Şekil 4.1 ve Şekil 4.2' de grafikler üzerinde görülebilir. Burada sinyal gülütü oranı desibel (dB) türündendir. Şekil 4.1'de x ekseni parametrelerin seviyelerini, y ekseni ise bu parametre seviyelerinin S/N oranını ifade etmektedir. Enerji verimi için en iyi parametre seçimleri Çizelge 4.2'de teorik hesabı bulunmayan A2,B1,C3,D1 şeklindedir. Burada akışkanın en yüksek seviyesi 2, boru çapının en yüksek seviyesi 1, debinin en yüksek seviyesi 3 ve giriş sıcaklığının en yüksek seviyesi 1 olarak görülmektedir. Akışkan için Therminol VP-1 seçilir. Boru çapları için emici boru iç çapı 0,067 m, emici boru dış çapı 0,07 m, cam örtü iç çapı 0,104 m, cam örtü dış çapı 0,11 m seçilir. Debi için 150 lt/dk ve giriş sıcaklığı için 400 K olarak parametreler seçilirse enerji veriminin en iyi olduğu sonuçlar elde edilebileceği görülmektedir.

Taguchi analizine göre boru çaplarının oldukça düşük olması gerektiği görülmektedir. Akışkan türü için seçilen Slytherm 800 ve Therminol VP-1 akışkanlarının çok yakın özellikte sonuçlar verdiği görülmektedir. Üçüncü parametre olarak hacimsel debi analizi incelenirse emici borudan dakikada 150 litre çalışma akışkanı geçmesi gerektiği görülmektedir. Son parametre olarak akışkan giriş sıcaklığı ise dış ortam hava sıcaklığına ne kadar yakın olursa enerji verimi o kadar yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 4.1. Enerji verimi için Sinyal/gürültü oranı grafiği



Şekil 4.2. Enerji verimi için Means Grafiği

4.1.2. Ekserji Verimi İçin Taguchi Uygulaması

Ekserji veriminden elde edilen Sinyal/Gürültü oranı Çizelge 4.6'de verilmiştir.

Çizelge 4.6. Ekserji verimi için S/N oranı

Hesaplama numarası	**Akışkan Türü**	**Boru çapları**	**Debi**	**Giriş sıcaklığı**	**S/N (dB)**
1	1	1	1	1	26,5103
2	1	1	2	2	29,8580
3	1	1	3	3	31,2910
4	1	2	1	1	26,4815
5	1	2	2	2	29,8160
6	1	2	3	3	31,2196
7	1	3	1	2	29,7738
8	1	3	2	3	31,0922
9	1	3	3	1	26,1285
10	2	1	1	3	31,2791
11	2	1	2	1	26,2308
12	2	1	3	2	29,8747
13	2	2	1	2	29,8914
14	2	2	2	3	31,2601
15	2	2	3	1	26,1328
16	2	3	1	3	31,1164
17	2	3	2	1	26,2011
18	2	3	3	2	29,8160

Çizelge 4.7'de ekserji veriminin sinyal/gürültü oranı için yanıt tablosu görülmektedir. Bu tabloda Rank ile gösterilen sonuçlarda en etkili parametrenin giriş sıcaklığı, 2. etkili parametrenin boru çapı, 3. Etkili parametrenin debi ve enerji verimine etkili olan son parametrenin akışkan türü olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.7. Ekserji veriminin S/N oranı için yanıt tablosu "En büyük-En iyi"

Level	Akışkan	Boru Çapı	Debi	Giriş sıcaklığı
1	29,13	29,17	29,18	26,28
2	29,09	29,13	29,08	29,84
3		29,02	29,08	31,21
Delta	0,04	0,15	0,10	4,93
Rank	4	2	3	1

Çizelge 4.8'de ekserji veriminin ortalamalar için yanıt tablosu görülmektedir. Görüleceği üzere parametrelerin etki sıralamasının sinyal/gürültü oranı için yanıt tablosundaki sonuçlarla uyumludur.

Çizelge 4.8. Ekserji veriminin ortalamalar için yanıt tablosu

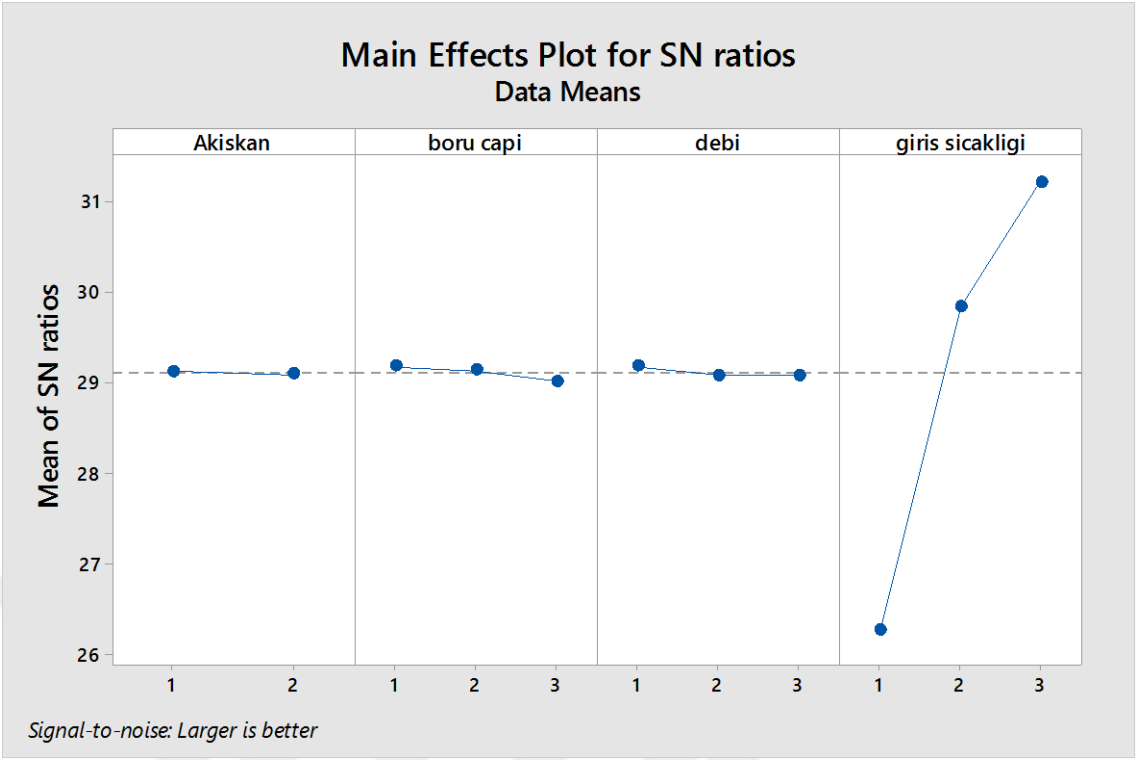
Level	Akışkan	Boru çapı	Debi	Giriş sıcaklığı
1	29,37	29,54	29,48	20,61
2	29,30	29,42	29,23	31,04
3		29,04	29,29	36,35
Delta	0,07	0,50	0,25	15,74
Rank	4	2	3	1

Çizelge 4.9'da ekserji veriminin sinyal/gürültü oranı için ANOVA analizi verilmiştir. Bu çizelgede Contribution değeri en yüksek %99,79 ile giriş sıcaklığı olduğu görülmektedir

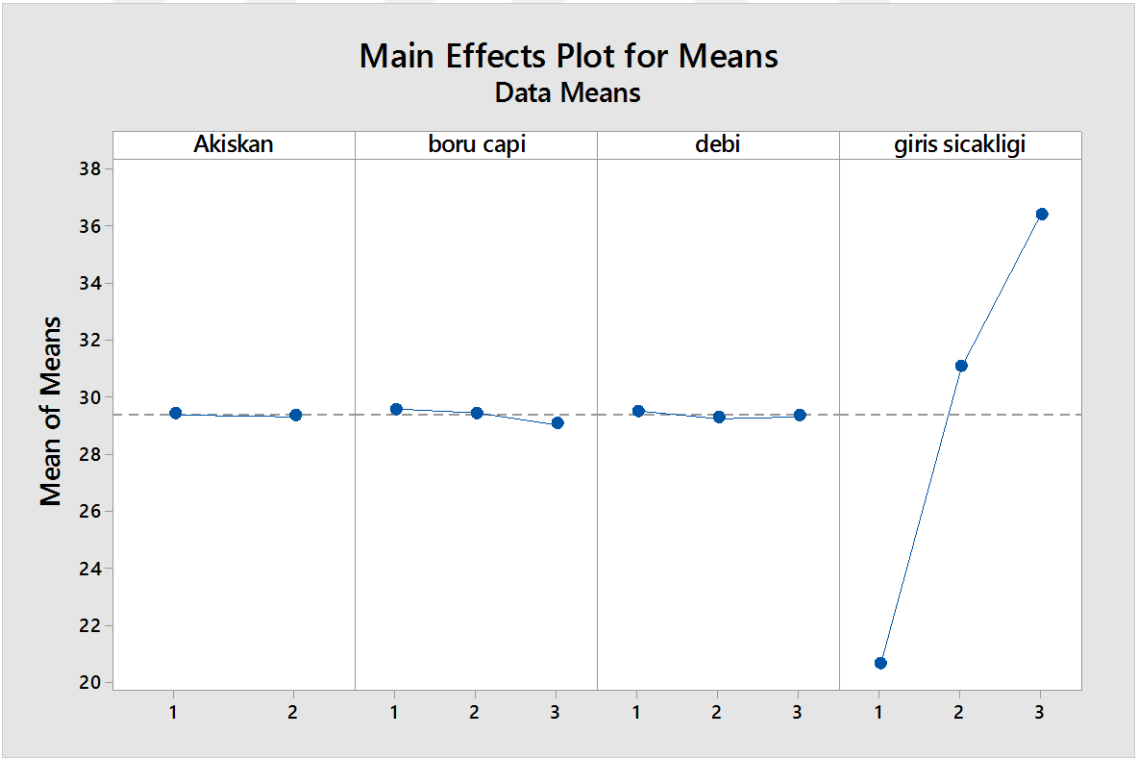
Çizelge 4.9. Ekserji veriminin S/N oranı için ANOVA analizi

Source	DF	Seq SS	Contribution	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Akışkan	1	0,022	0,00%	0,022	0,022	0,39	0,545
Boru çapı	2	0,809	0,10%	0,809	0,405	7,22	0,011
Debi	2	0,205	0,03%	0,205	0,103	1,83	0,210
Giriş sıcaklığı	2	769,283	99,79%	769,28	384,64	6864,37	0,000
Error	10	0,560	0,07%	0,560	0,056		
Total	17	770,879	100,00%				

Parabolik güneş kollektörünün ekserji veriminin Taguchi analizi Şekil 4.3 ve Şekil 4.4' te grafikler üzerinde görülebilir. Şekil 4.3'te x ekseni parametrelerin seviyelerini, y ekseni ise bu parametre seviyelerinin S/N oranını ifade etmektedir. Ekserji verimi için en iyi parametre seçimleri Çizelge 4.6'da teorik hesabı bulunmayan A1B1CD3 şeklindedir. Burada akışkanın en yüksek seviyesi az bir farkla 1, boru çapının en yüksek seviyesi 1, debinin en yüksek seviyesi 1 ve giriş sıcaklığının en yüksek seviyesi 3 olarak görülmektedir. Akışkan için Slytherm 800 seçilir. Boru çapları için emici boru iç çapı 0,067 m, emici boru dış çapı 0,07 m, cam örtü iç çapı 0,104 m, cam örtü dış çapı 0,11m seçilir. Debi için 50 lt/dk ve giriş sıcaklığı için 600 K olarak parametreler seçilirse enerji veriminin en iyi olduğu sonuçlar elde edilebileceği görülmektedir.



Şekil 4.3. Ekserji verimi için Sinyal/gürültü oranı grafiği



Şekil 4.4. Enerji verimi için Means Grafiği

4.2. Gri İlişkisel Metodunun Uygulanması

Bu çalışmada parabolik güneş kollektörünün performans analizinin bir diğer yöntemi gri ilişkiler analiz yöntemidir. Bu bölümde enerji ve ekserji verimlerinin istatistiksel analizinin adımları detaylı bir şekilde yer almaktadır.

1. Adım: Referans serilerinin belirlenmesi

Bu çalışmada incelenen enerji ve ekserji verimlerinin "En yüksek- En iyi" durumu istenildiğinden referans seriye verimlerin en yüksek değerleri yazılır. Çizelge 4.10'da referans noktaları ve diğer sonuçlar yer almaktadır.

Çizelge 4.10. Enerji ve ekserji verimi için referans noktası

	Enerji verimi	**Ekserji verimi**
Referans seri	**73,71**	**36,69**
1	72,79	21,16
2	71,18	31,11
3	67,86	**36,69**
4	72,57	21,09
5	70,85	30,96
6	67,31	36,39
7	69,43	30,81
8	66,12	35,86
9	73,31	20,25
10	67,28	36,64
11	73,68	20,49
12	71,88	31,17
13	70,84	31,23
14	67,58	36,56
15	**73,71**	20,26
16	66,05	35,96
17	73,46	20,42
18	71,4	30,96

2. Adım: Çıkan sonuçların normalizasyonu

Teorik olarak elde ettiğimiz enerji ve ekserji verimleri "En yüksek-En iyi" durumu için Denklem 3.86 kullanılarak normalize edilir. Normalize işlemi ve sonuçları Çizelge 4.11'de verilmiştir.

Çizelge 4.11. Enerji ve ekserji verimleri için normalizasyon matrisi

	Hesaplama		**Hesap sonucu**	
	Enerji verimi	**Ekserji verimi**	**Enerji verimi**	**Ekserji verimi**
Referans seri	$\frac{73,71-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{36,69-20,25}{36,69-20,25}$	1,00	1,00
1	$\frac{72,79-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{21,16-20,25}{36,69-20,25}$	0,8799	0,0554
2	$\frac{71,18-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{31,11-20,25}{36,69-20,25}$	0,6697	0,6606
3	$\frac{67,86-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{36,69-20,25}{36,69-20,25}$	0,2363	1,0000
4	$\frac{72,57-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{21,09-20,25}{36,69-20,25}$	0,8512	0,0511
5	$\frac{70,85-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{30,96-20,25}{36,69-20,25}$	0,6266	0,6515
6	$\frac{67,31-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{36,39-20,25}{36,69-20,25}$	0,1645	0,9818
7	$\frac{69,43-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{30,81-20,25}{36,69-20,25}$	0,4413	0,6423
8	$\frac{66,12-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{35,86-20,25}{36,69-20,25}$	0,0091	0,9495
9	$\frac{73,31-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{20,25-20,25}{36,69-20,25}$	0,9478	0,0000
10	$\frac{67,28-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{36,64-20,25}{36,69-20,25}$	0,1606	0,9970
11	$\frac{73,68-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{20,49-20,25}{36,69-20,25}$	0,9961	0,0146
12	$\frac{71,88-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{31,17-20,25}{36,69-20,25}$	0,7611	0,6642

Çizelge 4.11. Enerji ve ekserji verimleri için normalizasyon matrisi (devam)

13	$\frac{70,84-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{31,23-20,25}{36,69-20,25}$	0,6253	0,6679
14	$\frac{67,58-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{36,56-20,25}{36,69-20,25}$	0,1997	0,9921
15	$\frac{73,71-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{20,26-20,25}{36,69-20,25}$	1,0000	0,0006
16	$\frac{66,05-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{35,96-20,25}{36,69-20,25}$	0,0000	0,9556
17	$\frac{73,46-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{20,42-20,25}{36,69-20,25}$	0,9674	0,0103
18	$\frac{71,40-66,05}{73,71-66,05}$	$\frac{30,96-20,25}{36,69-20,25}$	0,6984	0,6515

3. Adım: Normalizasyon işlemi yapılan verilerin referans serisine olan uzaklık matrisi Denklem 3.91 kullanılarak hesaplanır. Çizelge 4.12'de hesaplamaya ilişkin örnek ve sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 4.12. Enerji ve ekserji verimi için uzaklık matrisi

	Hesaplama		**Hesap sonucu**	
	Enerji verimi	**Ekserji verimi**	**Enerji verimi**	**Ekserji verimi**
Referans seri	1,00	1,00	1,00	1,00
1	1-0,8799	1-0,0554	0,1201	0,9446
2	1-0,6697	1-0,6606	0,3303	0,3394
3	1-0,2363	1-1,00	0,7637	0,0000
4	1-0,8512	1-0,0511	0,1488	0,9489
5	1-0,6266	1-0,6515	0,3734	0,3485
6	1-0,1645	1-0,9818	0,8355	0,0182
7	1-0,4413	1-0,6423	0,5587	0,3577
8	1-0,0091	1-0,9495	0,9909	0,0505
9	1-0,9478	1-0,00	0,0522	1,0000
10	1-0,1606	1-0,9970	0,8394	0,0030
11	1-0,9961	1-0,0146	0,0039	0,9854
12	1-0,7611	1-0,6642	0,2389	0,3358
13	1-0,6253	1-0,6679	0,3747	0,3321
14	1-0,1997	1-0,9921	0,8003	0,0079
15	1-1,00	1-0,0006	0,0000	0,9994
16	1-0,00	1-0,9556	1,0000	0,0444
17	1-0,9674	1-0,0103	0,0326	0,9897
18	1-0,6984	1-0,6515	0,3016	0,3485

4. Adım: Bu adımda uzaklık matrisi hesaplanmış verilerin Denklem 3.90 kullanılarak gri ilişkiler katsayı matrisi hesaplanır. Bu denklemde yer alan için ξ katsayısı 0 ile 1 arasında bir değere sahiptir. Bu çalışma için 0,5 olarak alınmıştır. Bu katsayının gri ilişkiler derecesini etkilemediği önceki çalışmalarda görülmüştür (Acır, Canlı, Ata, & Çakıroğlu, 2017). Çizelge 4.13'te örnek hesap ve sonuçlar yer almaktadır.

Çizelge 4.13. Enerji ve ekserji verimi için gri ilişkiler katsayı matrisi

	Hesaplama		**Hesap sonucu**	
	Enerji verimi	**Ekserji verimi**	**Enerji verimi**	**Ekserji verimi**
Referans seri	1,00	1,00	1,00	1,00
1	$\frac{0+0,5*1}{0,1201+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,0554+0,5*1}$	0,8063	0,3461
2	$\frac{0+0,5*1}{0,3303+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,6606+0,5*1}$	0,6022	0,5957
3	$\frac{0+0,5*1}{0,7637+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{1,00+0,5*1}$	0,3957	1,0000
4	$\frac{0+0,5*1}{0,1488+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,0511+0,5*1}$	0,7706	0,3451
5	$\frac{0+0,5*1}{0,3734+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,6515+0,5*1}$	0,5725	0,5892
6	$\frac{0+0,5*1}{0,8355+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,9818+0,5*1}$	0,3744	0,9648
7	$\frac{0+0,5*1}{0,5587+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,6423+0,5*1}$	0,4723	0,5830
8	$\frac{0+0,5*1}{0,9909+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,9495+0,5*1}$	0,3354	0,9083
9	$\frac{0+0,5*1}{0,0522+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,1201+0,5*1}$	0,9054	0,3333
10	$\frac{0+0,5*1}{0,8394+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,1201+0,5*1}$	0,3733	0,9940
11	$\frac{0+0,5*1}{0,0039+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,1201+0,5*1}$	0,9922	0,3366
12	$\frac{0+0,5*1}{0,2389+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,1201+0,5*1}$	0,6767	0,5983
13	$\frac{0+0,5*1}{0,3747+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,3321+0,5*1}$	0,5716	0,6009

Çizelge 4.13. Enerji ve ekserji verimi için gri ilişkiler katsayı matrisi (devam)

14	$\frac{0+0,5*1}{0,8003+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,0079+0,5*1}$	0,3845	0,9844
15	$\frac{0+0,5*1}{0,00+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,9994+0,5*1}$	1,0000	0,3335
16	$\frac{0+0,5*1}{1,00+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,0444+0,5*1}$	0,3333	0,9184
17	$\frac{0+0,5*1}{0,0326+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,9897+0,5*1}$	0,9387	0,3356
18	$\frac{0+0,5*1}{0,3016+0,5*1}$	$\frac{0+0,5*1}{0,3485+0,5*1}$	0,6238	0,5892

5. Adım: Bu aşamada 4. Adımda elde edilen verileri Denklem 3.95 kullanılarak gri ilişkiler dereceleri bulunur. Bu tez kapsamında enerji ve ekserji çıktılarının 0,5-0,5 ağırlıklandırma durumu için sonuçlar incelenmiştir.

İlk olarak 0,5-0,5 ağırlıklandırma Denklem 3.95 ile hesaplanır ve bulunan bu gri ilişkiler dereceleri büyükten küçüğe doğru sıralanır. Çizelge 4.14'te gri ilişkiler derecesinin örnek hesabı ve sonuçları yer almaktadır. Bu derecelerin ortalaması 0,6246 olarak bulunmuştur. Ayrıca 3 numaralı deneyin gri ilişkiler derecesi en yüksek olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.14. Enerji ve ekserji verimi için gri ilişkiler derecesi ve sıralaması (Enerji 0,5 ve ekserji 0,5)

	Gri ilişkiler Derecesi		**Sıralama**
Hesaplama numarası	**Hesaplama**	**Sonuç**	
1	$(0{,}8063 * 0{,}5 + 0{,}3461 * 0{,}5)$	0,5762	16
2	$(0{,}6022 * 0{,}5 + 0{,}5957 * 0{,}5)$	0,5989	13
3	$(0{,}3957 * 0{,}5 + 1{,}00 * 0{,}5)$	**0,6978**	**1**
4	$(0{,}7706 * 0{,}5 + 0{,}3451 * 0{,}5)$	0,5579	17
5	$(0{,}5725 * 0{,}5 + 0{,}5892 * 0{,}5)$	0,5809	15
6	$(0{,}3744 * 0{,}5 + 0{,}9648 * 0{,}5)$	0,6696	4
7	$(0{,}4723 * 0{,}5 + 0{,}5830 * 0{,}5)$	0,5276	18
8	$(0{,}3354 * 0{,}5 + 0{,}9083 * 0{,}5)$	0,6218	10
9	$(0{,}9054 * 0{,}5 + 0{,}3333 * 0{,}5)$	0,6194	11
10	$(0{,}3733 * 0{,}5 + 0{,}9940 * 0{,}5)$	0,6836	3
11	$(0{,}9922 * 0{,}5 + 0{,}3366 * 0{,}5)$	0,6644	6
12	$(0{,}6767 * 0{,}5 + 0{,}5983 * 0{,}5)$	0,6375	7
13	$(0{,}5716 * 0{,}5 + 0{,}6009 * 0{,}5)$	0,5863	14
14	$(0{,}3845 * 0{,}5 + 0{,}9844 * 0{,}5)$	0,6845	2
15	$(1{,}00 * 0{,}5 + 0{,}3335 * 0{,}5)$	0,6667	5
16	$(0{,}3333 * 0{,}5 + 0{,}9184 * 0{,}5)$	0,6259	9
17	$(0{,}9387 * 0{,}5 + 0{,}3356 * 0{,}5)$	0,6372	8
18	$(0{,}6238 * 0{,}5 + 0{,}5892 * 0{,}5)$	0,6065	12

6. Adım: Çizelge 4.15'te parametrelerin belirtilen ağırlıklandırmaya göre yeni seviyeleri hesaplanmıştır. Çizelgede parametrelerin en yüksek seviyeleri tasarımın en iyi olduğu parametre seviyelerini göstermektedir. Çizelgeden de görüleceği gibi akışkan türünün 2. seviyesi, boru çapının 2. seviyesi, debinin 3. seviyesi ve giriş sıcaklığının 3. seviyesi en yüksek seviyelerdir. Buna göre parametreler A2B2C3D3 olarak belirlenir. Burada giriş sıcaklığının maksimum ve minimum seviyeleri arasındaki farkın diğer parametrelerin

maksimum ve minimum farklarından büyük olduğundan en etkili parametrenin giriş sıcaklığı olduğu görülür.

Çizelge 4.15. Akışkan türü, boru çapı, debi ve giriş sıcaklığı parametreleri için hesaplanan yeni parametre seviyeleri (Ağırlıklandırma enerji verimi 0,5- ekserji verimi 0,5 için)

Parametre	**Parametre seviyesi**			**Max-Min**
	1	**2**	**3**	
Akışkan türü	0,6056	**0,6436**	-	0,038
Boru çapı	0,6070	**0,6243**	0,6064	0,0179
Debi	0,5929	0,6313	**0,6496**	0,0567
Giriş sıcaklığı	0,6203	0,5896	**0,6639**	**0,0743**

7. Adım: Bu aşamada elde edilen gri ilişkiler derecelerinin ANOVA analizi yapılır. "Contribution" değeri en büyük olan parametrenin tasarımın performansına etkisi en büyük olan parametre olarak bulunur. Çizelge 4.16'da 0,5-0,5 ağırlıklandırılmış enerji ve ekserji çıktılarının gri ilişkiler derecelerinin ANOVA analizi verilmiştir. Çizelgede en büyük "Contribution" değerine sahip parametre %43,13 ile giriş sıcaklığı olarak görülmektedir. Dolaysıyla tasarıma en etkili parametrenin giriş sıcaklığı olduğu anlaşılır. Bu sonuç daha önce yapılan Taguchi analizi ile uyuşmaktadır. Çizelgede bir diğer sonuç olan F değeri de "Contribution" sonucunu destekler.

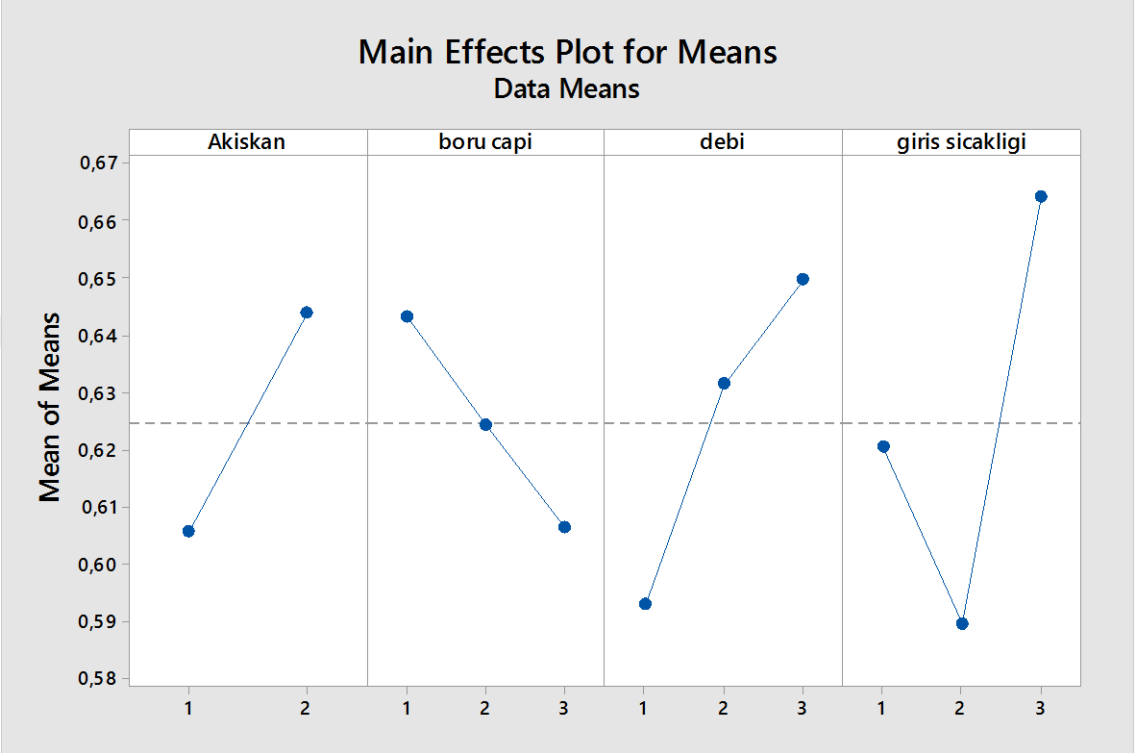
Çizelge 4.16. 0,5-0,5 Ağırlıklandırma için gri ilişkiler derecelerinin ANOVA analizi

Source	**DF**	**Seq SS**	**Contribution**	**Adj SS**	**Adj MS**	**F-Value**	**P-Value**
Akışkan	1	0,006515	16,81%	0,006515	0,006515	45,09	0,000
Boru Çapı	2	0,004036	10,42%	0,004036	0,002018	13,97	0,001
Debi	2	0,010040	25,91%	0,010040	0,005020	34,75	0,000
Giriş sıcaklığı	2	0,016712	43,13%	0,016712	0,008356	57,84	0,000
Error	10	0,001445	3,73%	0,001445	0,000144		
Total	17	0,038748	100,00%				

Çizelge 4.17. Enerji verimi 0,5 ve ekserji verimi 0,5 Ağırlıklandırma için S/N oranları

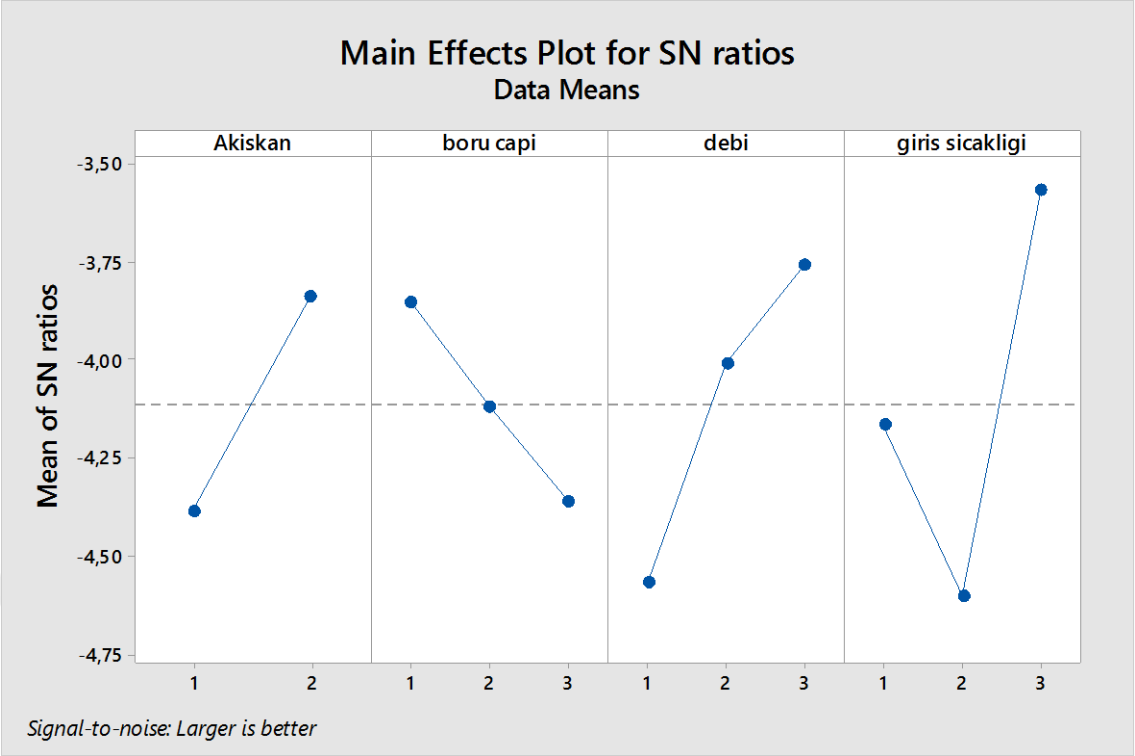
Hesaplama numarası	Akışkan Türü	Boru çapları	Debi	Giriş sıcaklığı	S/N (dB)
1	1	1	1	1	-4,78838
2	1	1	2	2	-4,45253
3	1	1	3	3	-3,12500
4	1	2	1	1	-5,06956
5	1	2	2	2	-4,71839
6	1	2	3	3	-3,48384
7	1	3	1	2	-5,55361
8	1	3	2	3	-4,12654
9	1	3	3	1	-4,16078
10	2	1	1	3	-3,30365
11	2	1	2	1	-3,55116
12	2	1	3	2	-3,91086
13	2	2	1	2	-4,63820
14	2	2	2	3	-3,29273
15	2	2	3	1	-3,52094
16	2	3	1	3	-4,07012
17	2	3	2	1	-3,91467
18	2	3	3	2	-4,34320

8. Adım: Son adım olan bu aşamada 0,5-0,5 oranında ağırlıklandırılmış enerji ve ekserji çıktıları için elde edilen gri ilişkiler derecelerinin, Taguchi yöntemi kullanılarak sinyal/gürültü oranları bulunur. Çizelge 4.17'de elde edilen sinyal/gürültü oranı verilmiştir.



Şekil 4.5. Enerji ve ekserji verimi için 0,5-0,5 ağırlıklandırma için Means grafiği

Şekil 4.5 ve Şekil 4.6' da gri ilişkiler derecelerinin grafikleri görülmektedir. Sinyal/gürültü oranı ve Means grafiğinden de anlaşılacağı gibi en iyi deney planının A2B1C3D3 olarak tespit edilmiştir. Bu hesaplama planı Çizelge 3.14'te yer almayan hesaplama planıdır. Bu hesaplama planı Çizelge 4.15'te yer alan parametrelerin yeni seviyelerinden elde edilen sonuçla hemen hemen uyumludur.



Şekil 4.6. Enerji ve ekserji verimi için 0,5-0,5 ağırlıklandırma için S/N oranı grafiği

5. SONUÇ

5.1. Taguchi Metodunun Enerji ve Ekserji Üzerinde ki Sonuçları

5.1.1. Enerji Verimi İçin Sonuçlar

- Enerji veriminin sinyal/gürültü oranı ANOVA analizine göre "Contribution" değerinin en yüksek olduğu parametrenin giriş sıcaklığı olduğu görülmüştür. Bu analiz yöntemine göre giriş sıcaklığının %94,06 oranında bir etkiye sahiptir(Çizelge 4.5).
- Enerji veriminin sinyal/gürültü oranı için yanıt tablosunda parametrelerin etki sıralamasını Rank değeri vermektedir. En etkili parametrenin giriş sıcaklığı, ikinci sıradaki parametrenin debi, üçüncü sıradaki parametrenin boru çapı ve dördüncü sıradaki parametrenin ise akışkan türü olduğu görülmüştür (Çizelge 4.3).
- Enerji verimi için sinyal/gürültü oranı grafiğinde (Şekil 4.1) akışkan türünün en yüksek seviyesi 2. Seviye, boru çaplarının en yüksek seviyesi 1. Seviye, debinin en yüksek seviyesi 3. Seviye ve giriş sıcaklığının en yüksek seviyesinin 1. Seviye olduğu görülmektedir. Yani Taguchi yöntemine göre en iyi hesaplama planının A2B1C3D1 olduğu ve analizi yapılan 18 deney planı arasında yer almadığı görülmektedir. Buna göre;

  Akışkan türü Therminol VP-1

  Emici boru iç ve dış çapları ve cam örtü iç ve dış çapları sırasıyla 0,067 m, 0,07 m, 0,104 m ve 0,11 m'dir.

  Hacimsel debi 150 lt/dk

  Giriş sıcaklığı 400K
- Taguchi yöntemine göre hesaplanması gereken (3x3x3x2) 54 deney sayısı yerine sadece 18 hesaplama sayısıyla en iyi duruma ulaşılmıştır.
- Elde edilen en uygun parametrelerin teorik analizi yapıldığında veriminin %74,82 olduğu görülmüş ve hesaplama planından elde edilen en yüksek verimden yüksek olduğu görülmüştür.
- Burada en düşük giriş sıcaklığı için enerji veriminin en yüksek çıkması, borular ile çevre arasındaki sıcaklık farkının az olup dolayısıyla enerji kaybının az olmasından kaynaklanıyor olabilir.

5.1.2. Ekserji Verimi İçin Sonuçlar

- Ekserji veriminin sinyal/gürültü oranı ANOVA analizine göre "Contribution" değerinin en yüksek olduğu parametrenin giriş sıcaklığı olduğu görülmüştür. Bu analiz yöntemine göre giriş sıcaklığının %99,79 oranında bir etkiye sahiptir(Çizelge 4.9).
- Ekserji veriminin sinyal/gürültü oranı için yanıt tablosunda parametrelerin etki sıralamasını Rank değeri vermektedir. En etkili parametrenin giriş sıcaklığı, ikinci sıradaki parametrenin boru çapı, üçüncü sıradaki parametrenin debi ve dördüncü sıradaki parametrenin ise akışkan türü olduğu görülmüştür (Çizelge 4.7).
- Ekserji verimi için sinyal/gürültü oranı grafiğinde (Şekil 4.3) akışkan türünün en yüksek seviyesi 1. Seviye, boru çaplarının en yüksek seviyesi 1. Seviye, debinin en yüksek seviyesi 1. Seviye ve giriş sıcaklığının en yüksek seviyesinin 3. Seviye olduğu görülmektedir. Yani Taguchi yöntemine göre en iyi hesaplama planının A1B1C1D3 olduğu ve analizi yapılan 18 hesaplama planı arasında yer almadığı görülmektedir. Buna göre;
  Akışkan türü Slytherm 800
  Emici boru iç ve dış çapları ve cam örtü iç ve dış çapları sırasıyla 0,067 m, 0,07 m, 0,104 m ve 0,11 m'dir.
  Hacimsel debi 50 lt/dk
  Giriş sıcaklığı 600K
- Elde edilen en uygun parametrelerin teorik analizi yapıldığında ekserji veriminin %35,27 olduğu görülmüş ve hesaplama planından elde edilen en yüksek ekserji verimiyle arasında yaklaşık %4 fark oluşmaktadır.

5.2. Gri İlişkisel Analizinin Enerji ve Ekserji Üzerinde ki Sonuçları

Bu tez kapsamında enerji ve ekserji verimlerinin 0,5-0,5 oranındaki ağırlıklandırmaya göre gri ilişkiler analizi yapılmıştır. Burada bu oran, enerji ve ekserji veriminin eşit derecede önemli olduğu durumu ifade etmektedir.

- Belirlenen ağırlıklandırma oranlarına göre elde edilen gri ilişkiler derecesine göre 0,69 ile 3 numaralı hesaplama planı A1B1C3D3 olarak tespit edilmiştir (Çizelge 4.14).

- Elde edilen gri ilişkiler derecesinin yeni parametre seviyeleri hesaplanmıştır (Çizelge 4.15). Elde edilen bu parametre seviyelerinin maksimum ve minimum değerleri arasındaki farkın en büyük olduğu parametrenin tasarımın en etkili parametresi olarak belirlenmiştir. Böylece en etkili parametrenin giriş sıcaklığı olduğu görülmüştür. Ayrıca her bir parametrelerin en etkili olduğu seviyeleri de bulunmuştur. Buna göre 3 numaralı deney planı olan A1B1C3D3 bulunmuştur.

  Akışkan türü Slytherm 800

  Emici boru iç ve dış çapları ve cam örtü iç ve dış çapları sırasıyla 0,067 m, 0,07 m, 0,104 m ve 0,11 m'dir.

  Hacimsel debi 150 lt/dk

  Giriş sıcaklığı 600K
- Gri ilişkiler dereceleri dikkate alınarak yapılan ANOVA analizine göre (Çizelge 4.16) "Contribution" değeri %43,13 ile en etkili parametrenin giriş sıcaklığı olduğu tespit edilmiştir. Onu takip eden parametre %25,91 ile debi daha sonra %16,81 ile akışkan türü ve en sonunda %10,42 etki ile boru çapı bulunmuştur. Burada elde edilen yeni seviyeler ile ANOVA analizi arasında az da olsa farklılık vardır. Bu yeni seviyelere göre boru çaplarının akışkan türünden daha etkili olduğu görülmesine rağmen ANOVA analizine göre akışkan türü boru çaplarına göre daha etkilidir. Literatüre göre daha çok ANOVA analizi dikkate alınmaktadır (Sarpkaya, 2014).
- Son olarak önerilen A1B1C3D3 hesaplama planı, incelenen 18 hesaplamanın arasında yer aldığı için tekrardan enerji ve ekserji verimlerinin hesaplanmasına gerek kalmamıştır. Çizelge 4.1'de görüleceği gibi 3 numaralı deneyin teorik enerji verimi %67,86, ekserji verimi ise %36,69 bulunmuştur.

5.3. Sonuçlar

Bu tez kapsamında parabolik güneş kollektörlerin enerji ve ekserji veriminin tek bir yanıtın optimum parametrelerini bulma yöntemi olan Taguchi metodu ve çok kriterli karar verme yöntemi olan gri ilişkiler analizi metodu sonuçları Çizelge 5.1'da ve Çizelge 5.2'de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Taguchi metodunun enerji ve ekserji çıktıları üzerindeki sonuçları

Parametre	**Enerji verimi**	**Ekserji verimi**
Akışkan türü	Therminol VP-1	Syltherm 800
Boru çapı	D_{ebi} 0,067 m D_{ebd} 0,07 m $D_{cöi}$ 0,104 m $D_{cöd}$ 0,11 m	D_{ebi} 0,067 m D_{ebd} 0,07 m $D_{cöi}$ 0,104 m $D_{cöd}$ 0,11 m
Debi	150 lt/dk	50 lt/dk
Giriş sıcaklığı	400 K	600 K
Hesaplama numarası	-	-
Seviye	A2B1C3D1	A1B1C1D3
Hesaplama yapıldı/yapılmadı	Yapılmadı	Yapılmadı

Çizelge 5.2. Gri ilişkiler analizinin enerji ve ekserji çıktıları üzerindeki sonuçları

Referans	**Enerji verimi 0,5- Ekserji verimi 0,5**
Gri ilişki derecesine göre	A1B1C3D3 (3 No'lu deney)
ANOVA'ya göre	En etkili giriş sıcaklığı

5.4. Öneriler

- Bu çalışmada belirlenen parametre ve seviyeleri dışında Bölüm 3.8'de belirtilen parametreler ve seviyeleri belirlenerek analizler yapılabilir.
- Yapılması gereken 54 teorik hesaplama yapılıp sonuçlar incelenip optimum parametreler ve seviyeleri tespit edilebilir.
- Enerji ve ekserji verimi için farklı ağırlıklandırma oranlarına göre hesaplamalar yapılabilir.
- Farklı optimizasyon yöntemleri kullanılarak performans analizleri yapılabilir.
- Optimizasyona maliyet hesabı da eklenerek analizler yapılabilir.

KAYNAKLAR

Acır, A., Canlı, M. E., Ata, İ. ve Çakıroğlu, R. (2017). Parametric Optimization of Energy and Exergy Analyses of a Novel Solar Air Heater With Grey Relational Analysis. *Applied Thermal Engineering 122,* 330-338.

Akkoç, S. (2012). Birleşik Parabolik Yoğunlaştırıcı Güneş Kollektöreri ile Su Isıtma Sisteminin Matematiksel Modeli, Simülasyonu ve Performans Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Başkent Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Mühendisliği Anabilim Dalı: Ankara.

Arslan, F. M. (2018). Parabolik Güneş Kolektörlerinde Enerji ve Ekserji Analizi. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı: İzmir.

Arslanoğlu, N. ve Yiğit, A. (2016). Experimental Investigation of Radiation Effect on Human Thermal Comfort by Taguchi Method. *Applied Thermal Engineering, 92*, 18-23.

Ata, İ. (2017). Güneş Enerjisi Destekli Hava Isıtıcısı Performansının Deneysel incelenmesi ve Gri İlişkisel Analiz Yöntemi İle Optimizasyonu. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı: Ankara.

Bayraç, H. N. (2009). Küresel Enerji Politikaları ve Türkiye: Petrol ve Doğal Gaz Kaynakları Açısından Karşılaştırma. *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Sosyal Bilimler Dergisi, 10(1)*, 115-142.

Behar, O., Khellaf, A. ve Mohammedi, K. (2015). A Novel Parabolik Trough Solar Collector Model-Validation With Experimental Data and Comparison to Engineering Equation Solver (EES). *Energy Conversion and Management, 106,* 268-281.

Bellos, E., ve Tzivanidis, C. (2018). Analytical Expression of Parabolik Trough Solar Collector Performance. *Designs, 2(1),* 9. doi:10.3390/designs2010009.

Bellos, E., Tzivanidis, C., & Antonopoulos, K. A. (2017). A Detailed Working Fluid Investigation For Solar Parabolic Trough Collectors. *Applied Thermal Engineering, 114*, 374-386.

Çengel, Y. A. ve Boles, M. A. (2008). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik.* İzmir: İzmir Güven Kitapevi.

Çoban, O. ve Şahbaz Kılınç, N. (2016). Enerji kullanımının Çevresel Etkilerinin İncelenmesi. *Marmara Coğrafya Dergisi, (33)*, 589-606.

D. E. K. T. M. Komitesi. (2009). *Dünya'da ve Türkiye'de Güneş Enerjisi.* EKC Form Ofset, ISBN, 978-605.

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

Enerji Atlası. (2021). Rüzgar Enerji Santralleri: https://www.enerjiatlasi.com/ruzgar/ adresinden alındı

Enerji Atlası. (2021). Hidroelektrik Santralleri: https://www.enerjiatlasi.com/hidroelektrik/ adresinden alındı

Ercoşkun, G. T. (2013). Parabolik Oluk Tipi Güneş Toplayıcısı Tasarımı ve Deneysel İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Mersin Üniversitesi, Fenbilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı: Mersin.

Forristall, R. (2003). *Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver (No. NREL/TP-550-34169).* National Renewable Energy Lab., Golden, CO: (US).

Gençoğlu, M. T. (2002). Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Türkiye Açısından Önemi. *Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, 14(2),* 57-64.

Halıcı, F., ve Gündüz, M. (2013). *Örenklerle Isı Geçişi Isı Transferi.* İstanbul: Birsen Yayınevi.

Kalogirou, S. A. (2012). A Detailed Thermal Model of a Parabolic Trough Collector Receiver. *Energy, 48(1),* 298-306.

Kartal, Y. (2007). Parabolik Yansıtıcı Yüzeyli Yoğunlaştırıcı Güneş Kollektörü Tasarımı. Yüksek Lisansi Tezi, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı: İzmir.

Kaynar, N. K. (2020). Yenilenebilir Enerji Kaynaklarından Güneş Enerjisinin Amasya İlindeki Potansiyeli. *Bilge International Journal of Science and Technology Research*, 48-54.

Kepekçi, H. İ. (2014). Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi Bileşenlerinin Analizi ve Tasarımı. Yüksek Lisans, Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı: Bursa.

Kıncay, O., ve Onan, C. (2008). *Yoğunlaştırıcı Güneş Enerjisi Sistemleri* .

Koç, E., ve Kaya, K. (2015). Enerji Kaynakları-Yenilenebilir Enerji Durumu. *Mühendis ve Makina, 668,* 36-47.

Mahmood, S. N. (2010). Design Principles of Parabolic Solar Collektors. Yüksek Llisans, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı: İzmir.

Öztürk, H. K., Şanlı, G. ve Yılancı, A. (2009). Parabolik Oluk Tipi Güneş Kollektörlerin Performans Analizi. *Mühendis ve Makina 609,* 19-28.

Sarpkaya, Ç. (2014). *Taguchi Metoduna Dayalı Gri İlişkiler Analizi ile Haşıl Prosesinin Optimizasyonu.* Doktora Tezi. Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tekstil Mühendisliği Anabilim Dalı: Adana.

Şanlı, G. (2010). Parabolik Oluk Tipi Güneş Kollektörlerinin Teorik Olarak İnclenmesi . Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi, Fenbilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Denizli.

Şimşek, Ö. (2012). Parabolik Güneş Kollektörü Tasarımı, İmalatı, Test Edilmesi ve Kırsal Bölgelerde Isıtma Kullanım Alanı Fizibilitesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı: Ankara.

T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı. (2021). Türkiye Global Güneş Radyasyonu Uzun Yıllar Ortalaması: https://www.mgm.gov.tr/kurumici/radyasyon_iller.aspx adresinden alındı

T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı. (2021). Jeotermal: https://enerji.gov.tr/eigm-yenilenebilir-enerji-kaynaklar-jeotermal adresinden alındı

T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı. (2021). Güneş: https://enerji.gov.tr/eigm-yenilenebilir-enerji-kaynaklar-gunes adresinden alındı

Tunç, G. (2011). Birleşik Parabolik Güneş Toplaçlarının Geometrik Özelliklerinin Analitik Çözümlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Başkent Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Mühendisliği Anabilim Dalı: Ankara.

Üçgül, İ., Öztürk, M. ve Özek, N. (2006). Parabolik Kollektörlerin Optik, Enerjetik ve Ekserjetik Verimliliklerinin Analizi. *Mühendis ve Makina 561*, 49-56.

Yapıcı, E. Ö. (2019). Thermodynamic Analysis and Simulation of Steam Turbine Power Plant Hybrid With Parabolic Collectors; A Study In Iraq. *Mugla Journal of Science and Technology 5(2)*, 1-12.

Yenilenebilir Yaşam. (2021). Güneş Enerjisi ile Su Isıtma Sistemleri: http://yenilenebiliryasam.com/2011/05/gunes-enerjisi-ile-su-istma-sistemleri.html adresinden alındı

Yiğit, A. ve Atmaca, İ. (2018). *Güneş Enerjisi Mühendislik Uygulamaları.* Bursa: Dora.

Yiğit, A. ve Arslanoğlu, N. (2021). Parabolik oluk tipi güneş kollektörlerinin ısıl analizi ve parametrik incelenmesi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, 26,* 777–786

EKLER

EK 1

Slytherm 800 için sıcaklığa bağlı (℃) termofiziksel özellikleri (Arslan, 2018)

Yoğunluk;

$$\rho = -1{,}671E-06T_{ak}^{3} + 0{,}0004212T_{ak}^{2} - 0{,}9166T_{ak} + 953{,}2$$

Özgül ısı;

$$c_p = 1{,}708T_{ak} + 1574$$

Isı iletim katsayısı;

$$k_{ak} = -0{,}0001881T_{ak} + 0{,}1388$$

Dinamik viskozite;

$$\mu_{ak} = \frac{(-0{,}1202T_{ak} + 105)}{(T_{ak}^{2} + 149{,}3T_{ak} + 6789)}$$

Therminol VP-1 için sıcaklığa bağlı (℃) termofiziksel özellikleri (Arslan, 2018)

Yoğunluk;

$$\rho = -6{,}59E-09T_{ak}^{4} + 3{,}497E-06T_{ak}^{3} - 0{,}0009204T_{ak}^{2} - 0{,}7312T_{ak} + 1079$$

Özgül ısı;

$$c_p = 8{,}171E-06T_{ak}^{3} - 0{,}004768T_{ak}^{2} + 3{,}505T_{ak} + 1469$$

Isı iletim katsayısı;

$$k_{ak} = 1{,}115E-12T_{ak}^{3} - 1{,}7398E-07T_{ak}^{2} - 8{,}694E-05T_{ak} + 0{,}1381$$

Dinamik viskozite;

$$\mu_{ak} = \frac{(-2{,}056E-06T_{ak}^{2} + 0{,}02523T_{ak} + 20{,}76)}{(T_{ak}^{2} + 113{,}9T_{ak} + 2277)}$$

EK 2

Matematiksel Modellemenin Matlab'da Yazılması

```
D_coi=0.114;
D_cod=0.12;
D_ebd=0.08;
D_ebi=0.077;
E_c=0.9;
T_hava=300;

U=2;
L=7.8;
E_b=0.2;
sigma=5.67*10^-8;
V_hcmsl=50;
T_giris=600;

T_giris_2=T_giris-273.15+10;
T_gunes=5770;

T_gok=0.0553*(T_hava^1.5);
Ib=1000;
A_alan=39;
Q_giren=Ib*A_alan;
A_bi=pi*D_ebi*L;
A_bd=pi*D_ebd*L;
A_cd=pi*D_cod*L;
A_ci=pi*D_coi*L;
N_optik=0.754;
Q_abs=Q_giren*N_optik;

ro_ak=-1.671*10^-6*T_giris_2^3+4.216*10^-4*T_giris_2^2-
0.917*T_giris_2+953.17;
c_p_ak=1.706*T_giris_2+1574;
mu_ak=(-0.1202*T_giris_2+105)/(T_giris_2^2+149.3*T_giris_2+6789);
k_ak=-1.881*10^-4*T_giris_2+0.139;
pr_ak=mu_ak*c_p_ak/k_ak;
h_dis=4*(U^0.58)*(D_cod^-0.42);
m_ktlsl=(V_hcmsl*ro_ak*10^-3)/60;

Re_ak=4*m_ktlsl/(mu_ak*D_ebi*pi);

if Re_ak>2300

    Nu=0.023*(Re_ak^0.8)*(pr_ak^0.4);
else

Nu=3.66+(0.0667*Re_ak*pr_ak*D_ebi/L)/(1+0.04*(Re_ak*pr_ak*D_ebi/L)^(2/
3));
end
h_ak=(Nu*k_ak)/D_ebi;
```

```
K_1=(A_cd*E_c*sigma*4*(T_hava^3))+(A_cd*h_dis);
E_b_2=(1/E_b+((1-E_c)*A_bd)/(E_c*A_ci))^-1;

K_2=A_bd*E_b_2*sigma*((1+(4*(T_hava^3)*A_bd*E_b_2*sigma)/K_1)^-1);
K_3=((1/(A_bi*h_ak))+1/((2*m_ktlsl*c_p_ak)))^-1;

K_4=N_optik*((1+((4*T_giris^3*K_2)/(K_3)))^-1);

K_5=K_2*((1+4*(T_giris^3)*K_2/K_3)^-1);

N_en=K_4-(K_5*((T_giris)^4-T_hava^4)/Q_giren);

Q_k=(N_optik-K_4)*Q_giren+K_5*((T_giris)^4-(T_hava^4));

T_eb=T_giris+(K_4/K_3)*Q_giren-(K_5/K_3)*((T_giris^4)-(T_hava^4));


T_cikis=T_giris+K_4*Q_giren/(m_ktlsl*c_p_ak)-K_5*(T_giris^4-
T_hava^4)/(m_ktlsl*c_p_ak);

T_ort_ak=(T_giris+T_cikis)/2;

Q_yar=Q_abs-Q_k;

Ex_g=Q_giren*(1+(1/3)*(T_hava/T_gunes)^4-(4*T_hava)/(3*T_gunes));
Ex_k_opt=(1-N_optik)*Ex_g;
Ex_k_isil=Q_k*(1-T_hava/T_eb);

Ex_k=Ex_k_opt+Ex_k_isil;

Ex_y_g=N_optik*Ex_g-Q_abs*(1-T_hava/T_eb);
Ex_kaz=m_ktlsl*c_p_ak*(T_cikis-T_giris-T_hava*log(T_cikis/T_giris));
Ex_y_ak=Q_yar*(1-T_hava/T_eb)-Ex_kaz;

Ex_y=Ex_y_ak+Ex_y_g;
N_ex=Ex_kaz/Ex_g;
```