T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK FIRIN CÜRUFUNDAN ELEKTRİK ÜRETİMİ: SANTRİFÜJ KURU GRANÜLASYON SİSTEMİNE ENTEGRE SÜPERKRİTİK CO_2 ÇEVRİMLERİNİN TERMO-EKONOMİK ANALİZLERİ

Ahmet Can BEKTAŞ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Programı

Danışman

Prof. Dr. Ali Volkan AKKAYA

Aralık, 2021

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK FIRIN CÜRUFUNDAN ELEKTRİK ÜRETİMİ: SANTRİFÜJ KURU GRANÜLASYON SİSTEMİNE ENTEGRE SÜPERKRİTİK CO_2 ÇEVRİMLERİNİN TERMO-EKONOMİK ANALİZLERİ

Ahmet Can BEKTAŞ tarafından hazırlanan tez çalışması 23.12.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ali Volkan AKKAYA
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ali Volkan AKKAYA, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Şaban PUSAT, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Ögr. Üye. Yasin KARAGÖZ, Üye
İstanbul Medeniyet Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Ali Volkan AKKAYA sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Yüksek Fırın Cürufundan Elektrik Üretimi: Santrifüj Kuru Granülasyon Sistemine Entegre Süperkritik CO_2 Çevrimlerinin Termo-Ekonomik Analizleri başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Ahmet Can BEKTAŞ

İmza

Aileme

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam sırasında sürekli yanımda bulunan; tecrübesi ve bilgisini her ihtiyaç duyduğumda benimle paylaşan, çalışmamı yönlendiren ve kolaylaştıran danışmanım, saygıdeğer hocam Prof. Dr. Ali Volkan AKKAYA'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım. En sıkıntılı zamanlarımda desteklerini yanımda hissettiğim aileme ve arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca lisansüstü eğitimim boyunca ders aldığım, bilgilerinden yararlandığım fakültemizin bütün hocalarına teşekkürüm ederim.

Ahmet Can BEKTAŞ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vii
KISALTMA LİSTESİ ix
ŞEKİL LİSTESİ x
TABLO LİSTESİ xiii
ÖZET xiv
ABSTRACT xvi
1 GİRİŞ 1
1.1 Literatür Özeti ... 1
1.1.1 Yüksek Fırın Cürufu ... 2
1.1.2 YFC'ndaki Atık Isının Geri Kazanımı ... 11
1.1.3 sCO_2 Güç Çevrimi ... 26
1.1.4 Literatür Değerlendirmesi ... 33
1.2 Tezin Amacı ... 34
1.3 Hipotez ... 35
2 SANTRİFÜJ KURU GRANÜLASYON SİSTEMİ 37
2.1 Santrifüj Kuru Granülasyon Sisteminin Çalışma Prensibi ... 37
2.2 Santrifüj Kuru Granülasyon Sisteminin Termodinamik Modeli ... 38
2.2.1 YFC Atık Isı Enerjisinin Havaya Aktarımı ... 38
2.2.2 Granülasyon Sisteminin Harcadığı Güç ... 40
2.3 Modelin Doğrulanması ... 41
2.4 Parametrik Analizler ve Sonuçları ... 42
2.4.1 YFC'nun Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının Etkisi ... 42
2.4.2 Hava Kütlesel Debisinin Etkisi ... 44
2.4.3 Granül Boyutunun Etkisi ... 44
2.4.4 Fan Özel Oranının Etkisi ... 45
2.4.5 Sistem Verimlilik Değerinin Etkisi ... 46
3 GÜÇ ÇEVRİMLERİ 47
3.1 sCO_2 Güç Çevrimleri ... 47
3.1.1 Rejenerasyonlu sCO_2 Brayton Çevrimi (R-sCO_2) ... 47
3.1.2 Kısmi Isıtmalı sCO_2 Brayton Çevrimi (KI-sCO_2) ... 49
3.1.3 Sıralı sCO_2 Brayton Çevrimi (S-sCO_2) ... 50

3.1.4 Çift Geri Kazanımlı sCO_2 Brayton Çevrimi (ÇGK-sCO_2) 52
3.2 Güç Çevrimlerinin Termodinamik Modellemesi 54
3.2.1 sCO_2 Brayton Çevrimleri 54
3.2.2 Buhar Rankine Güç Çevrimi 58
3.3 sCO_2 Çevrimlerinin Termo-Ekonomik Modeli 62
3.3.1 sCO_2 Çevrimlerinin Maliyet Kalemleri 62
3.3.2 sCO_2 Çevrimlerinin Birim Elektrik Üretim Maliyeti 64
3.4 sCO_2 Brayton Güç Çevrimlerinin Analizleri 64
3.4.1 Termodinamik Analiz 65
3.4.2 Termo-ekonomik Analizler 82
4 SANTRİFÜJ KURU GRANÜLASYON SİSTEMİNE ENTEGRE sCO_2 GÜÇ ÇEVRİMLERİ 97
4.1 sCO_2 Çevrimlerinin Santrifüj Kuru Granülasyon Sistemine Entegrasyonu 97
4.2 Yatırım Maliyetini Belirleme Yöntemi 98
4.3 Analiz Sonuçları 101
4.3.1 Termodinamik Analiz Sonuçları 102
4.3.2 Termo-ekonomik Analiz Sonuçları 105
5 SONUÇ VE ÖNERİLER 113
KAYNAKÇA 117
A GÜÇ ÇEVRİMLERİ 122
B ÖRNEK EES KODLARI 125
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 131

SİMGE LİSTESİ

P	Basınç
r	Basınç Oranı
A	Belirlenen Gelir Kaleminin Bir Periyottaki Değeri
g_{br}	Birim Elektrik Üretim Maliyeti
w	Birim Kütle Başına İş
H_{glassy}	Camsı Fazdaki Entalpi
f_{CO2}	CO_2 Emisyon Faktörü
D	Çap
n_y	Ekonomik Ömür
PW	Elde Edilen Kazancın Günümüzdeki Değeri
R_e	Enerji Geri Kazanım Verimliliği
h	Entalpi
s	Entropi
N	Eşanjörün Alt Bölüm Sayısı
ε	Etkinlik Değeri
B_{PW}	Gelirlerin Bugünkü Değeri
n	Geri Ödeme Süresi
W	Güç
$\dot{V}$	Hacimsel Akış Hızı
$\dot{Q}$	Isı Transferi
UA	İletkenlik Değeri
i	İskonto Oranı
α	Kristal Faz İçeriği
$H_{crystal}$	Kristal Fazdaki Entalpi
x	Kütle Ayrışma Oranı
$\dot{m}$	Kütlesel Debi
C_{PW}	Maliyetin Bugünkü Değeri
$\dot{C}$	Özgül Isı
p	Satış Fiyatı
T	Sıcaklık
η	Verim

E	Yıllık Elektrik Üretimi
g	Yıllık Fiyat Artış Oranı
ρ	Yoğunluk
L_f	Yük Faktörü
γ	Yüzey Gerilim

KISALTMA LİSTESİ

ASME	The American Society of Mechanical Engineering
ÇGK-sCO_2	Çift Geri Kazanımlı sCO_2 Güç Çevrimi
DST	Yüksek Sıcaklık Türbini
EES	Engineering Equation Solver
HTR	Yüksek Sıcaklık Reküperatörü
KI-sCO_2	Kısmi Isıtmalı sCO_2 Güç Çevrimi
LTR	Düşük Sıcaklık Reküperatörü
RCA	Döner Kap Atomizeri
RCLA	Döner Silindir Atomizeri
Re-sCO_2	Yeniden Sıkıştırmalı sCO_2 Güç Çevrimi
R-sCO_2	Rejenerasyonlu sCO_2 Güç Çevrimi
SDA	Döner Disk Atomizeri
S-sCO_2	Sıralı sCO_2 Güç Çevrimi
YFC	Yüksek Fırın Cürufu
YST	Düşük Sıcaklık Türbini

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Yüksek fırın şeması 3
Şekil 1.2 Hava ile soğutulmuş YFC 4
Şekil 1.3 Granüle edilmiş YFC 5
Şekil 1.4 a) Soğuk yolluk tankı **b)** Yüksek basınçlı su püskürtmesine sahip ıslak granülasyon işlemi şeması 6
Şekil 1.5 Cüruf peletleme işleminin şematik gösterimi.....9
Şekil 1.6 5 mm çapındaki YFC granülün zamana bağlı sıcaklık değişim grafiği..10
Şekil 1.7 YFC'nun soğutma hızına bağlı yapısal değişimi 11
Şekil 1.8 2014 yılında Türkiye'de 3 entegre tesisite üretilen YFC miktarı 12
Şekil 1.9 Tek döner tamburlu yöntemin şematik gösterimi 13
Şekil 1.10 İkiz tambur işleminin şematik gösterimi.....14
Şekil 1.11 Ecomaister ve Hatch hava püskürtmeli granülasyon yöntemi.....15
Şekil 1.12 Katı cüruf çarpması yöntemi 15
Şekil 1.13 Sumitomo Metal tarafından geliştirilen mekanik karıştırma işlemi....16
Şekil 1.14 Paul WURTH kuru granülasyon şeması 17
Şekil 1.15 Pickering tarafından geliştirilen döner kap atomizeri 18
Şekil 1.16 Mizuochi tarafından geliştirilen RCA metodunun şematik gösterimi .19
Şekil 1.17 CSIRO'nun girintili disk şeması 20
Şekil 1.18 CSIRO'daki yarı endüstriyel ölçekte (3 m çapında) entegre ısı geri kazanım ve kuru granülasyon pilot tesisi 21
Şekil 1.19 Metanın su ile reformasyonu.....22
Şekil 1.20 Döner disk granülasyonu ve hidrojen üretimi.....24
Şekil 1.21 Kömür gazı üretiminde YFC'nun kullanımı.....25
Şekil 1.22 CO_2 faz değişim grafiği.....26
Şekil 1.23 CO_2'in özgül ısı kapasitesinin sıcaklık ve basınca bağlı değişimi 27
Şekil 1.24 Rejenerasyonlu sCO_2 Brayton çevrimi 28
Şekil 2.1 Sanrifüj kuru granülasyon sistemi şematiği 37
Şekil 2.2 YFC giriş sıcaklığının, havanın kütlesel debisine ve kazandığı enerji miktarına etkisi.....43
Şekil 2.3 YFC çıkış sıcaklığının, havanın kütlesel debisine ve kazandığı enerji miktarına etkisi.....43
Şekil 2.4 Havanın kütlesel debi değişiminin, çıkış sıcaklığına ve fanın harcadığı güce etkisi 44

Şekil 2.5 Cüruf granül boyutunun motorun harcadığı güce etkisi 45
Şekil 2.6 Fan özel oranının güç tüketimine etkisi.....46
Şekil 2.7 Sistemin verimlilik değerinin havanın kütlesel debisine etkisi.....46
Şekil 3.1 R-sCO_2 çevriminin şematik gösterimi 48
Şekil 3.2 R-sCO_2 çevriminin T-s grafiği 48
Şekil 3.3 KI-sCO_2 çevriminin şematik gösterimi 49
Şekil 3.4 KI -sCO_2 çevriminin T-s grafiği 50
Şekil 3.5 S-sCO_2 çevriminin şematik gösterimi.....51
Şekil 3.6 S-sCO_2 çevriminin T-s grafiği.....51
Şekil 3.7 ÇGK -sCO_2 çevriminin şematik gösterimi.....53
Şekil 3.8 ÇGK -sCO_2 çevriminin T-s grafiği.....53
Şekil 3.9 Karşı akışlı ısı eşanjörünün alt bölümlere ayrılması.....57
Şekil 3.10 Buhar Rankine çevriminin şematik gösterimi 59
Şekil 3.11 Buhar Rankine çevriminin T-s grafiği 59
Şekil 3.12 Reküperatör iletkenliği-N grafiği 66
Şekil 3.13 R-sCO_2 güç çevriminin kompresör giriş basıncı ve termal verim grafikleri **a)**Braynt **b)**Doğrulama modeli.....68
Şekil 3.14 Maksimum çalışma basıncının ve basınç oranının (r_p) üretilen net güce etkisi **a)**15 MPa **b)**20 MPa **c)**25 MPa 70
Şekil 3.15 25 MPa maksimum basınçta basınç oranının çevrimin $\eta_{1,çevrim}$ değerine etkisi 71
Şekil 3.16 25 MPa maksimum basınçta basınç oranının çevrimin $\eta_{2,çevrim}$ değerine etkisi 72
Şekil 3.17 Maksimum çalışma sıcaklığı-net güç üretimi 73
Şekil 3.18 R-sCO_2 ve KI-sCO_2'de maksimum çalışma sıcaklığı ve türbinin ürettiği güç 74
Şekil 3.19 S-sCO_2 ve ÇGK-sCO_2'de maksimum sıcaklık ve türbinlerin ürettiği güç 75
Şekil 3.20 sCO_2 çevrimlerinin $\eta_{1,çevrim}$-maksimum sıcaklık 75
Şekil 3.21 sCO_2 çevrimlerinin $\eta_{2,çevrim}$-maksimum sıcaklık 76
Şekil 3.22 Türbin izantropik veriminin net güç çıkışına etkisi.....77
Şekil 3.23 Kompresör izantropik veriminin net güç çıkışına etkisi 77
Şekil 3.24 sCO_2 çevrimlerinin net güç çıkışı-reküperatör etkinliği grafiği.....78
Şekil 3.25 KI-sCO_2 çevriminde reküperatör etkinliğinin çalışma sıvısı üzerine etkisi.....79
Şekil 3.26 sCO_2 çevrimlerinin net güç çıkışı-ΔT 80

Şekil 3.27 Çevrimlerin verim ve güç çıktısına göre karşılaştırılması 82

Şekil 3.28 R-sCO_2'de maksimum basıncın ve basınç oranının, birim elektrik üretim maliyetine etkisi 83

Şekil 3.29 Çevrim basınç oranının birim elektrik üretim maliyetine etkisi 84

Şekil 3.30 Çevrim basınç oranının reküperatör maliyetine etkisi 85

Şekil 3.31 Maksimum çalışma sıcaklığının birim elektrik üretim maliyetine etkisi 86

Şekil 3.32 Maksimum çalışma sıcaklığının ısıtıcı maliyetine etkisi 86

Şekil 3.33 Türbin izantropik veriminin birim elektrik üretim maliyetine etkisi ..87

Şekil 3.34 Kompresör izantropik veriminin birim elektrik üretim maliyetine etkisi 88

Şekil 3.35 Çevrimlerin reküperatör etkinliği-birim elektrik üretim maliyeti 89

Şekil 3.36 Reküperatör etkinliğinin maliyetine etkisi 89

Şekil 3.37 KI-sCO_2 çevriminde reküperatör etkinliğinin ısıtıcı ve reküperatör maliyetine etkisi 90

Şekil 3.38 Çevrimlerin ΔT-birim elektrik üretim maliyeti.....91

Şekil 3.39 Çevrimlerin ΔT-ısıtıcı maliyeti 91

Şekil 3.40 S-sCO_2 çevriminde termodinamik giriş parametre değişimleri durumda g_{br}'nin duyarlılık analizi.....95

Şekil 3.41 S-sCO_2 çevriminde ekonomik giriş parametre değişimleri durumda gbr'nin duyarlılık analizi.....95

Şekil 4.1 Santrifüj granülasyon yöntemine entegre R-sCO_2 çevrimi 98

Şekil 4.2 ÇGK-sCO_2 çevriminin entegre olduğu sistemde, ekonomik giriş parametre değişimleri durumda toplam gelirin (B_{PW}) duyarlılık analizi 110

Şekil 4.3 ÇGK-sCO_2 çevriminin entegre olduğu sistemde, ekonomik giriş parametre değişimleri durumda $C_{PW,granülasyon}$'nin duyarlılık analizi 111

Şekil 4.4 S-sCO_2 çevriminin entegre olduğu sistemde, granülasyon giriş parametre değişimleri durumda $C_{PW,granülasyon}$'nun duyarlılık analizi 112

Şekil 4.5 S-sCO_2 çevriminin entegre olduğu sistemde, ekonomik giriş parametre değişimleri durumda $C_{PW,granülasyon}$'nun duyarlılık analizi.....112

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Sharif ve doğrulama modeli 41
Tablo 3.1 sCO_2 çevrim bileşenlerinin maliyet fonksiyonları 62
Tablo 3.2 Fonksiyon sabitleri 63
Tablo 3.3 Rejenerasyonlu sCO_2 Brayton çevriminin çalışma koşulları 67
Tablo 3.4 sCO_2 çevrimlerinin giriş parametreleri 81
Tablo 3.5 Buhar Rankine çevriminin giriş parametreleri 81
Tablo 3.6 sCO_2 çevrimlerinin giriş parametreleri 92
Tablo 3.7 sCO2 çevrimlerinin analiz sonuçları 94
Tablo 4.1 Santrifüj kuru granülasyon sisteminin tasarım parametreleri 102
Tablo 4.2 sCO_2 çevrimlerinin giriş parametreleri 103
Tablo 4.3 Entegre sistemlerin performans sonuçları 104
Tablo 4.4 Tasarlanan entegre sistemler için ekonomik parametreler 106
Tablo 4.5 sCO_2 çevrimlerinin ilk yatırım maliyeti ve birim elektrik üretim maliyeti 107
Tablo 4.6 Sistemlerin 1. yıl sonundaki gelir miktarları 108
Tablo 4.7 Geri ödeme süresi 3 yıl için net gelirin bugünkü değeri 109
Tablo 4.8 Geri ödeme süresi 5 yıl için net gelirin bugünkü değeri 109

ÖZET

Yüksek Fırın Cürufundan Elektrik Üretimi: Santrifüj Kuru Granülasyon Sistemine Entegre Süperkritik CO_2 Çevrimlerinin Termo-Ekonomik Analizleri

Ahmet Can BEKTAŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ali Volkan AKKAYA

Ulusal ekonomilerin temel endüstrilerinden biri olan demir-çelik endüstrisi, dünya enerji tüketiminin %6-7'sini oluşturmaktadır. Tüketilen enerjinin bir kısmı, yüksek fırın cürufunda ısı enerjisi olarak depolanmakta ve bu enerji geri kazanılmamaktadır. Son yıllarda artan enerji ihtiyacı sebebiyle yüksek fırın cürufunun taşıdığı yüksek atık ısı enerjisi ile araştırmacılar tarafından iyi bir potansiyel bir enerji kaynağı olarak görülmektedir.

Bu çalışma kapsamında yüksek fırın cürufunun, çimento üretiminde hammadde olarak kullanılması ve atık ısı enerjisini geri kazanılması için santrifüj kuru granülasyon yöntemi incelenmiştir. Cürufun sahip olduğu enerjinin geri kazanımı ile elektrik üretim potansiyeli teknik ve ekonomik olarak araştırılmıştır. Cüruftan enerji geri kazanımı için santrifüj kuru granülasyon yöntemi dikkate alınırken elektrik üretimi için dört farklı sCO_2 Brayton çevrimi incelenmiştir. sCO_2 Brayton çevrimleri, belirlenen tasarım aşamalarına göre parametrik performans ve ekonomik analizleri yapılmıştır. Analiz sonuçlarına göre, birim elektrik üretim maliyetleri minimize edilerek çevrimlerin uygun çalışma koşulları belirlenmiştir.

Bu koşullar altında S-sCO_2 çevriminin birim elektrik üretim maliyeti 0,02048 $/kWh ile en düşük çıkarken, en yüksek olan KI-sCO_2 çevrimi ile arasında fark sadece 0,00085 $/kWh'tır.

Son olarak, yüksek fırın cürufundan santrifüj granülasyon sistemiyle atık ısı enerjisini geri kazanarak sCO_2 güç çevrimleri ile elektrik üretecek entegre sistemler tasarlanmıştır. Sistemlerin cüruf işleme kapasitesi 35 t/sa olarak belirlenmiştir. Belirlenen çalışma koşulları altında ÇGK-sCO_2 çevriminin kullanıldığı entegre sistemde, 2509 kW ile en fazla güç çıkışı elde edilmiştir. Belirli bir geri ödeme süresinde yapılan ekonomik analizler sonucunda, entegre sistemler ve santrifüj granülasyon sistemi için yapılabilecek yatırımın en üst limitleri belirlenmiştir. Bu noktada yıllık gelir miktarı en yüksek olan ÇGK-sCO_2 entegre sistemine, geri ödeme süresi 3 ve 5 yıl olması durumunda yapılabilecek yatırımın en üst değerleri 8.037.000 $ ve 12.919.000 $ olarak hesaplanmıştır. Santrifüj granülasyon sistemine yapılabilecek yatırımın en üst değerleri ise 4.112.000 $ ve 8.994.000 $ olarak belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: süperkritik CO_2 çevrimleri, atık ısı geri kazanımı, yüksek fırın cürufu, termo-ekonomik analiz, santrifüj granülasyon sistemi.

ABSTRACT

Electricity Generation from Blast Furnace Slag: Thermo-Economic Analyzes of Supercritical CO_2 Cycles Integrated Into Centrifugal Dry Granulation System

Ahmet Can BEKTAŞ

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Ali Volkan AKKAYA

Iron and steel industry, which is one of the main industries of national economies, accounts 6-7% of the world's energy consumption. Some of the consumed energy is stored as heat energy in the blast furnace slag and this is not recovered. Due to the increasing energy requirement in recent years, blast furnace slag is seen as a good potential energy source by researchers with its high amount of waste heat energy.

In this study, centrifugal dry granulation method was investigated in order to use blast furnace slag as raw material in cement production and to recover waste heat energy. The energy recovery and electrical potential of blast furnace slag were investigated technically and economically. Centrifugal dry granulation method was considered for energy recovery from slag and four different sCO_2 Brayton cycles were investigated for electricity generation. Parametric performance and economic analyzes of sCO_2 Brayton cycles were made according to the determined design parameter. According to the results of the analysis, suitable operating conditions of the cycles were determined by minimizing the unit electricity

production costs. Under these conditions, the unit electricity production cost of the S-sCO_2 cycle is the lowest at 0.02048 $/kWh, while the difference with the highest KI-sCO_2 cycle is only 0.00085 $/kWh.

Finally, systems to generate electricity from the waste heat energy recovery of blast furnace slag were designed by integrating sCO_2 power cycles into the centrifugal granulation system. The slag processing capacity of the systems has been determined as 35 t/h. In the integrated system in which the ÇGK-sCO_2 cycle is used under the determined operating conditions, the highest power output was obtained with 2509 kW. As a result of the economic analyzes made within a certain payback period, the upper limits of the investment that can be made for the integrated systems and centrifugal granulation system have been determined. At this point, the ÇGK-sCO_2 integrated system, which has the highest annual income, if the payback period is 3 and 5 years, the maximum investment values are calculated as 8,037,000 $ and 12,919,000 $. The upper limits of the investment that can be made in the centrifugal granulation system were determined as 4,112,000 $ and 8,994,000 $.

Keywords: sCO_2 cycles, waste heat recovery, blast furnace slag, thermo-economic analysis, centrifugal granulation system.

1
GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Günümüzde çevreye olan duyarlılık ve enerji tasarrufuna verilen önem gün geçtikçe artmaktadır. Demir-çelik endüstrisi, harcadığı yüksek miktardaki enerji ve ürettiği zehirli gazlar nedeniyle birçok araştrmaya konu olmuştur. Özellikle demir üretim sürecinde ortaya çıkan ana yan ürün yüksek fırın cürufu (YFC), içerdiği yüksek dereceli termal enerji ile odak noktası haline gelmektedir.

1723-1923 K (1450-1650ºC) arasında sıcaklık değerine sahip YFC, ortalama 1,7 GJ/t enerji taşımaktadır. Bu değer 0,0058 ton standart kömürün kalorifik değerine sahiptir [1]. Demir üretimi sırasında ton başına 0,3-0,35 ton YFC üretilmektedir. 2019 yılında, dünyadaki pik demir üretimi 1,281 milyar ton olup, ortaya çıkan YFC miktarı yaklaşık 420 milyon tondur [2].

YFC içerdiği ana bileşenler (Cao, SiO_2, MgO ve Al_2O_3) nedeniyle çimento yapımında veya agrega olarak kullanılarak ticari fayda sağlanmaktadır. En değerli YFC Portland çimentosuna ikame olarak kullanılan, granüle ve camsı yapıdaki cüruftur. Camsı cüruf granülleri elde etmek için erimiş YFC, suyla hızla soğutulmakta ve cüruf atık ısısı geri kazanılamamaktadır. Aynı zamanda kullanılan su ile soğutma yöntemi, kirli su atığı ve zehirli gazların salınımı gibi çevreye zarar veren sorunlara neden olmaktadır. Enerji tasarrufu ve çevrenin korunması hususunda demir-çelik endüstrisi ve araştırmacılar, su ile soğutma yöntemine alternatif soğutma yöntemleri ve atık ısı geri kazanım yöntemleri üzerine çalışılmaktadır.

Endüstride atık ısı geri kazanımı için süperkritik CO_2 güç çevrimlerinin kullanımı gün geçtikçe artmaktadır. CO_2 nispeten suya göre daha düşük kritik noktaya sahip olması ve kritik noktaya kolay ulaşması nedeniyle tercih edilmektedir. Buhar bazlı Rankine güç çevrimlerine göre atık ısı geri kazanımında daha geniş sıcaklık aralığında çalışabilirler [3]. Ayrıca CO_2 yanıcı ve toksik olmayan çalışma sıvısıdır.

Buhar bazlı Rankine çevrimlerine oranla sağladığı kompakt yapı, hafiflik ve az yer kaplaması sCO_2 güç çevrimlerinin avantajlı noktalarıdır [4]. Bu doğrultuda, tez kapsamında YFC'nun atık ısısıdan elektrik üretmek amacıyla sCO_2 güç çevrimlerinin kullanımı önerilmiştir.

YFC'nun kullanım alanlarına göre hangi soğutma yöntemlerinin kullanıldığı, sahip olduğu atık ısı enerjisi ve geri kazanımında yaşanan zorluklar araştırılmıştır. Atık ısı geri kazanımında yaşanan zorluklar nedeniyle geçmişten günümüze yapılan çalışmalar ve önerilen soğutma yöntemleri incelenmiştir. Ayrıca, YFC'nun atık ısı enerjisini geri kazanmak için önerilen güç sistemi sCO_2 çevrimlerinin, çalışma sıvısı özellikleri, genel çevrim düzeni ve önerilen kullanım alanlarına göre yapılmış çalışmalara yer verilmiştir.

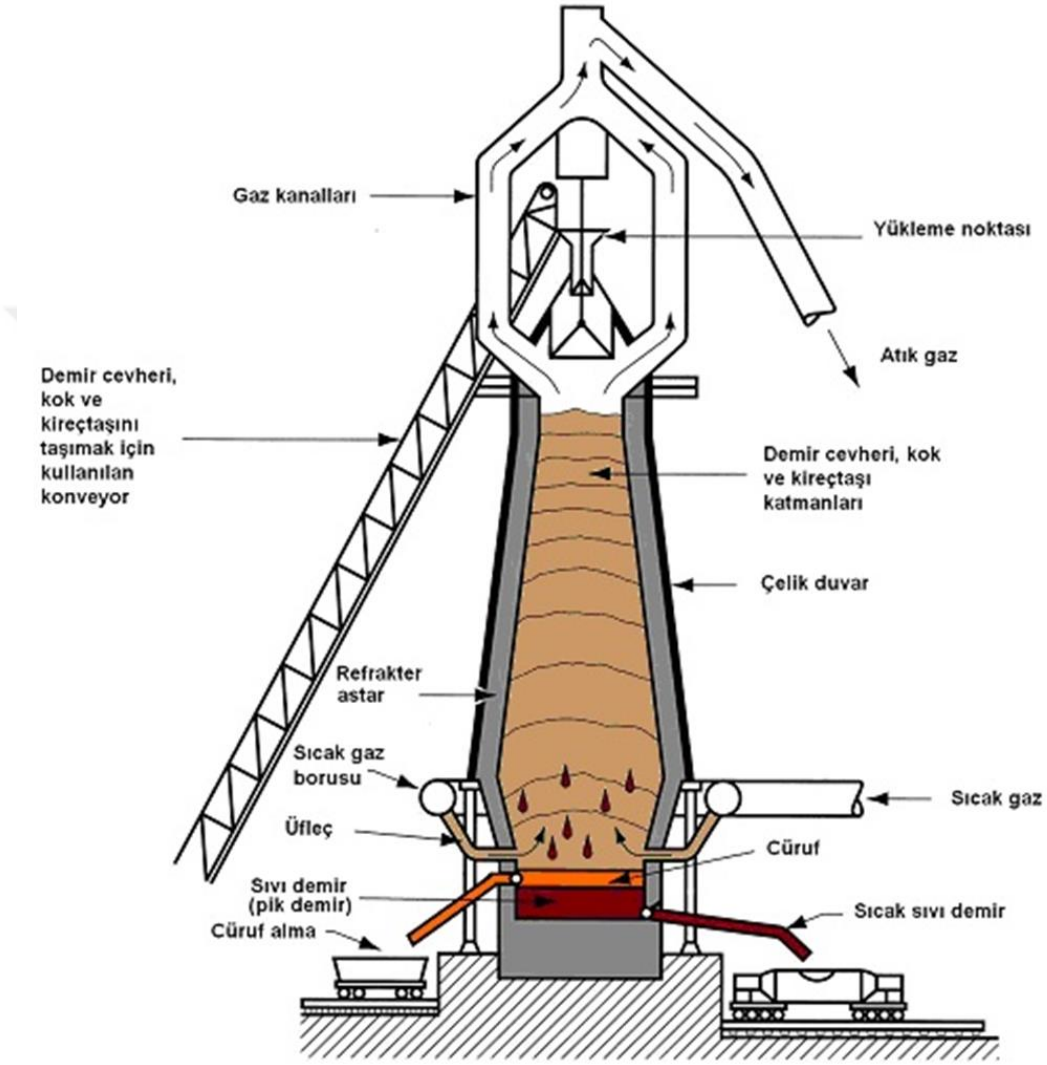
1.1.1 Yüksek Fırın Cürufu

Demir, yüksek fırınlarda demir içeren malzemelerin sıcak gaz ile indirgenmesi sonucu üretilir. Demir üretiminde hammadde olarak demir cevheri, kireçtaşı ve kok kömürü kullanılmaktadır. Kireçtaşı yardımcı hammadde iken kok kömürü yüksek fırının 1723-1923 K sıcaklığına ulaşmasını sağlayan yakıt görevindedir. Demir cevherinde bulunan demiroksit ile kok kömürü reaksiyona girerek karbondioksit veya karbonmonoksit meydana gelir ve fırından dışarıya salınır. Şekil 1.1'de yüksek fırının şematiği verilmiştir [5].

Demir cevherinin içeriğinde bulunan demiroksitle beraber silikat, kükürt ve alüminyum gibi başka maddelerde bulunmaktadır. Bu maddeler yüksek sıcaklıktaki yüksek fırınlarda yapılan işlemler sonucu demirden ayrıştırılır. Ayrışma sonucu ergiyen maddeler üstte cüruf, altta pik demir olacak şekilde yüksek fırının alt kısmında toplanır. Ergiyen cüruf ve demir farklı kaplara alınır. Ayrışan bu yüksek sıcaklıktaki ergiyen cürufa yüksek fırın cürufu denir [6].

YFC yaygın bir şekilde Portland çimentosu, asfalt betonu, yol yatağı malzemesi ve inşaat agregası olarak kullanılan bir hammaddedir. YFC'nun kullanım alanını soğutma koşullarına bağlı olarak camsı yapısı belirler. Portland çimentosu ikamesi olan en değerli ürün için YFC, hızla soğutulmuş ve yüksek sementasyon seviyesine sahip camsı yapıda olmalıdır. Günümüzde camsı faz elde etmek için ıslak granülasyon yöntemleri kullanılmaktadır. Yöntemler YFC'nun camsı yapı oranını

%95 seviyelerine kadar ulaştırmaktadır [7]. YFC'nun Portland çimentosuna ikame olarak kullanılması CO_2 emisyonunun azalmasına katkıda bulunur. Üretilen her 1 ton Portland çimentosu, yaklaşık 7,6 ton CO_2 salınımına neden olur. Portland çimentosunun içeriğine eklenecek her %10'luk YFC için, çimento üretiminden kaynaklanan CO_2 emisyonu %9-10 azaltılabilir [8].



Şekil 1.1 Yüksek fırın şeması [5]

YFC, soğutma hızına göre camsı yapıda veya içeriğinde bulunan bir dizi mineralin kristalleşmesiyle kristal yapıda olabilir. Soğutma koşulları hem mineral kristallerinin büyümesini hem de cürufun katılaşması sırasında yakalanmadan kaçan gaz kabarcıklarının miktarını ve boyutunu kontrol eder. Belirli kimyasal bileşimin koyduğu sınırlar dahilinde soğutma koşulları, cürufun kimyasal yapısını, yoğunluğunu ve gözenekliliğini belirler. Hızlı soğutma, YFC'nun kristalleşmesini engelleyerek camsı yapıda olmasını sağlar [9].

1.1.1.1 YFC'larının Soğutulması ve Kullanım Alanları

Yüksek fırın cürufunda kullanılan soğutma yöntemlerine bağlı olarak farklı tipte ürünler elde edilebilir. Soğutma koşulları kimyasal bileşenlerin dayattığı sınırlar dahilinde YFC'nun fiziksel özelliklerini değiştirir. Bu sebeple ürünün kullanım alanına göre soğutma koşulları belirlenir.

- **Hava ile Soğutma**

Geleneksel olarak, yüksek fırın cürufları uygun atmosferik koşullarda bir çukurda veya cüruf potalarında katılaşmasına izin verilir. Cüruf potasında soğutma işlemi yavaş bir süreçtir. Cüruf içerisindeki çeşitli minerallerin kristalleşmesine izin verir, metallik ve mat fazlarındaki damlacıklara ayrılır. Çukurlara dökülen cüruf hava, bazen de üzerine su püskürtülerek soğutulur.

Hava soğutmalı YFC sert ve yoğun olduğundan inşaat agregası olarak kullanıma uygundur. Ayrıca beton ürünleri, asfalt betonu, yol tabanları ve yüzeyleri, dolgu, klinker hammaddesi, demiryolu kırmataşı, çatı kaplaması, mineral yün (yalıtım amaçlı) ve toprak düzenleyicide kullanılır.



Şekil 1.2 Hava ile soğutulmuş YFC [10]

Hava ile cüruf işleme yönteminin en büyük dezavantajları; ürünün düşük değeri, Şekil 1.2'deki gibi boyutları büyük ve farklılık göstermesi nedeniyle kırma için önemli enerji talepleri, soğutmanın zaman alması, çevreye atılan cürufla beraber

tehlikeli elementlerin yer altı sularıına karışma riski ve ısı enerjisinin çevreye salınarak geri kazanılmamasıdır. Ekonomik açıdanda ilk yatırım maliyetleri yüksektir. Yavaş soğutma nedeniyle geniş soğutma alanları gerekir, ekipman ve ağır makinelere yatırım yapılması gerekir [11].

- **Granülasyon**

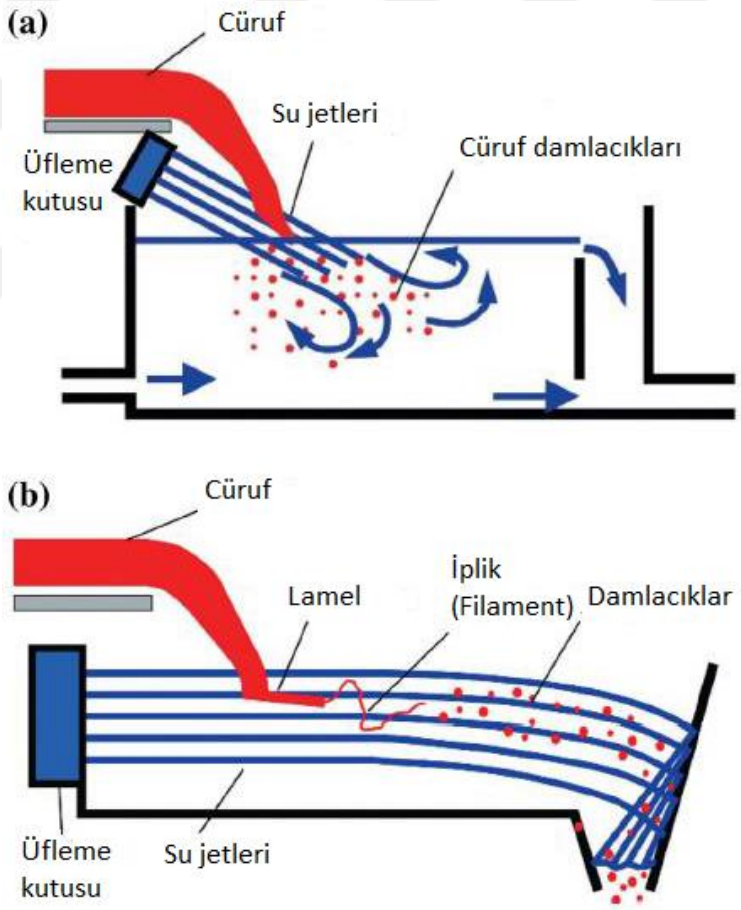
Granülasyon, YFC'nda yaygın olarak kullanılan bir soğutma yöntemidir. Cürufa granülasyon işlemi uygulanarak cüruf partiküllerinin boyutu azaltılır. Bu sayede cürufun yüzey alanın hacme oranını artır ve yüksek soğutma hızları elde edilir. Yüksek soğutma hızı cüruftaki camsı yapı oranını artırır. Aynı zamanda Şekil 1.3'de görüldüğü gibi granülasyon sağladığı küçük boyutlu partiküllerle ürünün daha kolay işlenmesini ve öğütme ihtiyacının azalmasını sağlar. Granülasyon, cürufu 1-5 mm aralığında küçük partiküllere ayırmak için yüksek basınçlı sıvılar (örn hava veya su) veya mekanik yöntemler kullanır. Cürufu granüle etmek veya atomize etmek için, genel olarak ıslak ve kuru granülasyon yöntemleri olarak kategorize edilebileceğimiz birkaç farklı yöntem vardır.



Şekil 1.3 Granüle edilmiş YFC [12]

Günümüzde eriyik haldeki yüksek fırın cürufun granülasyonu için kullanılan en yaygın yöntem ıslak granülasyondur. Cüruf, su jetleri kullanılarak olabildiğince hızla soğutulur. Bu hızlı soğutma işlemi, katılaşmış cürufta yüksek oranda camsı içeriğin oluşmasını sağlar. Hızlı soğutma için, erimiş cürufu çok hızlı bir şekilde

küçük damlacıklar haline getirmek ve ısı transferini artırmak önemlidir. Çalışma şeması Şekil 1.4'de verilen ıslak granülasyonda cüruf, yüksek akış hızına sahip soğuk yolluk tankından geçerek veya bazı durumlarda yüksek basınçlı su püskürtülmesiyle ince damlacıklar elde edilir. Bu damlacık halindeki cüruflar yeterince soğumadan 10-30 saniye süreyle yüksek türbülanslı akan suya daldırılması gerekir. Hızlı soğutmanın ve katılaşmanın neden olduğu termal stres, katılaşmış granüllerin daha ince ve gözenekli yapıya sahip parçalara ayrılmasına neden olmaktadır [13]. Gözenekli yapının sebebi kısmen su buharı ile çözünmüş kükürt arasındaki reaksiyondan kaynaklanmaktadır. Reaksiyonlarda H_2S ve SO_2 oluşumu ve dolayısıyla buharla birlikte H_2S ve SO_2 emisyonlarına neden olur. İşlem sonunda cüruf granülerinin %97'sinin boyutu 3 mm altındadır [14].



Şekil 1.4 (a) Soğuk yolluk tankı ve **(b)** Yüksek basınçlı su püskürtmesine sahip ıslak granülasyon işlemi şeması [14]

Çoğu ıslak granülasyon sisteminde kullanılan büyük miktarda su geri kazanılır, arıtılır ve granülasyonda tekrar kullanılmak üzere geri dönüştürülür. Bu süreç,

çözünmüş kükürtlü bileşenlerin nötrleştirilmesi, filtrelenmesi ve soğutma yoluyla uzaklaştırılmasını içerir. Cüruf granülasyonunda kullanılan suyun soğutulması, buharlaşan su miktarını azaltmada ve H_2S ve SO_2 emisyonlarını azaltmada belirgin etkilere sahiptir. Granülasyon sırasında suyun sıcaklığının 95°C'den 30°C'ye soğutulması, buharlaşma kaybını cüruf başına yaklaşık 1 m^3/t sudan 0,7 m^3/t suya düşürür. Suyu soğutmak aynı zamanda ekipmanların korozyon oranlarını da önemli ölçüde azaltır [11].

Cürufun ıslak granülasyonu sağladığı ürünlerin gereksinimi her geçen zaman artsada bazı dezavantajları vardır. Islak granülasyon yöntemi erimiş cüruftaki yüksek dereceli atık ısıyı geri kazanamaz. İşlem büyük miktarlarda su tüketir ve zehirli gazlar yayarak hava kirliliğine neden olabilir. Bu nedenle, YFC için ıslak granülasyon işleminin sürdürülebilir kalkınma gereklilikleriyle uyumlu olmadığı iyi bilinmelidir.

Geleneksel cüruf işleme yöntemlerinin güvenliğini ve sürdürebilirliğini iyileştirme arzusu, kuru granülasyon teknolojilerinin gelişmesini sağlamıştır. Kuru granülasyonun en önemli avantajı, geleneksel yöntemlere göre daha güvenli ve çevre dostu olmasıdır. Geleneksel yöntemlerde yaşanan buhar patlamaları, patlamanın temelini oluşturan su kullanılmadığından kuru granülasyonda bu riski ortadan kaldırır. Ayrıca cüruf suyla yıkanmadığından, suyun yeraltı sularına karışması ve çevreyi kirletme olasığı yoktur. Kuru granülasyonun bir diğer avantajı, basit tasarımı ve erimiş cüruf ile temas eden sınırlı ekipman nedeniyle daha düşük sermaye ve işletme maliyetidir [15].

Kuru granülasyonla ile granüle edilmiş cürufun fiziksel ve kimyasal özellikleri, çeşitli uygulamalarla yüksek değerli ürünler üretmek için kontrol edilebilir. Bu uygulamalar metal üretim maliyetlerini düşürerek metal üreticilerine değer kazandıran benzersiz bir cüruf yan ürün işleme süreci sağlayabilir. Kuru granülasyon, cürufun atık ısısından enerji geri kazanımı sağlayabilir, genel enerji verimliliğini artırabilir, enerji tüketimi ve CO_2 emisyonlarını azaltabilir.

Kuru granülasyon genel olarak 3 şekilde kategorize edilebilir.

1- Erimiş YFC kırıldığı ve dönen tamburlar, bıçaklar veya püskürtme malzemelerinin kullanıldığı mekanik granülasyon

2- Erimiş YFC'nun radial olarak dışa doğru püskürtüldüğü santrifüjlü granülasyon
3- Havanın erimiş cüruf akışına çarptırlıarak cürufun damlacıklara ayrıldığı hava atomizasyonu

YFC'nun granülasyonu sonucu oluşan ürünler Portland çimentosuna ikame, beton hammaddesi, inşaat sektöründe zemin iyileştirme malzemesi veya agrega olarak kullanılabilir [16].

- **Genleştirme**

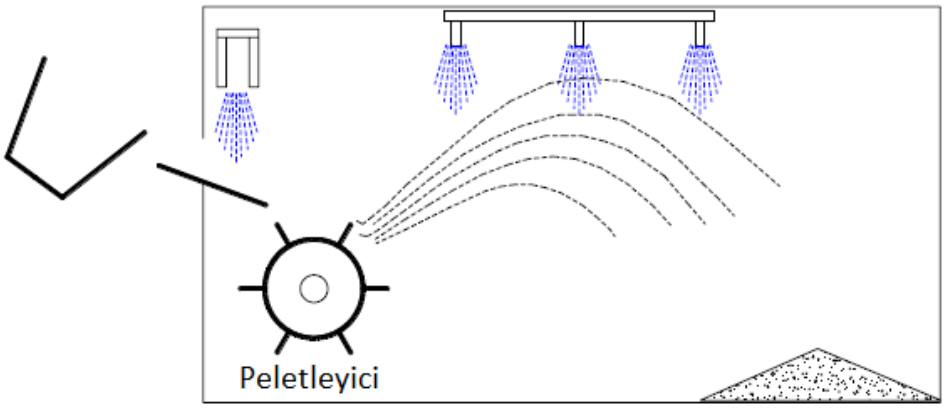
Genleşmiş veya köpüklü cüruf olarak bilinen yüksek fırın cürufu, kontrollü miktarlarda su ile katılaştırılır. Bazen su yerine buhar veya hava da kullanılır. Genleşmiş cüruf normalde gözenekli yapıya sahiptir ancak hafif agrega olarak kullanılması için genellikle bu yapı yeterli değildir. Uygun yapıya gelmesi için iki yöntem uygulanır. İlk yöntem su jeti işlemidir. Bu işlemde YFC fırından boşaltılırken sınırlı miktarda su cürufla temas ettirilir ve buhar üretilir. Cüruf, buhar üretirken hala esnek olan yapısı sayesinde şişer. Böylece cüruf ponzaya benzer şekilde gözenekli formda sertleşir. İkinci yöntem ise makine işlemidir. Erimiş cüruf kontrollü miktarda su ile hızla karıştırılır ve buhar hapsedilir. Ayrıca bazı cüruf bileşenleri ve su buharı arasında kimyasal reaksiyonlar nedeniyle gaz oluşumu da vardır. Bu yöntemde de cüruf benzer gözenekli yapıya ulaşır. Her iki yöntemde de genleşmiş cüruf büyük bir kalıp halindedir, kırılması gerekir [17].

Genleşmiş cürufun bir kısmı yapısal hafif betonda kullanılsada, büyük bir kısmı beton blok imalatında kullanılmaktadır. Genleşmiş cürufun kullanıldğı betonlar, diğer agregalarla yapılan betonlara göre daha iyi ısı yalıtımı ve yangına dayanıklılık sağlar. Diğer kullanımlar arasında çimento üretimi, drenaj tesisleri ve özellikle olumsuz toprak koşulları altında belirtilen hafif dolgu malzemesi olarak kullanımı yer alır.

- **Peletleme**

YFC'larının küçük bir kısmı bu yöntemle soğutularak hafif agregalara dönüştürülür. Şekil 1.5'te peletleme yönteminin şematik gösterimi verilmiştir. Cüruf, su spreyleri kullanılarak genişletilir ve dönen tambura dökülür. Dönen tambur üzerine yerleştirilmiş kanatlar ve merkezkaç kuvvetinin yardımıyla cüruf

1-10 mm aralığında parçacıklara ayrılır. Tamburdan ayrılan parçacıklara su püskürtülerek soğuması sağlanır [18].



Şekil 1.5 Cüruf peletleme işleminin şematik gösterimi [11]

Ürünün beton agregası olarak kullanılması amaçlansa da tamburun dönme hızı artırılarak ve daha yoğun soğutma uygulanarak cürufun, camsı yapısı artırılabilir ve boyutu küçültülebilir. Bu sayede çimento yapımında kullanılabilir.

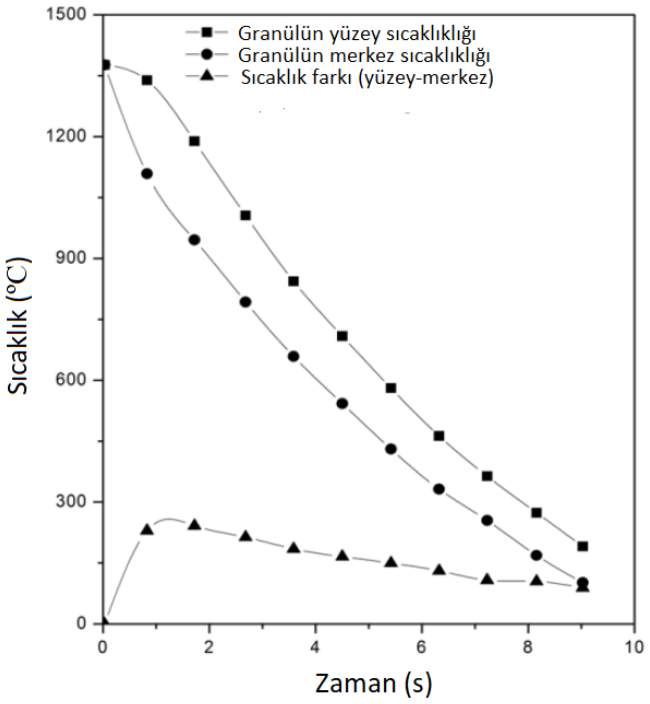
1.1.1.2 Yüksek Fırın Cüruflarının Enerjisi ve Geri Kazanım Zorlulukları

1723-1923 K arasındaki erimiş YFC'larının enerji içeriği ortalama 1,7 GJ/t seviyelerindedir ve cüruftaki maksimum enerjiyi göstermektedir. İşleme sırasında ve hızlı soğutmada yaşanan enerji kayıpları gibi nedenlerden dolayı YFC'undan kazanabilinecek enerji, maksimum enerjiye göre düşüktür. Enerji kayıpları ve literatürde belirtilen tipik ısı geri kazanım verimlilik değerleri dikkate alındığında makul ısı geri kazanım değeri %50 civarında olması beklenebilir. 1,7 GJ/t enerji içeriğine sahip YFC'nda geri kazanabilenecek tahmini enerji miktarı 0,85 GJ/t'tir.

Günümüzde YFC'larının atık ısısını geri kazanmak üzerine fiziksel yöntemler, kimyasal yöntemler ve doğrudan elektrik üretimi gibi yöntemler araştırılmış ve ancak çok azının endüstriyel uygulaması yapılmıştır. Yöntemlerin endüstriyel uygulamalarının yok denecek seviyede olması ve son 50 yılda dünya genelinde birçok çalışma olmasına rağmen ticarileşmesini engelleyen bazı temel zorluklar vardır. YFC'nun düşük ısıl iletkenliği, kritalleşmeye olan yatkınlığı ve kullanabilirliğinin süreksiz olması gibi.

YFC'ndan ısı geri kazanımının en büyük zorluklarından biri ısının cüruflardan çıkarılmasıdır. Özellikle sıvı cürufun ısıl iletkenliği çok düşük olması yapılan çalışmalar ile ortaya koyulmuştur. Nishioka ve arkadaşları 296-1196 K arasında değişen katı cürufların ısıl iletkenliğini ayrı ayrı ölçmüşlerdir [19]. Kullanılan darbeli kare dalga yöntemiyle cürufun ısıl iletkenliğinin 1-3 W/(m.K) arasında değiştiği bildirilmişlerdir. Sıvı cüruflarda ise sıcak tel yöntemini kullanılarak Kang ve arkadaşları, ısıl iletkenliği 0,1 ile 0,5 W/ (m.K) arasında değiştiğini bulmuşlardır [20].

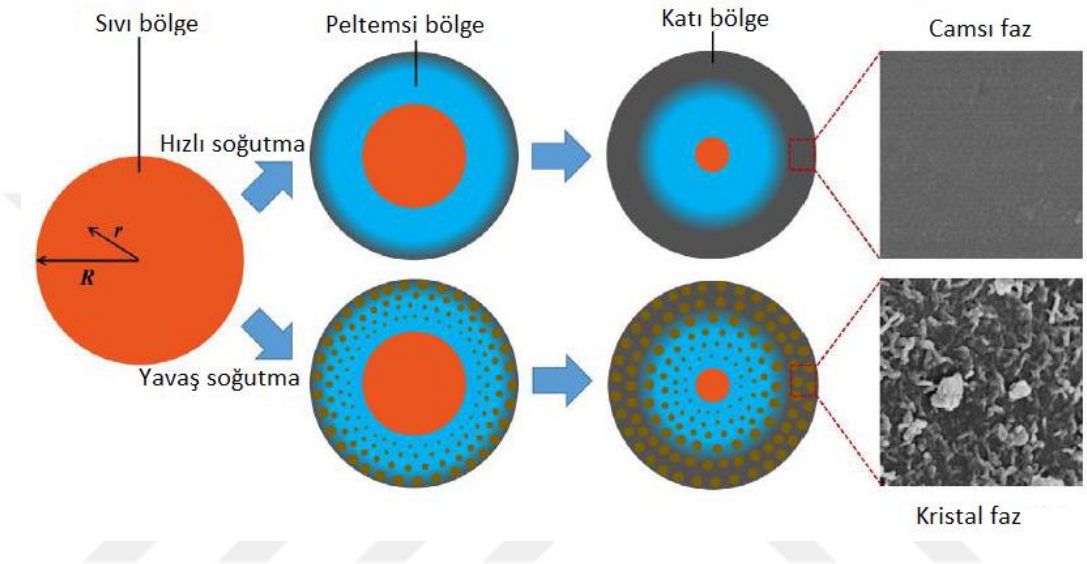
Yoshida ve arkadaşları erimiş YFC'larının ısıl iletkenliği düşük olmasını, 5 mm çapındaki cürufun içindeki sıcaklığı ölçerek kanıtlamışlardır. Şekil 1.6'te, sıvı haldeki YFC'nun soğutulmasıyla meydana gelen çekirdeği ve yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı gösterilmiştir. Aralarındaki sıcaklık farkı 200°C'yi aşarken, bu yüksek sıcaklık farkı başka bir zorluk olan cürufun kritalleşme problemini ortaya çıkarır [21]. Bu sebeple düşük ısıl iletkenliğe sahip YFC'nun ısısın ortaya çıkarmak için cüruf 1-3 mm çapında granüle edilmeli ve yüzey alanı artırılmalıdır.



Şekil 1.6 5 mm çapındaki YFC granülünün zamana bağlı sıcaklık değişim grafiği [21]

YFC'larının soğutma hızı yeterince yüksek değilse, Şekil 1.7'de gösterildiği gibi cüruf katılaşırken içeriğinde kristaller oluşacak ve ürün değeri düşecektir. Cürufun

değerinin yüksek olması için saf camsı yapı oluşturmak gerekir. Gerçek soğutma hızını kritik soğutma hızından yüksek tutarak saf camsı faz elde edilebilir. Ryu, YFC'nun kritik soğutma hızının 10 K/s'den fazla olabileceğini bildirdi [22]. Düşük ısıl iletkenlikte göz önüne alındığında, YFC'nda yüksek soğutma hızı elde etmek için cürufun yüzey alanı artırılmalıdır. Genel olarak kristalleşme davranışı ve düşük ısıl iletkenlik YFC'larından atık ısıyı çıkarmak için ilk adımın cürufun granülasyonu olduğunu ortaya koyar.



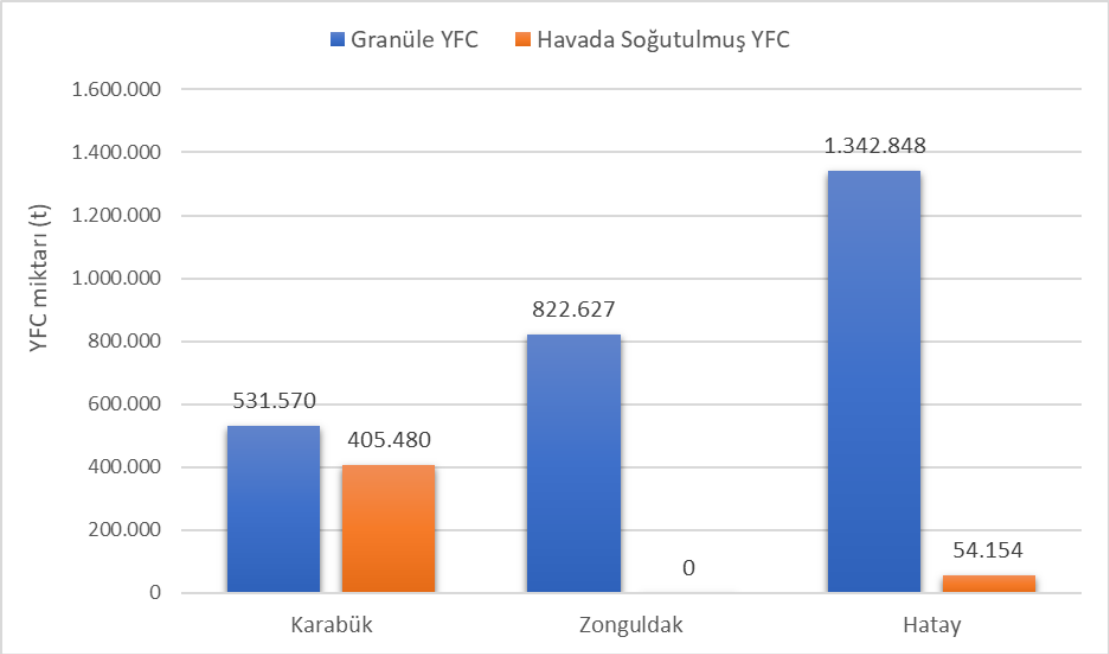
Şekil 1.7 YFC'nun soğutma hızına bağlı yapısal değişimi [23]

YFC'larından gelen ısının mevcudiyeti sıcaklık ve zaman açısından süreksizdir. Cürufun ısıl iletkenliği, yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa kadar büyük oranda değişmekte ve ısı geri kazanım zorluklarını değiştirmektedir. Sistemlerin ilk süreksizliğini bu oluşturur. YFC'larının demir-çelik tesislerinde üretimi süreklilik arz etmez, aralıklı olarak açığa çıkar. Cürufun ısısından fiziksel yöntemler kullanılarak sürekli elektrik üretilmek isteniyorsa sistemi sürekli hale dönüştürecek tasarım önlemlerinin alınması gerekir [24].

1.1.2 YFC'ndaki Atık Isının Geri Kazanımı

YFC soğutma işlemi sırasında, soğutma hızına bağlı olarak farklı kütle yüzdelerinde kristal faz ve camsı faz olarak iki tip mikroyapı elde edilir. Yüksek kristal faz yüzdesine sahip cüruf yavaş soğutma ile üretilir ve ürünün değeri düşüktür. Yüksek oranda camsı faza sahip cüruf ise yüksek soğutma hızı ile elde edilir ve çimento üretiminde kullanılabilir, değeri yüksektir. Bu nedenle YFC'nun

büyük çoğunluğu hızla soğutulur ve atık ısısı geri kazanılmaz. Örneğin Şekik 1.8'de görüldüğü gibi Türkiye'de 3 entegre tesisdeki toplam granüle edilmiş YFC oranı %85'in üzerindedir [25].



Şekil 1.8 2014 yılında Türkiye'de 3 entegre tesiste üretilen YFC miktarı [25]

1970'lerde başlayan dünya genelindeki enerji ihtiyacnın artması ile araştırmacıları, YFC'nun ticari değerini kaybetmeden atık ısısını geri kazanma yöntemlerini araştırmaya itmiştir. Ancak yapılan çalışmalar YFC'nun düşük ısıl iletkenliği, kolay kristalleşme eğilimi ve işlemin süreksizliği gibi temel problemler nedeniyle çoğu deney ve prototip aşamasını geçememiş ve ticarileşememiştir. Bu çalışmalar termal enerjinin geri kazanımı, kimyasal enerji olarak geri kazanım ve direk elektrik üretimi olarak kategorize edilebilir.

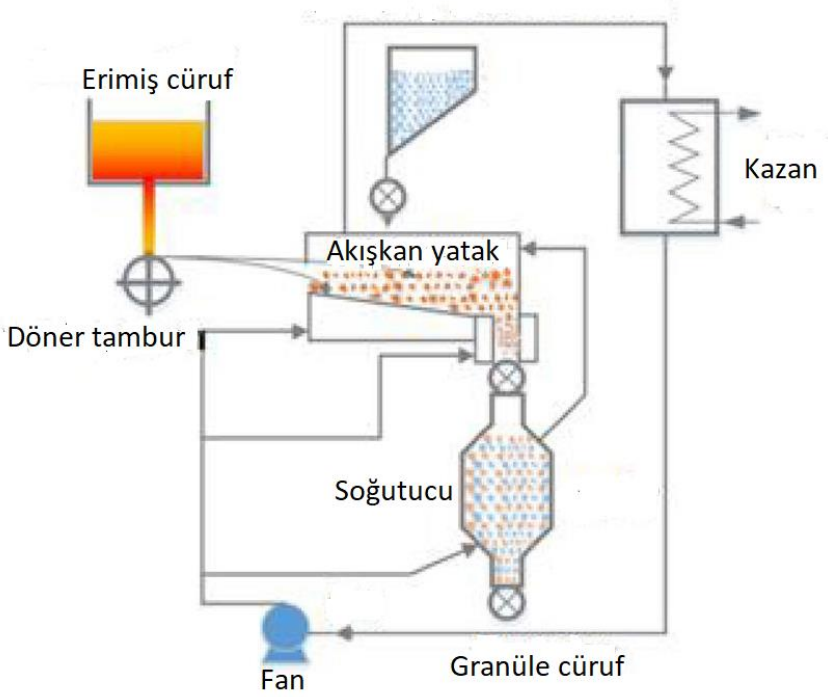
1.1.2.1 Termal Enerji

Cüruflardaki termal enerjinin, elektrik üretimde veya ısıtma uygulamarında kullanılması için başka ortamlara aktarılması enerjinin geri kazanımıdır. Termal enerjinin geri kazanımında en çok hava, buhar ve su kullanılır. Bu konuda bir çok çalışma yapılmış ve yöntemler önerilmiştir.

- **Döner Tambur Yöntemi**

1970'lerde önerilen döner tambur işlemi, mekanik darbeye veya döner tamburla cüruf filminin haddelenmesine dayanan kuru granülasyon yöntemidir. Tek

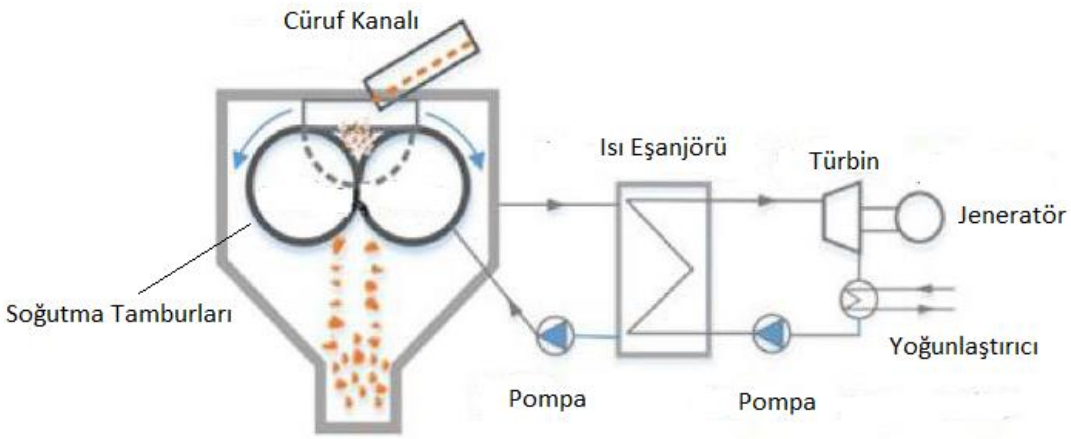
tamburlu ve ikiz tamburlu olmak üzere iki farklı tasarımı vardır. Tek tamburlu yöntem üzerine Japonya'daki Ishikawajimae Harima Heavy Industries ve Sumitomo Metal firmaları çalışmıştır. Şekil 1.9'da şematik gösterimi verilen çalışmada erimiş cüruf, damlacıklar halinde bölünmesine neden olan tambura dökülür. Tambur belirli hızda dönerek cürufu parçalar ve merkezkaç kuvveti altında cürufu akışkan yatağa aktarır. Akışkan yatakta kumla karıştırılarak hava ile soğutulur. Daha sonra granüle olan cüruf ikinci akışkan yatağa gönderilerek kalan ısı da geri kazanılır. Cürufun soğumasını sağlayan havanın sıcaklığı 500°C'yi bulur ve buhar üretmek için kazanlara gönderilir. Cürufun atık ısısının %50'si ile %60'ı arasında bir değeri, sıcak havayla geri kazanılır. Granüle olan cürufun çapı 10 mm'den küçüktür ancak camsı yapısı çimento üretimi için yeterli değildir [7]-[26].



Şekil 1.9 Tek döner tamburlu yöntemin şematik gösterimi [26]

1984 yılında ise Japon NKK şirketi ikiz tamburlu yöntemi tasarlamıştır. Şekil 1.10 görüldüğü gibi sistemin ana bileşeni dışa doğru dönen iki tamburdur. İki tambur arasına erimiş cüruf dökülerek tambur yüzeyinde cüruf tabakası katılaşır. Cüruf ısısı da, tamburların içinde dolaşan soğutucu aracılığıyla geri kazanılır. Tek tamburda olduğu gibi geri kazanılan ısı, buhar üretmek için kazana gönderilir. Sistem atık ısının %40'ını geri kazanırken, koşullara bağlı olarak cürufun camsı

yapısı %80'ini geçmemiştir. İkiz tamburda enerji geri kazanımının düşük olması ve işlem sırasında katılaşan cürufun tamburdan temizlenmesi gibi operasyonun sürekliliğini etkileyen koşullar nedeniyle çalışmalar durmuştur [7]-[26].



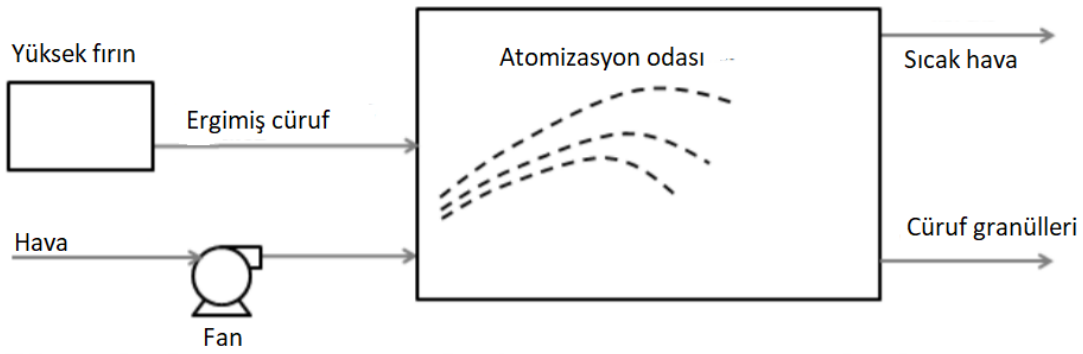
Şekil 1.10 İkiz tambur işleminin şematik gösterimi [26]

- **Hava Püskürtme Yöntemi**

1970'lerde Mitsubishi-NKK firmaları erimiş cürufun hava ile granülleşmesini sağlayan hava püskürtme yöntemi üzerinde çalışmıştır. Sistemlerinde erimiş cüruf, hava jeti yardımıyla granüle edilerek soğutulur. Cüruf granülleri uçuş sırasında 1500°C'den 1100°C'ye soğutularak katılaştırılır. Ardından granüller ısı eşanjörüne gönderilir ve burada hava ile 300°C'ye kadar soğutulur. Her iki aşamada oluşan sıcak hava ısı geri kazanımı için kullanılır. Cüruf granüllerinin %95'den fazlası camsı yapıda ve 5 mm'den küçüktür. Ancak granülasyon sırasında kullanılan sıkıştırılmış havanın fazla olması enerji gereksimini arıtırır ve soğutmanın tüm aşamalarında kullanılan havanın hacminin yüksek olması havanın çıkış sıcaklığının düşük olmasına neden olur [26]. Erimiş cüruftan ısı geri kazanımı orta ve düşük seviyededir. Sistem yakın zamana kadar ticarileşememiştir.

Son yıllarda Şekil 1.11'de çalışma şeması gösterilen hava püskürtmeli granülasyon sistemini üzerine Ecomaister ve Hatch çalışmış, sistemin gelişmesinde ve ticarileşmesinde başarılı olmuştur. Sistemlerinde granülasyon sırasında oluşan sıcak gazın ısısının %50-70'ini geri kazanabileceklerini veya malzemelerin

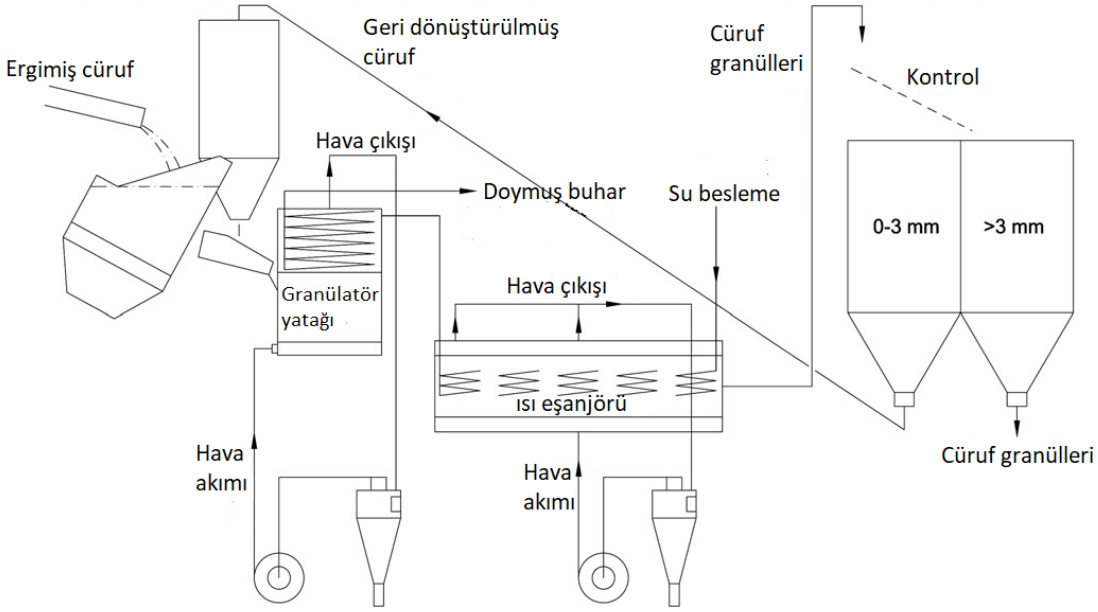
kurutulmasında ve ön ısıtmada kullanabileceklerini göstermişlerdir. Günümüzde yaklaşık 20 tane ticari ölçekli kuru granülasyon tesisi vardır. Bunlardan 2 tanesinde ısı geri kazanım sistemi vardır ve cüruf ısısının %30-40'ı geri kazanılmaktadır [11].



Şekil 1.11 Ecomaister ve Hatch hava püskürtmeli granülasyon yöntemi [11]

- **Katı Cüruf Çarpması Yöntemi**

1979 ve 1981 yılları arasında İsveçli Moretec firması katı cüruf çarpması yöntemini geliştirmiştir. Şekil 1.12'de yöntemin şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 1.12 Katı cüruf çarpması yöntemi [27]

Yöntemde erimiş cüruf akımına katılaşmış cüruf partikülleri çarptırılarak erimiş cürufun granülasyonu sağlanır. Sonra yeni cüruf granülleri ve geri dönüştürülmüş

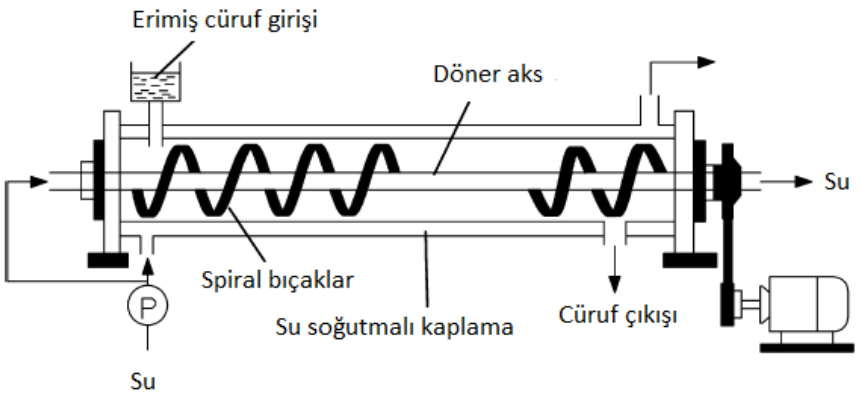
cüruf granülleri akışkan yatağa aktarılır. Akışkan yatakta cürufun ısısı havaya aktarılır. Granülasyon sonucu elde edilen cüruflar çoğunlukla 6 mm altında olup, 3 mm altındakiler ayrılarak granülasyon işleminde tekrar kullanılır.

Soğutmada kullanılan havadan 250°C'de doymuş buhar üretilebilir. Havadan ısı geri kazanım oranı %65 seviyelerindedir. Sistemin enerji geri kazanım oranı düşük görüldüğünden uzun vadeli ticari kullanım için tesis edilmemiştir [7]-[27].

- **Mekanik Karıştırma Yöntemi**

Kawasaki ve Sumitomo Metal şirketi mekanik karıştırma işlemini kullanarak iki farklı yöntem geliştirmiştir. Kawasaki firması, erimiş cürufu çanak şeklindeki bir kapta karıştırarak, cürufun ısısını kabın etrafındaki suyla dolu borulara aktarır. Sonra granüle olan cürufun kalan ısısının geri kazanılması için akışkan yatağa dökülür. Akışkan yatakta cürufun ısısı havaya aktarılır ve hava buhar üretmek için kazana gönderilir. Her iki aşama da toplamda cüruftan geri kazanılan enerji %59'dur.

Sumitomo Metal tarafından geliştirilen yöntemde ise Şekil 1.13'de gösterilmiştir. Erimiş cüruf spiral bıçaklar döndürülerek karıştırılır ve granüle edilir. Ünitenin kaplamasında ve bıçağın ekseninde akan su ile cürufun ısısı suya aktarılır. Soğutma sonunda cürufun sıcaklığı 900°C ve ısı geri kazanım oranı %80'nin altındadır. Bu iki yöntemin enerji geri kazanım oranı yeterli düzeyde olmaması ve nispeten granüle edilmiş cürufların boyutlarının büyük olması ticari kullanımda uygulanmasına engel olmuştur [7].



Şekil 1.13 Sumitomo Metal tarafından geliştirilen mekanik karıştırma işlemi [7]

- **Karıştırma Yöntemi**

Paul WURTH, kuru granülasyon için çalşma şeması Şekil 1.14'de verilen, yeni bir kavram olan karıştırma yöntemini ele almıştır. Yöntemde, erimiş cüruf ilk olarak döküm kaba boşaltılır. Sonra cürufun her noktasına eşit dağılacak şekilde çelik küreler eklenir. Küreler yüksek yoğunlukları sayesinde cürufa nüfus eder. Kürelerin sağladığı yüksek temas alan ile cürufun gizli ısısı hızla transfer edilerek cürufun soğuması sağlanır. Çelik küreler çok hızlı cürufu katılaştırır ve camsı yapıya geçiş sıcaklığının altına 650°C'ye kadar soğutur. Çelik küre ve katılaşan cüruf karışımı kolayca parçalanır. Daha sonra atık ısısı havayla soğutularak geri kazanılır. Çelik küreler manyetik ayırma ile karışımdan ayrılır ve terkar kullanılır. 2013 yılında Almanya'daki Dilinger Hutte fabrikasında 2,5 t/dak cüruf döküm oranıyla bu sistem denenmiştir. İlk aşamada tesis, işlemin güvenli ve güvenilir olduğunu ispatlamış ancak cürufun camsı yapısı küçük ölçekli testlerden elde edilen verilere göre daha azdır. Bu da çimento üretiminde kullanılmaya uygun olmadığını gösterir. İkinci aşamada ise ısı geri kazanım oranı araştırılacaktır [28].

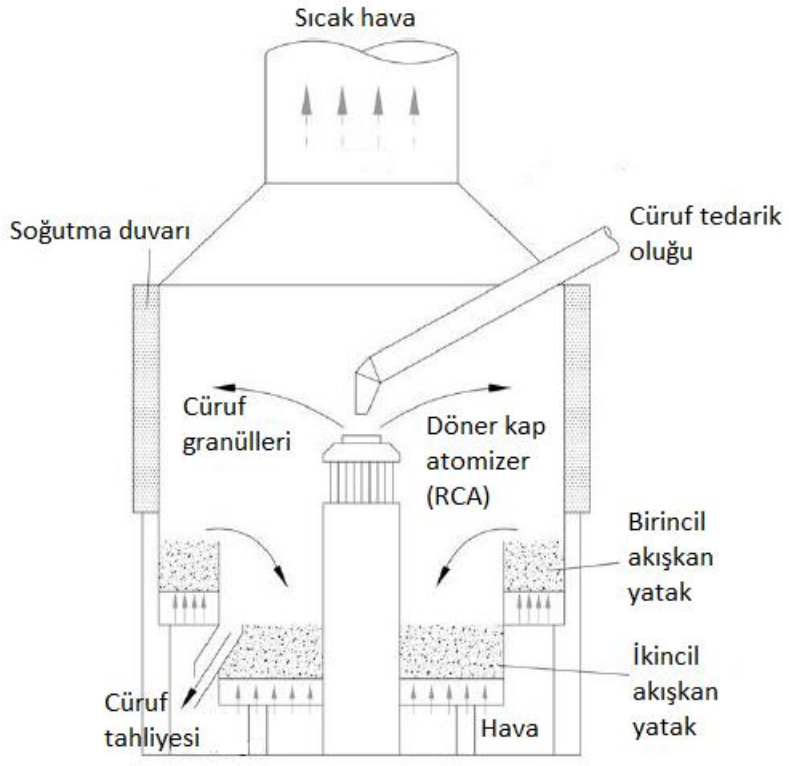


Şekil 1.14 Paul WURTH kuru granülasyon şeması [28]

- **Santifüj Granülasyon Yöntemi**

İlk olarak 1980'lerde Pickering tarafından geliştirilen santrifüj granülasyon yöntemi, ergiyen cürufun döner bir mekanizma üzerine dökülmesine dayanır. Santrifüj granülasyonlar döner mekanizmanın şekline göre üç kategoriye ayrılabilir. Bunlar döner kap (RCA), döner disk (SDA) ve döner silindir (RCLA) atomizerleridir.

İngiltere'de Pickering tarafından tasarlanan döner kaplı atomizer (RCA) Şekil 1.15 verilmiştir. Erimiş YFC dönen bir kap üzerine dökülür ve merkezkaç kuvvetinden yararlanılarak granüle edilir. Granülasyon sırasında hava üflenerek cüruf hızla soğutulur. Bu sayede camsı yapı elde edilir. Daha sonra ısı geri kazanımı için ardaşık iki akışkan yatağa aktarılır. Granüle olan cüruf ortalama 2 mm boyutunda ve %95 camsı içeriğe sahiptir.

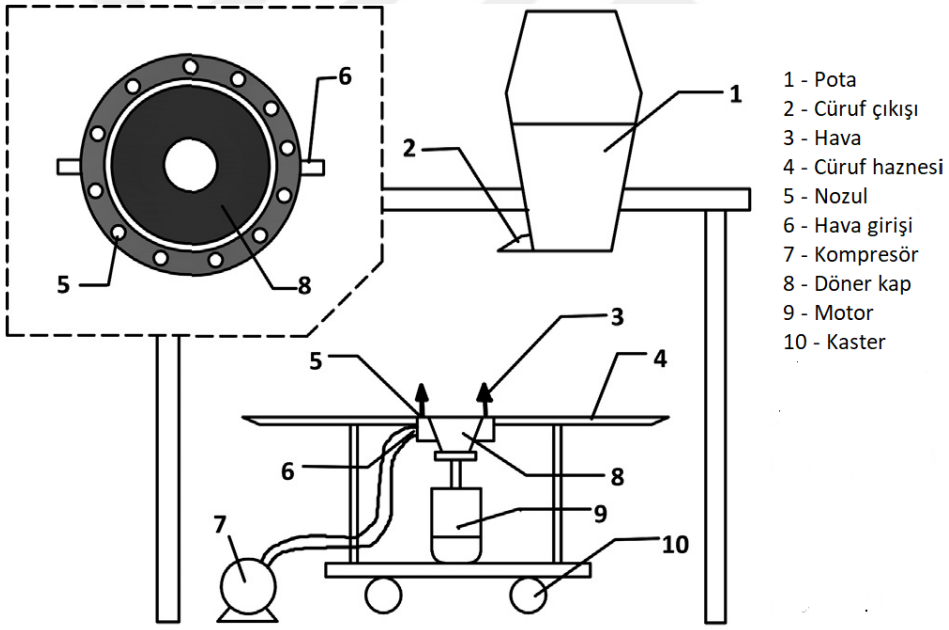


Şekil 1.15 Pickering tarafından geliştirilen döner kap atomizeri [27]

Pickering ve arkadaşları küçük ölçekli deneylere dayanarak, %59 enerji geri kazanıma sahip ticari bir sistem önermiştir [27]. Pickering'in granülasyon ve ısı geri kazanım tesisi tasarımı sadece bir öneri olmasına rağmen bu sistemi

1990'larda Siemens VAI ve Davy McKee tarafından denenmiştir. Ancak cüruf yünü oluşumuyla döner çanağın bozulması, döner kapın dayanklığı gibi teknik zorluklar nedeniyle teknoloji ticarileşememiştir [11].

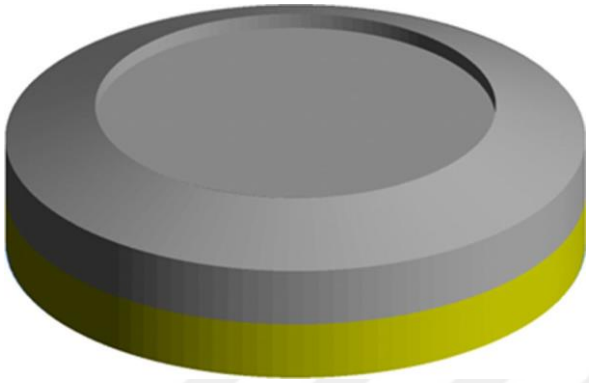
2001 yılında Mizuochi, Şekil 1.16'de gösterildiği gibi döner kapın çevresine hava nozulları ekleyerek Pickering ve arkadaşlarının RCA metodunu geliştirmiştir. Hava nozullarının eklenmesiyle ergimiş cüruf, hem döner kapın merkezkaç kuvveti hem de nozullardan gelen hava akımının birleşik eylemiyle granülize edilmektedir. Yapılan deneysel çalışmalarda döner kapın hızının 600-1800 dev/dk aralığında değişmesi cürufun çapını etkilediği gözlemlenmiştir. Hız arttıkça cüruf granül çapı azalmaktadır. Cüruf çapı 1-6 mm aralığında değişmektedir. Döner kapın hızı 1800 dev/dk üzerine çıkarıldığında ise cüruf çapına etkisinin azaldığı belirtilmiştir. Nozullardan gelen hava akımının debisinin yükselmesi ile granül çapının küçüldüğü ve camsı yapı oranın artığı ortaya konmuştur [7].



Şekil 1.16 Mizuochi tarafından geliştirilen RCA metodunun şematik gösterimi [7]

CSIRO ve Primetals (Siemens VAI) firmaları santrifüj granülasyon tekniğini son yıllarda daha da geliştirmiştir. CSIRO döner kap (RCA) yerine kullandığı diskin (SDA) dayanıklılığını artırmak, cüruf yünü oluşumunu azaltmak gibi yöntemin ticarileşmesini engelleyen teknik sorunları ele almıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda yeni bir disk tasarımı geliştirilmiştir. Şekil 1.17'da diskin dizaynı

verilmiştir. Ayrıca camsı yapı oranı yüksek granülleri üretmek ve daha verimli bir şekilde söndürmek için bir siklonik hava akışı kullanılmıştır. Bu değişiklikler, damlacık uçuş mesafesini önemli ölçüde azaltmayı mümkün kılarak, ısıyı verimli bir şekilde geri kazanabilen kompakt bir reaktör tasarımına yol açmıştır.



Şekil 1.17 CSIRO'nun girintili disk tasarımı [29]

CSIRO'nun kuru granülasyonu (SDA) işlemi iki adımı içerir. Birincisi katılaştırılmış granüllerin üretilmesidir. Erimiş cüruf disk ile granüle edilerek hava akımıyla 800^0C'ye hızla soğutulur, Ardından hala sıcak olan cüruf ikinci adım olan paketlenmiş yataklı ısı eşanjörüne gönderilir. Burada granüllerde kalan ısı hava ile geri kazanılır. Cüruf ortam sıcaklığına yakın bir sıcaklıkta boşaltılır. YFC'nun atık ısısı, her iki kısımda üretilen 500-600^0C'deki sıcak hava ile geri kazanılır.

2008'de CSIRO, dönen diski 70 mm ve granülatör çapı 1,2 m olan bir prototip tasarlanmıştır. Bu prototip 10 kg/dk cüruf işleme kapasitesine sahiptir. Granülatör içinde nispeten düşük hava akış hızları kullanılarak granüllerin hareketi ve hızlı soğutulması ile ilgili operasyonel sorunların çözülmesi için önemli çabalar sarf edilmiştir. Yapılan denemelerde, nispeten düşük hava akış hızları kullanılarak verimli çalışmanın sağlanabileceğini gösterilmiştir [15]-[30].

2010 yılında CSIRO, bu kuru granülasyon sürecini bir pilot tesisde test etmiştir. 100 kg/dk cürufu, Şekil 1.18'de gösterilen 3 m çapında yarı ticari bir ölçeğe kadar ölçeklendirebilmiştir. Tasarlanan disk ile beraber 3 mm'den daha küçük cüruf granülleri elde edilmiştir. Ayrıca cüruf yünü oluşumu neredeyse hiç raporlanmıştır. Oluşan granüller %98'in üzerinde camsı yapıda ve daha yoğun olduğu belirtilmiştir. Bu sonuçlar modelinin doğrulanması ve gelecekteki ölçek büyütme süreçleri, tasarımının fizibilitesinin doğrulanması açısından ümit verici

olmuştur. CSIRO 2015 yılında, SDA sürecini büyütmek ve ticarileştirmek için Beijing MCC Equipment Research & Design Corporation (MCCE) ile ortaklık kurmuştur. Çin'de, 300-500 kg/dk cüruf işleyebilen 5 m çapında bir granülatör içeren daha büyük ölçekli bir pilot tesis inşa edilmiş ve benzer sonuçlar elde edilmiştir [11].



Şekil 1.18 CSIRO'daki yarı endüstriyel ölçekte (3 m çapında) entegre ısı geri kazanım ve kuru granülasyon pilot tesisi [11]

2015 yılında Primetals, Voest Alpine Stahl'daki büyük ölçekli bir pilot tesisi ısı geri kazanımlı kuru granülasyon prosesini geliştirmek için tekrar açmıştır. Pilot tesisdeki denemelerde, YFC'nu Portland çimentosu için ikame olabilecek, %95'in üzerinde camsı yapıya sahip bir ürün oluşturmak üzere dönen kap kullanılmıştır. Granülasyon sisteminden oluşan sıcak cüruf granülleri, döner kaptan sonra atık ısının 400 °C'de geri kazanıldığı modifiye edilmiş bir akışkan yatağa düşer. Daha yüksek sıcaklıklarda atık ısı geri kazanımı mümkündür, ancak ek optimizasyon gerektiği belirtilmiştir. 30-40 t/saat cürufta yapılan pilot denemeler, sıcak havaya enerji geri kazanımının %70 olduğunu göstermiştir [11].

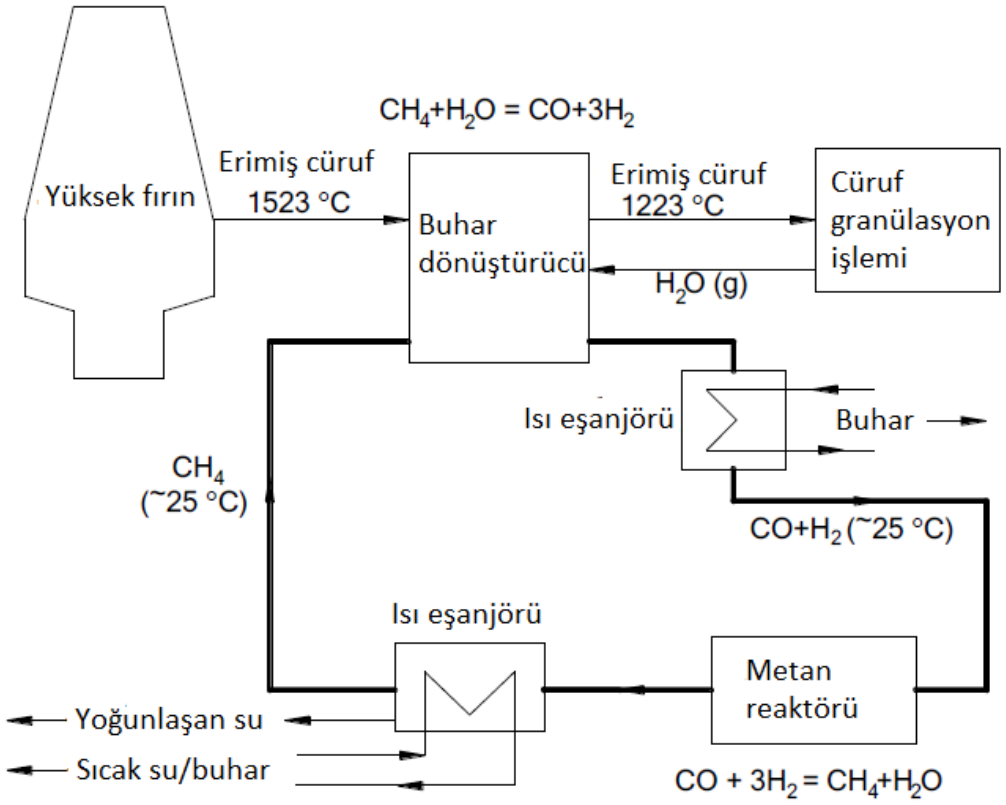
Kashiwaya ve arkadaşları 2010 yılında RCLA yöntemini geliştirdiler. RCA yönteminden farklı olarak granülatör, dönen bir silindir ve grafit potasından

oluşmaktadır. Silindirde çok sayıda delik bulunmaktadır. Kashiwaya ve arkadaşları bu çalışmada silindirde bulunan deliklerin granül çapına etkisine odaklanmıştır. Yaplan çalışmalarda partikül çapının delik boyutu ile tutarlı olmadığı belirtilmiştir [7].

1.1.2.2 Kimyasal Enerji

Çeşitli endüstrilerde birçok kimyasal reaksiyon endotermiktir. Erimiş cürufun yüksek miktarda atık ısı içermesi son yıllarda araştırmacıların bu enerjiyi endotermik reaksiyonlarda kullanarak kimyasal enerjiye dönüştürme yöntemlerini araştırmaya itmiştir.

1997'de Kasai ve arkadaşları metanın su ile reformasyonu için YFC'nun kullanılmasını ve cürufun ısısının kimyasal enerjiye dönüştürülmesini önermiştir. Şekil 1.19'da yer alan metanın su ile reformasyonu şemasında, erimiş cürufun duyulur ısısının bir kısmını metan ve buhara aktararak kimyasal reaksiyon gerçekleştiriği görülmektedir.



Şekil 1.19 Metanın su ile reformasyonu [24]

Dönüştürücüde gerçekleştirilen reaksiyon (1.1) sonucu CO ve H_2 gazları açığa çıkmaktadır.

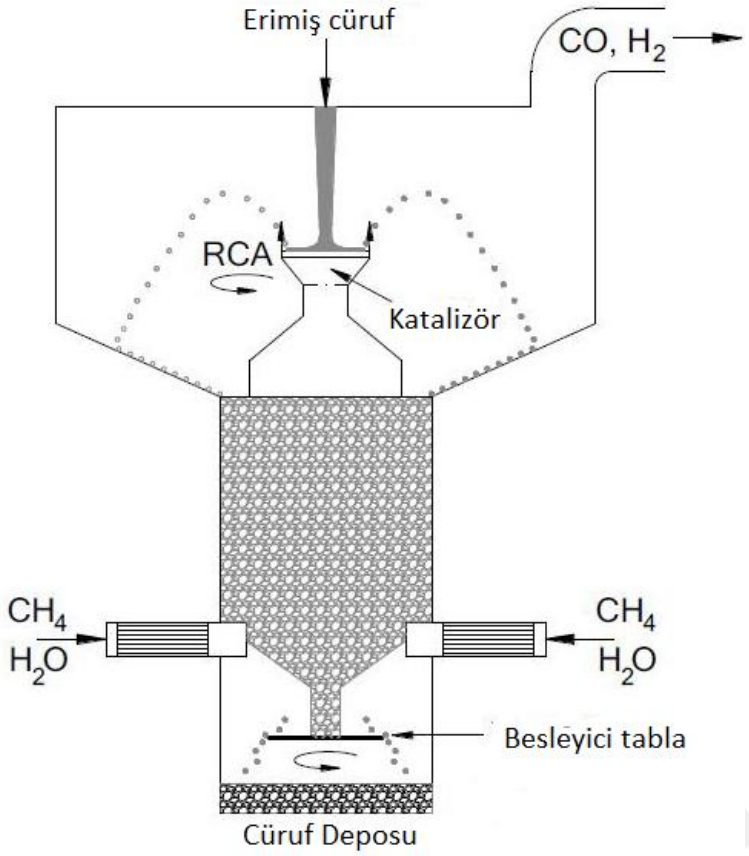
$$CH_4 + H_2O \rightarrow 3H_2 + CO \qquad \Delta H = 206\ kj/mol \tag{1.1}$$

Kimyasal reaksiyon sonucunda erimiş cüruf sıcaklığı hala 1250°C seviyelerindedir. Bu ısının geri kazanılması için cüruf granüle edilir ve granülasyon sürecinde üretilen buhar dönüştürücüye gönderilerek kimyasal reaksiyonun verimliliği artırılır. Reaksiyonda açığa çıkan gazların ısısı ısı eşanjöründe buhar üretilerek geri kazanılır. Gazların kimyasal enerjisi ise metan ve buharın ters reaksiyonuyla kısmen geri kazanılır. Üretilen CH_4 dönüştürücüye, su buhar ise ikinci ısı eşanjörüne gönderilerek yoğunlaştırılır. Ancak bu yöntemin uygulandığı deneysel çalışmalarda ısı geri kazanım adımları dahil edilmemiştir ve genel enerji geri kazanım verimliliği bilinmemektedir [24].

Maruoka cürufun önce bir döner kap kullanılarak granül haline getirildiği ve daha sonra paketli bir yatakta biriktirildiği yeni bir sistem tasarlanmıştır. Sistemde Ni bazlı katalizör kullanılarak metanın buharla reformasyonu gerçekleştirilir. Reaksiyon için gerekli olan termal enerji, gaz karışımı ile cüruf granülleri arasındaki ısı alışverişiyle kazanılır. Yapılan analizlerde cürufun termal enerjisinin %83'ünü geri kazanmak mümkün olduğu görülmüştür. Sistem umut verici görünsede test edilmesi gerekir. Ayrıca yatakta biriken yüksek sıcaklıktaki cüruf granüllerinin kümelenmesinin engellenmesi gibi teknik konular araştırılmalıdır [31].

2015 yılında Purwanto, dönen disk granülasyon yöntemi ve hidrojen üretimini içeren ısı geri kazanım yöntemi geliştirmiştir. Yöntemin şematik gösterimi Şekil 1.20'de verilmiştir. Yöntemde, yanıcı gazlar üretmek için cüruf içeren bir reaksiyon tüpüne, metan ve karbon dioksit gazları karışımı gönderilir. Tüpte reaksiyon sonucunda ana bileşen olarak hidrojen ve karbonmonoksit açığa çıkar. Yöntemin deneysel sonuçlarında, cürufun gerekli olan termal ortamı sağlamasının yan sıra iyi bir katalizör olduğu da ortaya koyulmuştur. Cüruf yüzeyinde katı karbon birikmesinin olup olmadığı ise reaksiyon sıcaklığına bağlıdır. Artan reaksiyon sıcaklığı, daha büyük bir hidrojen üretimine ve reaksiyona girmemiş metanda azalmaya sebep olmuştur. Metan dönüşüm oranı maksimum %96 'ya

ulaşmıştır. Yine bu araştırmanın odak noktası sadece dönüşüm kinetiği olduğundan, enerji geri kazanım verimliliği ile ilgili bilgi elde edilememiştir [27].

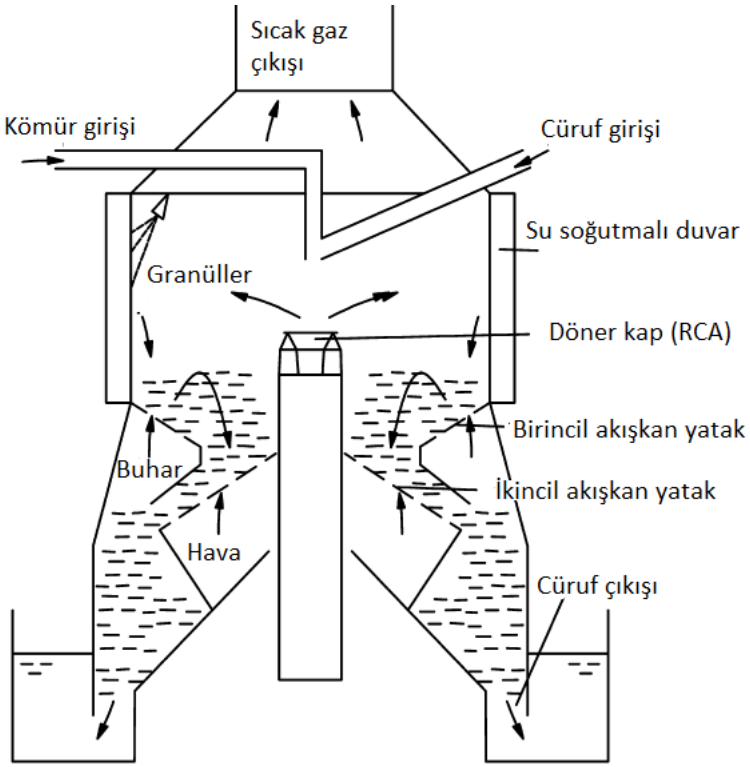


Şekil 1.20 Döner disk granülasyonu ve hidrojen üretimi [27]

2004 yılında Liu, iki prosedürü birleştiren kömür gazı üretmek için YFC'nun duyulur ısısını kullanan bir kavram önerdiler [7]. Önerilen kömür gazlaştırma sisteminde CO_2, kömürle birlikte yüksek fırın cüruf banyosuna enjekte edilerek reaksiyon (1.2) yoluyla karbonmonoksit üretilir.

$$C + CO_2 \rightarrow 2CO \qquad \Delta H = 172\ kj/mol \tag{1.2}$$

Temizlenmiş gaz yakıt olarak kullanılırken, buhar yapmak için bir ısı eşanjöründe atık gazın ısı enerjisi geri kazanılır. Bu analize göre termal enerjiden kimyasal enerjiye dönüşüm verimliliği %35'tir. Ancak toplam enerji geri kazanım verimliliği, buhar olarak geri kazanılan enerji miktarı ölçülmediğinden bilinmemektedir. Sistemin şematik gösterimi Şekil 1.21'de gösterilmiştir.



Şekil 1.21 Kömür gazı üretiminde YFC'nun kullanımı [7]

1.1.2.3 Direk Elektrik Üretimi

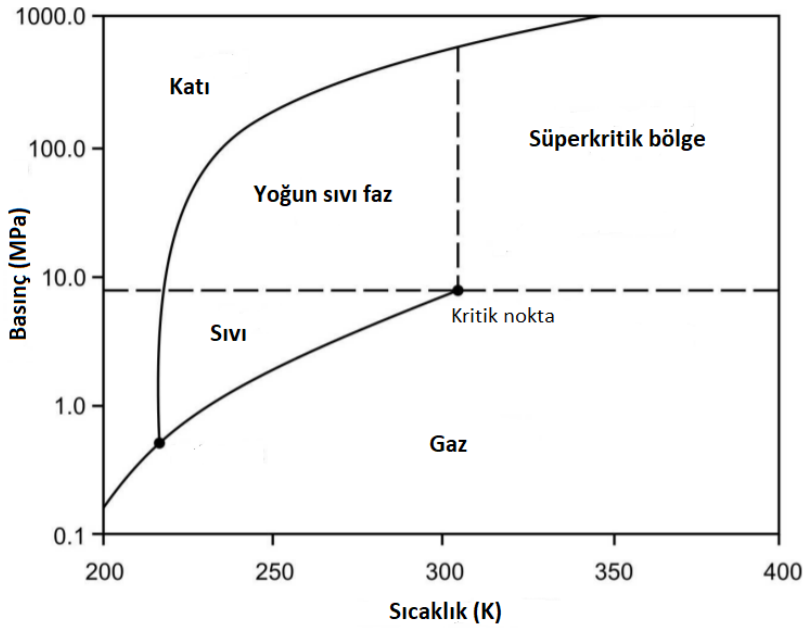
Atık ısının doğrudan termoelekrik güce dönüştürülmesi Rowe tarafından araştırılmıştır. Araştırmaya göre, kullanılmayan ısıyı elektriğe dönüştürebilen çevre dostu, güvenli ve güvenilir bir yöntemdir. Derece başına birkaç yüz mikrovoltluk Seeback katsayısına sahip olan yarı iletkenlerin ortaya çıkmasıyla, cüruf gibi yüksek sıcaklıktaki atık ısının geri kazanımda kullanılması için umut vericidir. Laboratuar ölçeğinde düşük sıcaklık denemelerinde, sistem başarı göstermiştir. Ancak yöntem henüz başlangıç aşamasında olduğundan, sınırlı endüstriyel alanda kullanılmaktadır. Termoelektrik malzamelerinin çoğu 1000°C üzerindeki sıcaklıklara dayanamadığından ve %10'un altında ekserji verimliliğine sahip olması sebebiyle erimiş cüruflarda kullanılmaya başlanmamıştır. Yarı iletken teknolojisindeki gelişmeler beklenmektedir [27].

Günümüzde kullanılan granülasyon yöntemleri ne olursa olsun, cürufun ısısının geri kazanımında hava ve su kullanılmaktadır. Son zamanlarda cürufun ısısının geri kazanımı için faz değişim malzemeleri (PCM) kullanımı dikkat çekmektedir.

PCM'lerin ısı emilimi ile sıvı hale geçtikçe kazandıkları enerji, termal enerji olarak depolanır. Depolanan enerji, PCM'lerin katı-sıvı faz dönüşümüyle başka bir işleme aktarılabilir. Bu malzemeler 2 kategoriye ayrılabilir. 300°C'nin üzerinde erime sıcaklığına sahip yüksek sıcaklıklı PCM'ler ve 300°C altındaki düşük sıcaklıklı PCM'lerdir. Faz değişim sıcaklığının çalışma sıcaklığına yakın olması gerektiğinden, erimiş cüruftan doğrudan ısı geri kazanımı için yüksek sıcaklı PCM'ler kullanmalıdır. Bununla birlikte, PCM'lerde ısı geri kazanım üzerine yapılan çalışmalar sadece endüstriyel atık gaz için uygulanmaktadır. Bu yöntemin cüruftan ısı geri kazanımı için deneysel bir araştırma raporu yoktur [27].

1.1.3 sCO_2 Güç Çevrimi

Süperkritik bir akışkan, maddenin kritik noktasındaki sıcaklık ve basınç değerinin üzerinde bir değere sahiptir. Kritik nokta, maddenin gaz ve sıvı halinin dengede bulunabileceği en yüksek sıcaklık ve basınç değeridir. Madde davranışları kritik noktaya yakın bölgede sıcaklık ve basınca çok duyarldır. Bu bölgede akışkan özellikleri önemli ölçüde değişir. Şekil 1.22'de gösterilen kritik CO_2 noktası 30,98°C ve 7,38 MPa'dır. CO_2 bu değerin üzerinde süperkritik akışkan özellikleri gösterir [32].

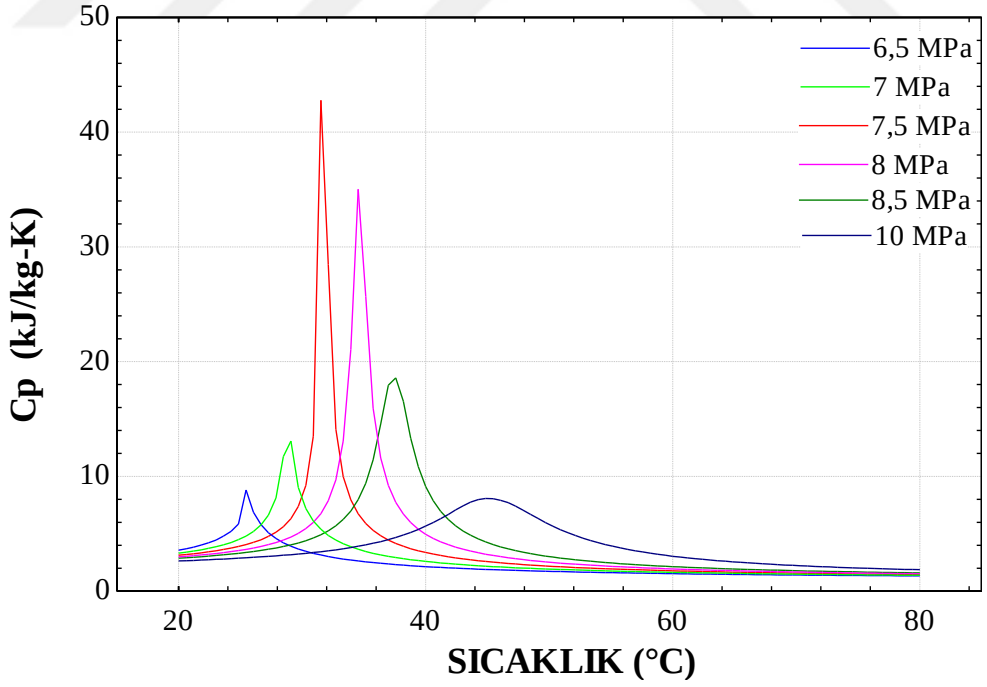


Şekil 1.22 CO_2 faz değişim grafiği [33]

Süperkritik CO_2 (sCO_2) hem gaz hem de sıvı özelliklerini benimser. sCO_2 sıvıya yakın bir yoğunluğa sahipken, viskozitesi gazınkine benzer ve sıvı viskozitesinden

çok daha azdır. Difüzyon katsayısı gazınkine yakın ve sıvının katsayısından çok daha büyüktür. Bu nedenle iyi akışkanlık ve iletim özelliklerine sahiptir. Genleşme işlemi sırasında sıvı yoğunluğu ile gaz özellikleri gösterir.

sCO_2 güç çevrimlerinin ideal çalışma alanı, süperkritik bölgedir. Feher, karbondioksiti, süperkritik döngü için optimum çalışma sıvısı olarak önermiştir [34]. Karbondioksiti önerme sebebi kritik nokta koşullarına ulaşmasının kolay olması ve istenilen sıcaklık aralığında kararlı ve durağan olmasıdır. sCO_2 çevrimlerinin kritik noktaya yakın çalışması, kompresörün harcadığı güçü önemli ölçüde azaltmaktadır. Bu düşüş, kritik noktaya yakın bölgedeki CO_2'in özelliklerinde meydana gelen büyük değişimden kaynaklanmaktadır. Engineering Equation Solver (EES) programının kütüphanesinden yararlanılarak oluşturulan CO_2'in özgül ısı kapasitesi grafiği Şekil 1.23'de verilmiştir. Grafik, CO_2'in kritik noktaya yakın bölgede özelliklerindeki değişimi göstermektedir. Aynı zamanda CO_2 bol miktarda bulunması, ucuz olması, zehirli olmaması ve özellikleri hakkında çok fazla bilgiye kolaylıkla ulaşılabilir olması güç çevrimlerinde kullanımında avantaj sağlamaktadır.

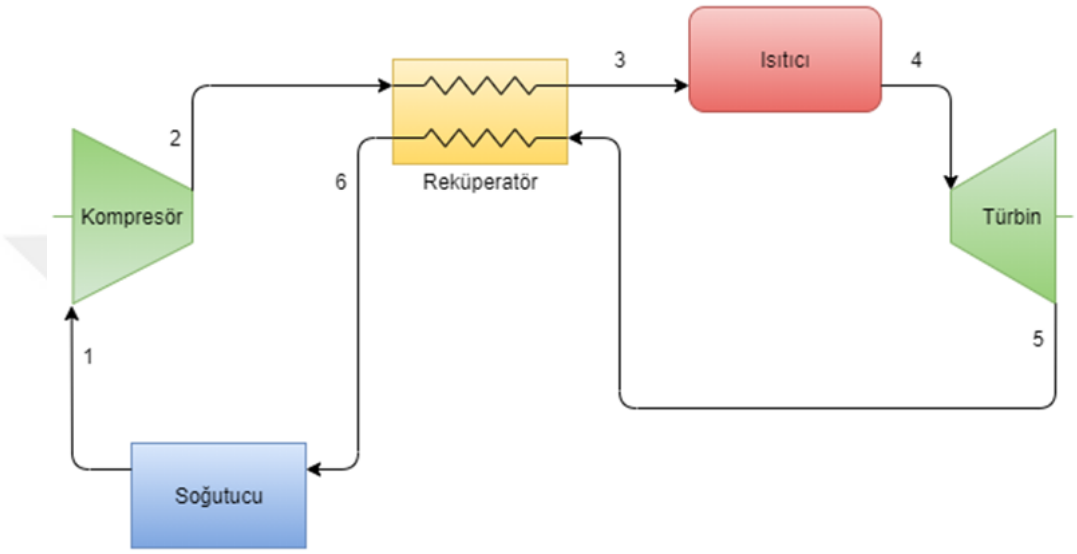


Şekil 1.23 CO_2'in özgül ısı kapasitesinin sıcaklık ve basınca bağlı değişimi

CO_2 çevrimlerinin kullanımı geçen yüzyılda başlamış ancak çalışma sıvısı kritik noktanın altında kullanılmıştır. Yeni teknolojilerin ve malzemelerin ortaya

çıkmasıyla çevrim parametrelerinin kritik noktaya yakın kullanılması araştırılmaya başlanmıştır.

sCO_2 çevriminin temel düzeni ve işleyişi, çalışma sıvısı olan karbondioksitin kritik sıcaklık ve basıncın üzerinde olduğu basit geri kazanılmış (rejenerasyonlu) Brayton çevrimidir. Şekil 1.24'te birer kompresör, türbin ve reküperatörden oluşan sCO_2 Brayton çevriminin şematiği verilmiştir.



Şekil 1.24 Rejenerasyonlu sCO_2 Brayton çevrimi

Çevrim verimliliğini arttırmanın ana yolu, kritik noktaya yakın sıkıştırma yapmaktır. İdeal gaz Brayton çevrimine kıyasla kritik noktaya yakın sıkıştırma yapmak, kompresör işinde ciddi bir azalma ile sonuçlanacağından önemlidir. Bunun nedeni kritik noktada CO_2'nin sıkıştırılabilirliğinin düşük olmasıdır. Süperkritik çevrimdeki minimum basıncın kritik noktaya (7.38 MPa) karşılık gelmesi, çalışma sıvısının tüm çevrim boyunca yoğun kalmasını ve bunun sonucunda da turbo makinelerin kompakt olması sağlamaktadır [35].

sCO_2 kritik noktaya yakın bölgelerdeki sıcaklık ve basıncındaki hızlı değişiklikler, reküperatörlerde olası bir sıkışma noktası sorununu da beraberinde getirmektedir. Sıcaklık ve basınç değişimiyle özgül ısının hızla değişmesi ve ısı kapasitesinin değişmesi, reküperatör akımları arasındaki sıcaklık farkını büyük ölçüde etkiler. Minimum sıcaklık farkının rekuperatörün giriş veya çıkışı dışında, reküperatörün içinde elde edilirse, sıkışma noktası sorunu ortaya çıkmaktadır.

Farklı s-CO_2 çevrim düzenleri olmasına rağmen, basit geri kazanılmış Brayton çevriminin birden çok konfigürasyonu vardır. Termal verimliliği artırmak için yeniden ısıtma ve ara soğutma gibi aşamalar dahil edilebilir. Angelino, sıkışma noktası problemini önlemek ve reküperatördeki tersinmezlikleri azaltmak için bileşik çevrimleri önermiştir [36]. Bileşik çevrimler, daha yüksek verimlilik sağlamaktadır ancak çevrim düzenin karmaşıklığı artmaktadır.

Uygun s-CO_2 çevrim düzeni, kullanılan enerji uygulamasına bağlı olarak değişmektedir. Çünkü her çevrim farklı bir basınç oranında optimize edilir ve çalışma sıcaklıklarındaki değişiklikler farklı verimlilik değerlerini beraberinde getirir. s-CO_2'nin geniş uygulama alanları, enerji kaynağı, teknoloji ve çalışma koşullarında farklılıklara sebebiyet vermektedir. Uygun çevrimi belirlemek için her durum incelenmelidir [33].

1.1.3.1 sCO_2 Çevrimlerinin Uygulama Alanlarına Göre Yapılan Araştırmalar

sCO_2 güç çevrimi, geleneksel güç teknolojilerine göre yüksek termal verimlilik, kompakt turbomakineler, basit yerleşim ve küçültülmüş tesis boyutları gibi potansiyel avantajları nedeniyle farklı uygulama alanlarında ilgi görmüş, araştırılmış ve deneysel tesisler inşa edilmiştir. Son 20 yılda sCO_2 Brayton çevrimlerinin artan uygulama alanları güneş enerji santralleri, nükleer enerji santralleri, fosil yakıtlı enerji santralleri ve atık ısı geri kazanım sistemleri olmuştur.

- **Nükleer Enerji Santralleri**

İlk olarak Dostal sCO_2 güç çevriminin yeni nesil nükleer enerji uygulamalarında kullanılmasını araştırmıştır. 600 MW'lık gaz soğutmalı, modüler hızlı nükleer reaktörler için farklı düzende sCO_2 güç çevrimlerinin uygulanmasını önermiş ve termo-ekonomik performaslarını geleneksel buhar ve helyum (Brayton) çevrimleriyle karşılaştırmıştır. sCO_2 kullanılan bir Brayton çevrimi, gerçek gaz davranışı nedeniyle, aşırı ısıtılmış buhar ve helium çevrimlerine kıyasla 500-700°C sıcaklıklarında dolaştırıldığında daha yüksek termal verimlilik sağlayabileceğini gözlemlemiştir. Dostal ayrıca sCO_2 sistemlerin 10 kat daha kompakt olduğunu ve konvansiyonel çevrimlere göre tasarım açsından daha basit olduğunu belirtmiştir [35].

2014 yılında Y. Ann, nükleer reaktörler için farklı sCO_2 Brayton konfigürasyonlarını analiz etmiştir. 500°C türbin giriş sıcaklığı ve 25 MPa türbin giriş basıncı altında yaptığı karşılaştırmalı analizde, yeniden sıkıştırmalı sCO_2 Brayton (Re-sCO_2) çevriminin yeni nesil nükleer reaktörler için en yüksek verime sahip oluğunu raporlamıştır [37].

P. Wu 2020 yılında, rejenerasyonlu ve yeniden sıkıştırmalı sCO_2 çevrimlerini 4. Nesil reaktör konseptiyle birleştirerek analizler yapmıştır. Çalışmasında 32-55°C aralığında farklı kompresör giriş sıcaklıklarıyla güç çevrimlerinin performanslarını analiz etmiştir. Kurak çöl alanları ve bol su kaynağı olan alanlar gibi farklı senaryolarda potansiyel kullanımını araştırmıştır. Su ile soğutma koşulları altında rejenerasyonlu sCO_2 çevriminde optimum çevrim verimini %35,9 ve yeniden sıkıştırmalı sCO_2 çevrimde %40,48 olarak bulmuştur. Kompresör giriş sıcaklığının 55°C kabul edildiği kuru soğutma koşullar altında, optimum çevrim verimini rejenerasyonlu sistem için %32,6 ve yeniden sıkıştırmalı sCO_2 sistem için %34,36 olduğunu raporlamıştır. Yapıtığı çalışma sonucunda kompresör giriş sıcaklığını her 5°C düşürdüğünde çevrim verimliliği rejenerasyonlu sistemde %0,7 ve yeniden sıkıştırmalı sCO_2 çevrimde %1,2 artış getirdiğini gözlemlemiştir [38].

- **Güneş Enerji Santralleri**

C. Turchi, ısı kaynağı sıcaklığı 500-850°C aralığında yoğunlaştırılmış güneş enerjisi uygulamaları için yeniden sıkıştırmalı sCO_2 güç çevriminin 3 farklı varyantını araştırmıştır. Yeniden sıkıştırma düzeniyle termal verimi %50'den daha fazla elde edilebileceğini raporlamıştır [39]. R.V. Padilla ise ekserji analizini kullanarak 4 farklı sCO_2 Brayton çevriminin entegre olduğu güneş santrali alıcılarını incelemiştir. 850°C türbin giriş sıcaklığında, ara soğutmalı yeniden sıkıştırmalı sCO_2 çevriminde %55,2 ekserji verimliliği ile en iyi termal performansı elde etmiştir [40].

K. Wang, sCO_2 çevrimi ile entegre erimiş tuzlu güneş enerji kulesi sistemini modellemiştir. Modelde yeniden ısıtmalı yeniden sıkıştırmalı sCO_2 güç çevrimini kullanmıştır. Bazı temel termodinamik parametreleri genetik algoritma kullanarak sistem üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Optimum sıcak tuz sıcaklığını mevcut koşullarda 565°C olduğunu belirtmiştir. sCO_2 çevriminin minimum basıncının

kritik CO_2 basınç değerine yakın olmasının zorunlu olmadığını ve basıncın 7,8-10 MPa aralığında optimum olduğunu raporlamıştır [41].

J.I. Linares, termal enerji depolamalı bir konsantre güneş enerji santralinin güç bloğu için sCO_2 güç çevrimlerini önermiştir. Kuru ve ıslak soğutma koşullarında uygun güç bloğu için araştırma yapmıştır. Islak soğutma koşulları için yeniden ısıtmalı yeniden sıkıştırmalı sCO_2 çevrimini önermiştir. Sistemin çevrim veriminin %54,6'ya kadar ulaştığını ve yatırımın 8662 $/kWe olduğunu belirtmiştir. Kuru soğutma koşullarında ise hem ara soğutmalı hem de yeniden ısıtmalı yeniden sıkıştırmalı sCO_2 Brayton çevrimini önermiştir. Çevrim verimi %52,6 kadar çıkartılabildiğini ve yatırımın 8742 $/kWe olduğunu raporlamıştır [42].

- **Fosil Yakıtlı Enerji Santralleri**

Kömürle çalışan enerji santralleri için sCO_2 Brayton çevrimi, buhar Rankine çevriminin umut verici bir alternatifi olarak kabul edilmiştir. Y. Zhang, baca gazı egzoz ısısının daha verimli kullanılması için geliştirilmiş 3 farklı sCO_2 Brayton konfigürasyonu önermiştir. Yaptığı analizler ve optimizasyonlar sonucunda çevrimlerin net verimlilik değerlerini %49.83, %48.55, %50.71 olarak bulmuştur. Kazana gönderilen ikinci bir bölünmüş akış ile en yüksek değeri elde etmiştir. Aynı parametrelere sahip ultra-süperkritik buhar santralinin yaklaşık net verimliliği %46-47'dir. Elde ettiği sonuçlar ile sCO_2 çevrimlerinin ultra-süperkritik buhar santraline göre daha yüksek verimlilik değerleri elde ettğini ve sCO_2 çevrimlerinin geleneksel santrallere alternatif olabileceğini raporlamıştır [43].

S. Park 2020 yılında yayınladığı çalışmasında, sCO_2 çevrimi ile entegre edilmiş kömür yakıtlı elektrik santralinin performansını analiz etmiştir. Mevcut kömürlü elektrik santrallerinde uygulanan buhar Rankine çevrimine kıyasla sCO_2 çevrimi elektrik üretim verimliliğini %6,2-7,4 iyileştirdiğini öne sürmüştür. İki sistemin seviyelendirilmiş elektrik maliyetini karşılaştırmış ve sCO_2 çevriminin maliyeti %7,8-13,6 oranında azaltacağını belirtmiştir [44].

J. Zhou, 1000 MW'lık kömür yakıtlı eletktrik santralinde tek aşamalı yeniden ısıtmalı sCO_2 Brayton çevrimini entegre etmiş ve termodinamiğin ikinci yasasına göre optimize ederek araştırmıştır. Düşük basınç türbinin, yüksek basınç türbine göre daha büyük genleşme sağladığını belirtmiştir. sCO_2 sisteminin genel ekserji

verimliliğini, geleneksel ultra-süperkritik buhar çevrimden %3,5 daha yüksek, %45,4 olarak raporlamıştır [45].

- **Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri**

X. Liu, katı oksit yakıt hücreli aracın atık ısısından yaralanmak için rejenerasyonlu sCO_2 çevrimini araştırmıştır. Çalışmasında radyal akışlı türbin tasarmına odaklanmış ve analizlerini yapmıştır. Farklı çark ucu açıklıklarına göre türbin performanslarını değerlendirmiştir. Çark ucu boşluğunun artışı ile beraber türbinin akış kapasitesinin, verimliliğinin ve çıkış gücünün düştüğü sonucuna varmıştır. Türbin çıkış gücünü 100 kW, sistemin net gücünü 66,174 kW olarak bulmuştur. Elde ettiği çevrim verimi %25,91'dir [46].

P. Pan ise 9000 TEU konteyner gemisi ana motor egzoz gazının atık ısısından yararlanmak için çift türbin ve alternatör içeren modifiye edilmiş bir yeniden sıkıştırmalı sCO_2 çevrimini önermiştir. Yeniden sıkıştırmalı sCO_2 ve modifiye edilmiş yeniden sıkıştırmalı sCO_2 çevriminin performanslarını incelemek ve karşılaştırmak için matematik ve simulasyon modellerini oluşturmuştur. Çalışmasında modifeye edilmiş yeniden sıkıştırmalı sCO_2 çevriminin daha iyi performans verdiği sonucuna ulaşmıştır. Modifeye edilmiş sCO_2 çevrimi 452,2 kW net güç ile %26,58 daha fazla güç üretmiştir. Benzer şekilde enerji verimliliğini %24,53 ve ekserji verimliliğini %41,47 ile daha yüksek olduğu sonucuna ulaşmıştır. Modifiye edilmiş sCO_2 sistemi ile birlikte gemi ana makine termal verimliliği %3,23 oranında artabileceğini raporlamıştır [47].

Ö. Kızılkan, çimento fabrikasındaki gerçek bir atık ısı geri kazanım sistemi olan buhar Rankine ile yerine önerilen sCO_2 Brayton sisteminin termodinamik performanslarını karşılaştırmıştır. Sistemlerin enerji ve ekserji verimliliklerini karşılaştırmalı olarak analiz etmiştir. 9363 kW net elektrik üretimi ile sCO_2 Brayton çevrimi, 8275 kW net elektrik üreten buhar Rankine sistemine üstünlük sağladığı sonucuna ulaşmıştır. Elde ettiği veriler ışığında sCO_2 Brayton çevriminin enerji ve ekserji verimi de daha yüksek çıkmıştır. sCO_2 Brayton çevriminin enerji ve ekserji verimi sırasıyla %58,22 ve %27,6 olarak raporlamıştır. Buhar Rankine'nin ise sırasıyla %51,39 ve %24,18'dir [48].

2018 yılında J. Song, dizel motorun atık ısısını geri kazanmak için ön ıstmalı sCO_2 çevrimini önermiş ve termodinamik performansını araştırmıştır. Motorun yüksek sıcaklıktaki egzoz gazının öncelikle ana ısıtıcı evaperatörde kullanıldığı, ardından düşük sıcaklıktaki soğutma suyunu ön ısıtmada kullanmak amacıyla egzoz gazının kalan ısısının suya aktarıldığı özgün bir sistem ve bu sistemin bir rejenerasyon dalına daha sahip başka gelişmiş bir ön ısıtmalı sCO_2 çevrimine dayalı iki sistem önermiştir. Çalışmasında geliştirilmiş sistemin maksimum net güç çıkışı, diğer sistemden %7,4 daha yüksek olarak 68,4 kW'a ulaştığını belirtmiştir. Geliştirilmiş ön ısıtmalı sCO_2 çevrimini entegre eden sistemin motor gücü çıkışı (996 kW) %6,9 oranında artırılabileceğini raporlamıştır [49].

1.1.4 Literatür Değerlendirmesi

1970'lerde enerji krizi ile birlikte cüruftan ısı geri kazanım yöntemlerini geliştirmek için çok sayıda araştırma yapılmıştır. Ancak bu araştırmalar 1990'larda enerji fiyatlarının düşmesiyle azalmıştır. Son yıllarda enerji geri kazanımına artan ilgi ve YFC'nun sahip olduğu yüksek ısı enerjisi, çeşitli teknolojilerin deneysel ve pilot denemelerini tekrar yapmaya başlanmasına sebep olmuştur. Henüz endüstriyel olarak kurulmuş birkaç hava püskürtmeli yöntem kullanan tesis dışında ticarileşebilen olmadığı gözlemlenmektedir.

YFC'nun atık ısısının geri kazanımının yanı sıra Portland çimentosu yerine kullanılacak camsı yapıdaki YFC'nu üretmek için önerilen yöntemler, cürufun düşük ısıl iletkenliği ile sınırlanmaktadır. Çoğu yöntem cürufun kuru granülasyonuna dayanarak bu sorunun üstesinden gelmeye çalışmıştır. CSIRO tarafından yaklaşık yirmi yıldır araştırılmakta olan santrifüj granülasyon yöntemi en umut vaat eden yöntemler arasında görülmektedir. Başarılı şekilde uygulandığı takdirde, YFC'nun santrifüj granülasyon yöntemiyle soğutulmasıyla yüksek miktarda atık ısı enerjisini geri kazanma potansiyeli olacaktır. Bu kazanılan atık ısı, Yüksek Fırın sistemi içinde enerji kaynağı olarak kullanılarak sistem verimliliğini artırma yönünde değerlendirilebilir. Bunanla beraber, bu geri kazanılan atık ısı enerjisi elektrik üretiminde de kullanılarak Yüksek Fırın sisteminin elektrik ihtiyacı için kullanılabileceği gibi sistem dışına satışı da gerçekleştirilebilir. Ancak, ilgili literatür incelendiğinde belirtilen yönde daha

fazla çalışmalara ihtiyaç olduğu görülmektedir. YFC'ndan elde edilecek atık enerji potansiyelinin, bundan elde edilecek elektrik miktarının belirlenmesi ve bunlarla ilgili sistemler üzerine teknik ve ekonomik analizler yapılması ilgili alana önemli katkılar sağlayacaktır.

Bu bağlamda, atık ısının yüksek oranda elektriğe dönüştürülmesi elde edilecek kazanımı artırağı aşikardır. Dolayısyla, atık ısının sıcaklığına uygun olarak klasik çevrimler yerine daha yenilikçi çevrimlere dayanan teknolojilerin incelenmesi ilgili alana daha fazla fayda sağlayacaktır. Bu noktada, son 20 yılda tüm dünyada sCO_2 Brayton çevrimleri üzerine yapılan araştırmalar yoğunlaşmıştır. Araştırmalarda sCO_2 çevrimlerinin kompakt yapıda olması geleneksel güç çevrimlerine göre ana avantajı olarak görülmektedir. Yüksek çalışma basıncı nedeniyle kompresörün ve türbinin önemli ölçüde küçük olması, ısı eşanjörlerinin boyutu, çalışma parametreleri ve tip seçimi ile optimize edilebilir olması ve CO_2'in kritik noktaya yakın çalışmasıyla kompresörün işinin azalması sCO_2 güç çevrimlerini buhar Rankine çevrimlerinden daha kompakt yapıda olmasını sağlamaktadır. Ayrıca sCO_2 çevrimlerinin düşük maliyet ve zehirli olmaması gibi avantajlarıda araştrmaların artmasını sağlamıştır.

Ticari bir sCO_2 güç sistemi hala mevcut değildir. Araştırmalar büyük ölçüde teorik olup, yeni çevrim yerleşimlerinin tasarımına ve bileşen yapıları üzerine odaklanılmıştır. Bu doğrultuda yapılan çalışmalarda sCO_2 çevrimleri farklı uygulama alanlarında temel çevrim düzeninden uzaklaşarak bileşenlerin sayısında, bölünmüş akışta ve bileşenlerin tasarımında farklılıklar göstermektedir. Tüm sCO_2 çevrim düzenleri için özel uygulama alanlarının, parametrelerin ve soğutma ortamlarının ayrıntılı tasarım ve optimizasyon gerekmektedir.

1.2 Tezin Amacı

Bu tezin genel amacı, YFC'nun sahip olduğu enerjinin geri kazanımı ile elektrik üretim potansiyelini teknik ve ekonomik olarak araştırmaktır. Cürüftan enerji geri kazanımı için santrifüjlü kuru granülasyon yöntemi dikkate alınırken elektrik üretimi için farklı sCO_2 Brayton çevrimleri incelenmiştir.

Santrifüj kuru granülasyon yöntemi ile ergiyik cürufun enerjisini geri kazanmanın dışında camsı granül yapıya dönüştürülerek inşaat, yol, çimento sektöründe katkı

maddesi olarak kullanılmasını sağlamaktadır. Ayrıca, bu yöntemin konvansiyonel cüruf soğutma yöntemlerine göre su tüketimini azaltmaktadır. Geri kazınılan enerjiden mümkün olduğunca elektrik üretimi elde etmek için dört farklı konfigürasyona sahip sCO_2 Brayton çevrimi, santrifüj kuru granülasyon sistemine entegre edilmiştir.

Spesifik olarak alt amaçlar şu şekilde sıralanabilir:

1) Belirli kapasitedeki YFC'dan santrifüjlü kuru granülasyon yöntemiyle geri kazanılacak enerji miktarını seçmek

2) Bu atık ısıdan üretilecek elektrik gücü için en uygun sCO_2 konfigürasyonu belirlemek

3) Dikkate alınan her sCO_2 çevrimi için birim elektrik üretimini minimize eden önemli tasarım parametrelerin değerlerini bulmak

4) Bu entegre sistemin ve santrifüj granülasyon sistemi için yapılabilecek yatırımın üst limitlerinin hesaplanması

Yukarıda sayılan amaçları gerçekleştirmek için belirtilen sistemlerin termodinamik ve termo-ekonomik modelleri oluşturulmuştur. Bu modeller EES programında kodlanarak parametrik analizler gerçekleştirilmiştir.

1.3 Hipotez

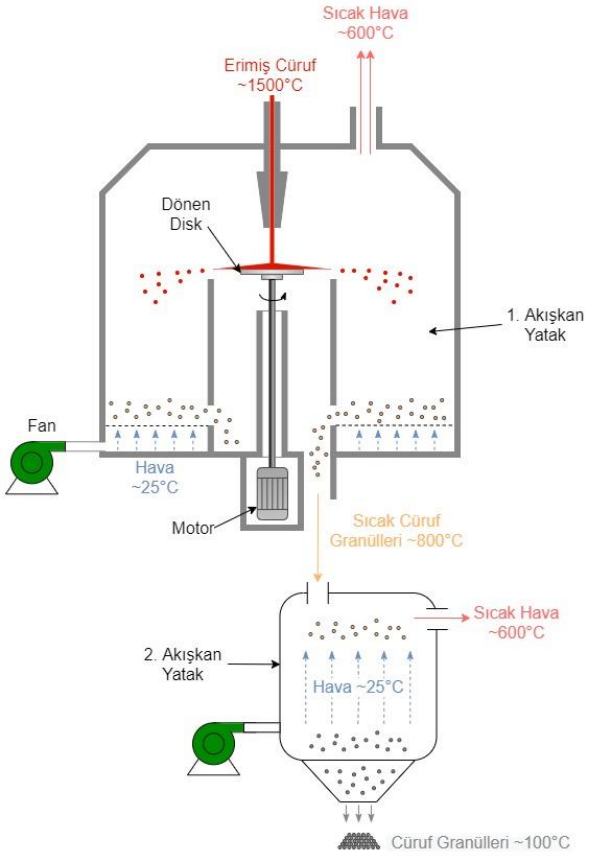
YFC, Portland çimentosuna ikame değerli ürün elde edilebilmesi için hızla soğutulmaktadır. Kullanılan soğutma yöntemleri YFC'nun sahip olduğu atık ısı enerjisini, cürufun düşük ısıl iletkenliği gibi fiziksel özelliklerinden dolayı geri kazanamamaktadr. Cürufun atık ısı enerjisinin geri kazanılabilmesi için pek çok soğutma yöntemi önerilmiştir. Bu tez çalışmasında gelecek için umut vaat eden yöntemlerden biri olan santrifüj granülasyon yöntemine, cürufun atık ısısından elektrik gücü üretilebilmesi için sCO_2 Brayton çevrimlerinin entegre edilmesi önerilmiştir. sCO_2 çevrimlerinin geleneksel çevrimlere göre daha geniş sıcaklık aralığında çalışması, kompakt yapıda olması, çalışma sıvısı CO_2'in bol, ucuz ve zehirli olmaması avantajlarıdır. Bu hipoteze dayalı olarak, santrifüj granülasyona entegre sCO_2 çevrimlerinin termodinamik ve termo-ekonomik modelleri oluşturulmuştur. Bu modeller üzerinde yapılan analizler ile uygun sCO_2 çevrim

konfigürasyonu, birim elektrik üretiminin en az olduğu temel sCO_2 tasarım parameterelerinin değerleri, granülasyon ve tüm entegre sistemin yatırım maliyetinin en üst limiti belirlenmeye çalışılmıştır.

2
SANTRİFÜJ KURU GRANÜLASYON SİSTEMİ

2.1 Santrifüj Kuru Granülasyon Sisteminin Çalışma Prensibi

Yüksek fırınlarda pik demir üretimi sırasında oluşan YFC'nun atık ısısını geri kazanmak için ilk olarak CSIRO'nun çalışmaları temel alınarak santrifüj kuru granülasyon sisteminin termodinamik modeli oluşturulmuştur [30]. Modelde YFC'nun atık ısısı hava ile geri kazanılmaktadır. Şekil 2.1'de şematiği gösterilen granülasyon modeli; dönen bir disk, diski döndüren bir motor, hava akışını sağlayan fanlar ve iki akışkan yataktan oluşmaktadır. YFC'nun atık ısısı modelde iki aşamada havaya aktarılmaktadır.



Şekil 2.1 Santrifüj kuru granülasyon sistemi şematiği

İlk aşamada sürekli bir akış halinde olan erimiş YFC, dönen diskin üzerine aktarılır ve merkezkaç kuvveti yardımıyla granüle edilir. Granül haldeki cüruflar, fanın

oluşturduğu hava akımı ile uçuş sırasında ve 1. akışkan yatakta hızla soğutulur. Bu aşamada cüruf istenilen camsı yapı miktarına ulaşır. Cüruf sıcaklığı yaklaşık 800°C 'ye kadar düşürülür ve kalan ısı enerjisini geri kazanmak için ikinci aşama olan 2. akışkan yatağa gönderilir. Akışkan yatakta cürufun ısı enerjisi havaya aktarılır. İki aşamada da oluşan sıcak hava güç üretimde, ön ısıtmada veya kurutmada kullanılabilir.

2.2 Santrifüj Kuru Granülasyon Sisteminin Termodinamik Modeli

Santrifüj kuru granülasyon sisteminin termodinamik modeli iki bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde YFC'nun atık ısısının havaya aktarıldığı termodinamik hesaplama yöntemleri yer almaktadır. İkinci bölümde ise granülasyonu sağlayan motorun ve fanın harcağı güç hesaplanmaktadır.

Sistemin termodinamik modeli Engineering Equation Solver (EES) programında oluşturulmuştur. Modeli basitleştirmek adına aşağıdaki genel varsayımlar yapılmıştır:

- Granüle edilmiş YFC'ların her birinin boyutları ve kristal yapı oranları eşit kabul edilmiştir.
- Granül boyutlarının enerji geri kazanım verimliliğine etkisi ihmal edilmiştir.
- Granülasyon ve ikinci akışkan yataktan çıkan egzoz gazı havanın sıcaklık değerleri eşittir.
- Cürufun akışı süreklidir.

2.2.1 YFC Atık Isı Enerjisinin Havaya Aktarımı

Modelde atık ısı enerjisinin havaya aktarımı, Termodinamik'in 1. yasasına uygun olarak belirli bir enerji geri kazanım verimliliğinde gerçekleştiği kabul edilmiştir. Termal enerji geri kazanım verimliliği, R_e ile gösterilmiş ve (2.1) eşitliği kullanılarak ifade edilmiştir.

$$R_e = \frac{\dot{m}_{hava}(h_{hava,çıkış} - h_{hava,giriş})}{\dot{m}_{cüruf}(h_{cüruf,giriş} - h_{cüruf,çıkış})} \tag{2.1}$$

Enerji geri kazanım verimliliği denkleminde $\dot{m}_{hava}$ ve $\dot{m}_{cüruf}$ sırasıyla YFC soğutan toplam havanın ve cürufun kütlesel debisini ifade eder. h_{hava} havanın giriş ve çıkış entalpisidir. $h_{cüruf}$, YFC'nun granülasyon sistemine giriş ve çıkışındaki eşdeğer entalpi değerleridir.

Santrifüj granülasyon sistemleri iki karşıt kısıtlama ile karşı karşıyadır. YFC hızlı soğutma için yüksek hava akışı isterken, ısı geri kazanımda kullanılmak üzere yüksek dereceli ısı elde etmek için hava hacmini düşük tutmak gerekmektedir. Yüksek sıcaklıkta hava ve yüksek performanslı camsı YFC elde etmek için cürufun katılaşma davranışını iyi anlamak gerekir. Bu nedenle YFC'nun eşdeğer entalpisini hesaplarken, sıcaklık değerine ve kristal faz oranına göre değişkenlik gösteren Xun'nun eşdeğer entalpi modelinden yararlanılmıştır. Xun eşdeğer entalpi değerini, denklem (2.2) kullanılarak ifade edilmiştir [50].

$$h_{cüruf} = \alpha H_{kristal} + (1 - \alpha H_{camsı}) \tag{2.2}$$

$H_{kristal}$ ve $H_{camsı}$ sırasıyla kristal fazdaki ve camsı fazdaki entalpi değeridir. α ise hesaplanan sıcaklık değerindeki YFC'nun kristal faz içeriğidir. Xun çalışmasında $H_{kristal}$ ve $H_{cüruf}$ değerlerini (2.3) ve (2.4) denklemlerini kullanarak hesaplamıştır [50]. T, eşdeğer entalpinin hesaplandığı cüruf sıcaklık değerini temsil eder. Xun denklemlerde sıcaklık birimi olarak Kelvin kullandığı için modellerde veri istikrarını sağlamak için tüm işlemlerde Kelvin birimi kullanılmıştır.

$$H_{kristal} = \begin{cases} 1014T + 0.03111T^2 + 0.347 \times 10^8 T^{-1} - 59337 \\ (T < 1483\ K) \\ 4271T + 0.03110T^2 + 0.347 \times 10^8 T^{-1} - 5423487 \\ (1483\ K \leq T \leq 1623\ K) \\ 1014T + 0.03111T^2 + 0.347 \times 10^8 T^{-1} - 59337 \\ (T > 1623\ K) \end{cases} \tag{2.3}$$

$$H_{camsı} = \begin{cases} 1014T + 0.0311T^2 + 0.347 \times 10^8 T^{-1} - 421376 \\ (T < 1013\ K) \\ 1465T + 0.0311T^2 + 0.347 \times 10^8 T^{-1} - 878030 \\ (1013\ K \leq T \leq 1643\ K) \\ 1014T + 0.0311T^2 + 0.347 \times 10^8 T^{-1} - 13737 \\ (T > 1643\ K) \end{cases} \tag{2.4}$$

2.2.2 Granülasyon Sisteminin Harcadığı Güç

Kuru granülasyon sistemi modelinde geri kazanılan enerji miktarı ile birlikte harcanan güçte dikkate alınmıştır. Fan ve granülatör motorunun harcadığı güç hesaplama yöntemleriyle birlikte modele dahil edilmiştir.

Fanların toplam harcadığı güç hesaplanırken (2.5) denklemi kullanılmıştır.

$$W_{fan} = \frac{\Delta P . \dot{m}_{hava}}{\rho_{hava} . \eta_{fan}} \tag{2.5}$$

Havanın fana giriş ve çıkış koşulları arasında, ortalama sıcaklıkta havanın yoğunluğu ρ_{air} ile gösterilir. Modelde havanın fan içerisindeki basınca bağlı yoğunluk değişimi ihmal edilmişdir. η_{fan}, fanın verimini ifade eder. ΔP, havanın giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkıdır. Basınç farkı hesaplanırken, The Amerkan Society of Mechanical Engineers (ASME) tarafından fanlar ve kompresörleri tanımlamak için kullanılan özel orandan faydalanılmıştır. Özel oran, (2.6) eşitiliği ile ifade edilmiştir, havanın tahliye basıncının ($P_{hava,çıkış}$) emme basıncına ($P_{hava,giriş}$) oranı olarak tanımlanır ve r_{fan} ile gösterilir.

$$r_{fan} = \frac{P_{hava,çıkış}}{P_{hava,giriş}} \tag{2.6}$$

Erimiş YFC istenilen partikül boyut aralığında granüle etmek için granülatörün güçlü ve yüksek hızlı bir elektrik motoruyla çalıştırılması gerekir. Elektrik motorunun gücü YFC'nu damlacıklar halinde granüle edebilecek kadar yüksek olmalıdır. Modeli oluşturulan santrifüjlü kuru granülasyon sisteminde elektrik motorunun gücü hesaplanırken, Y.Y. Zhao'nun 2005 yılındaki çalışmasından faydalanılarak (2.7) denklemi kullanılmıştır [51].

$$W_{motor} = \frac{6 . \gamma_{cüruf} . \dot{V}_{cüruf}}{\eta_{granülatör} . D_{cüruf}} \tag{2.7}$$

Granülatör enerji verimliliği $\eta_{granülatör}$ ile tanımlanır. Cüruf damlacıklarının yüzey enerjisi ile giriş enerjisi arasındaki oran olarakta ifade edilebilir. Granülasyon teknolojisi, çalışma koşullarına göre çok fazla değişmeyen bir enerji verimliliğine sahiptir. Santrifüjlü atomizasyonun enerji verimliliği tipik olarak

%0.5 civarındadır [51]. $\dot{V}_{cüruf}$ sıvı YFC'nun hacimsel akış hızı, $D_{cüruf}$ damlacık halindeki YFC'nun çapı ve $\gamma_{cüruf}$'de YF'nun yüzey gerilimidir.

2.3 Modelin Doğrulanması

Santrifüj kuru granülasyon modeli sonuçlarının belirli bir güven sağlaması için Sharif Jahanshahi'nin METSIM simülasyon programında oluşturduğu modelin sonuçları ile karşılaştırma yapılmıştır. Sharif'in CSIRO verilerini kullandığı modelde, çalışma koşullarına ilişkin yaptığı varsayımlar aşağıda verilmiştir [52].

- Cüruf kapasitesi 300.000 t/y,
- Ergimiş cüruf sıcaklığı 1500°C,
- Granüle edilmiş cüruf çıkış sıcaklığı 100°C,
- Havanın giriş sıcaklığı 25°C,
- Sıcak havanın çıkış sıcaklığı 600 °C,
- Tesisin yıllık kullanılabilirlik sürekliliği %95,
- Cüruf atık ısısının %70'i hava ile geri kazanılmıştır.

Bu doğrultuda aynı varsayımlar doğrulama modelinde de uygulanmıştır. Tablo 2.1'de Sharif'in model sonuçları ile doğrulama modelinin sonuçları gösterilmiştir.

Tablo 2.1 Sharif ve doğrulama modeli sonuçları

	Sharif Modeli [52]	Doğrulama Modeli	Yüzdesel Hata
Cürufun giriş enerjisi	63,6 GJ/sa	64,19 GJ/sa	+%0,92
Havanın kütlesel debisi	70,7 t/sa	72,11 t/sa	+%2

1500°C'deki ergimiş cürufun sahip olduğu 63,6 GJ/sa termal enerji, doğrulama modelinde +%0,92 sapma ile 64,19 GJ/sa olarak elde edilmiştir. YFC'nun soğuması için gerekli olan hava miktarı ise %2 farkla 72,11 t/sa olarak bulunmuştur. Model sonuçlarının birbirine yakın değerler çıkması ile Xun'nun eşdeğer entalpi modeli kullanılarak oluşturulan termodinamik modelin belirli bir güven aralığı sağladığı görülmektedir.

2.4 Parametrik Analizler ve Sonuçları

Modelin termodinamik performansı daha iyi anlaşılabilmesi için çeşitli parametreler değiştirilerek etkileri incelenmiştir. Analizlerde kullanılan giriş parametreleri;

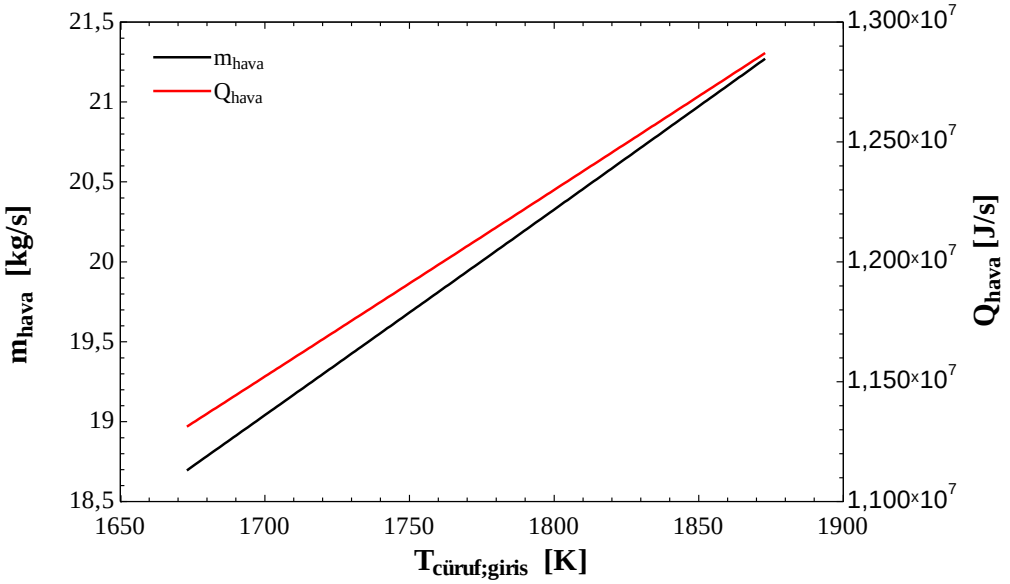
- Ergimiş cüruf sıcaklığı 1773 K,
- Cüruf kapasitesi 10 kg/s,
- Granüle edilmiş cüruf çıkış sıcaklığı 373 K,
- Havanın giriş sıcaklığı 298 K,
- Sıcak havanın çıkış sıcaklığı 873 K,
- Cüruf atık ısısının geri kazanım verimliliği %70 [52],
- Granül boyutu 1,5 mm, kristal yapı oranı %2 [15],
- Fan özel oranı 1,1'dir.

Belirli bir parametre analiz edildiğinde, diğer parametreler sabit tutulmuştur.

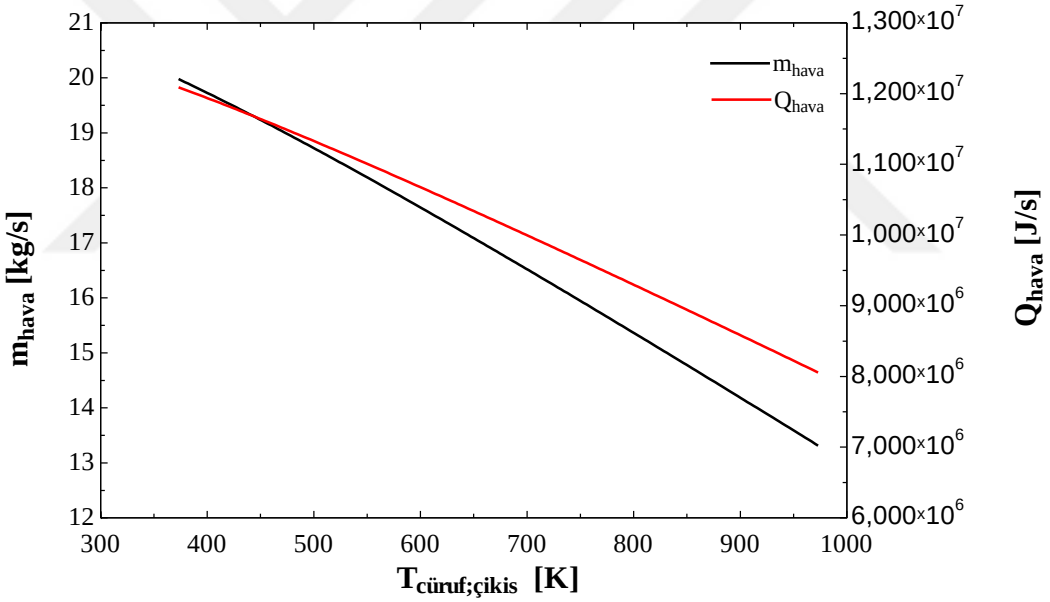
2.4.1 YFC'nun Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının Etkisi

YFC giriş sıcaklığı, yüksek fırının çalışma sıcaklığına ve cürufun fırından sisteme taşınımı sırasında kaybettiği ısıya göre değişkenlik göstermektedir. Şekil 2.2'deki grafikte cüruf giriş sıcaklık değişiminin gerekli olan hava miktarına ve havanın kazandığı ısı enerjisine etkisi gösterilmiştir.

Cürufun kapasitesi değişmediğinden dolayı giriş sıcaklığını artırmak, havanın geri kazanabileceği ısı enerjisini artırmak anlamına gelmektedir. Şekil 2.2'de bu durum, havanın çıkış sıcaklığının sabit tutulması ile birlikte kütlesel debinin artışı olarak yansımıştır. Cürufun sistemden çıkış sıcaklığı, modeli oluşturulan sisteminin cürufu soğutma kapasitesine bağlı olarak değişmektedir. Cürufun çıkış sıcaklığı değiştirilen parametrik analiz sonuçları Şekil 2.3'de verilmiştir.



Şekil 2.2 YFC giriş sıcaklığının, havanın kütlesel debisine ve kazandığı enerji miktarına etkisi

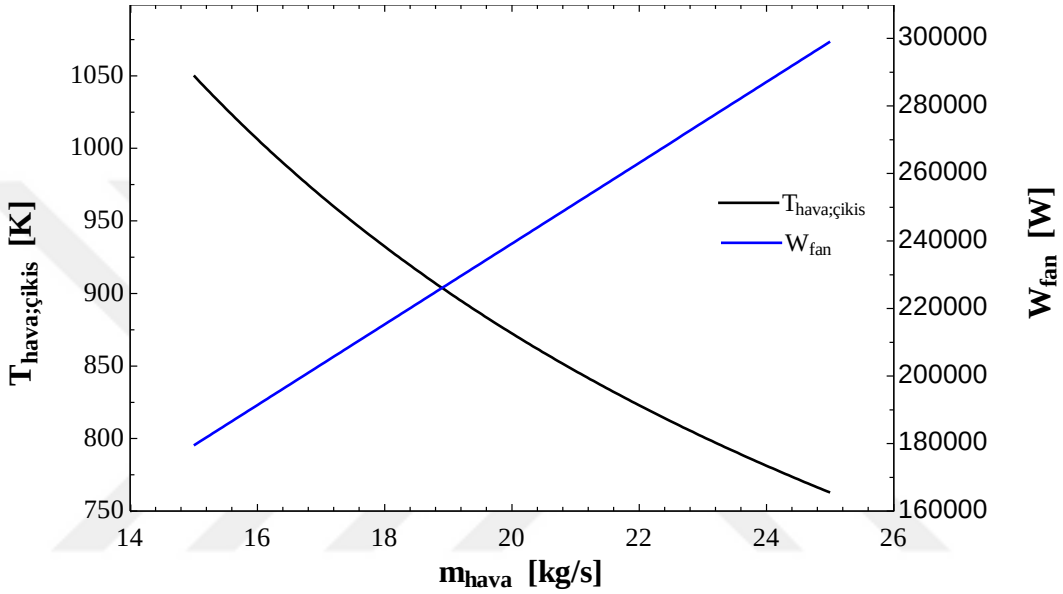


Şekil 2.3 YFC çıkış sıcaklığının, havanın kütlesel debisine ve kazandığı enerji miktarına etkisi

Cüruf giriş sıcaklığı sabit tutulan bu analizde cürufun sahip olduğu atık ısı miktarı sabit kalacaktır ancak cürufun çıkış sıcaklık değişimi havanın geri kazanabileceği ısı enerji miktarını değiştirmektedir. Şekil 2.3'te cüruf çıkış sıcaklığı artığında havanın kütlesel debisi azalmaktadır. Çünkü cürufun çıkış sıcaklığının artması cürufun sistem çıkışında sahip olduğu enerjinin artmasına yani havayla geri kazanılan enerjinin azalmasına sebep olmaktadır. Bu durum havanın giriş ve çıkış sıcaklığı sabit kabul edildiği için kütlesel debisinin azalmasıyla sonuçlanmaktadır.

2.4.2 Hava Kütlesel Debisinin Etkisi

Modelde cürufu soğutmak için kullanılan hava miktarı termodinamiğin birinci yasasına uygun olarak hesaplanmaktadır. Cüruf işleme kapasitesi, cürufun giriş ve çıkış sıcaklığı sabit tutulduğu çin havanın geri kazanacağı ısı enerjisi miktarı değişmemektedir. Bu ısı enerjisi havanın kütlesel debisini ve çıkış sıcaklığını etkilemektedir. Şekil 2.4'te havanın kütlesel debisi değiştirilerek, havanın çıkış sıcaklığına ve fanın harcadığı güce etkisi gösterilmiştir.



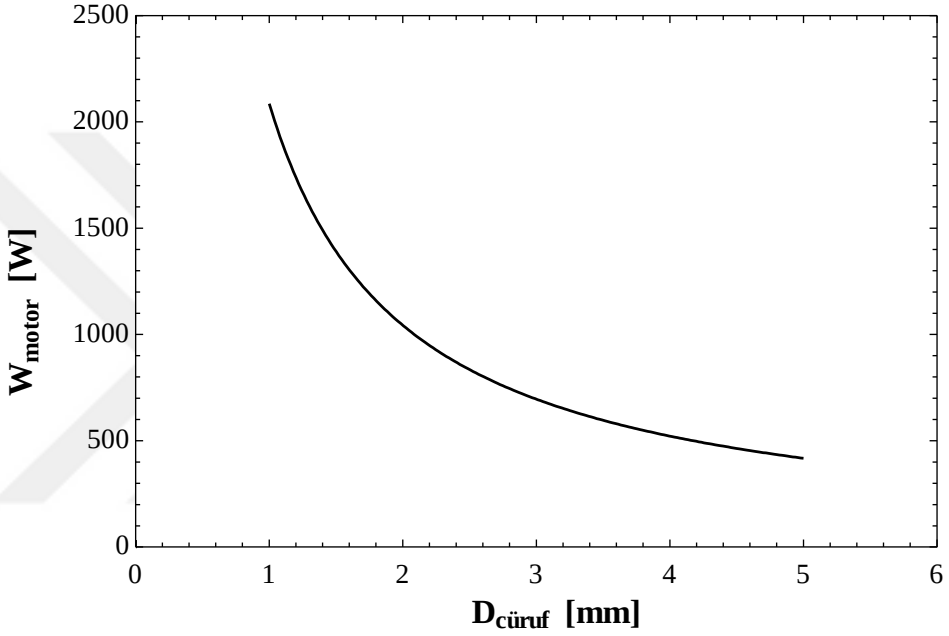
Şekil 2.4 Havanın kütlesel debi değişiminin, çıkış sıcaklığına ve fanın harcadığı güce etkisi

Havanın kütlesel debisi artırıldığında, havanın çıkış sıcaklığının düştüğü Şekil 2.4'te görülmektedir. Havanın geri kazanacağı enerji miktarının değişmemesi, havanın kütlesel debisi ve çıkış sıcaklığı arasında ters bir orantıya sebebiyet vermektedir. Havanın çıkış sıcaklığının artması kütlesel debiyi düşürürken, çıkış sıcaklığının azalması gerekli kütlesel debinin artmasını sağlamaktadır. Diğer bir durumda havanın kütlesel debisinin değişiminin doğal sonucu olarak fanın üfleyeceği hava miktarı ve harcadığı gücün değişmesidir. Şekil 2.4'te havanın kütlesel debisinin artmasıyla fanın harcadığı güç artmıştır.

2.4.3 Granül Boyutunun Etkisi

Cürufun granül boyutları, ısı transferini olumsuz etkileyen faktörlerden bir tanesidir. Cüruftan kristal yapının minimum olduğu, camsıda yapıda bir granül

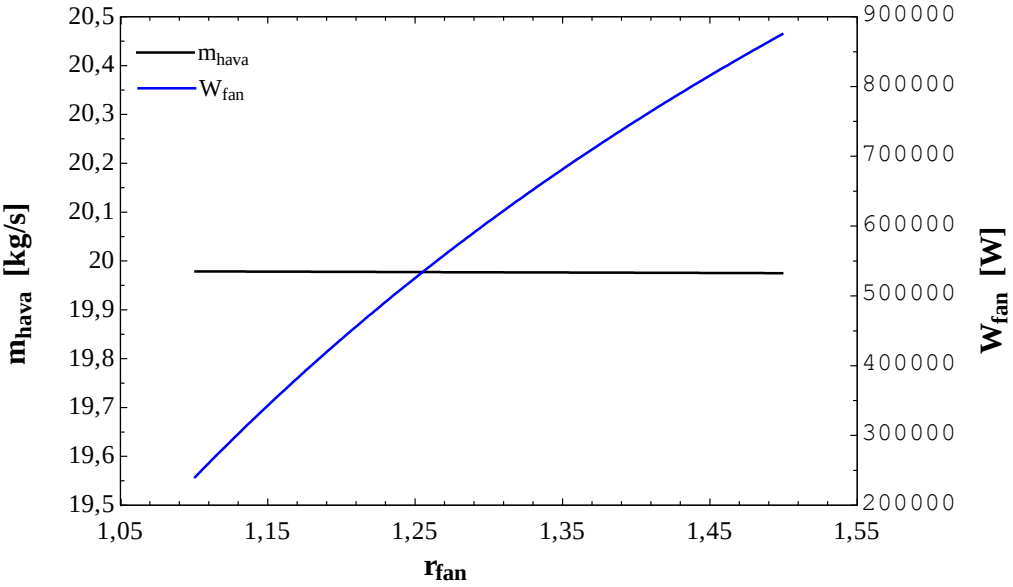
elde etmek için 1. Bölümde bahsedildiği gibi hızla soğutulması gerekmektedir. Granül boyutunu küçültmek ısı transfer hızını artırmaktadır. Ancak kurulan modelde soğuyan granüllerde camsı yapı oranı sabit kabul edilmiştir. Yapılan parametrik analizde de cürufun giriş ve çıkış sıcaklıkları, havanın giriş ve çıkış sıcakları, enerji geri kazanım verimliliği sabit kabul edildiği için granül boyutlarına bağlı ısı transferi değişimi göz önüne alınmamıştır. Şekil 2.5'te oluşan granül boyutlarının, granülasyonu sağlayan motora etkisi görülmektedir. Granül boyutunu artırmak motorun harcadığı güç miktarını düşürmektedir.



Şekil 2.5 Cüruf granül boyutunun motorun harcadığı güce etkisi

2.4.4 Fan Özel Oranının Etkisi

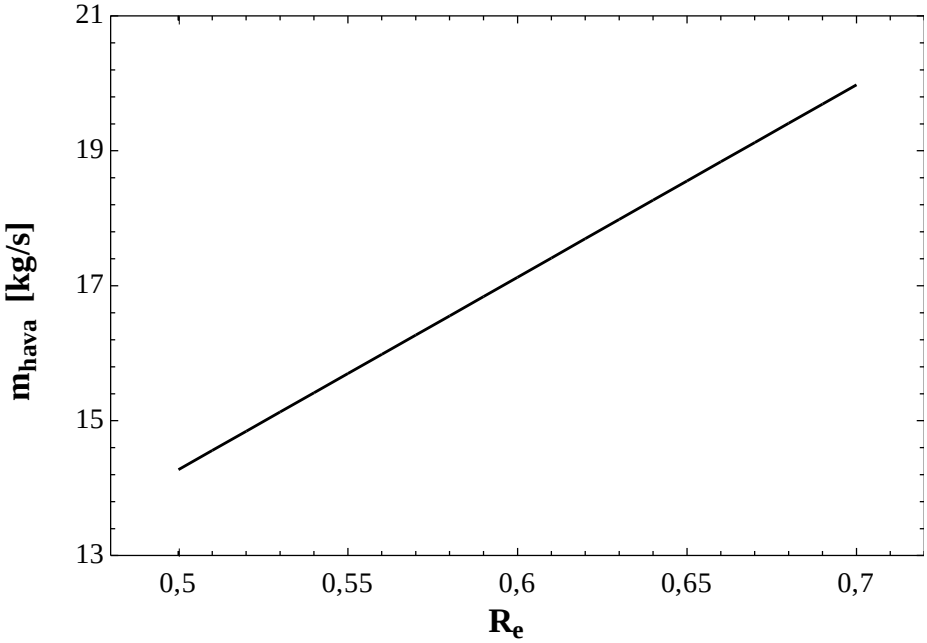
Santrifüj granülasyon yönteminde YFC'nun soğutulamasında aktif görev alan fanın basınç oranını değiştirmek, sistemin tükettiğini gücü etkilemektedir. Şekil 2.6'da fan özel oranı artırılarak harcadığı güçteki değişim gösterilmiştir. Fan özel oranının artırılması ile harcadığı güç miktarı artmaktadır. Fanın çıkış basıncının artması havanın hızını, akışkan yatakta kaldığı süreyi ve havanın kütlesel debisini etkileceğinden araştırılması gerekmektedir. Kullanılan modelde enerji geri kazanım oranının ve havanın çıkış sıcaklığının sabit kabul edilmesi, fan özel oranının havanın kütlesel debisindeki etkisini minimum düzeyde tutmuştur.



Şekil 2.6 Fan özel oranın güç tüketimine etkisi

2.4.5 Sistem Verimlilik Değerinin Etkisi

Santrifüj granülasyon sisteminde verimlilik değeri, YFC'nun atık ısının geri kazanılma oranıdır. Sistem veriminin değişmesiyle hava ile geri kazanılan atık ısı enerjisi, havanın çıkış sıcaklığının sabit tutulması nedeniyle havanın kütlesel debisini etkilemektedir. Şekil 2.7'de verilen grafikte verimlilik artışı sağlanan sistemlerde gereken hava kütlesel debisinin daha fazla olacağı görülmektedir.



Şekil 2.7 Sistemin verimlilik değerinin havanın kütlesel debisine etkisi

3
GÜÇ ÇEVRİMLERİ

Bu bölümde sCO_2 Brayton çevrim konfigürasyonlarının, termodinamik ve termo-ekonomik modellerinde kullanılan hesaplama yöntemleri ele alınmaktadır. R-sCO_2 çevriminin model sonuçları, açık literatürde yayınlanan diğer sonuçlarla karşılaştırılmıştır. sCO_2 konfigürasyonların performanslarını maksimize eden tasarım parametrelerini belirlemek için parametrik analizler yapılmıştır. sCO_2 çevrimlerinin termo-ekonomik modelinde, parametrik analizler yapılarak birim elektrik üretim maliyetini minimize eden tasarım parametreleri bulunmuştur. Belirlenen bu tasarım değerlerine göre her çevrimin birim elektrik üretim değerleri belirlenerek çevrimler karşılaştırılmıştır. Ayrıca, teknik ve ekonomik parametrelere göre duyarlılık analizi gerçekleştirilerek parametrelerin sonuç kritere etkileri açısından değerlendirilmiştir.

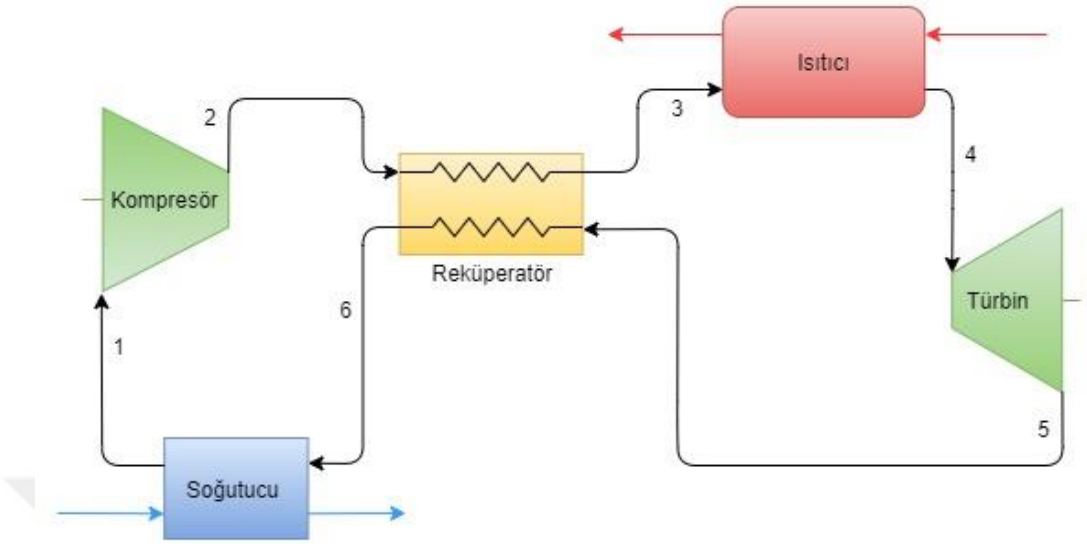
3.1 sCO_2 Güç Çevrimleri

sCO_2 güç çevrimlerinin farklı karmaşıklık derecelerine sahip, çeşitli Brayton çevrim konfigürasyonları mevcuttur. Her çevrim kompresör, türbin, reküperatör, soğutucu ve ısıtıcı temel bileşenlerine sahiptir. Ancak bileşen sayıları farklılık göstermektedir. Her çevrim yerleşimi belirli bir uygulama için veya diğer çevrim yerleşimlerinin belirli dezavantajlarını ortadan kaldırmak için geliştirilmiştir. Bu doğrultuda rejenerasyonlu, kısmi ısıtmalı, sıralı ve çift geri kazanımlı sCO_2 Brayton çevrimleri olmak üzere dört farklı çevrim incelenmiştir.

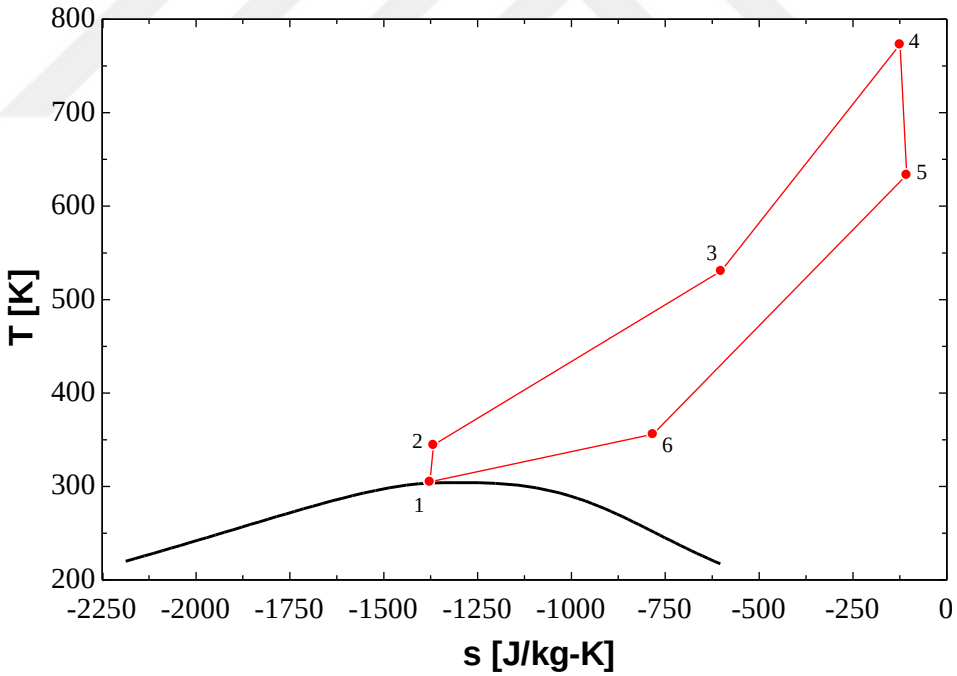
3.1.1 Rejenerasyonlu sCO_2 Brayton Çevrimi (R-sCO_2)

Şekil 3.1'de R-sCO_2 çevriminin şematiği ve Şekil 3.2'te çevrimin sıcaklık-entropi (T-s) grafiği verilmiştir. Rejenerasyonlu sCO_2 Brayton çevrimi, diğer gelişmiş sCO_2 Brayton çevrimlerinin türetildiği temel güç çevrimidir. Rejenerasyonlu sCO_2 çevrimi izantropik sıkıştırma için bir kompresör, izantropik genleşme için bir türbin, bir soğutucu, bir ısı kaynağı ve reküperatif ısı eşanjöründen oluşur. Isı

kaynağı uygulamaya göre çevrimi ısıtmak için bir ısıtıcı, bir yakıcı veya başka bir varsayımsal sistem olabilir.



Şekil 3.1 R-sCO_2 çevriminin şematik gösterimi



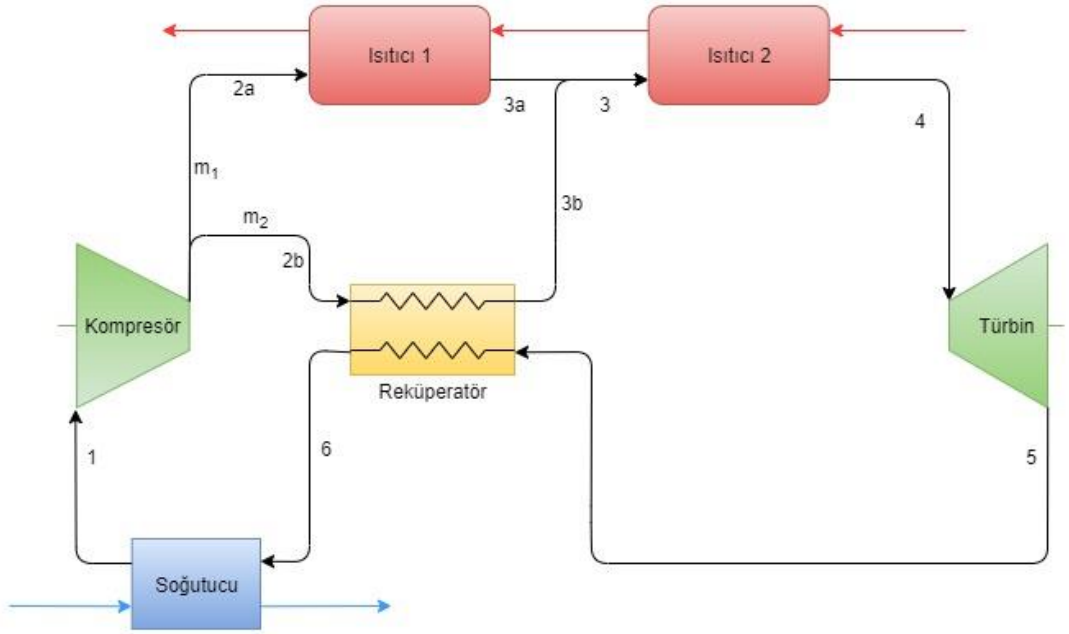
Şekil 3.2 R-sCO_2 çevriminin T-s grafiği

R-sCO_2 güç çevriminde CO_2 kompresöre, kritik noktada veya yakınında bir değerde girer ve sıkıştırılır (durum 1-2). Sonra sıkıştırılmış CO_2 reküperatörde, türbinden gelen sıcak CO_2 akışkanından enerji alarak ön ısıtmaya tabi olur (durum 2-3). Sıkıştırılmış ve ön ısıtmaya tabi olan CO_2, ısıtıcıda ısısı artırılır (durum 3-4).

Ardından maksimum çevrim sıcaklığına ve basıncına ulaşmış CO_2, türbinde genişler ve güç elde edilir (durum 4-5). Türbinden çıkan CO_2 reküperatöre girer ve soğuk akışkana ön ısıtmayı gerçekleştirir (durum 5-6). Ardından hala kompresör giriş sıcaklığından yüksek olan sıcak CO_2 akışkanı, bu değere ulaşması için soğutucuya girer ve soğutulur (durum 6-1).

3.1.2 Kısmi Isıtmalı sCO_2 Brayton Çevrimi (KI-sCO_2)

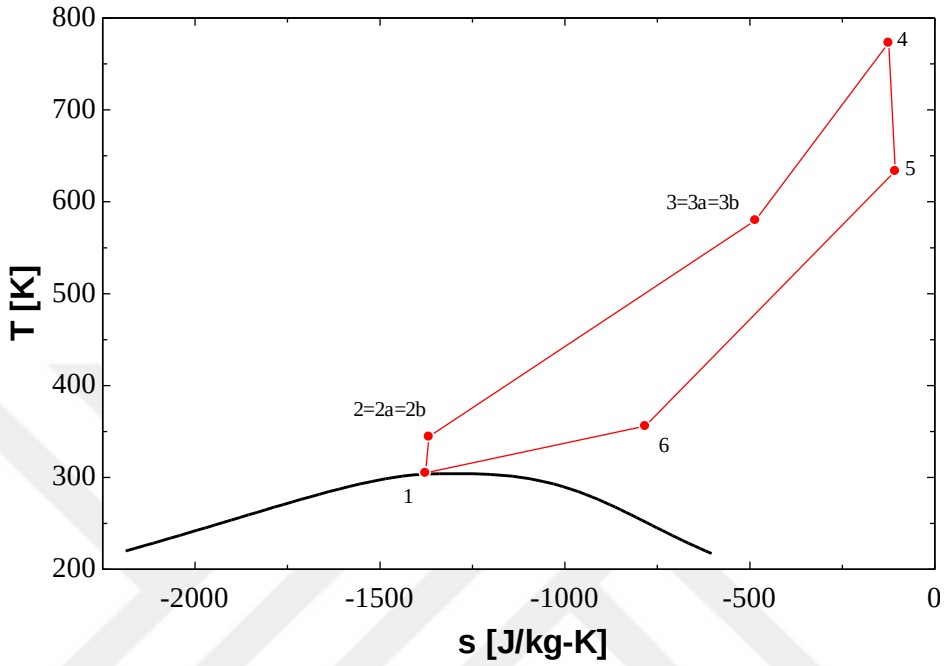
Şekil 3.3 ve 3.4'de KI-sCO_2 çevriminin şematik gösterimi ve sıcaklık-entropi grafiği verilmiştir. KI-sCO_2 güç çevriminde çalışma sıvısı kompresör çıkışında ikiye ayrılır. Bir kısmı (m_1) ısıtıcı 1'e kalan kısmı (m_2) reküperatöre gider. Çalışma sıvıları ısıtıcı 2'ye gelmeden tekrar birleşir (durum 4,5,6). Ardından ısı eşanjöründen çıkan çalışma sıvısı türbinde genişler ve reküperatöre giderek rejenerasyonu sağlar. Son olarak da CO_2 soğutucaya giderek kompresöre giriş sıcaklığana ulaşana kadar soğutulur.



Şekil 3.3 KI-sCO_2 çevriminin şematik gösterimi

Kısmi ısıtmalı sCO_2 çevrimi, ekipmanların çoğunu ortak kullanan, minimum ve maksimum döngü sıcaklığı arasında çalışan iki temel Brayton çevriminden oluştuğu düşünülebilir. Çevrim düzeni, atık ısı kaynağından maksimum miktarda ısıyı geri kazanmak için iki ısıtıcı sunar ve bu maksimum net işin elde edilmesini sağlar. İlk temel çevrim, akışkanın reküperatörde ısı geri kazanmadan ısıtıcı 1 ve

2'den geçerek türbinde genişleyen ardından taşıdığı ısıyı geri kazandırmak için reküperatöre giren bir üst çevrim görevi görür. İkinci temel çevrim ise reküperatöre girerek çevrimden ısı geri kazanımı sağlayan ardından ısı eşanjörü 1'e girmeden ısıtıcı 2 ve türbine girmektedir. Kısmen bir dip çevrimdir.



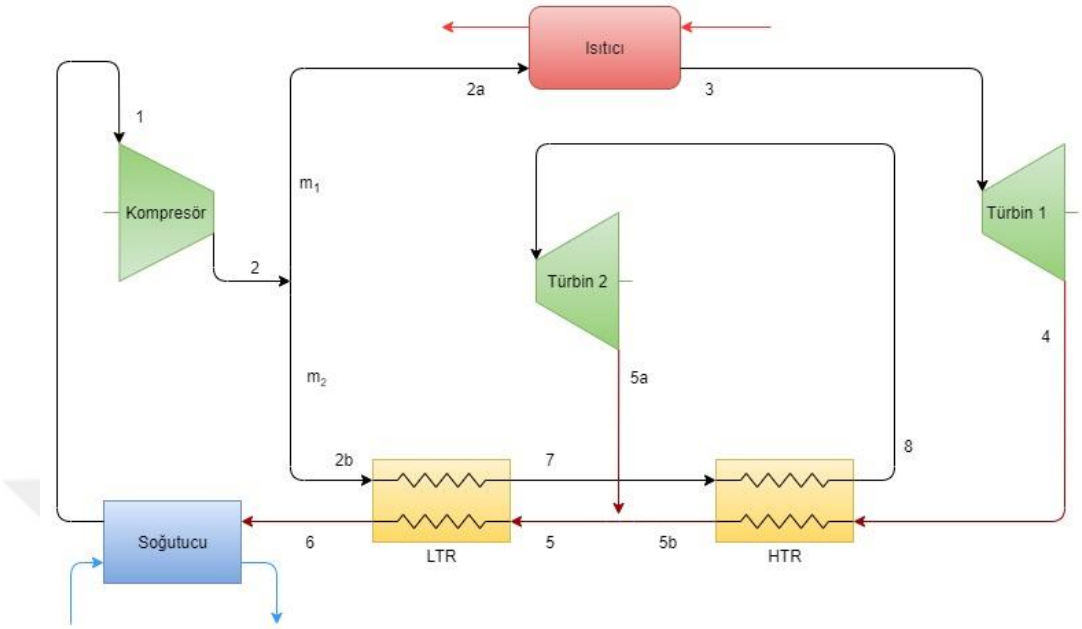
Şekil 3.4 KI-sCO$_2$ çevriminin T-s grafiği

KI-sCO$_2$ çevrimini R-sCO$_2$ çevriminden ayıran en büyük farkı, çevrim içinde rejenerasyona uğramadan ısıtılan çalışma sıvısı yaratmaktadır. Çalışma sıvısı rejenerasyona maruz kalmadığı için ısıtıcıya daha düşük sıcaklıkta girer ve ısı kaynağının daha düşük sıcaklıklara kadar soğutulmasını sağlamaktadır.

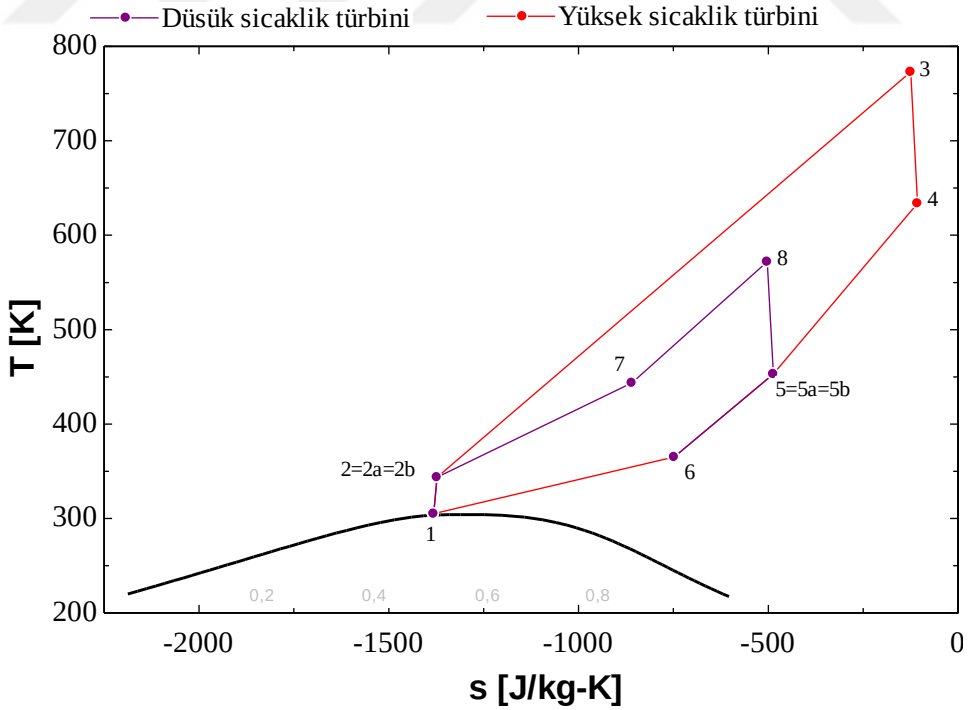
3.1.3 Sıralı sCO$_2$ Brayton Çevrimi (S-sCO$_2$)

Şekil 3.5'te S-sCO$_2$ çevriminin şematik gösterimi ve Şekil 3.6'da çevrimin T-s grafiği gösterilmiştir S-sCO$_2$ güç çevrimi, akış bölünmesinin gerçekleştiği ve çift türbinin kullanıldığı bir Brayton konfigürasyonudur. Çevrimde, ilk olarak çalışma sıvısı kompresör çıkışında (durum 2) iki akışa bölünür. Birinci akım (m_1) ısıtıcıda maksimum çevrim sıcaklığına ısıtlır (durum 2a-3) ve sonra türbini 1'de (yüksek sıcaklık türbini) genişletilir (durum 3-4). İkinci akım (m_2), sırasıyla düşük (LTR) ve yüksek sıcaklık reküperatörlerinden (HTR) geçerek türbini 2'nin (düşük sıcaklık türbini) giriş sıcaklığına ısıtılır (durum 2b-7-8) ve ardından türbin 2'de genişletilir (durum 8-5a). Türbin 1'den gelen birinci akım HTR'de soğutularak (durum 4-5b),

türbin 2'den gelen ikinci akımla karıştırılır. Birleşen CO_2 akışları, LTR'de (5–6) ve soğutucuda (6–1) istenen kompresör giriş sıcaklığına kadar soğutulur.



Şekil 3.5 S-sCO_2 çevriminin şematik gösterimi



Şekil 3.6 S-sCO_2 çevriminin T-s grafiği

Sistemin kısmen üst üste binmiş iki temel Brayton çevriminde oluştuğu düşünülebilir. İlki rejenerasyonun sağlanmadığı çevrim, diğeri rejenerasyonlu çevrimdir. Bu iki temel Brayton çevrimi, soğutucuyu ve kompresörü paylaşır, HTR ve LTR aracılığıyla da etkileşime girerler. İlk çevrimde CO_2, kompresör çıkışında harici bir ısı kaynağı ile ısıtılır. İkinci çevriminde CO_2, kompresör çıkışından türbin 2 girişine kadar ki kısımda türbin 1'den gelen egzoz ısısının geri kazanılmasıyla (LTR ve HTR) ve kısmen de türbin 2'den gelen (LTR) egzoz ısısının geri kazanılmasıyla ısıtılır. Böylelikle LTR'nin ikili bir işlevi vardır. Sadece ilk çevriminden gelen egzoz ısısını geri kazanmakla kalmaz, aynı zamanda ikinci çevrim içindeki egzoz ısısını da geri kazanırGrafikte sistem yüksek sıcaklık türbininden geçen akım ve düşük sıcaklık türbininden geçen akım olarak gösterilmiştir.

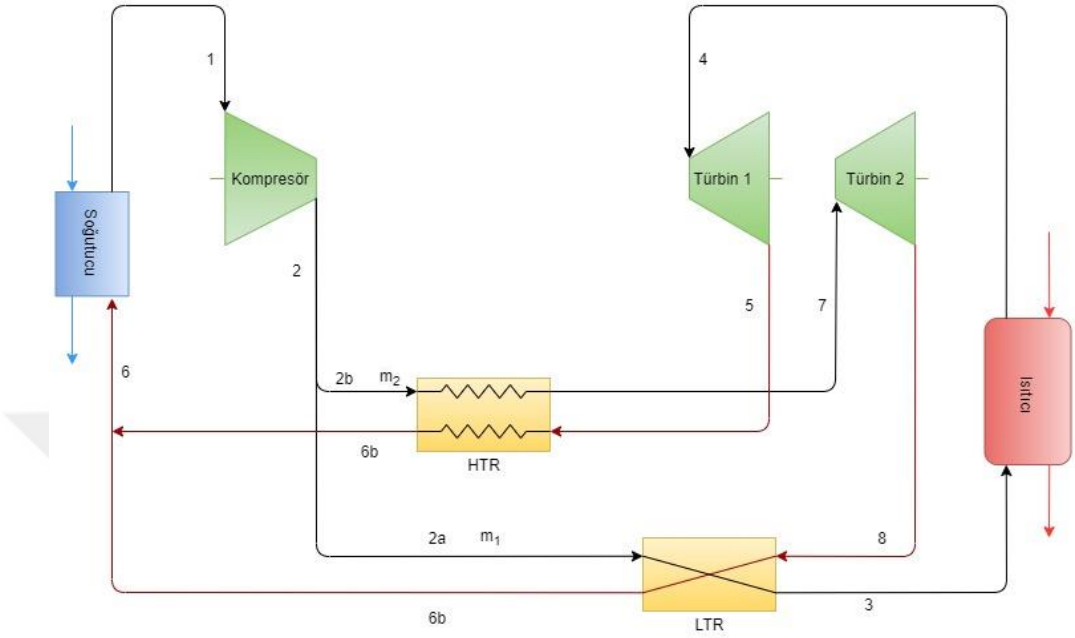
S-sCO_2 çevrimi, R-sCO_2 çevrimine göre ısı kaynağını daha düşük sıcaklıklara soğutabilmektedir. Çevrimde iki reküperatör kullanılması rejenerasyonu artırmaktadır.

3.1.4 Çift Geri Kazanımlı sCO_2 Brayton Çevrimi (ÇGK-sCO_2)

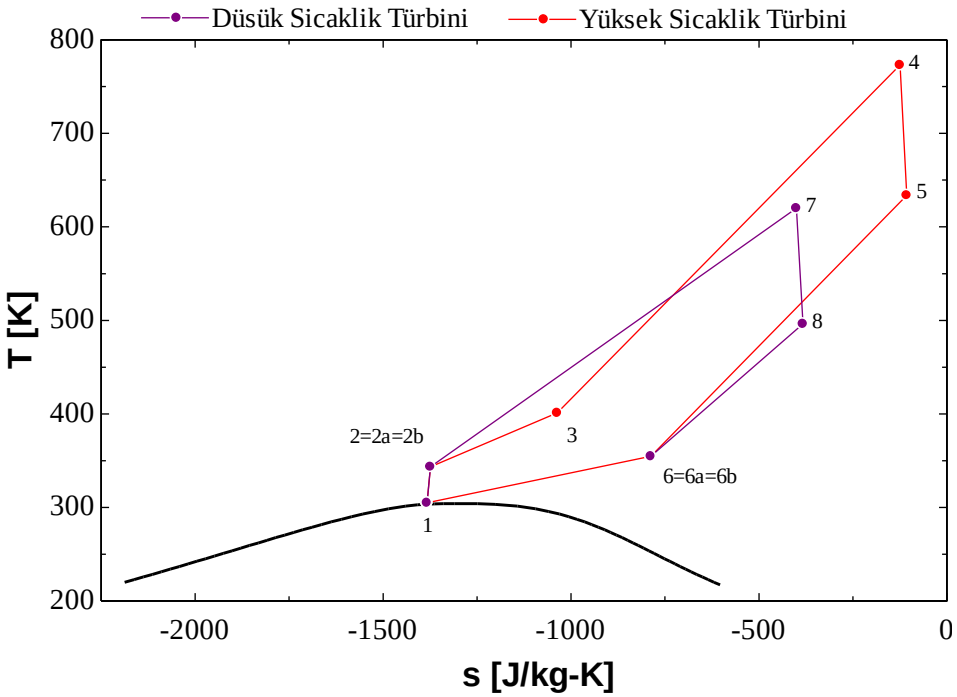
Çift geri kazanımlı s-CO_2 çevriminin çalışma şeması Şekil 3.7'de, T-s grafiği Şekil 3.8'de gösterilmiştir. ÇGK-s-CO_2 çevrim düzeninde kompresörün çıkışındaki CO_2 akışı, paralel olarak iki reküperatöre (LTR ve HTR) gönderilen iki akıma bölünür (durum 2a ve 2b). Birinci akım (m_1) LTR'de türbin 2'nin egzozu ile ısıtılır (durum 2a-3) ve ardından türbin 1'de genişlemeden önce harici ısı kaynağı tarafından ısıtıcıda ısıtılır (durum 3-4). İkinci akım (m_2), türbin 2'de genişlemeden önce türbin 1'nin egzozu ile HTR'de ısıtılır (durum 2b-7)). HTR'de (durum 5-6b) ve LTR'de (8-6a) ısı geri kazanımından sonra ısısı tükenmiş iki çalışma sıvısı karıştırılır ve kalan ısı soğutucuda (durum 6-1) istenen kompresör giriş sıcaklığı için ortamandan reddedilir (durum 6-1). Çevrimin çalışma şeması Şekil 3.7'de, T-s grafiği Şekil 3.8'de gösterilmiştir.

Çevrimlerin farklı özellikleri kesin olarak tanımlanamasa da çift geri kazanılmış s-CO_2 çevriminin, m_1 ve m_2 tarafından çalıştırılan iki temel Brayton çevriminden oluştuğu söylenebilir. İlk çevrim sadece ısıtıcıdaki harici ısı kaynağından değil, aynı zamanda LTR'deki ikinci temel çevrimden de ısı alır. İkinci temel çevrim

HTR'de birinci çevrimden ısı alır ve LTR'de ikinci çevrime ısı sağlar. Reküperatörlerin bu şekilde dizilimi, ayrışmış çalışma sıvıları arasındaki rejenerasyonu artırmaktadır.



Şekil 3.7 ÇGK-sCO_2 çevriminin şematik gösterimi



Şekil 3.8 ÇGK-sCO_2 çevriminin T-s grafiği

3.2 Güç Çevrimlerinin Termodinamik Modellemesi

3.2.1 sCO_2 Brayton Çevrimleri

Süperkritik CO_2 güç çevrimlerinde ısı, bir ısıtıcı, bir yakıcı veya başka bir varsayımsal sistemle elde edilebilir. Oluşturulan modeller de ısı, atık ısı kazanım sistemlerine uygun olarak, ısı eşanjörü ile güç çevrimine aktarılır. Süperkritik CO_2 güç çevrimlerinin matematik modelleri termodinamiğin birinci yasasına uygun olarak Engineering Equation Solver (EES) programında oluşturulmuştur.

Süperkritik CO_2 güç çevrimlerinin matematik modellerini basitleştirmek için aşağıdaki genel varsayımlar yapılmıştır:

- Güç çevrimleri kararlı durumdadır.
- Güç çevrimleri ve çevre arasında ısı transferi yoktur.
- Karbondioksit ana kompresörün girişinde süper kritik durumdadır.
- Karbondioksit her zaman döngünün maksimum ve minimum sıcaklığına ve basıncına ulaşır ve bu değerler sabittir.
- Güç çevrim bileşenlerindeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- İzantropik verimlilik kompresörlerin ve türbinlerin verimliliğini temsil eder.
- Soğutma suyunun sıcaklık ve basınç değerleri soğutucuya giriş ve çıkışta belirlidir.

Süperkritik CO_2 güç çevrimlerinde bileşen sayısı artıkça sistemin karmaşıklığı artar ancak çevrimleri analiz etmek için gereken temel bileşenler aynıdır. Modellenen güç sistemlerinde esas olarak üç tür bileşenden oluşur: türbinler, kompresörler ve ısı eşanjörleridir (soğutucu, reküperatör ve ısıtıcı). Bileşenlerin matematik modellemeleri aşağıdaki altbaşlıklarda verilmiştir.

Modellerde kullanılan çevrim verimi iki farklı şekilde tanımlanmıştır. Denklem (3.1)'da $\eta_{1,çevrim}$, net güç çıkışının (W_{net}) ısı kaynağı havanın toplam ısı miktarına (Q_1) oranı olarak tanımlanmıştır. $\eta_{2,çevrim}$ ise denklem (3.2)'deki eşitlik kullanılarak net güç çıkışının çevrime alınan ısı miktarına (Q_2) oranı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\eta_{1,çevrim} = \frac{W_{net}}{Q_1} \tag{3.1}$$

$$\eta_{2,çevrim} = \frac{W_{net}}{Q_2} \tag{3.2}$$

$$Q_1 = m_{hava}\, x\, h_{giriş} \tag{3.3}$$

$$Q_2 = m_{hava}\, x\, (h_{giriş} - h_{çıkış}) \tag{3.4}$$

Q_1 ve Q_2 (J/s) değerleri sırasıyla (3.3) ve (3.4) eşitlikleri ile tanımlanır.

3.2.1.1 Türbin ve Kompresör

Türbin modeli oluşturulurken öncelikle türbin iş akışkanı giriş sıcaklığı ve basıncı, iş akışkanının çıkış basıncı ve izantropik verimi belirlenir. Belirlenen türbin giriş sıcaklığı ve basınca göre EES programı içindeki termofiziksel veritabanı ile türbine giren sıvının entropisi $s_{giriş}$ (J/kg-K) ve entalpisi $h_{giriş}$ (J/kg) hesaplanır. Giriş entropisi, izantropik koşulu sağlanarak spesifik çıkış entropisine ($s_{çıkış,s}$) eşit kabul edilir. Çalışma sıvısının hesaplanan spesifik çıkış entropisi ve önceden bilirlenen çıkış basıncı kullanılarak sıvının çıkış enthalpi degeri bulunabilir. Daha sonra izantropik türbinin özgül işi w_s (J/kg) denklem (3.6) kullanılarak hesaplanır.

$$s_{çıkış,s} = s_{giriş} \tag{3.5}$$

$$w_s = h_{giriş} - h_{çıkış,s} \tag{3.6}$$

Gerçek türbin işi (w) ve izantropik türbinin spesifik işi arasındaki bağlam türbinin izantropik verimiyle (η_{tis}) denklem (3.7)'te açıklanmaktadır.

$$w = w_s . \eta_{tis} \tag{3.7}$$

Hesaplanan bu değerler kullanılarak türbini terk eden sıvının gerçek entalpisi ($h_{çıkış}$) denklem (3.8) ile bulunabilir.

$$h_{çıkış} = h_{giriş} - w \tag{3.8}$$

EES'te yer alan sıcaklık fonksiyonu ve verileriyle, türbinden çıkan iş akışkanının gerçek sıcaklık ($T_{çıkış}$) değeri, çıkış entalpisi ve çıkış basıncı ($P_{çıkış}$) kullanılarak bulunabilir.

Kompresör modellenirken benzer bir metod kullanılmıştır. Aralarındaki tek fark yapılan gerçek işin tanımlanma şeklidir. Yapılan gerçek iş, ideal işin izantropik verime oranı ile (3.9) eşitliğiyle tanımlanır.

$$w_{komp} = \frac{w_{komp,s}}{\eta_{komp}} \tag{3.9}$$

İzantropik kompresör tarafından yapılan iş w_{komp} ile ifade edilir. η_{komp}, kompresörün izantropik verimidir.

3.2.1.2 Isı Eşanjörü

Güç sistemlerinde ısı eşanjörleri (hx) arasında ısıtıcı, hem yüksek sıcaklık hem de düşük sıcaklık reküperatörleri ve su soğutucu bulunur.

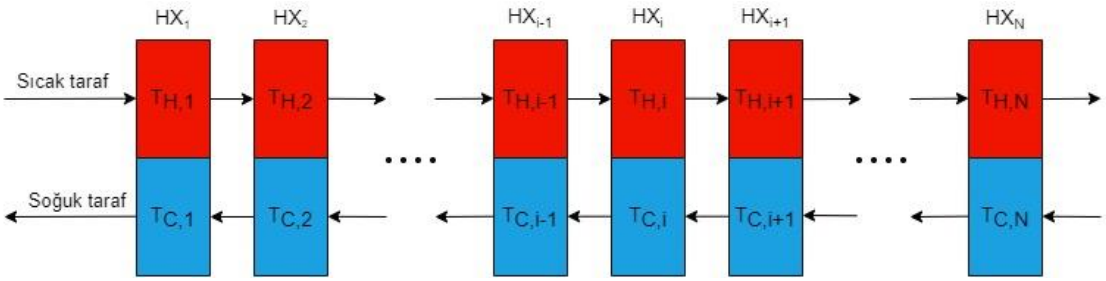
Karşı akışlı ısı eşanjörleri, sıcak ve soğuk akışkanlar arasında minimum sıcaklık farkını oluştururlar. Sistemlerde reküperatörler, ısıtıcı ve soğutucular karşı akışlı olarak modellenir. Modellerde güç sistemlerine ısı, sıcak hava ile aktarılır ve enerji dengesi denklem (3.10)'daki gibi ifade edilir.

$$\dot{m}_{CO2}(h_{hx,çıkış} - h_{hx,giriş}) = \dot{m}_{hava}(h_{hava,giriş} - h_{hava,çıkış}) \tag{3.10}$$

Karşı akışlı reküperatörlerin performansı modellenirken etkinlik yaklaşımı kullanılmıştır. Reküperatörün etkinliği, gerçek ısı transferinin teorik olarak maksimum ısı transferine oranıyla tanımlanır ve denklem (3.11)'de verilmiştir.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{h_{H,giriş} - h_{H,çıkış}}{h_{H,giriş} - h(T_{C,giriş}, P_{H,çıkış})} \tag{3.11}$$

Akışkanların ısı eşanjörlerine giriş ve çıkış özellikleri belirlendikten sonra ısı eşanjörlerinin her biri Nellis ve Klein'nin [53] geliştirdiği yöntem ile Şekil 3.9'da verilen N sayıda alt bölüme (HX) bölünür. Her alt bölüm için sCO_2 özelliklerindeki değişiklikler incelenir.



Şekil 3.9 Karşı akışlı ısı eşanjörünün alt bölümlere ayrılması

Isı eşanjörünün N sayıda alt bölüme bölünmesi ile birlikte, her ısı eşanjöründe alt bölümlerdeki ısı transferi eşit ve $\dot{Q}/N$ ile tanımlanır.

$$\dot{Q} = \dot{m}_H(h_{H,giriş} - h_{H,çıkış}) = \dot{m}_C(h_{C,çıkış} - h_{C,giriş}) \tag{3.12}$$

Isı eşanjörlerinde kullanılan iki akışın, alt bölümlerde sıcak (H) ve soğuk (C) tarafları arasında (3.12) enerji eşitlikleri oluşturulur, soğuk taraf çıkış ve sıcak taraf giriş akışlarının entalpileri değerleri (3.13) ve (3.14) denklemleri ile belirlenir. Akışkanların entalpisi ve bilinen basınç değerleri kullanılarak ısı eşanjöründeki sıcaklık dağılımı elde edilebilir. Sıcaklık dağılımı sayesinde ısı eşanjöründe sıkışma sorunu olup olmadığı belirlenebilir.

$$h_{H,i+1} = h_{H,i} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_H N};\ \ i = 1 \dots N \tag{3.13}$$

$$h_{C,i+1} = h_{C,i} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_C N};\ \ i = 1 \dots N \tag{3.14}$$

Alt bölümlerin iletkenliklerinin belirlenmesinde ε-NTU yöntemi kullanılır. Öncelikle alt bölümlerde akışkanların ısı kapasiteleri hesaplanır. sCO_2'in özgül ısısı ısı eşanjörü boyunca değişmesine rağmen, alt bölümlere ayrılması ve ona göre işlemlerin yapılmasından kaynaklı her alt bölümde özgül ısının sabit olduğu varsayılabilir. Akışkanların alt bölümlerdeki sabit özgül ısısı, akışkanın entalpi farkının sıcaklık farkına bölünmesiyle (3.15) ve (3.16) eşitlikleriyle tanımlanan ortalama değerdir.

$$\dot{C}_{H,i} = \dot{m}_H c_{H,i} = \dot{m}_H \frac{(h_{H,i+1} - h_{H,i})}{(T_{H,i+1} - T_{H,i})};\ \ i = 1 \dots N \tag{3.15}$$

$$\dot{C}_{C,i} = \dot{m}_C c_{C,i} = \dot{m}_C \frac{(h_{C,i+1} - h_{C,i})}{(T_{C,i+1} - T_{C,i})};\ \ i = 1 \dots N \tag{3.16}$$

Alt bölümlerin etkinliği ise ısı transfer oranının, minimum ısı kapasitesi ve maksimum sıcaklık farkına bölünmesiyle bulunur ve denklem (3.17)'de gösterilmiştir.

$$\varepsilon_i = \frac{\dot{Q}/_N}{\min(\dot{C}_{H,i}, \dot{C}_{C,i})(T_{H,i+1} - T_{C,i})};\ \ i = 1 \dots N \tag{3.17}$$

Alt bölümlerin iletkenliği NTU sayısı ile denklem (3.18) gibi tanımlanır.

$$UA_i = NTU_i \min\left(\dot{C}_{H,i}, \dot{C}_{C,i}\right);\ \ i = 1 \dots N \tag{3.18}$$

Isı eşanjörünün genel iletkenliği ise alt bölümlerin iletkenlik değerlerinin toplanmasıyla denklem (3.19) kullanılarak bulunur.

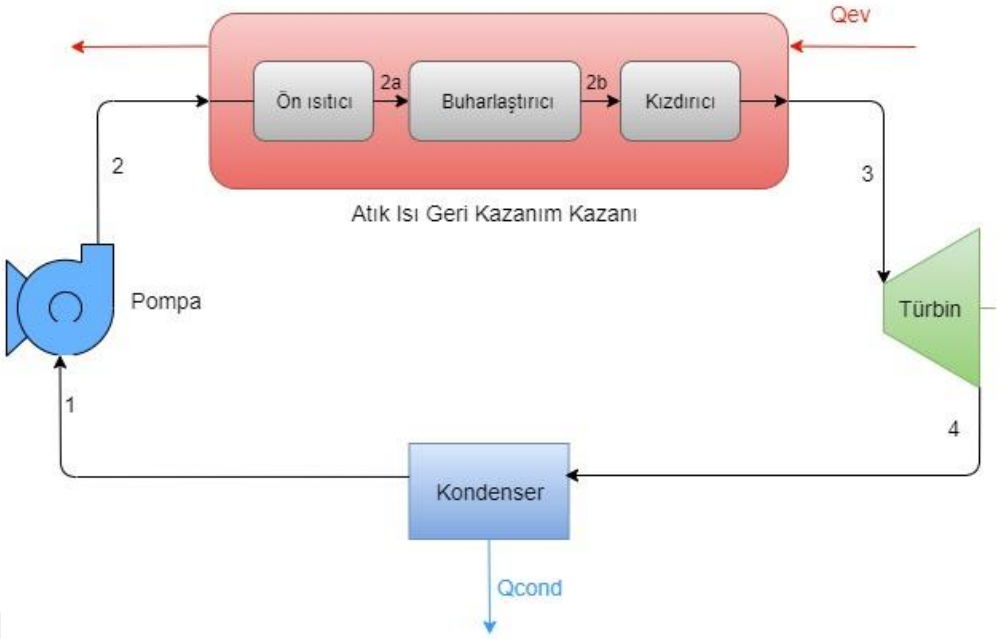
$$UA = \sum_{i=1}^{N} UA_i \tag{3.19}$$

3.2.2 Buhar Rankine Güç Çevrimi

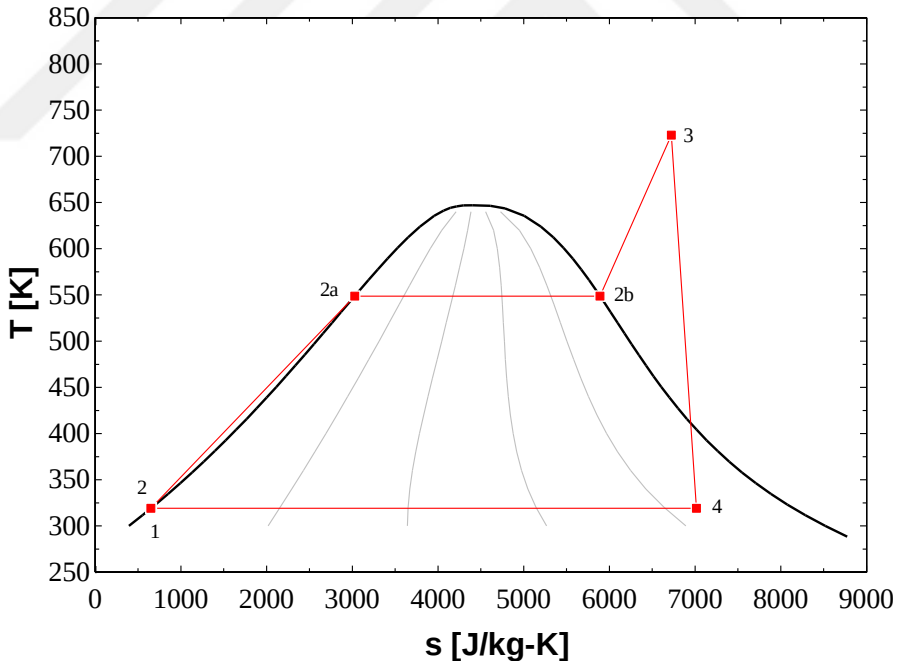
Buhar Rankine güç çevrimi matematik modelini basitleştirmek için aşağıdaki genel varsayımlar yapılmıştır:

- Sistem kararlı haldedir.
- Sistem parçalarındaki basınç düşüşleri ihmal edilmiştir.
- Sistemlerde çevreye olan ısı kaybı ihmal edilmiştir. Adyabatiktir.

Modelde kullanılan buhar Rankine çevrimi bileşenleri birer ısıtıcı, türbin, kondenser ve pompadır. Şekil 3.10'te şeması verilen çevrimde birer atık ısı geri kazanım kazanı; ön ısıtıcı, buharlaştırıcı ve kızdırıcı bölümlerinden oluşmaktadır. Çevrimin sıcaklık-entropi grafiği Şekil 3.11'de verilmiştir.



Şekil 3.10 Buhar Rankine çevriminin şematik gösterimi



Şekil 3.11 Buhar Rankine çevriminin T-s grafiği

Buhar çevriminde çalışma sıvısı pompaya girer ve basıncı artırılarak (durum 1-2) atık ısı geri kazanım kazanına gönderilir. Isı kaynağı olarak atık ısıdan yaralanılan modelde, sıcak havanın ısısı kazanda çalışma sıvısı suya aktarılır. Su atık ısı geri kazanım kazanında ilk olarak ön ısıtmada doymuş hale getirilir (durum 2-2a) ve

ardından buharlaştırıcıda doymuş buhar haline getirilir (durum 2a-2b). Doymuş buhar kızdırıcıdan kızgın buhar olarak çıkar (durum 2b-3). Kızgın buhar türbinde genişler ve güç üretilir. Türbinden çıkan çalışma sıvısı kondenserde soğutma suyuyla soğutularak pompaya gönderilir ve çevrime tekrar dahil edilir.

Güç çevrim modelinde sistemleri birbirine bağlayan, atık ısının güç çevrimine aktarılmasını sağlayan ana bileşen atık ısı geri kazanım kazanıdır. Kazanda çalışma sıvısının kütlesel debisi ve çıkış basıncı belirlenmediği için çalışma sıvısının optimal kütle debisi ile maksimum güç üretmek için model oluşturulur. Modelde ısı kaynağı sıcak havadır.

Kazandaki akış karşı akışlıdır ve enerji dengesi denklem (3.20)'daki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{m}_{su}(h_{ka,çıkış}-h_{ka,giriş}) = \dot{m}_{hava}(h_{hava,giriş}-h_{hava,çıkış}) \tag{3.20}$$

Çalışma sıvısının, atık ısı geri kazanım kazanında giriş ve çıkış entalpileri sırasıyla $h_{ka,giriş}$ ve $h_{ka,çıkış}$ olarak gösterilmiştir. $\dot{m}_{su}$ çalışma sıvısının kütlesel debisidir. Eşitlik (3.21)'de verilen kazandaki sıkışma noktasındaki sıcaklık farkı belirlenerek denklem (3.22) ve (3.23) kullanılır ve minimum sıcaklık noktası sıcaklığı belirlenerek havadan aktarılan ısı bulunur.

$$\Delta T_{min} = (T_y - T_x) \tag{3.21}$$

$$\dot{m}_{su}(h_{ka,çıkış}-h_x) = \dot{m}_{hava}(h_{hava,giriş}-h_y) \tag{3.22}$$

$$\dot{m}_{su}(h_x-h_{ka,giriş}) = \dot{m}_{hava}(h_y-h_{hava,çıkış}) \tag{3.23}$$

Minimum sıcaklık farkı ΔT_{min} ve T_x, T_y ise sırasıyla minimum sıcaklık noktasındaki çalışma sıvısı sıcaklığı ve havanın sıcaklığıdır. Çalışma sıvısının minimum sıcaklık noktasındaki entalpi değeri h_x ve sıcak havanın sıkışma noktasındaki entalpi değeri h_y ile gösterilir. Atık ısı geri kazanım kazanı tarafından çevrime alınan ısı Q_{ka}'dir. Q_{ka} denklem (3.24) kullanılarak hesaplanır.

$$Q_{ka} = \dot{m}_{su}(h_{ka,çıkış} - h_{ka,giriş}) \tag{3.24}$$

Türbinin modellemesinde, sCO_2 güç çevriminin türbin modelinde olduğu gibi çalışma sıvısının giriş sıcaklığı ve basıncı, çıkış basıncı ve izantropik verimi belirlenir. Türbinin izantropik verimi ve izantropik genişlemeyle ürettiği güç denklem (3.25) ve (3.26)'de gösterilmiştir. $h_{t,çıkış,s}$, çalışma sıvısının spesifik çıkış entalpisidir.

$$W_t = \dot{m}_{su}(h_{t,giriş} - h_{t,çıkış}) \tag{3.25}$$

$$\eta_t = \frac{h_{t,giriş} - h_{t,çıkış}}{h_{t,giriş} - h_{t,çıkış,s}} \tag{3.26}$$

Pompanın yaptığı izantropik sıkıştırma ile harcadığı güç ve izantropik verim, (3.27) ve (3.28) eşitlikleri ile ifade edilir:

$$W_p = \dot{m}_{su}(h_{p,çıkış} - h_{p,giriş}) \tag{3.27}$$

$$\eta_p = \frac{h_{p,çıkış,s} - h_{p,giriş}}{h_{p,çıkış} - h_{p,giriş}} \tag{3.28}$$

Kondenser tarafından atılan ısı ise Q_{kond} ve denklem (3.29) ile hesaplanır.

$$Q_{kond} = \dot{m}_{su}(h_{kond,giriş} - h_{kond,çıkış}) \tag{3.29}$$

Modelde üretilen net güç denklem (3.30) kullanılarak bulunur. Sıcak havanın giriş enerjisi denklem (3.31) ve çevrime alınan ısı miktarı denklem (3.32) ile ifade edilir. Çevrimin termal verimi iki farklı şekilde denklem (3.33) ve (3.34) eşitlikleri ile tanımlanmıştır. $\eta_{1,çevrim}$, net güç üretiminin sıcak havanın giriş enerjisine oranıdır. $\eta_{2,çevrim}$ ise net güç üretiminin çevrime alınan ısı enerjisine oranıdır.

$$W_{net} = W_t - W_p \tag{3.30}$$

$$Q_1 = m_{hava}\, x\, h_{giriş} \tag{3.31}$$

$$Q_2 = m_{hava}\, x\, (h_{giriş} - h_{çıkış}) \tag{3.32}$$

$$\eta_{1,çevrim} = \frac{W_{net}}{Q_1} \tag{3.33}$$

$$\eta_{1,çevrim} = \frac{W_{net}}{Q_2} \tag{3.34}$$

3.3 sCO_2 Çevrimlerinin Termo-Ekonomik Modeli

sCO_2 çevrimlerinin Termo-ekonomik modelleri oluşturulurken çevrimlerinin ilk yatırım maliyetleri ve işletme giderleri dikkate alınmıştır. Oluşturulan modeller ile dikkate alınan çevrimlerin birim elektrik üretim maliyetleri hesaplanmıştır. Birim elektrik üretim maliyetlerini minimize eden çevrimlerin temel parametre değerleri araştırılmıştır.

3.3.1 sCO_2 Çevrimlerinin Maliyet Kalemleri

Maliyet kalemlerini iki başlıkta toplamak mümkündür. Bunlar ilk yatırım maliyeti ve işletme-bakım maliyetidir. Enerji kaynağı atık ısı olduğu varsayımıyla herhangi yakıt maliyeti söz konusu değildir. Dolayısıyla, yakıt maliyeti dikkate alınmamıştır. sCO_2 çevrimlerinin çalışma koşullarına göre turbo makineler, reküperatörler, soğutucular, ısıtıcılar ve yardımcı ekipmanların (BOP) ilk yatırım maliyetleri modelde yer almaktadır. sCO_2 çevrimleri ilk yatırım maliyeti türünün ilk örneği (FOAK) bir sistem olarak Wright'n önerdiği maliyet fonksiyonları kullanılmıştır [54]. Fonsiyonlar Tablo 3.1'de verilmiştir.

Tablo 3.1 sCO_2 çevrim bileşenlerinin maliyet fonksiyonları

Bileşenler	Maliyet fonksiyonları [$]
Turbomakinalar ve yardımcı bileşenler (BOP)	$A_1 \times G$üç (kW_e)
Reküperatörler	$A_2 \times UA\ (W/K)$
Isıtıcılar	$A_3 \times UA\ (W/K)$
Soğutucu (su)	$A_4 \times UA\ (W/K)$

Isı eşanjörleri, ısıtıcıyı, hem yüksek sıcaklık hem de düşük sıcaklık reküperatörlerini ve su soğutucuyu içerir. Fonksiyonlarda maliyetlerin bu ısı eşanjörlerin her biri üzerindeki etkisini özel olarak tanımlanmıştır. Isı eşanjörü maliyetleri iletkenlik (UA) değeri ile orantılı olduğunu varsayılmaktadr.

Turbomakine ve yardımcı bileşenlerin ilk yatırım maliyetlerini, üretilen net güçle orantılı olduğu varsayılarak fonksiyon oluşturulmuştur. Tablo 3.2'te verilen fonsiyon sabitlerinde $A_1 = 1000$ \$/kWe olarak belirlenmiştir. Üretim hatları kuruldukça bu değerin zaman içinde önemli ölçüde azalması beklenmektedir. Reküperatör, ısıtcı ve soğutucunun ilk yatırım maliyeti, UA'nın birim başına dolar maliyetine dayanmaktadır. HTR ve LTR ısı eşanjörleride bu kategoride yer almaktadır. Wright, benzer büyüklükteki gelişmiş yüksek basınçlı reküperatörler için alınan bütçe teklifleriyle tutarlı olduğunu ve belirsizliği +/-%30 olarak tahmin etmektedir. Su soğutmalı soğutucu da benzer şekilde benzer boyuttaki bütçe teklifleriyle oluşturmuştur ve belirsizliği +/-%30'dur. Isıtcıda ise sCO_2 güç sisteminde atık ısı geri kazanımı için gereken maksimum malzeme sıcaklığına ve basıncına bağlı olarak maliyet belirsizliği daha fazladır. Yaklaşık -%50/+%30 olduğunu tahmin edilmiştir [54].

Tablo 3.2 Fonksiyon sabitleri

Sembol	Birim	Değer
A_1	\$/kW$_e$	1000
A_2	\$-K/W	2,5
A_3	\$-K/W	5
A_4	\$-K/W	1,7

sCO_2 çevrimlerinde sistemin ekonomik ömrü boyunca gerçekleşek işletim ve bakım maliyetleri, sistemin ilk yatırım maliyetinin bir fonkisyonu olarak ele alınmıştır. Bu değer ilk yatırım maliyetinin %6'sı olarak kabul edilmiştir.

3.3.2 sCO_2 Çevrimlerinin Birim Elektrik Üretim Maliyeti

Birim elektrik üretim maliyeti g_{br} (\$/kWh), çevrimlerin yıllık maliyetleri C_{aw}'nin (\$) yıllık elektrik üretim miktarı E'ye (kWh) oranıdır. Denklem (3.35) eşitliği ile tanımlanır [55].

$$g_{br} = \frac{C_{aw}}{E} \tag{3.35}$$

sCO_2 çevrimlerinin ekonomik ömürleri boyunca toplam maliyetleri, ilk yatırım maliyetlerini ($C_{yatırım}$) ve işletme maliyetlerini ($C_{işletme}$) içerir. Toplam maliyet $C_{PW,sCO2}$, (3.36) eşitliği ile ifade edilir. İşletme maliyetleri ilk yatırım maliyetinin %6'sı olduğu kabulü yapımıştır..

$$C_{PW,sCO2} = C_{yatırım} + C_{işletme} = C_{yatırım} \times 1{,}06 \tag{3.36}$$

Çevrimlerin yıllık maliyeti denklem (3.37) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$C_{aw} = C_{PW,sCO2} \times \left[\frac{(1+r)^{n_y} \times r}{(1+r)^{n_y} - 1}\right] \tag{3.37}$$

n_y, sCO_2 çevrimlerinin ekonomik ömrünü ve r, iskonto oranını temsil etmektedir.

Çevrimlerin yıllık elektrik üretim miktarı E'nin hesaplanmasında ilk adım yıl içerisinde sistemin toplam çalışma saatinin bulunmasıdır, denklem (3.38) ile bulunur. Yük faktörü L_f ve bir yıldaki toplam saat an_{zaman} ile gösterilir.

$$work_{zaman} = L_f \times an_{zaman} \tag{3.38}$$

Yıllık elektrik üretim miktarı (E):

$$E = W_{net} \times work_{zaman} \tag{3.39}$$

W_{net} (kW) sCO_2 çevrimlerindeki net güç çıkışıdır.

3.4 sCO_2 Brayton Güç Çevrimlerinin Analizleri

Bu bölümde 4 farklı sCO_2 çevriminin termodinamik ve termo-ekonomik performansları incelenmiştir. Çevrimlerin parametrik analizleri sonucunda belirlenen uygun çalışma koşullarındaki termodinamik performansı, geleneksel

buhar Rankine çevrimi ile karşılaştırılmıştır. Birim elektrik üretim maliyetleri termo-ekonomik modellerde giriş parametreleri değiştirilerek minimize edilmiş ve buna göre seçilen çevrimin duyarlılık analizi yapılmıştır. Bu duyarlılık analizi ile sonuca etki eden teknik ve ekonomik parametrelerin önem dereceleri belirlenmiştir.

3.4.1 Termodinamik Analiz

Çevrimlerin termodinamik analizlerine başlamadan önce modellerdeki eşanjörlerin alt bölüm sayısına karar verilmiştir. Ardından sCO_2 çevrim modellerinin doğrulanması için Braynt'ın çalışması ile karşılaştırılmıştır [56].

Termodinamik analizlerde sCO_2 çevrimlerinin giriş parametreleri değiştirilmiş ve çevrimlerin termodinamik performansı üzerine etkileri incelenmiştir. Çevrimlerin değişen her parametreye göre duyarlılığını görmek ve uygun çevrim performansını bulabilmek için parametrik analizler gerçekleştirilmiştir.

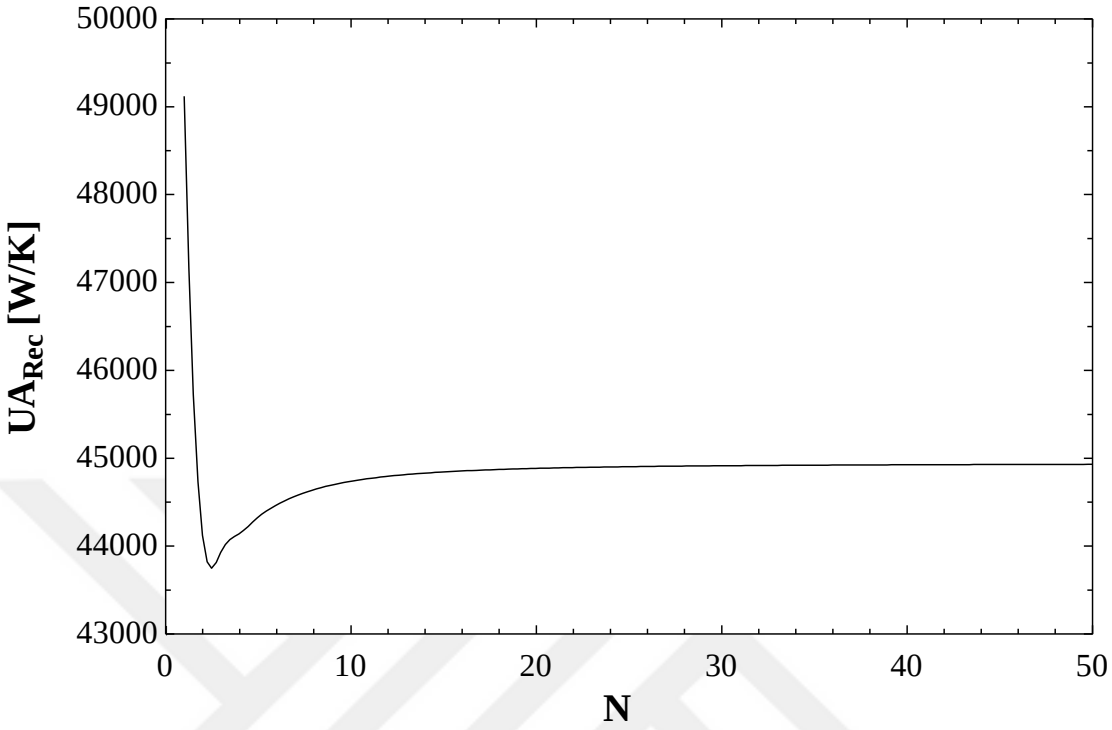
Parametrik analiz sonuçlarından faydalanılarak aynı koşullar altında sCO_2 çevrimleri ile geleneksel buhar Rankine çevriminin termodinamik performans verileri karşılaştırılmıştır. Atık ısı geri kazanm sistemlerinde buhar Rankine çevrimlerinin yerine sCO_2 çevrimlerinin kullanılması çevrim performansları açısından değerlendirilmiştir.

3.4.1.1 Eşanjörlerin Alt Bölüm Sayısı

Isı eşanjörleri, kritik noktaya yakın CO_2'in özelliklerindeki değişimi karakterize etmek için alt bölümlere ayrılmıştır. Alt bölüm sayısının fazla olması çok sayıda düğüm noktasının hesaplanmasına ve analizin yavaşlamasına sebep olurken, az olması hesaplamaların doğruluğunu azaltmaktadır. Bu nedenle eşanjörün uygun sayıda alt bölüme ayrılması çok önemlidir.

Eşanjörlerin alt bölüm sayısı N, 1'den 50'e kadar değiştirilerek, çevrim modellerinde uygulanacak alt bölüm sayısına karar verilmiştir. Şekil 3.12'de N'in değişimi ile reküperatörün iletkenlik değişimi verilmiştir. N sayısı 1-15 arasında değiştirildiğinde UA_{Rec} değeri de değişkenlik göstermektedir. Ancak N sayısının 15'in üzerine çıkması ile UA_{Rec} değeri yakınsamaya başlamıştır. Bu sonuçlara

bakarak analizlerin uzun sürmemesi ve hesaplamaların doğruluğu için modellerde kullanılan alt bölüm sayısının 20 olması yeterli görülmüştür.



Şekil 3.12 Reküperatör iletkenliği-N grafiği

3.4.1.2 sCO_2 Güç Çevrim Modelinin Doğrulanması

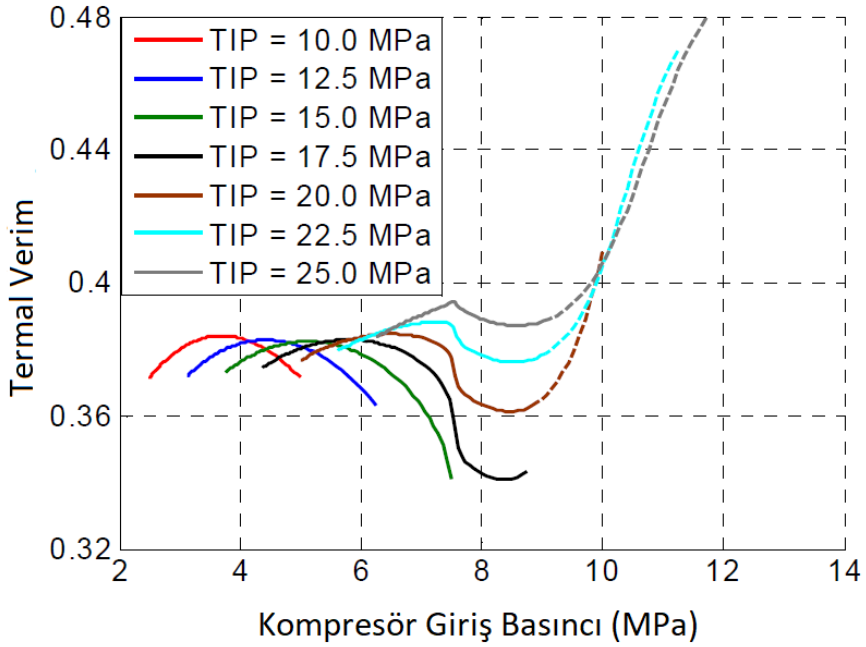
Kapalı Brayton güç çevrimi tasarımlarında, atık ısıyı en aza indirerek çevrim verimliliğini artırmak geri kazanım süreci için önemlidir. Bu nedenle rejenerasyonlu Brayton güç çevrimi sCO_2 çevrim tasarımda referans düzen olarak ele alınmıştır.

Araştırmalarda karmaşıklık dereceleri farklı olan birçok sCO_2 güç çevrimi konfigürasyonlar önerilmiştir. Güç çevrimlerinin modellerini doğrulamak için şu anda ulaşabileceğimiz deneysel veriler bulunmamaktadır. Bu nedenle gelişmiş konfigürasyondaki çevrimlerin model sonuçlarına yeterli güveni sağlamak için rejenerasyonlu Brayton güç çevrimi modellenmiştir ve Bryant'nın araştırmasındaki model sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Bryant modelinin çalışma koşulları Tablo 3.3'te verilmiştir [56].

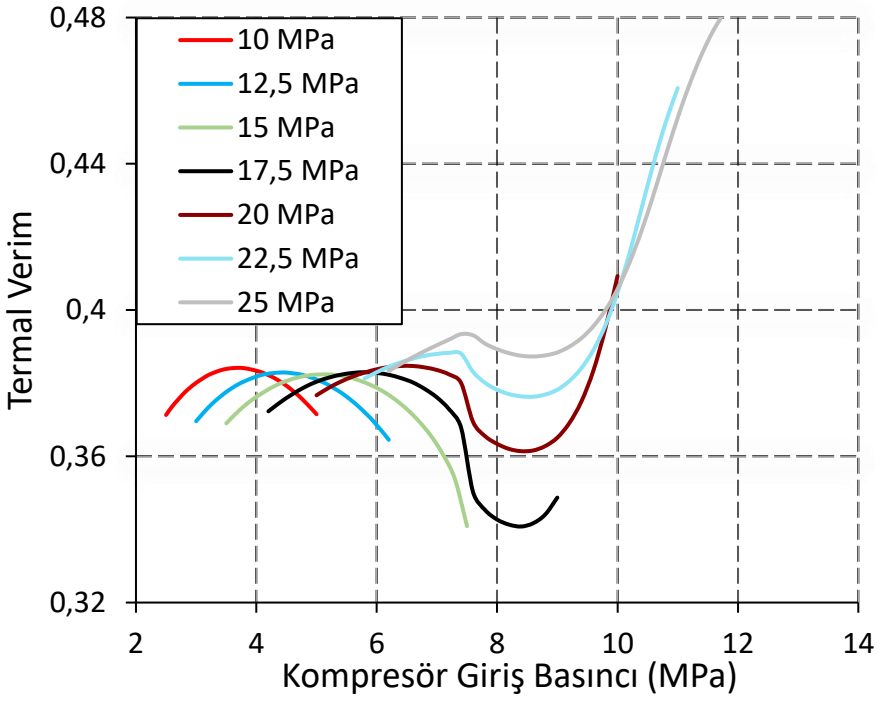
Tablo 3.3 Rejenerasyonlu sCO_2 Brayton çevriminin çalışma koşulları

Parametreler	Değer (Braynt) [56]
Türbin giriş sıcaklığı	550 °C
Kompresör giriş sıcaklığı	32 °C
Maksimum basınç	10-25 Mpa
Kompresör giriş basıncı	Değişken
Türbin izantropik verim	90 %
Kompresör izantropik verim	89 %
Reküperatör etkinliği	95 %

EES'te oluşturulan modelde türbin giriş basıncı 10-25 MPa aralığında değiştirilmiş ve termal verim hesaplanmıştır. Bryant model sonuçları ve doğrulama modelinin sonuçları Şekil 3.13'de gösterilmiştir. Braynt'ın çalışmasından alınan kompresör giriş basıncı-termal verim grafiği ile doğrulama modelinin grafiği arasındaki veriler biriyle tutarlılık göstermektedir. Bu durum oluşturulan sCO2 çevrim modelinin, belirli bir dereceye kadar güven sağlayarak Braynt'ın elde ettiği sonuçları tahmin edebileceğini göstermiştir.



a)



b)

Şekil 3.13 R-sCO_2 güç çevriminin kompresör giriş basıncı ile termal verim değişimi **a)** Braynt **b)** doğrulama modeli

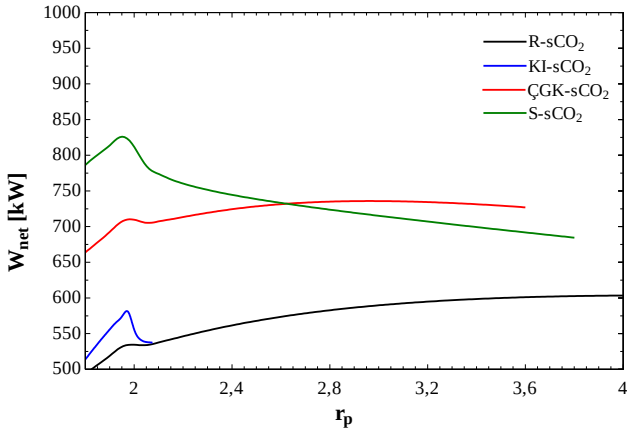
3.4.1.3 sCO_2 Çevrimlerinin Parametrik Analizleri

sCO_2 çevrimlerinin termodinamik performansı, türbin giriş sıcaklığı, çevrim basınç oranı, ısı eşanjörü etkinliği ve ısıtıcıdaki minimum sıcaklık farkı gibi bir dizi parametreden büyük ölçüde etkilenmektedir. Çevrimlerin en iyi performans veren konfigürasyonu seçmek için kullanılan ana çalışma koşulları araştırılmalıdır. Bu nedenle çalışmanın bir parçası olarak sCO_2 Brayton çevrimlerin EES programında oluşturulan modelleri kullanılarak parametrik analizler yapılmıştır. Analizlerde kullanılan değerler aşağıda verilmiştir.

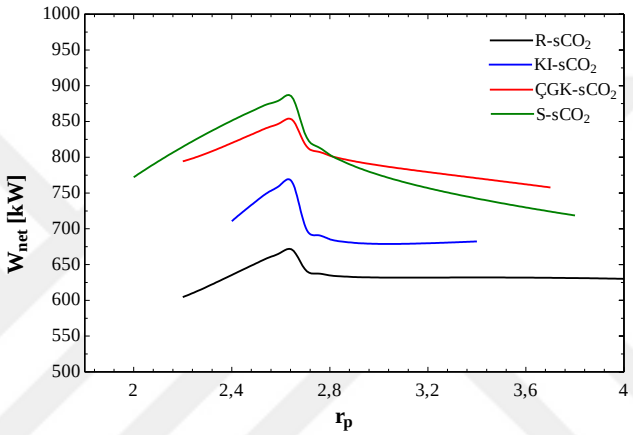
— Türbin giriş sıcaklığı 773-873 K arasında değişmektedir.
— Kompresör giriş sıcaklığı 305 K'dir
— Türbin ve kompresörün izantropik verimi sırasıyla %93 ve %89'dur [39].
— Çevrimlerdeki maksimum basınç 15-25 MPa arasında değişmektedir.
— Isı kaynağı olarak 900 K sıcaklığında, 5 kg/s debisinde ve 101 kPa basınçdaki hava kullanılmıştır.
— Isıtıcı olarak kullanılan ısı eşanjöründe, soğuk akışkan girişi ile sıcak hava çıkışı arasındaki minimum sıcaklık farkı (ΔT) 10-30 K olarak kabul edilmiştir.
— Reküperatör etkinliği %95-70 aralığındadır.
— Soğutucu suyun giriş sıcaklığı 295 K, çıkış sıcaklığı 300 K'dir.

- **Maksimum Çalışma Basıncı ve Basınç Oranın Etkisi**

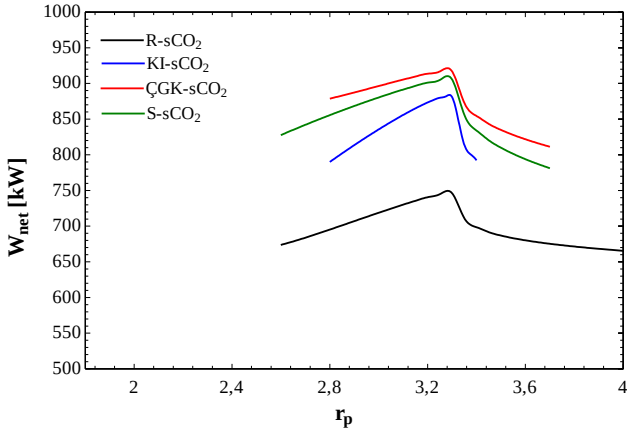
Maksimum çalışma basıncının 15-25 MPa aralığında değiştirerek sCO_2 Brayton çevrimlerine etkisi ve optimum basınç oranları incelenmiştir. Çevrimlerde maksimum çalışma sıcaklıkları 773 K, reküperatör etkinliği %95 ve $\Delta T=10$ olarak alınmıştır. Şekil 3.14'de maksimum çalışma basıncının 15-20-25 MPa olduğu üç farklı koşulda çevrimlerin ürettiği güç ve çevrimlerin optimum basınç oranlarının değişimi gösterilmiştir.



a) 15 MPa



b) 20 MPa



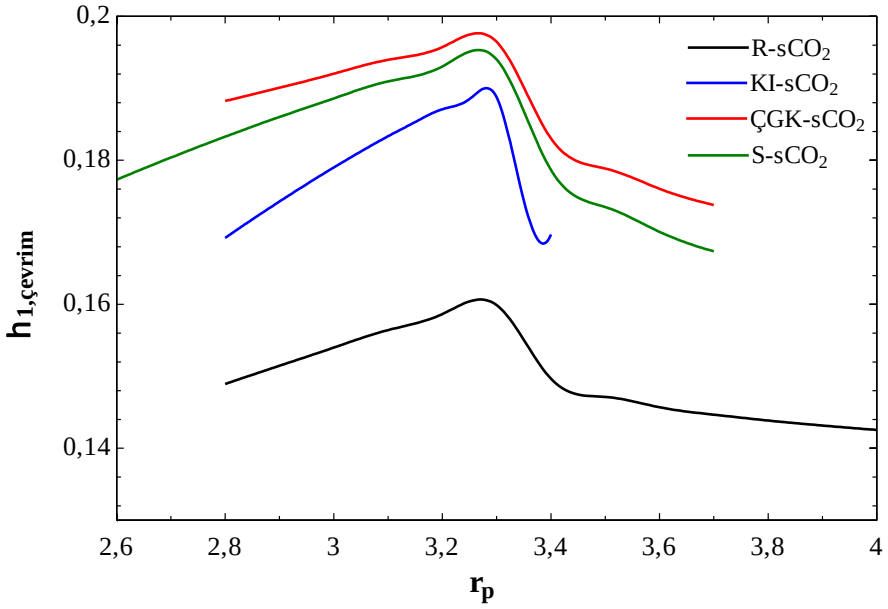
c) 25 MPa

Şekil 3.14 Maksimum çalışma basıncının ve basınç oranının (r_p) üretilen net güce (W_{net}) etkisi **a)** 15 MPa **b)** 20 MPa **c)** 25 MPa

Maksimum çalışma basıncı arttıkça optimum basınç oranı artığı Şekil 3.14'de görülmektedir. Çevrimlerde CO_2'in kompresöre süperkritik noktaya yakın bir

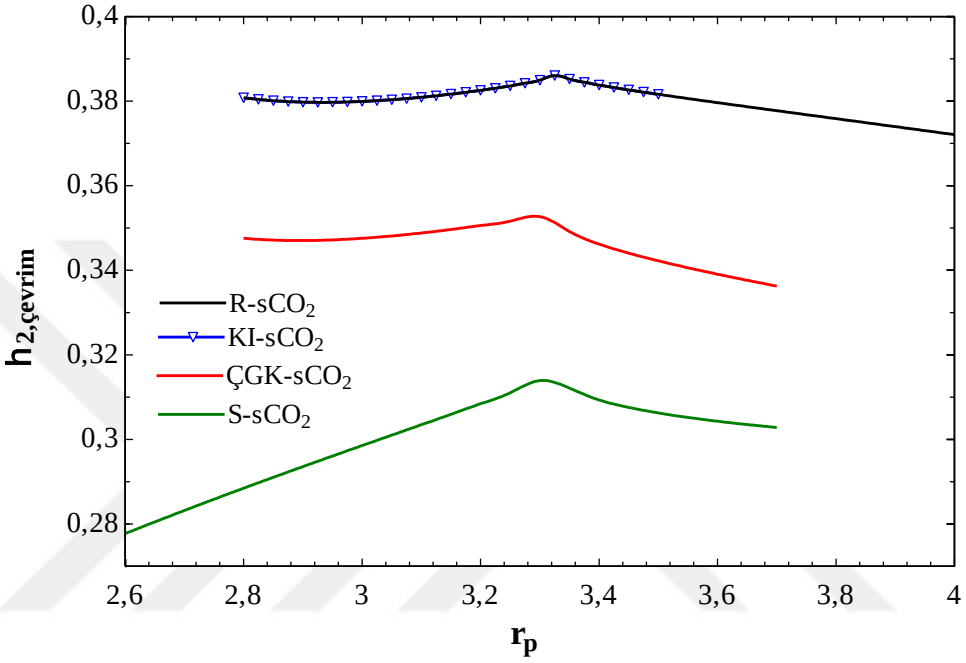
değerde girmesi ile kompresörün yaptığı iş miktarı azalmaktadır. Maksimum çalışma basıncının artışı, kompresöre giren CO_2'in kritik basıncı üzerinde etkisi olmaması nedeniyle optimum basınç oranını artırmaktadır. Maksimum çalışma basıncının bir başka etkisi ise Şekil 3.14'te çevrimlerin üretiği net güçte olduğu görülmektedir. Çalışma basıncının artışı ile tüm kompresör ve türbinlerin iş miktarları artmaktadır. Bununla birlikte, komponentlerin basınçla farklılaşan doğası nedeniyle, türbinin işindeki artış kompresör işindeki artıştan daha fazladır ve üretilen net gücün artmasına neden olmaktadır.

Tüm sCO_2 çevrimlerinde üretilen en yüksek net güç miktarı, maksimum çalışma basıncının 25 MPa olduğu koşulda gerçekleşmiştir. Çevrimlerin 25 MPa optimum basınç oranı, EES'in min/max modülü kullanılarak tüm çevrimlerde 3,28-3,29 aralığında olarak bulunmuştur. Bu basınçta en fazla net güç üretimi ise ÇGK-sCO_2 çevriminde gerçekleşmiştir. Ancak en iyi performansı gösteren çevrim maksimum çalışma basıncına göre değişmektedir. 25 MPa'da en iyi performansı ÇGK-sCO_2 çevrimi gösterirken 20 MPa'da S-sCO_2 en iyi performansı sergilemiştir. Basınç oranın değişiminin tanımlanan çevrim verimlerine etkisi 25 MPa maksimum basınçta incelenmiştir. Şekil 3.15 ve Şekil 3.16'da çevrimlerin verim-basınç oranı grafikleri gösterilmiştir.



Şekil 3.15 25 MPa maksimum basınçta basınç oranının çevrimin $\eta_{1,çevrim}$ değerine etkisi

Şekil 3.15'te net gücün sıcak havanın toplam ısı enerjisine olan oranı olarak tanımlanan verimin basınç oranı ile değişimi gösterilmiştir. Tüm çevrimlerde en yüksek $\eta_{1,çevrim}$ değeri, net güç üretiminde olduğu gibi CO_2'in kompresöre kritik noktaya yakın basınçta girdiği zaman elde edilmiştir. Bu basınç oranında en yüksek $\eta_{1,çevrim}$ değeri ÇGK-sCO_2 çevrimde, en düşük ise R-sCO_2 çevriminde elde edilmiştir.



Şekil 3.16 25 MPa maksimum basınçta basınç oranının çevrimin $\eta_{2,çevrim}$ değerine etkisi

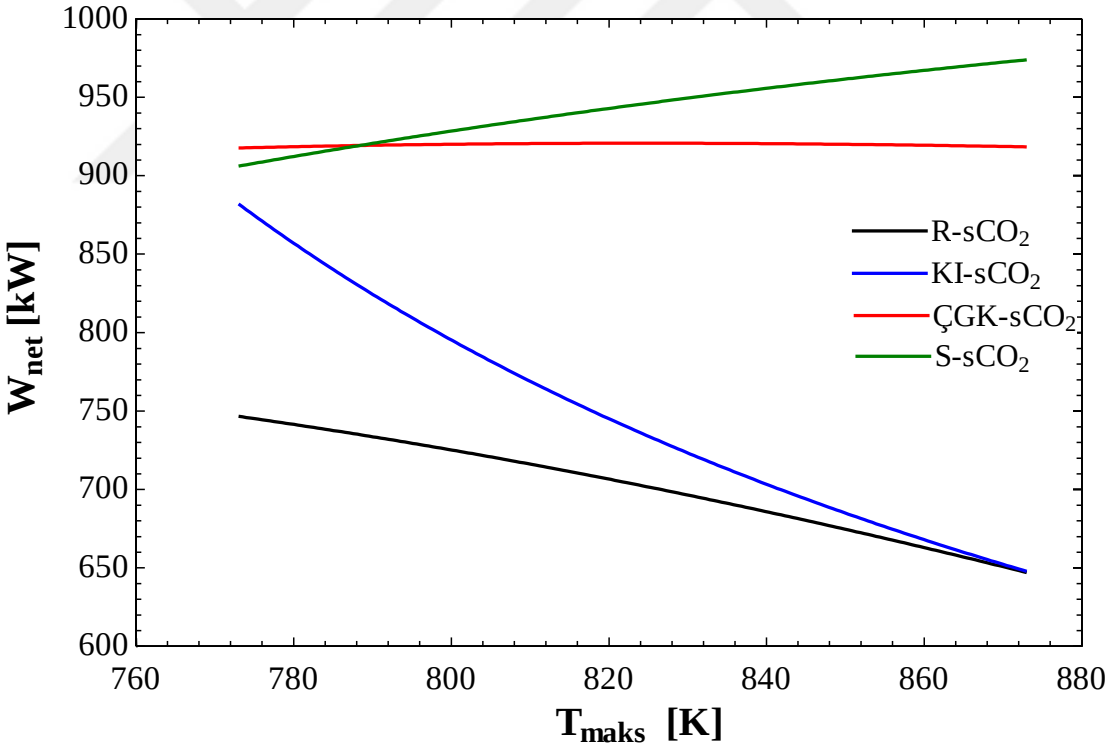
sCO_2 çevrimlerinde tanımlanan diğer verim değeri $\eta_{2,çevrim}$ ise net güç çıkışının havadan çevrime aktarılan ısı miktarına oranıdır. Basınç oranının en uygun çalışma noktası $\eta_{1,çevrim}$ ve $\eta_{2,çevrim}$ değerleri için aynı çıkmıştır. Şekil 3.16'da gösterilen grafikte R-sCO_2 ve KI-sCO_2 çevrimlerinin verim değeri en yüksek ve benzer çıkmıştır. En düşük verim S-sCO_2 çevrimde elde edilmiştir.

sCO_2 güç çevrimlerinde CO_2'nin tüm avantajlarından yararlanmak için sistemi kritik noktada veya yakınında çalıştırmanın ne kadar önemli olduğu analizler sonucunda anlaşılmaktadır. Çevrimlerin teknolojinin izin verdiği ölçüde maksimum basınçta çalıştırılması, uygun bir basınç oranı ile tasarlanması çevrimlerin termodinamik performanslarını oldukça olumlu etkilemektedir.

- **Maksimum Çalışma Sıcaklığının Etkisi**

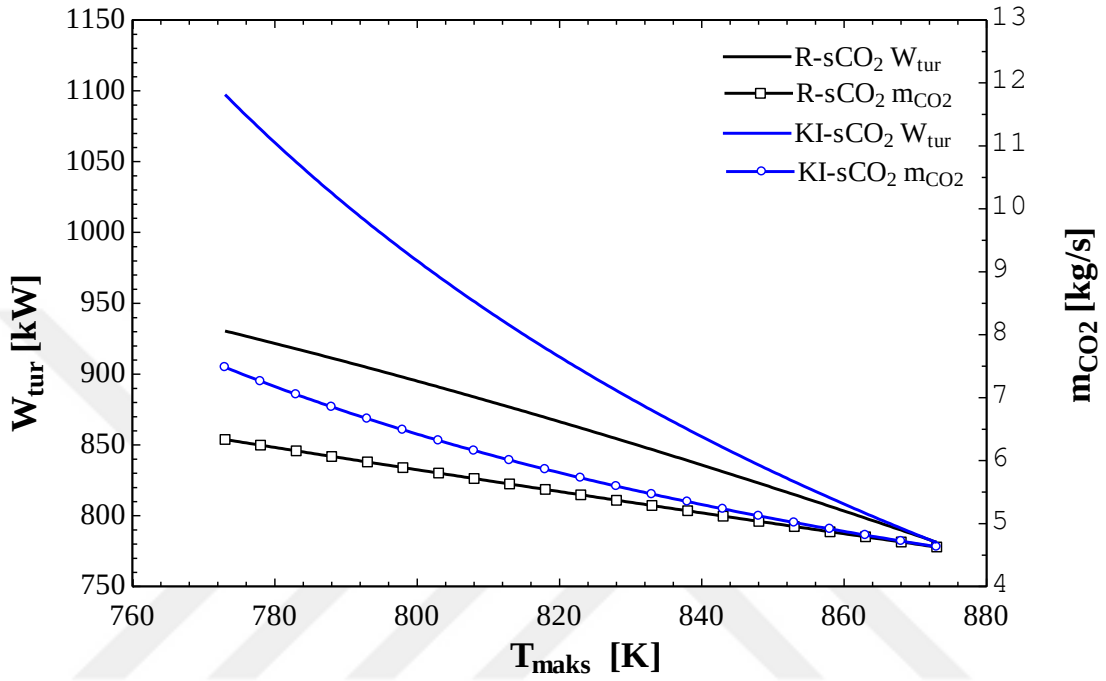
Maksimum sıcaklığın çevrim üzerindeki etkisini doğru bir şekilde incelemek için, maksimum sıcaklık değiştirilirken diğer tasarım parametreleri sabit tutulmuştur. Maksimum basınç 25 MPa olarak alınmış ve çevrimlerin EES modelinde min/max modülü kullanılarak bulunan optimum basınç oranları uygulanmıştır. Maksimum çalışma sıcaklığı aynı zamanda türbin giriş sıcaklığı anlamına gelmektedir. Bu durum iki türbin kullanılan S-sCO_2 ve ÇGK-sCO_2 sistemlerinde yüksek sıcaklık türbinlerinin giriş sıcaklıklarıdır. S-sCO_2 ve ÇGK-sCO_2 çevrimlerinde düşük sıcaklık türbinlerinin giriş sıcaklıklar sırasıyla 570 K ve 620 K olarak alınmıştır.

Şekil 3.17'de gösterilen parametrik analizde maksimum çalışma sıcaklıkları 773 K'den 873 K'e yükseltilerek çevrimlerdeki net güç çıkışına etkisi incelenmiştir. KI-sCO_2 çevriminde rejenerasyondan ve ilk ısıtıcıdan çıkan çalışma sıvılarının sıcakları (T_3) sabit, aynı değerde (610 K) kabul edilmiştir.



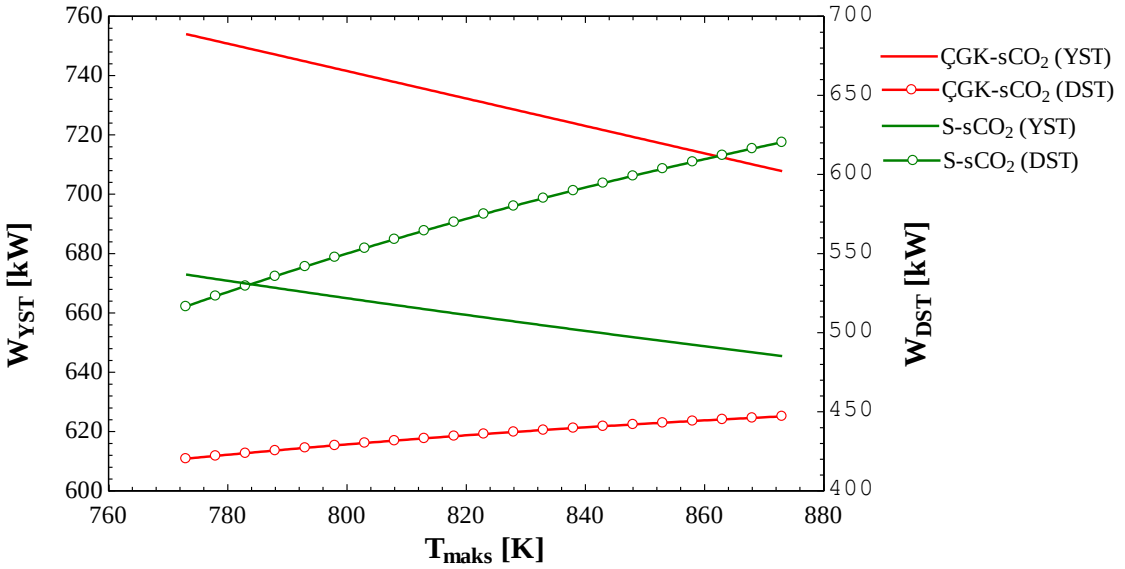
Şekil 3.17 Maksimum çalışma sıcaklığı-net güç üretimi

sCO_2 çevrimlerinde maksimum çalışma sıcaklığının artması ile birlikte R-sCO_2, KI-sCO_2 çevrimlerinde ciddi net güç kaybı yaşanmaktadır. Maksimum çalışma sıcaklığının artması ile birlikte ısıtıcıda CO_2'in ısıtılması gereken sıcaklık değeri artmışdır. Bu durum Şekil 3.18'deki grafikten anlaşıldığı üzere çalışma sıvısının kütlesel debisini ve türbinin ürettiği gücün azalmasına sebep olmaktadır.



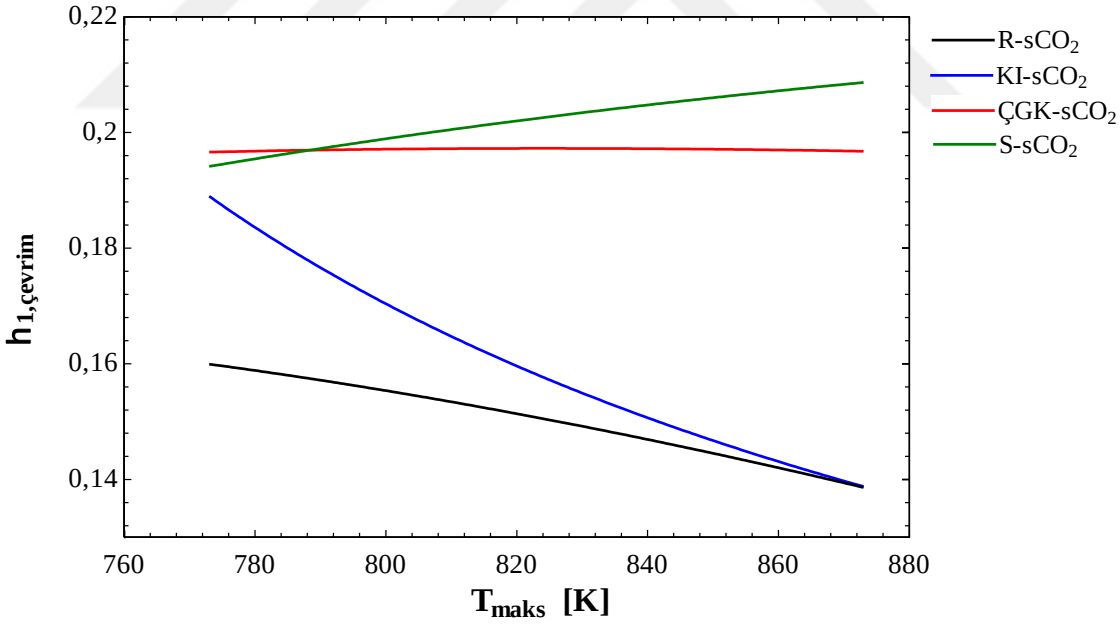
Şekil 3.18 R-sCO_2 ve KI-sCO_2'de maksimum çalışma sıcaklığı ve türbinin ürettiği güç

S-sCO_2 ve ÇGK-sCO_2 çevrimlerde maksimum sıcaklık değerinin artması ile yüksek sıcaklık türbininin (YSK) yaptığı iş diğer iki çevrimde olduğu gibi düşmektedir. Ancak Şekil 3.19 verilen maksimum sıcaklık ve türbinlerin ürettiği güç grafiğinde, düşük sıcaklık türbinlerinin (DST) ürettiği güçte artış görülmektedir. ÇGK-sCO_2 çevriminde maksimum sıcaklık değişimiyle türbinlerde oluşan güç üretimi artışı ve azalımı birbirini dengeler konumdadır. 100 K değerindeki sıcaklık artışı çevrimin net güç üretimine etkisi 0,5%'in altındadır. S-sCO_2 çevriminde DST güç üretimindeki artış, YST'nin güç üretimindeki azalmadan çok daha fazladır ve çevrimdeki maksimum sıcaklık artışıyla birlikte diğer çevrimlerden farklı olarak çevrimin net gücü artmıştır



Şekil 3.19 S-sCO$_2$ ve ÇGK-sCO$_2$'de maksimum sıcaklık ve türbinlerin ürettiği güç

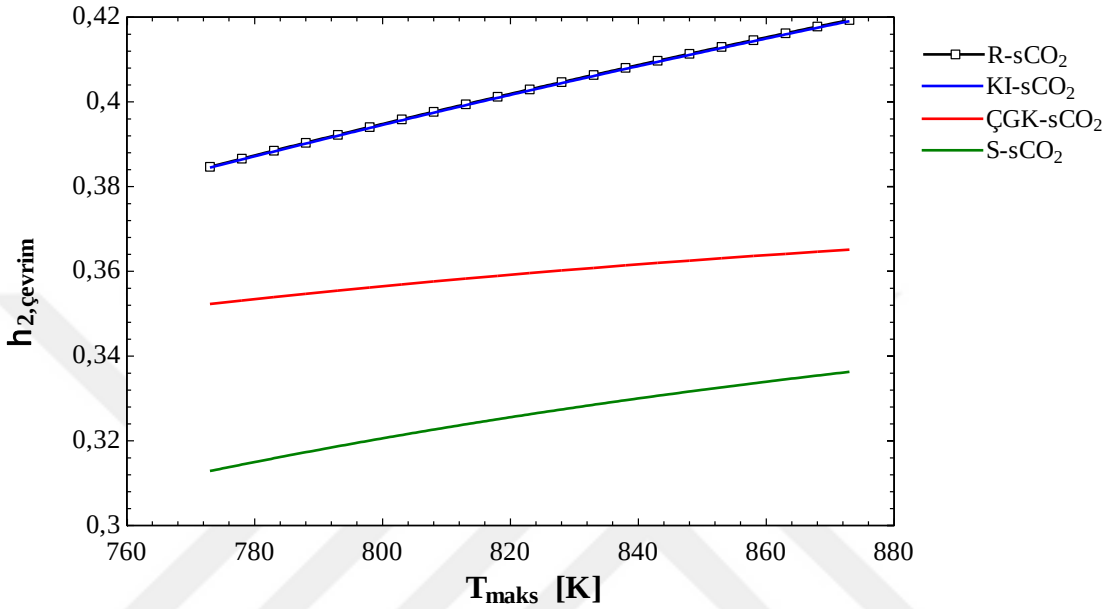
Maksimum çalışma sıcaklığı artışı ile birlikte tüm sCO$_2$ çevrimlerinde tanımlanan $\eta_{1,çevrim}$ verim eğrileri, çevrimlerin net güç üretim eğrileri ile benzerlik göstermektedir. Şekil 3.20'de maksimum sıcaklığın $\eta_{1,çevrim}$ etkisi gösterilmiştir.



Şekil 3.20 sCO$_2$ çevrimlerinin $\eta_{1,çevrim}$-maksimum sıcaklık

Maksimum sıcaklığın artışı ile birlikte R-sCO$_2$ ve KI-sCO$_2$ çevrimlerinde $\eta_{1,çevrim}$ değerinde düşüş gözlemlenmiştir. ÇGK-sCO$_2$ çevriminde etkisi minimum düzeydedir. S-sCO$_2$ çevrimde ise artış gözlemlenirken en yüksek verim değerleri elde edilmiştir.

sCO_2 çevrimlerinde maksimum çalışma sıcaklığındaki değişimin $\eta_{2,çevrim}$ değerine etkisi, $\eta_{1,çevrim}$ etkisine göre farklılık göstermiştir. Şekil 3.21'de verilen $\eta_{2,çevrim}$-maksimum sıcaklık grafiğinde, sıcaklık artışı ile birlikte tüm çevrimlerde $\eta_{2,çevrim}$ değeri artmıştır. En yüksek $\eta_{2,çevrim}$, $\eta_{1,çevrim}$'nin aksine R-sCO_2 ve KI-sCO_2 çevrimlerinden elde etmiştir.



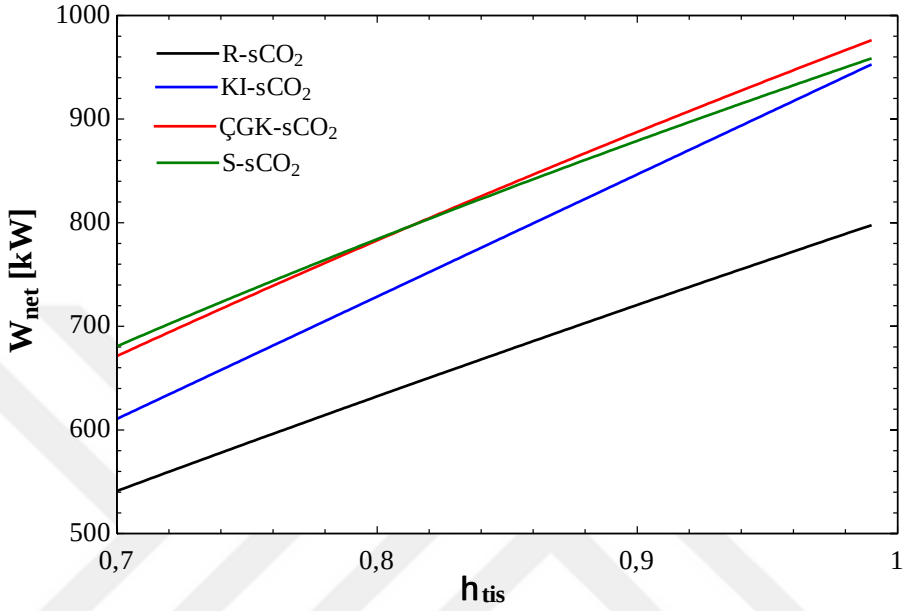
Şekil 3.21 sCO_2 çevrimlerinin $\eta_{2,çevrim}$-maksimum sıcaklık

- **Türbin ve Kompresörün İzantropik Veriminin Etkisi**

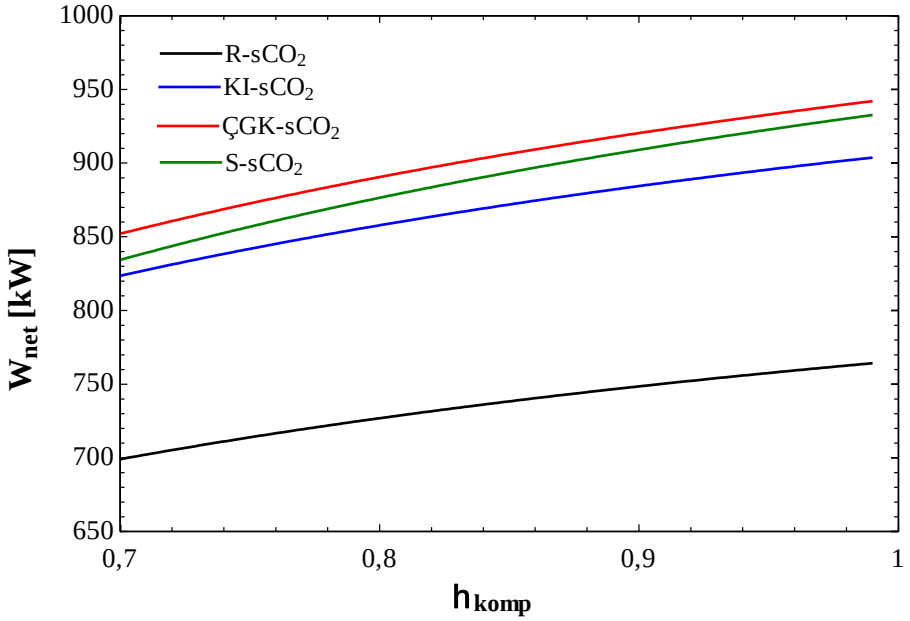
sCO_2 çevrimlerinde, türbin ve kompresörün izantropik veriminin net güç çıkışına etkisini belirlemek için analizleri ayrı yapılmıştır. Analizlerde maksimum çalışma basıncı ve sıcaklığı sırasıyla 25 MPa ve 773 K'dir. Çevrimlerde basınç oranı olarak EES programında min/max modülü kullanılarak net güç çıkışını maksimize eden değerler kullanılmıştır. Şekil 3.22'de gösterilen grafikte, çevrimlerde bulunan türbinlerin tamamının izatropik verimi değiştirilerek net güç çıkışına etkisi verilmiştir. Türbin veriminin artışı tüm sistemlerde net güç çıkışının artışıyla sonuçlanmıştır.

Kompresörün izantropik veriminin sCO_2 çevrimlerine etkisi araştırabilmek için aynı giriş parametreleri kullanılmıştır. Tek farkı çevrimlerdeki türbinlerin izantropik verimleri sabit kabul edilerek sadece kompresörlerin izatropik verim

değerleri değiştirilmiştir. Şekil 3.23 kompresör izantropik verimin etkisi gösterilmiştir. Türbinin veriminin analizine benzer şekilde kompresör veriminin artış ile tüm çevrimlerde net güç çıkışında yükseliş gözlemlenmiştir. Ancak sCO_2 çevrimlerinde kompresör veriminin türbin verimine göre etkisinin daha az olduğu sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 3.22 Türbin izantropik veriminin net güç çıkışına etkisi

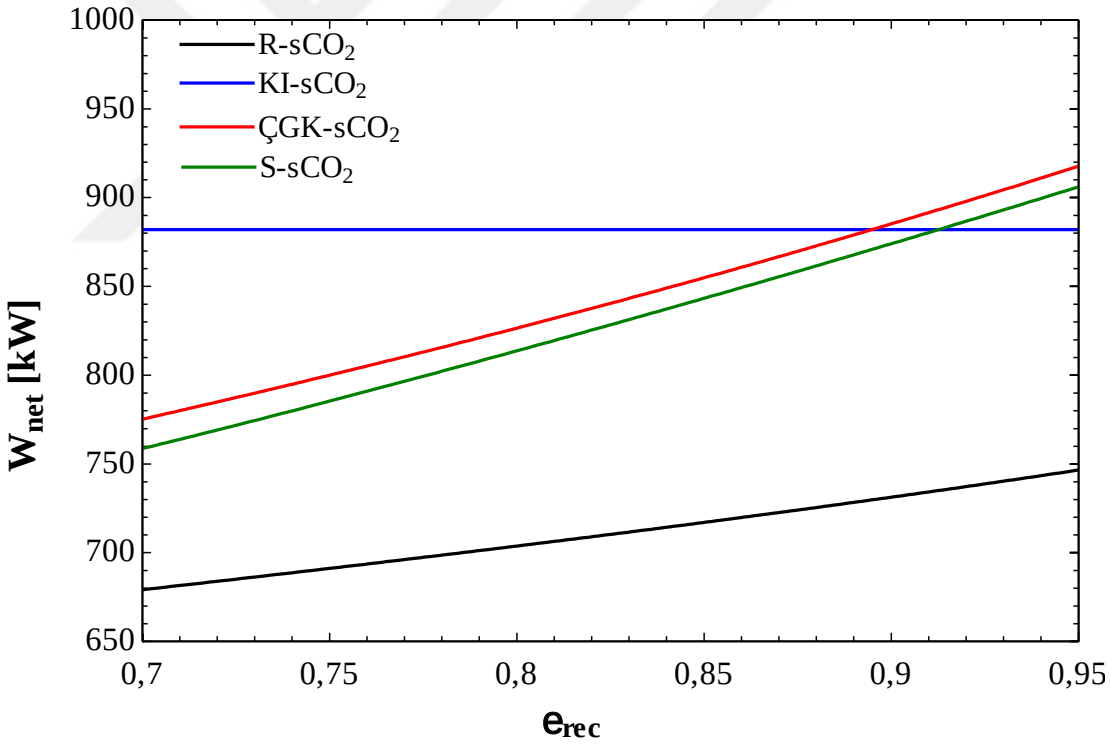


Şekil 3.23 Kompresör izantropik veriminin net güç çıkışına etkisi

- **Reküperatör Etkinliğinin Etkisi**

sCO_2 çevrimlerinde reküperatör etkinliği değiştirilerek, çevrimlerinlerin termodinamik performanslarındaki değişimler incelenmiştir. Çevrimlerin maksimum basınç ve sıcaklıkları sırasıyla 25 MPa ve 773 K olarak alınmıştır. S-sCO_2 ve ÇGK-sCO_2 modellerinde giriş parametresi olarak HTR'nin etkinlik değeri kullanılmıştır. S-sCO_2 ve ÇGK-sCO_2 çevrimlerinde düşük sıcaklık türbinlerinin giriş sıcaklıklar sırasıyla 570 K ve 620 K'dir.

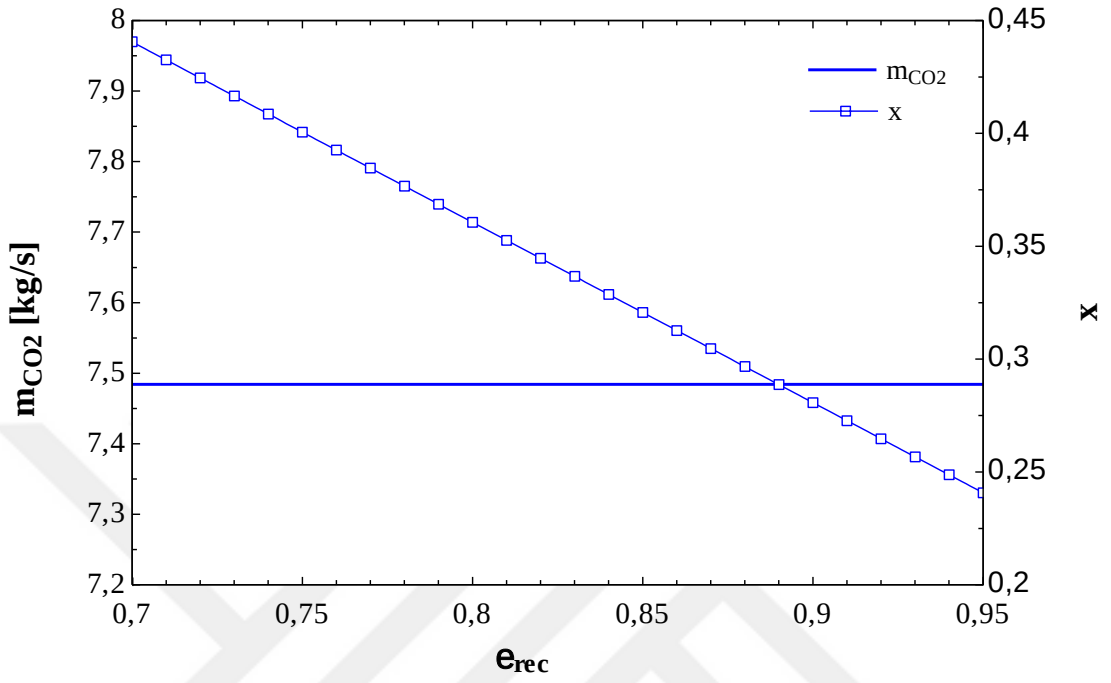
Şekil 3.24'de gösterilen reküperatör etkinliği-net güç grafiğinde, etkinlik değeri artıkça sistemlerin net güç çıkışlarında artış veya sabit kaldığı görülmektedir. sCO_2 çevrimlerinden en büyük güç artışı çift reküperatör kullanılan ÇGK-sCO_2 ve S-sCO_2 çevrimlerinde gözlenmiştir. R-sCO_2 çevrimde artış oranı daha düşüktür. KI-sCO_2 çevriminde ise net güç çıkışı reküpetör etkinlik değişiminden etkilenmemiştir.



Şekil 3.24 sCO_2 çevrimlerinin net güç çıkışı-reküperatör etkinliği

KI-sCO_2 çevriminde net güç çıkışının reküperatör etkinlik değişiminden etkilenmemesinin sebebi, çalışma sıvısının bir kısmının rejenerasyona uğramadan ısıtıcada ısıtılması ve kalan kısmının rejenerasyona maruz kalarak ısıtılmasıdır. Reküperatör etkinliğinin değişimi ile birlikte çalışma sıvısınıın ayrışma oranı değişmektedir. Ayrışma oranın değişimi Şekil 3.25'daki grafiktede gösterilmiştir.

Reküperatör etkinliğinin artmasıyla ayrışma oranı azalmıştır ve reküperatöre giren çalışma sıvısı artmıştır. Ancak çevrime alınan ısı miktarında ve çalışma sıvısının kütlesel debisinde bir değişim yaşanmadığı için net güç çıkışı sabit kalmıştır.

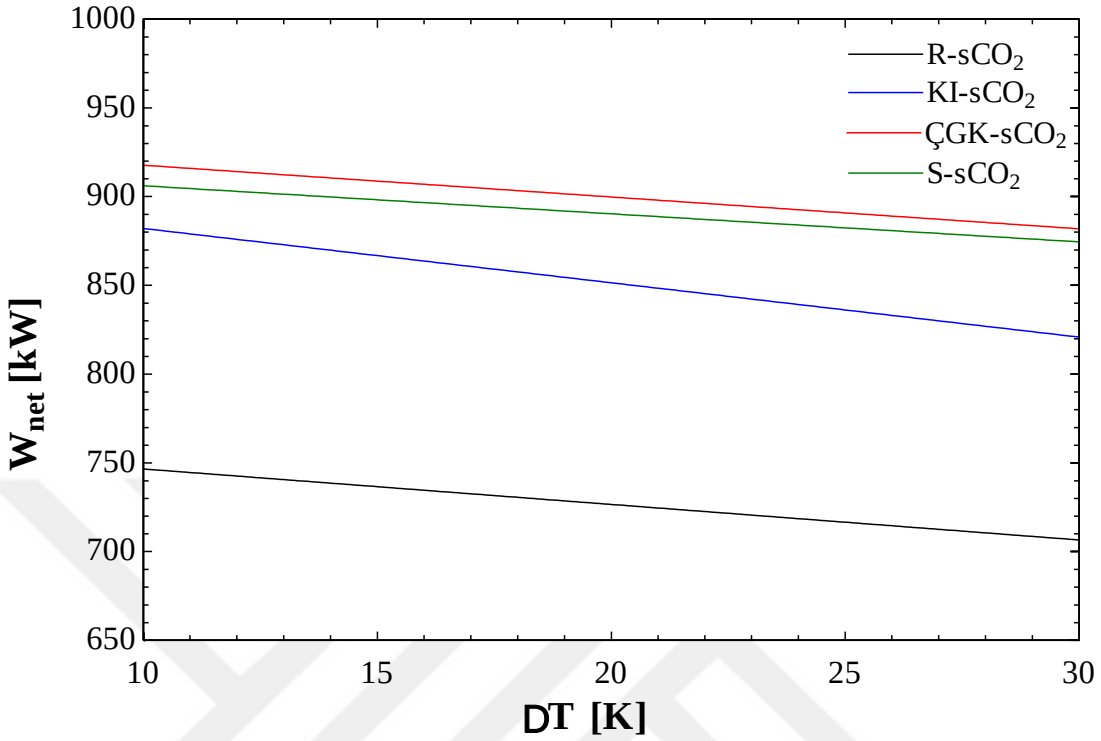


Şekil 3.25 KI-sCO_2 çevriminde reküperatör etkiliğinin çalışma sıvısı üzerine etkisi (x:ayrışma oranı)

- **Isıtıcıdaki Minimum Sıcaklık Farkının Etkisi**

sCO_2 çevrimlerinde ısı eşanjörlerinin sıkışma sorunu yaşamaması için minimum sıcaklık farkının, sıcak akışkanın eşanjörden çıkış anında olması gerekmektedir. Çevrim modelleri bu parametre kullanılarak oluşturulmuştur. Isıtıcıda minimum sıcaklık farkı kabulü yapılarak ısı kaynağından çevrime aktarılan enerji hesaplanmaktadır. Bu sebeple ΔT'nin değişimi ile çevrimlerin termodinamik performansı etkilenmektedir. Çevrimler 25 MPa maksimum basınç ve optimum basınç oranında, 773 K maksimum sıcaklıkta ve reküperatör etkinliği %95 varsayımları yapılarak incelenmiştir. Şekil 3.26'de ΔT'nin değişimi ile çevrimleri net güç çıkışı arasındaki ilişki gösterilmiştir. sCO_2 çevrimlerinde ΔT değerinin artması net güç çıkışını düşürmüştür. Çevrimlerdeki ısı kaynağının ve çalışma sıvısının ısıtılması gereken sıcaklık değerinin değişmemesi, ΔT değerinin artması ile çevrime aktarılan ısı miktarının düşmesine neden olmaktadır. sCO_2

çevrimlerinde ısı girişi ile net güç çıkışındaki azalma benzer oranda olduğu için çevrimlerin verimlerinde bir değişiklik olmamaktadır.



Şekil 3.26 sCO_2 çevrimlerin net güç çıkışı- ΔT

3.4.1.4 sCO_2 Çevrimlerinin Buhar Rankine Çevrimiyle Karşılaştırılması

sCO_2 çevrimlerinin buhar Rankine çevrimlerine göre en önemli avantajı turbomakinaların kompakt yapısı ve alandan tasarrruf edilerek maliyetlerin düşmesi olarak görülse de sCO_2 çevrimleri yakın derecede hatta çevrim konfigürasyonuna göre daha yüksek termodinamik performans göstermektedir. Bunu göstermek için Buhar Rankine çevrimi ile sCO_2 çevrimleri benzer şartlar altında, aynı ısı kaynağını kullandıkları termodinamik modelleri karşılaştırılmıştır. Modellerde kullanılan ısı kaynağı 900 K sıcaklığında, 5 kg/s debide ve basıncı 101 kPa'dır. Sıcak havanın ısıtıcılarda basınç kaybı yaşamadığı kabulü yapılmıştır. Çevrimlerde kullanılan giriş parametreleri sCO_2 çevrimleri için Tablo 3.4'te, buhar çevrimi için Tablo 3.5'te verilmiştir.

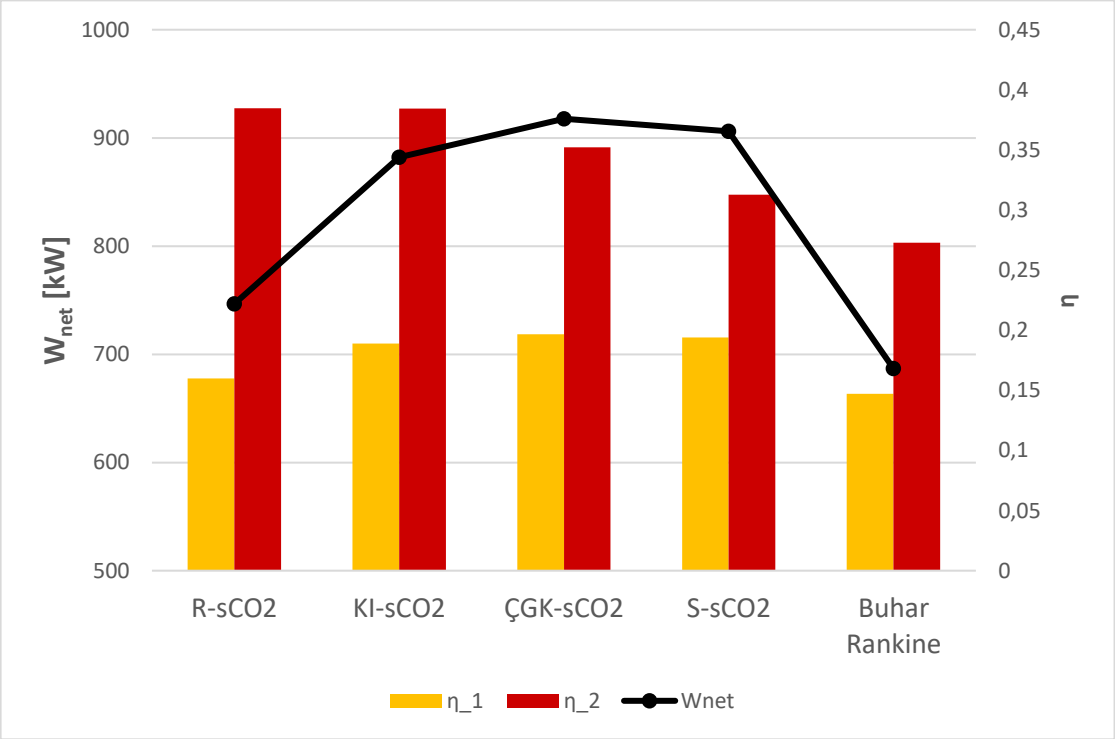
Tablo 3.4 sCO_2 çevrimlerinin giriş parametreleri

	R-sCO_2	KI-sCO_2	ÇGK-sCO_2	S-sCO_2
Türbin giriş sıcaklığı	773 K	773 K	773 K	773 K
Kompresör giriş sıcaklığı	305 K	305 K	305 K	305 K
Maksimum basınç	25 MPa	25 MPa	25 MPa	25 MPa
Türbin izantropik verim	93 %	93 %	93 %	93 %
Kompresör izantropik verim	89 %	89 %	89 %	89 %
Reküperatör etkinliği (HTR)	95 %	95 %	95 %	95 %
DST'nin giriş sıcaklığı	—	—	620	570 K
Optimum basıç oranı	3,291	3,284	3,282	3,283
Minimum sıcaklık farkı (ΔT)	10 K	10 K	10 K	10 K

Tablo 3.5 Buhar Rankine çevriminin giriş parametreleri

	Buhar Rankine Çevrimi
Türbin giriş sıcaklığı	773 K
Türbin izantropik verim	92 %
Türbin giriş basıncı	5 MPa
Kondenser basıncı	101 kPa
Pompanın izantropik verimi	75 %
Minimum sıcaklık farkı (ΔT)	10 K

Çevrimlerin termodinamik performans sonuçları Şekil 3.27'deki çevrim verimi-net güç çıkışı grafiğinde gösterilmiştir. Model sonuçlarına göre en yüksek $\eta_{1,çevrim}$ verimini ÇGK-sCO_2 elde etmiştir. En yüksek net güç çıkışına yine ÇGK-sCO_2 çevriminde ulaşılmıştır. S-sCO_2 çevriminde, verimlilik ve net güç çıkışı ÇGK-sCO_2 çevrimine çok yakındır. Buhar Rankine çevrimi sCO_2 çevrimlerinden daha az verim ve net güç çıkışı elde ederek, sCO_2 çevrimlerinin atık ısı geri kazanım sistemlerinde kullanımının termodinamik performans açısından daha avantajlı olduğunu göstermiştir.



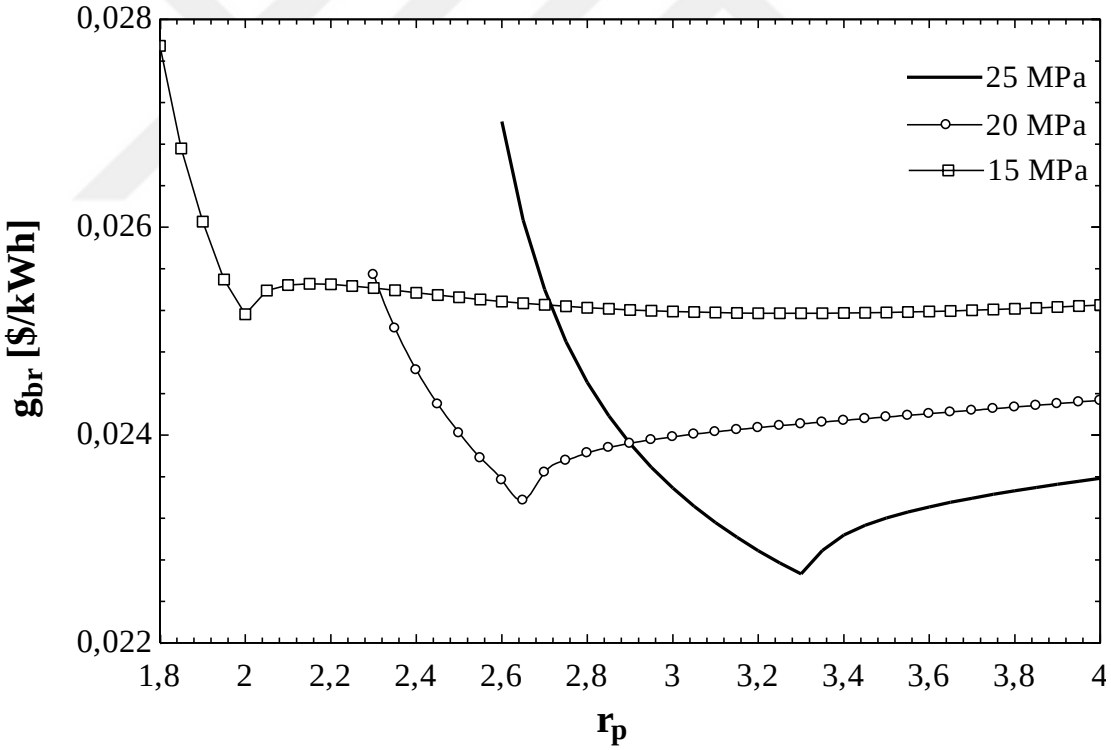
Şekil 3.27 Çevrimlerin verim ve güç çıktısına göre karşılaştırılması

3.4.2 Termo-ekonomik Analizler

Çevrimlerin maksimum basıncının ve basınç oranın, maksimum sıcaklığının ve reküperatör etkinliğinin etkileri, çevrimin birim elektrik üretim maliyeti ($\$/kWh$) üzerinden incelenmiştir. sCO_2 çevrimlerinde giriş parametreleri termodinamik analizde kullanılan giriş parametreleri ile aynıdır.

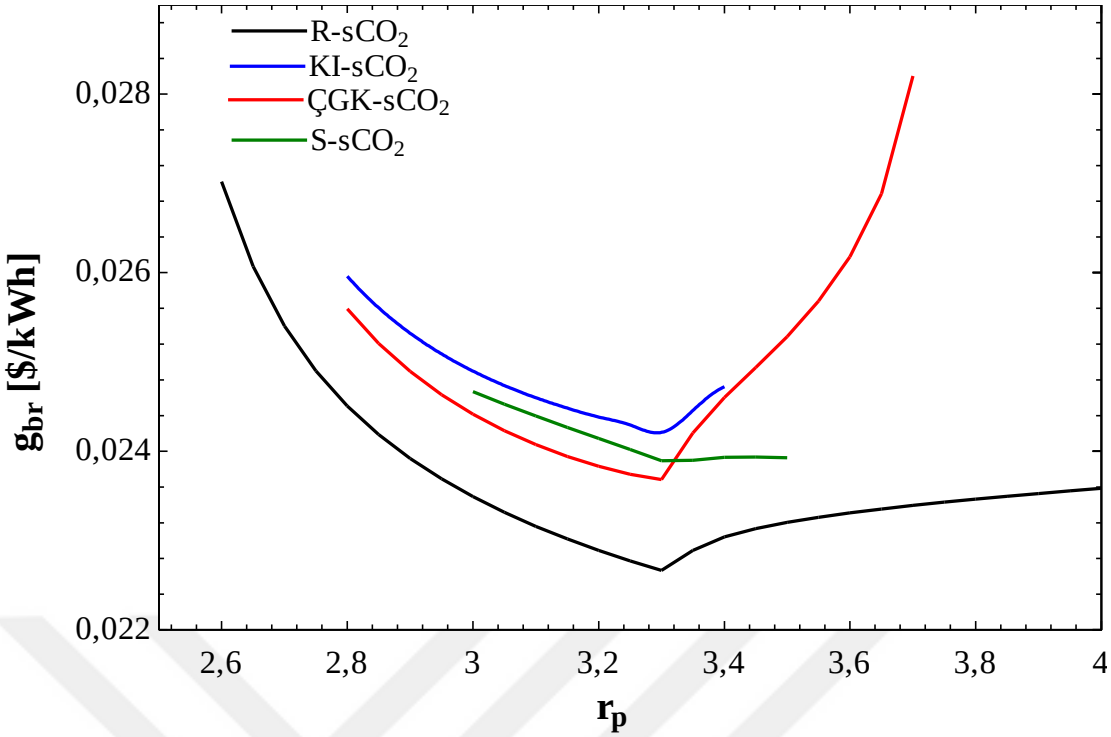
3.4.2.1 Maksimum Çalışma Basıncı ve Basınç Oranın Etkisi

sCO_2 güç çevrimlerinde maksimum basıncın ve basınç oranının termodinamik performans üzerinde etkisi önceki bölümlerde incelenmiştir. Yapılan analizlerde maksimum basıncın yüksek olmasının ve CO_2'in kritik basınca yakın bir noktada kompresöre girmesinin net güç üretiminin artışında önemli bir etken olduğu görülmektedir. Buradan yola çıkarak maksimum basıncın değiştiği 3 farklı R-sCO_2 çevrimlerinin birim elektrik üretim maliyetileri incelenmiştir ve Şekil 3.28 gösterilmiştir. Maksimum sıcaklığın 773 K olduğu çevrimlerde reküperatör etkinliği 95% ve $\Delta T=10$ K kabul edilmiştir. Maksimum basıncın artışı ile birlikte birim elektrik üretim maliyetinin düştüğü sonucuna ulaşılmıştır. Basınç artışı ile çevrim bileşenlerinin yatırım maliyetlerinde artış gözlensede net güç çıkışındaki artma ile birim elektrik üretim maliyeti azalmaktadır. R-sCO_2 dışındaki çevrimlerde de benzer veriler elde edilmiştir.



Şekil 3.28 R-sCO_2'de maksimum basıncın ve basınç oranının, birim elektrik üretim maliyetine etkisi

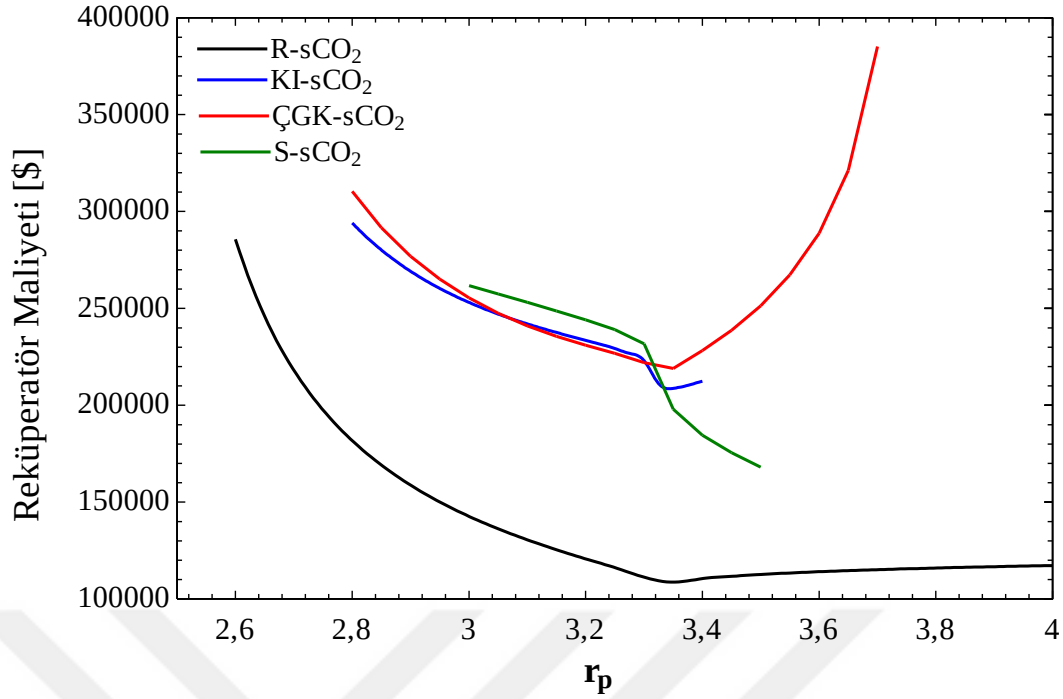
Basınç oranının birim maliyetine etkisi maksimum basıncın 25 MPa olduğu çevrimlerde analiz edilmiştir ve Şekil 3.29'de grafiği verilmiştir.



Şekil 3.29 Çevrim basınç oranın birim elektrik üretim maliyetine etkisi

Çevrimlerde elde edilen verilerde birim yatırım maliyetinin en düşük olduğu basınç oranını, net güç çıkışına benzer şekilde CO_2'in kritik basınca yakın noktalarda kompresöre girmesiyle elde edilmiştir. En düşük birim yatırım maliyeti, R-sCO_2 çevriminde basınç oranı 3,319 iken 0,02265 ($/kWh)'dir. Ayrıca, termodinamik analizlerde en az güç üreten çevrim R-sCO_2 olarak bulunmuştur. Bu durum ekonomik değerlendirme yapılırken dikkate alınmalıdır.

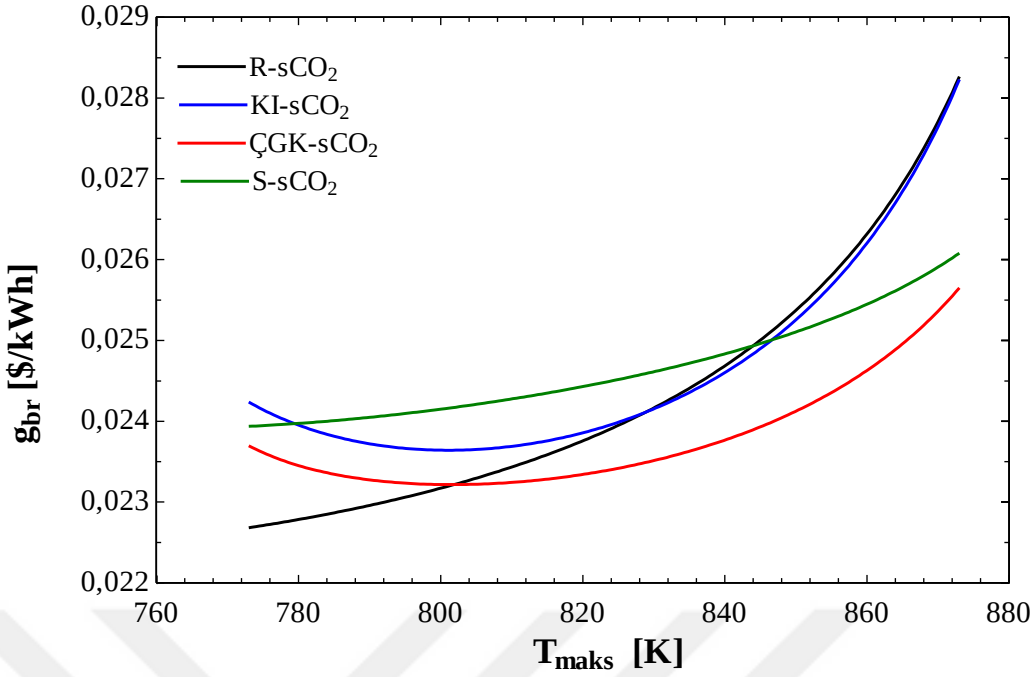
sCO_2 çevrimlerinde basınç oranın birim yatırım maliyeti üzeride etkisi net güç çıkışının etkilenmesi ile birlikte reküperatörlerin yatırım maliyetinin de değişmesinden kaynaklanmaktadır. Reküperatörlerin yatırım maliyeti UA ile orantılı olarak hesaplanması, CO_2'in özelliklerindeki değişimin maliyete yansımasına sebebiyet vermektedir. Şekil 3.30'de reküperatörlerin yatırım maliyetinin basınç oranı ile değişimi gösterilmiştir.



Şekil 3.30 Çevrim basınç oranının reküperatör maliyetine etkisi

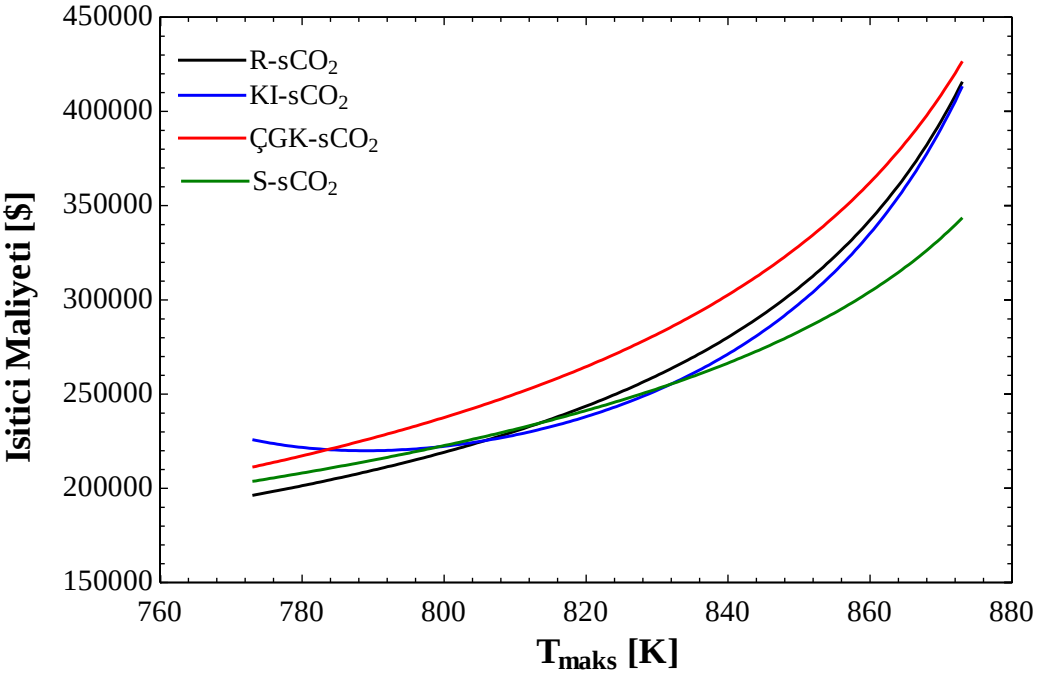
3.4.2.2 Maksimum Çalışma Sıcaklığının Etkisi

sCO_2 çevrimlerinde maksimum sıcaklığın artışı, çevrimlerin termodinamik performansını etkilediği ve çevrimlerde net güç çıkışında farklılıklar gösterdiği bilinmektedir. Bu nedenle maksimum sıcaklık değişiminin birim elektrik üretim maliyeti üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Çevrimler 25 MPa maksimum basınç altında, EES programının min/max modülü kullanılarak bulunan optimum basınç oranlarında, reküperatör etkinliği %95 ve $\Delta T=10$ K kabul edildiği şartlarda maksimum sıcaklık 773-873 K aralığında değiştirilerek analiz gerçekleştirilmiştir. Analizin sonuçları Şekil 3.31'te maksimum sıcaklık ve birim elektrik üretim maliyeti grafiğinde verilmiştir. Maksimum sıcaklığın artışı ile birlikte R-sCO_2 ve S-sCO_2 çevrimlerinde birim yatırım maliyetinde sürekli bir artma eğilimi gözlemlenmiştir. ÇGK-sCO_2 ve KI-sCO_2 çevrimlerinde ise 800 K sıcaklığına yakın noktalarda azalma görülse de artan sıcaklık ile birlikte birim elektrik üretim maliyetide artmıştır. KI-sCO_2 ve ÇGK-sCO_2 çevriminde maksimum sıcaklık sırasıyla 800,6 K ve 801,5 K'de birim elektrik üretim maliyeti en düşüktür. 773-873 K aralığında birim yatırım maliyeti yaklaşık %23 ile en çok artan R-sCO_2 çevrimi iken yaklaşık %8 ile ÇGK-sCO_2 en düşük artış oranına sahiptir.



Şekil 3.31 Maksimum çalışma sıcaklığının birim elektrik üretim maliyetine etkisi

sCO_2 çevrimlerindeki birim elektrik üretim maliyetinin artmasının en önemli sebebi, ısıtıcıda çalışma sıvısının daha yüksek sıcaklıklara ulaşmak zorunda olmasıdır. Bu durum ısıtıcı maliyetlerini etkilemektedir. Şekil 3.32'da maksimum sıcaklıkla değişen ısıtıcı maliyetleri gösterilmiştir.



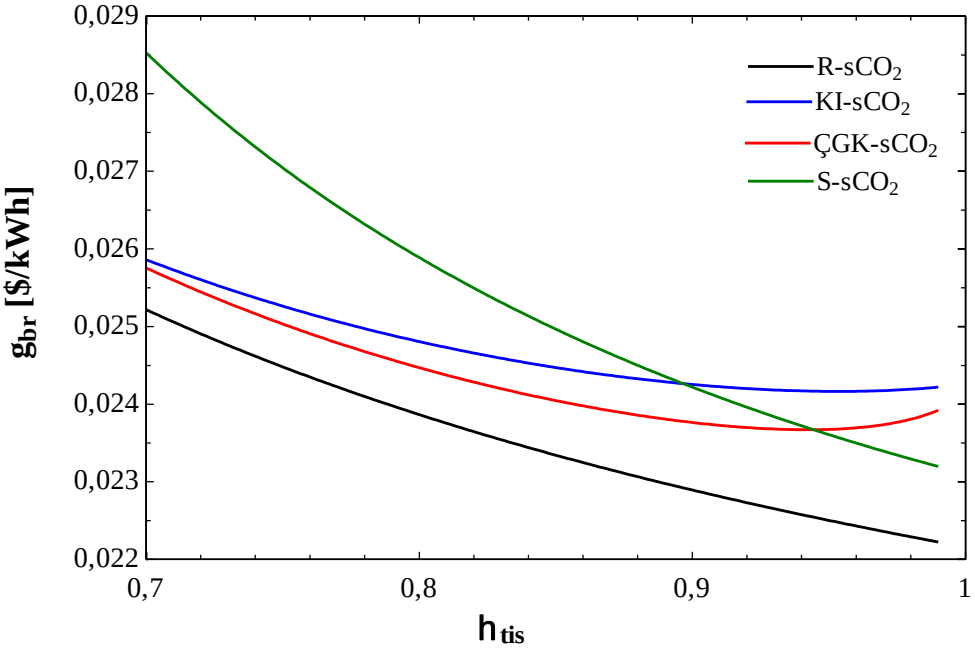
Şekil 3.32 Maksimum çalışma sıcaklığının ısıtıcı maliyetine etkisi

Çevrimlerdeki ısıtıcıların UA değeri artarak birim elektrik üretim maliyetinin artmasına sebep olmaktadır. sCO_2 çevrimlerindeki birim elektrik üretim maliyetinin artmasının en önemli sebebi, ısıtıcıda çalışma sıvısının daha yüksek sıcaklıklara ulaşmak zorunda olmasındır. Çevrimlerdeki ısıtıcıların UA değeri artarak birim elektrik üretim maliyetinin artmasına sebep olmaktadır

3.4.2.3 Türbin ve Kompresör İzantropik Veriminin Etkisi

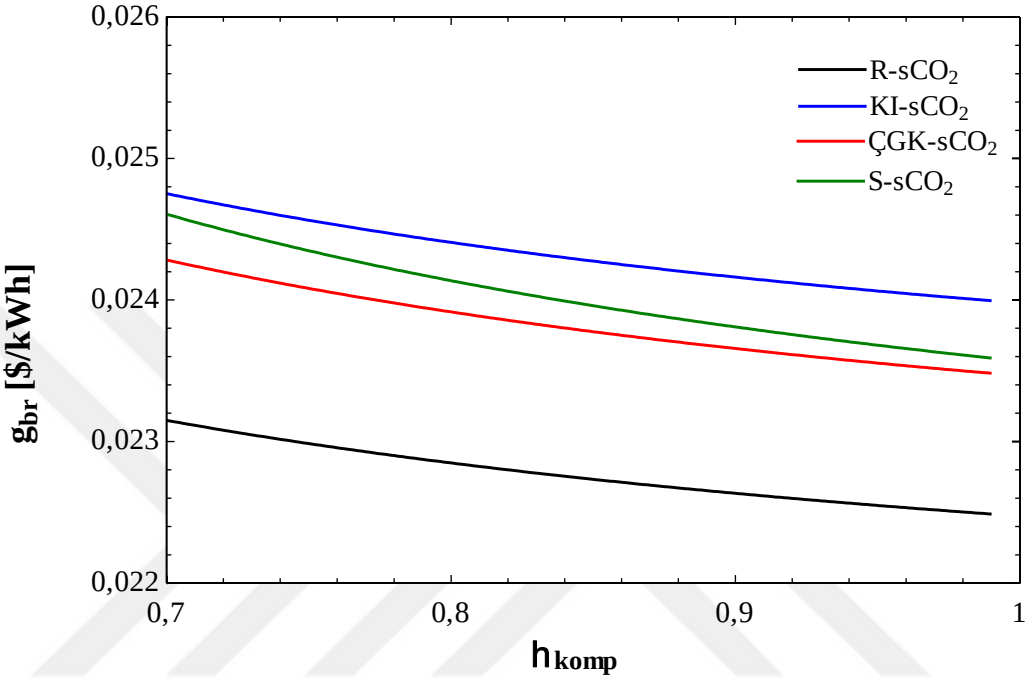
Türbin ve kompresörün izantropik veriminin birim elektrik üretim maliyetine etkisi analiz edilirken termodinamik performans analizinde olduğu gibi birbirinden bağımsız olarak incelenmiştir. Çevrimlerde maksimum basınç ve sıcaklıkları sırasıyla 25 MPa ve 773 K olarak kabul edilmiş ve g_{br} değerini minimize eden optimum basınç oranlarında $\Delta T=10$ K olarak uygulanmıştır. Reküperatör etkinlik değeri %95'dir.

İlk olarak Şekil 3.33'da türbin izantropik veriminin sCO_2 çevrimlerinin birim elektrik maliyeti üzerindeki etkisi verilmiştir. Çevrimlerde türbin verimi artıkça g_{br} değerinde azalma görülmektedir. En çok azalma S-sCO_2 çevriminde görülürken, KI-sCO_2 ve ÇGK-sCO_2 çevrimlerinde etkisi daha düşük seviyededir. Birim elektrik maliyetinin düşmesinin ana sebebi türbin verimi ile artan net güç çıkış miktarıdır.



Şekil 3.33 Türbin izantropik veriminin birim elektrik üretim maliyetine etkisi

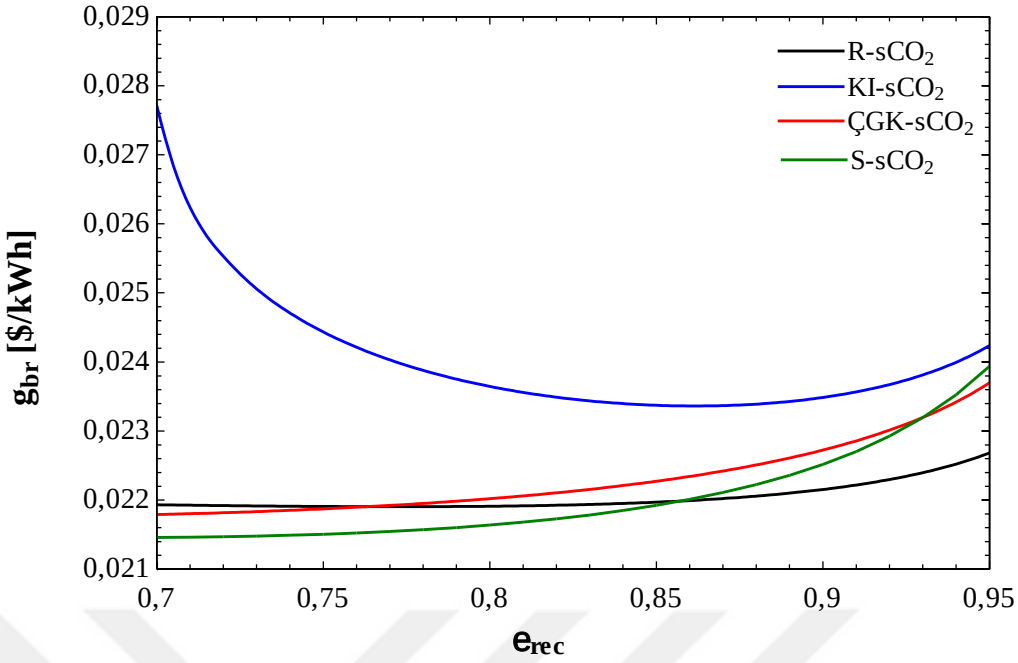
Kompresör izantropik veriminin arttırılması da türbin izantropik verimde olduğu gibi sCO_2 çevrimlerinin birim elektrik üretim maliyetini azaltmaktadır. Şekil 3.34'te verilen grafikte tüm çevrimlere etkisinin birbirine yakın olduğu görülmektedir. Bu durum çevrimlerin kompresör sayısının eşit olmasından kaynaklanmaktadır.



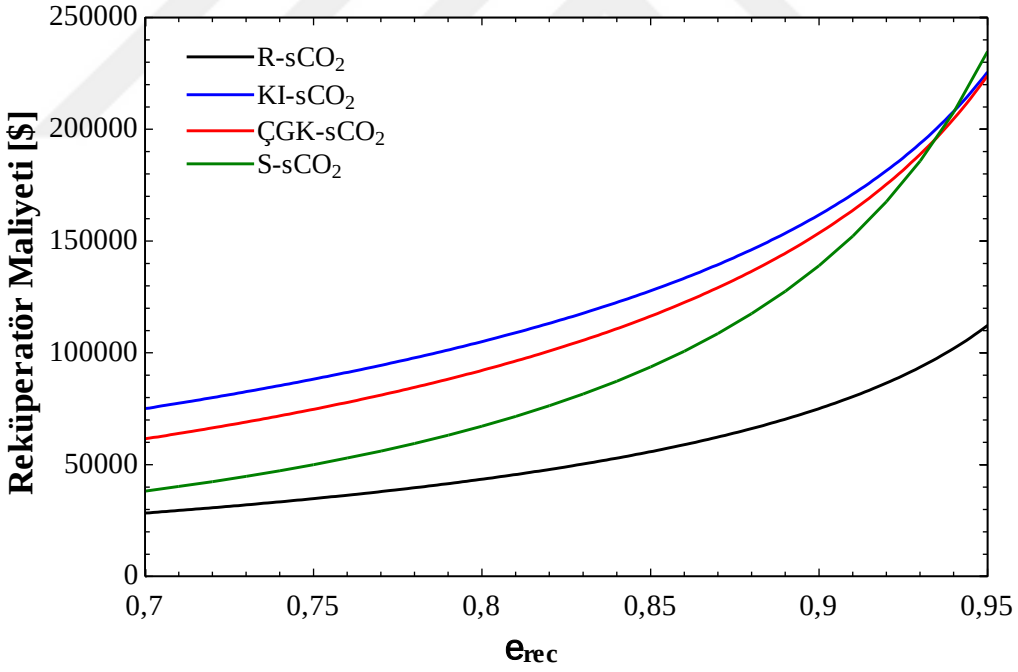
Şekil 3.34 Kompresör izantropik veriminin birim elektrik üretim maliyetine etkisi

3.4.2.4 Reküperatör Etkinliğinin Etkisi

Çevrimlerin maksimum basınç ve sıcaklıkları sırasıyla 25 MPa ve 773 K olarak kabul edilmiş ve optimum basınç oranlarında $\Delta T = 10$ K olarak uygulanmıştır. HTR ve LTR içeren S-sCO_2 ve ÇGK-sCO_2 modellerinde, LTR'nin etkinlik değeri HTR'nin etkinlik değerine göre değişmektedir. Bu nedenle reküperatör etkinlik değerinin etkisi HTR etkinliği değiştirilerek incelenmiştir. Şekil 3.35'de reküperatör etkinliği-birim elektrik üretim maliyeti grafiği verilmiştir. KI-sCO_2 çevrimi dışındaki çevrimlerde reküperatör etkinlik değerini artırmak çevrimlerin birim elektrik üretim maliyetlerini artırmaktadır. KI-sCO_2 çevriminde reküperatör etkinlik oranı 86,15%'de birim elektrik üretim maliyeti en düşük seviyededir. S-sCO_2 çevrimi 70% etkinlik oranında en düşük birim elektrik üretim maliyetine ulaşmıştır.



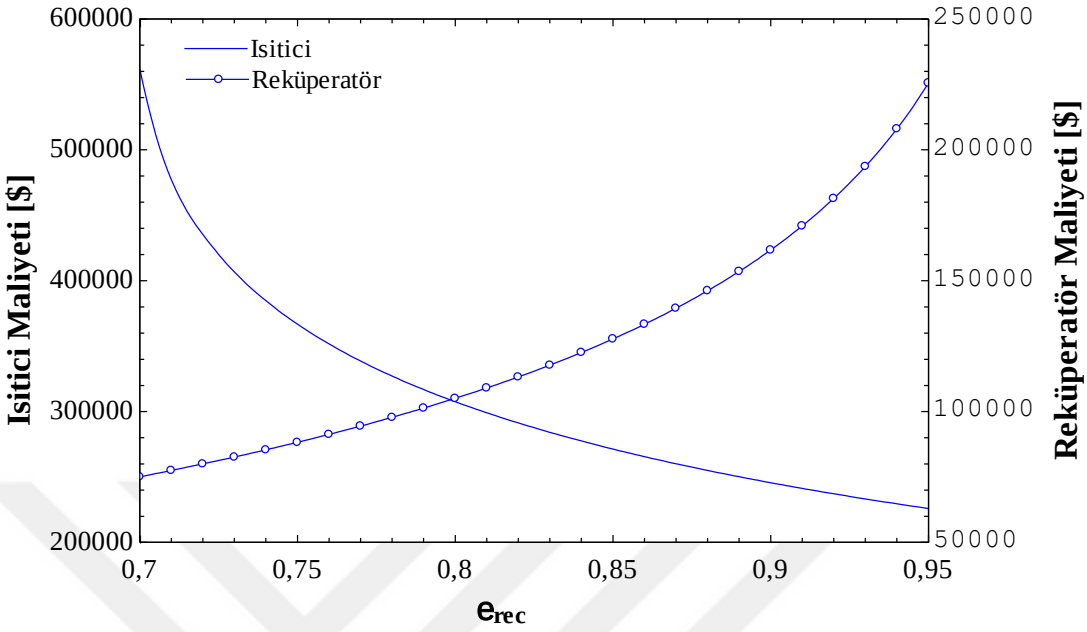
Şekil 3.35 Çevrimlerin reküperatör etkinliği-birim elektrik üretim maliyeti



Şekil 3.36 Reküperatör etkinliğinin maliyetinee etkisi

Etkinliğin artırılması tüm çevrimlerdeki reküperatörlerin toplam UA değerini artırarak yatırım maliyetlerini yükseltmiştir ve Şekil 3.36'da grafik olarak gösterilmiştir. Ancak KI-sCO_2 çevrimi diğer çevrimlerden farklı olarak reküperatör

maliyeti artmasına rağmen birim yatırım maliyeti azalmıştır. Şekil 3.37'de gösterilen KI-sCO$_2$ çevriminin ısıtıcı ve reküperatör maliyet grafiği gösterilmiştir.

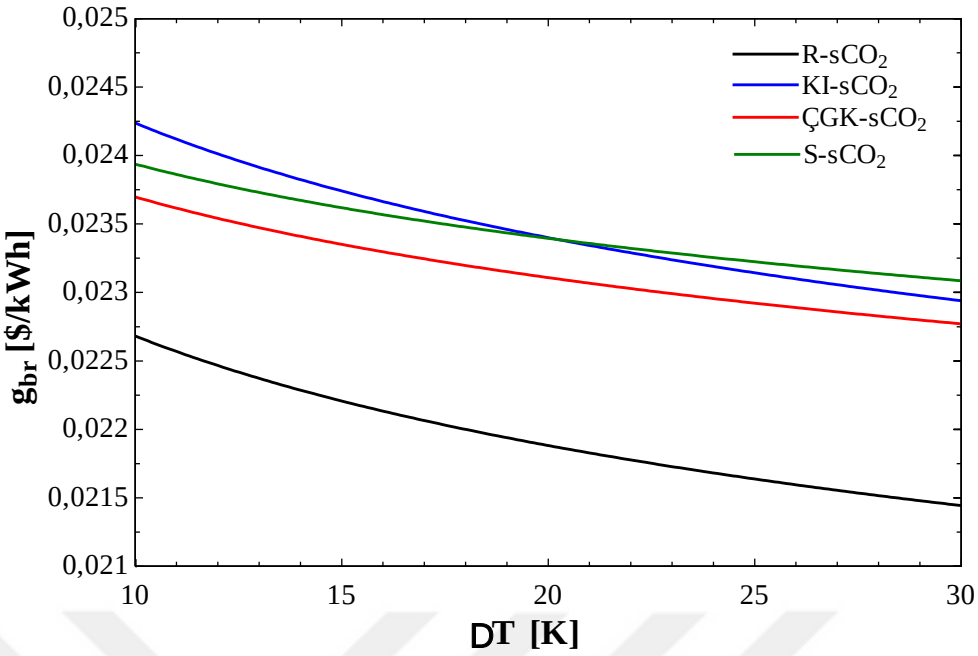


Şekil 3.37 KI-sCO$_2$ çevriminde reküperatör etkinliğinin ısıtıcı ve reküperatör maliyetine etkisi

KI-sCO$_2$ termodinamik performansı incelenirken reküperatör etkinliğini değiştirmenin çalışma sıvısının kütle debisini değiştirmediğini sadece ayrışma oranında optimizasyon sağlanarak yine aynı net güç çıkışını sağladığı sonucuna ulaşılmıştır. Diğer çevrimlerden farklı olarak azalan birim elektrik üretim maliyetide bu ayrışma oranının değişimden kaynaklanmaktadır. KI-sCO$_2$ çevriminde ısıtıcı maliyetlerindeki azalma reküperatör maliyeti artışına oranla çok fazladır. Bu durum çevrimin birim elektrik üretim maliyetini düşürmektedir.

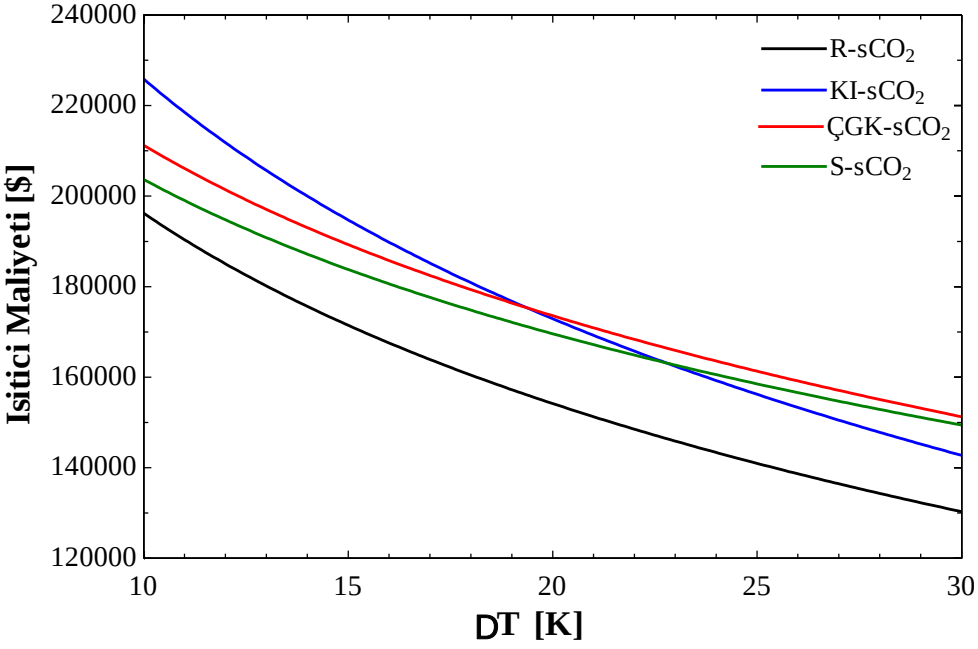
3.4.2.5 Isıtıcıdaki Minimum Sıcaklık Farkının Etkisi

Isıtıcadaki minimum sıcaklık farkını artırmanın sCO$_2$ çevrimlerinde üretilen net gücü azalttığı bir önceki bölümde raporlanmıştır. Net güç çıkışındaki değişim birim yatırım maliyetlerini de etkilemektedir. Bu nedenle ΔT'nin birim yatırım maliyeti üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Yapılan parametrik analizde çevrimler 25 MPa maksimum basınç, optimum basınç oranında, 773 K maksimum sıcaklıkta ve reküperatör etkinliği %95 olarak kabul edilmiştir. Analizin ΔT-birim elektrik üretim maliyeti grafiği Şekil 3.38'da verilmiştir.



Şekil 3.38 Çevrimlerin ΔT-birim elektrik üretim maliyeti

Çevrimlerde ΔT'nin artırılması ile birim maliyetin düştüğü sonucu ortaya çıkmıştır. Isıtıcıdan çevrime aktaralan ısı miktarının azalması, ısıtıcının UA değerini azaltmaktadır. Böylece ısıtıcının yatırım maliyetinde azalma görülmektedir ve Şekil 3.39'da gösterilmiştir. Ayrıca net güç çıkışındaki azalma turbomakinelerin ve yardımcı ekipmanların yatırım maliyetlerini düşürmektedir.



Şekil 3.39 Çevrimlerin ΔT-ısıtıcı maliyeti

3.4.2.6 Değerlendirme

sCO_2 çevrimlerinde birim elektrik üretim maliyetini minimize eden uygun giriş parametreleri, yapılan termo-ekonomik analizlerin sonuçları yorumlanarak belirlenmiş ve Tablo 3.6'da verilmiştir. Bu veriler doğrultusunda en az birim elektrik üretim maliyetine sahip sCO_2 çevrimini belirlemek amacıyla çevrimlerin birim üretim maliyetleri hesaplanmıştır. Türbin ve kompresörün izantropik verimi ekonomik analiz, literatür ve teknik kriterlere en uygun değerleri kabul edilmiştir.

Tablo 3.6 sCO_2 çevrimlerinin giriş parametreleri

	R-sCO_2	KI-sCO_2	ÇGK-sCO_2	S-sCO_2
Türbin giriş sıcaklığı	773 K	800,6 K	801,5 K	773 K
Kompresör giriş sıcaklığı	305 K	305 K	305 K	305 K
Maksimum basınç	25 MPa	25 Mpa	25 MPa	25 MPa
Türbin izantropik verim	93 %	93 %	93 %	93 %
Kompresör izantropik verim	89 %	89 %	89 %	89 %
Reküperatör etkinliği (HTR)	77,63 %	86,15%	70 %	70 %
Isıtıcı giriş sıcaklığı	—	610 K	—	—
DST'nin giriş sıcaklığı	—	—	620	570 K
Optimum basınç oranı	3,319	3,317	3,306	3,322
Minimum sıcaklık farkı (ΔT)	30 K	30 K	30 K	30 K
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	295 K	295 K	295 K	295 K

Tablo 3.6 sCO_2 çevrimlerinin giriş parametreleri (devamı)

	R-sCO_2	KI-sCO_2	ÇGK-sCO_2	S-sCO_2
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı	300 K	300 K	300 K	300 K
Ekonomik ömür (yıl)	20	20	20	20
İskonto oranı	10%	10%	10%	10%
Yük faktörü	90%	90%	90%	90%

Farklı konfigürasyonlardaki sCO_2 çevrimleri arasından en düşük birim üretim maliyetine sahip çevrimi belirlemek için yapılan analiz sonuçları Tablo 3.7'de verilmiştir. Çevrimler arasında en düşük g_{br} değerine S-sCO_2 çevrimi, en yüksek ise KI-sCO_2 çevrimi ile ulaşılmıştır. KI-sCO_2 çevriminde net güç çıkışı R-sCO_2 ve S-sCO_2 çevrimlerinden daha yüksek olmasına rağmen ilk yatırım maliyetinin yüksek olması g_{br} değerinin daha fazla çıkmasına sebebiyet vermiştir. Temel çevrim R-sCO_2 göre g_{br} değeri S-sCO_2 çevriminde % 0,3 daha az, KI-sCO_2 ve ÇGK-sCO_2 çevrimlerinde sırasıyla %3,8 ve %1,1 daha yüksek çıkmıştır. Çevrimlerin net güç çıkışı ve $\eta_{1,çevrim}$ değerleri doğru orantılır. Bu noktada R-sCO_2 çevrimine göre diğer çevrimlerin net güç çıkışında ve $\eta_{1,çevrim}$'de yarattığı yüzdelik değişimler aynı çıkmıştır. Çevrimlerin net güç çıkışı ve $\eta_{1,çevrim}$'i R-sCO_2 göre KI-sCO_2'de %10,8, ÇGK-sCO_2'de %13,5 ve S-sCO_2'de %9,8 daha fazladır. Net güç çıkışında ve $\eta_{1,çevrim}$'de ÇGK-sCO_2 çevrimi en iyi performasına vermesine rağmen g_{br} değeri diğer çevrimler arasında üçüncü sıradır. Bu noktada en düşük g_{br} değerine sahip S-sCO_2 ile ÇGK-sCO_2 çevrimi arasında önemli bir fark olmamıştır ve sadece 0,0003 ($/kWh)'tir. Tüm çevrimlerin gbr değerileri birbirine çok yakındır ve 0,0085 ($/kWh) gibi bir aralıkta değişmektedir Çevrimlerin $\eta_{2,çevrim}$ değeri ise ısıtıcıdan çıkan havanın enerjisini atık ısı enerjisi olarak hesaplamalara dahil etmediğinden $\eta_{1,çevrim}$'e göre farklılık göstermektedir. $\eta_{2,çevrim}$'nin en yüksek değerine, R-sCO_2 çevriminden %10,7 daha fazla çıkarak KI-sCO_2 çevriminde ulaşılmıştır.

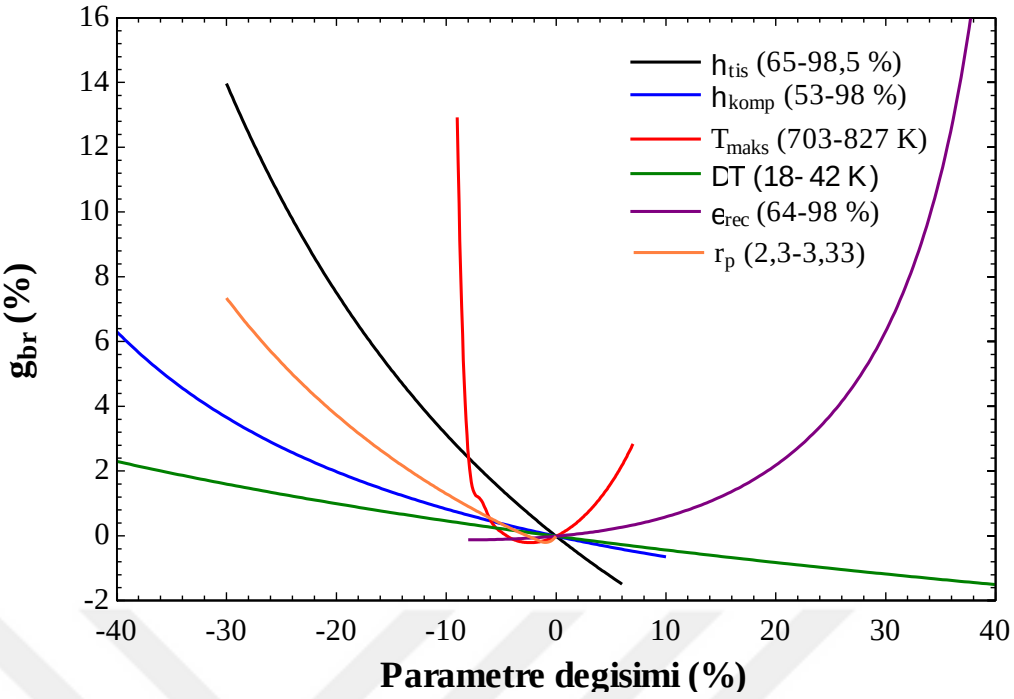
Tablo 3.7 sCO_2 çevrimlerinin analiz sonuçları

	R-sCO_2	KI-sCO_2	ÇGK-sCO_2	S-sCO_2
Birim elektrik üretim maliyeti ($/kWh)	0,02055	0,02133	0,02078	0,02048
Çevrimin net güç çıkışı (kW)	659,3	730,8	748	723,8
$\eta_{1,çevrim}$	0,1412	0,1566	0,1602	0,1551
$\eta_{2,çevrim}$	0,3248	0,3596	0,2787	0,2652

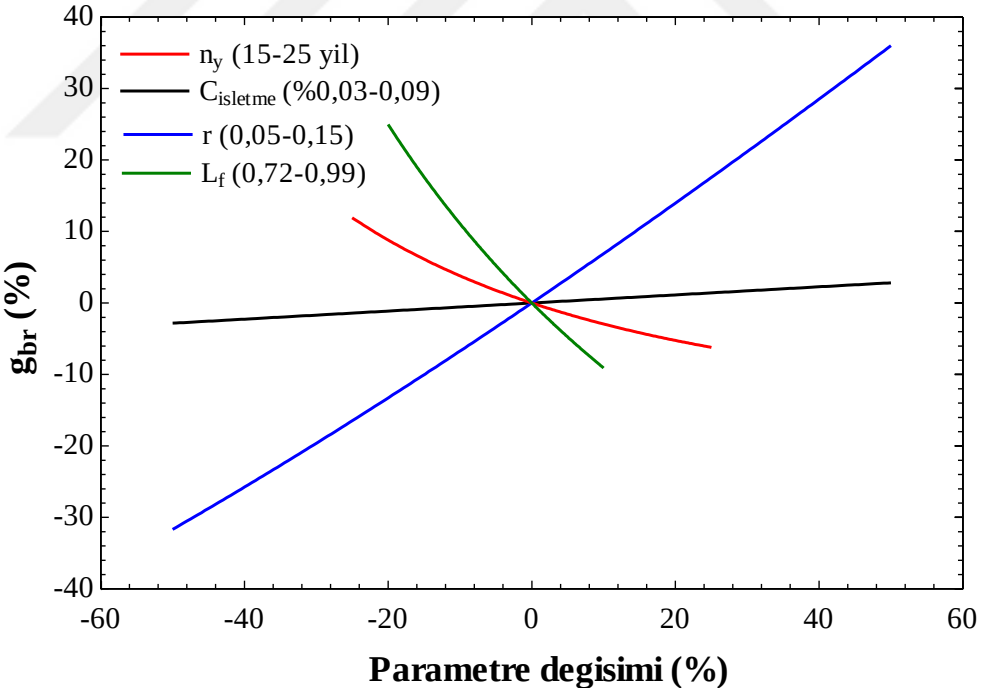
3.4.2.7 Duyarlılık Analizi

sCO_2 çevrimlerinde yapılan termo-ekonomik analizler sonucunda en düşük birim elektrik üretim maliyeti S-sCO_2 çevrimi elde edilmiştir. Bu doğrultuda, S-sCO_2 çevriminde parametre değişimlerinin birim elektrik üretim maliyetini üzerine etkisi duyarlılık analizleri ile gösterilmiştir. Duyarlılık analizleri termodinamik ve ekonomik parametreler olarak iki farklı grafikte gösterilmiştir. Şekil 3.40'da termodinamik giriş parametre değişimlerinin g_{br} üzerindeki etkisi, Şekil 3.41'de ise ekonomik giriş parametre değişimlerinin g_{br} üzerindeki etkisi gösterilmiştir.

Şekil 3.40'ta grafikte gösterilen tüm parametrelerin detaylı analizleri önceki bölümlerde yapılmıştır. Bu doğrultu yapılan duyarlılık analizi, g_{br} üzerinde etkili parametrelerden hangisinin daha kritik bir öneme sahip olduğunu belirlemek amaçlanmıştır. Grafikte η_{tis} ve T_{maks} parametrelerinin g_{br} üzerindeki etkisinin daha fazla olduğu gözlemlenmektedir. En az etkiye sahip parametre ise ΔT değeridir.



Şekil 3.40 S-sCO_2 çevriminde termodinamik giriş parametre değişimleri durumda g_{br}'nin duyarlılık analizi



Şekil 3.41 S-sCO_2 çevriminde ekonomik giriş parametre değişimleri durumda g_{br}'nin duyarlılık analizi

S-sCO_2 çevriminde ekonomik koşulların g_{br}'ye etkisi Şekil 3.41'de verilmiştir. Çevrimin L_f değeri en kritik ekonomik parametre konumundadır. Bunun sebebi doğrudan yıllık üretilecek net güç miktarını etkilemesidir. r ve n_y

parametrelerinde g_{br} üzerinde etkisi yüksek seviyededir. Bu parametrelerde gerçekleşecek yaklaşık %20'lik değişim g_{br}'de %10'luk değişime sebep olmaktadır. $C_{işletme}$ maliyeti ise diğer parametrelere göre oldukça düşük seviyede etkilemektedir.

4
SANTRİFÜJ KURU GRANÜLASYON SİSTEMİNE ENTEGRE sCO_2 GÜÇ ÇEVRİMLERİ

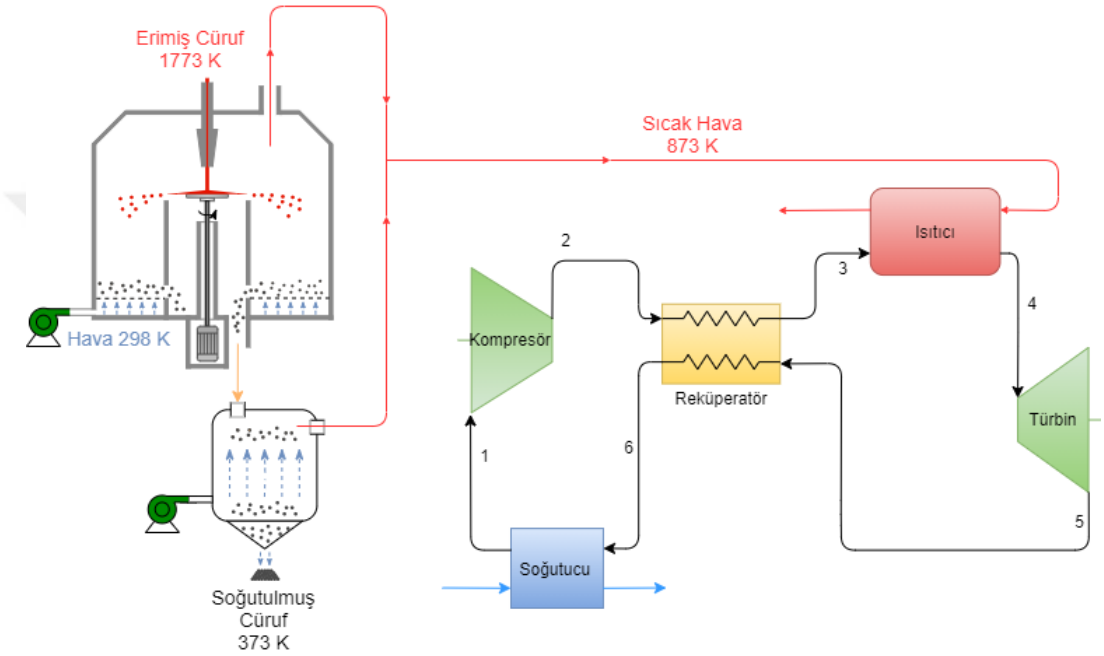
Santrifüj granülasyon yöntemi ile sCO_2 çevrimlerinin entegrasyonu bu bölümde incelenmiştir. Santrifüj granülasyon ve sCO_2 çevrimlerinin, Bölüm 2 ve 3'te belirlenen uygun çalışma koşulları uygulanarak entegre sistemlerin termodinamik ve termo-ekonomik analiz sonuçları sunulmuştur. Termo-ekonomik analiz sonuçlarında, belirlenen geri ödeme süresinde 3 ve 5 yıl için entegre sistemlere ve santrifüj granülasyon sistemine yapılabilecek yatırımın üst limitlerinin bugünkü değerleri belirlenmiştir. Ayrıca, duyarlılık analizi ile teknik ve ekonomik parametrelerin yatırım miktarlarının belirlenmesindeki etki dereceleri ortaya konmuştur

4.1 sCO_2 Çevrimlerinin Santrifüj Kuru Granülasyon Sistemine Entegrasyonu

YFC'larının hızla soğutularak Portland çimentosuna ikame ürünler oluşması ve atık ısının geri kazanılması için santrifüj granülasyon yöntemi önerilmiş ve modeli oluşturulmuştur. Ergimiş cürufun atık ısısı santrifüj granülasyon yöntemiyle sıcak hava olarak geri kazanılmaktadır. Sıcak hava, sCO_2 çevrimlerinde ısı kaynağı olarak kullanılarak güç üretilmiştir.

Şekil 4.1'de tasarlanan santrifüj granülasyon yöntemine entegre R-sCO_2 çevriminin çalışma şeması verilmiştir. Tasarlanan sistemde YFC ilk olarak, birinci akışkan yatakta merkezkaç kuvvetlerinin etkisi ile granüle edilir. Alt kısımda bulunan fanlardan hava üfletilerek YFC atık ısının bir kısmı havaya aktarılır. Ancak cürufun sıcaklığı birinci akışkan yataktan 1073 K seviyelerinde yüksek sıcaklık değerinde çıkar ve yüksek miktarda atık ısı taşımaktadır. Bu sebeple ikinci akışkan yatağa gönderilir, burada fanlar yardımıyla 373 K'e kadar soğutularak kalan ısısı havaya aktarılır. İki akışkan yataktan çıkan egzoz gazları aynı sıcaklıktadır (873 K) ve birleştirilerek sCO_2 çevrimlerinde ısı kaynağı olarak kullanılmaktadır. Sıcak hava ısıtıcıda ısı enerjisini CO_2'e aktarır. CO_2 kazandığı ısı enerjisi ile türbine

gönderilir. Türbinde CO_2, kompresör giriş basıncına genişletilerek jeneratör yardımıyla elektrik enerjisi üretilir. Türbinden çıkan CO_2 önce rejenerasyonu sağlamak için reküperatörden geçer ve ardından kompresör giriş sıcaklığına ulaşabilmesi için soğutucuda su ile soğutulur. Soğutulan CO_2 kompresörde izantropik olarak sıkıştırılır. CO_2 reküperatöre tekrar gönderirilir ve burada rejenerasyon ile ön ısıtma gerçekleşir. Ardından CO_2 tekrar ısıtıcıya gönderilerek R-sCO_2 kapalı çevrimi tamamlanır.



Şekil 4.1 Santrifüj granülasyon yöntemine entegre R-sCO_2 çevrimi

Tasarlanan tüm sistemlerde granülasyon işlemi ve atık ısının sCO_2 çevrimlerine aktarılma süreci aynıdır. Aralarındaki tek fark sCO_2 çevrimlerinin konfigürasyon farklılıklarıdır. Diğer sistemlerin şematik gösterimi EK A'da yer almaktadır.

4.2 Yatırım Maliyetini Belirleme Yöntemi

sCO_2 çevrimlerinin entegre edildiği santrifüj granülasyon sistemlerinde gelir kalemlerinin finansal büyüklüğü, yatırım için ayrılacak sermaye miktarının üst limitinin belirlenmesinde etkili olacaktır. Bu noktada, kabul edilen geri ödeme süresi sonunda elde ettiğimiz gelirlerin bugünkü değeri sisteme yapılacak yatırımın üst limitini verecektir.

Santrifüj granülasyon yönteminin günümüzde yaygın olarak kullanılan su verme yöntemine göre elde ettiği bazı ekonomik avantajlar vardır. Bunlardan ilki YFC

soğutma sırasında su kullanılmaması ve buharlaşarak kaybolan sudan tasarruf edilmesidir. İkincisi YFC'nun atık ısısından güç elde edilerek elektrik üretilmesidir. Diğer bir avantajı da üretilen elektriğin tamamen atık ısıdan elde edilmesinden dolayı kaçınılan karbon miktarıdır. Emisyon ticareti dikkate alındığında bu miktar önemli bir gelir kaynağı oluşturacaktır. Bu ekonomik avantajlar sistemin gelir kalemleri olarak alınmıştır. Bu gelir kalemleri sistemlerin belirlenen geri ödeme süresi boyuncu elde ettiği toplam gelirin bugünkü değeri üzerinden hesaplanmaktadır. Hesaplamalarda geometrik gradyan denklemi, (4.1) kullanılmıştır.

$$PW = A\frac{1-\left(\frac{1+g}{1+i}\right)^{n}}{i-g} \tag{4.1}$$

PW, sistemin belirlenen geri ödeme süresince boyunca elde edilen kazancın günümüzdeki değeridir. Sistemlerin ekonomik geri ödeme süreleri n, iskonto oranı i ile gösterilmektedir. g ise hesaplanacak ürün fiyatının yıllık artış oranını temsil etmektedir. A, belirlenen gelir kaleminin 1. periyodundaki değeridir. Sistemlerin geri ödeme süreleri yıl ile belirtildiği için A, gelir kaleminin 1 yıllık değeridir. i ve g değerlerinin eşit olabileceği durumlarda denklem (4.2) kullanılır.

$$PW = A\frac{n}{1-i} \tag{4.2}$$

Geri ödeme süresince sistemlerin elde edeceği elektrik satış geliri, denklem (4.1) uygulanarak bulunur. Denklemin uygulanması için ilk önce elektrik satışından 1 yılda elde edilecek gelir hesaplanmalıdır (A_{el}).

A_{el} değeri denklem (4.3) kullanılarak bulunur. p_{el} elektrik satış fiyatıdır. E_{sistem}, sistemin yıllık elektrik üretim miktarıdır ve denklem (3.35) ile hesaplanır.

$$A_{el} = E_{sistem} \times p_{el} \tag{4. 3}$$

Karbon vergisi, firmaların faaliyetleri sonucunda üretilen CO_2 miktarı üzerinden alınan vergidir. Kömür, petrol, doğal gaz gibi fossil yakıtlar karbon bakımından zengindir ve yakıldıklarında CO_2 gazı açığa çıkarırlar. CO_2, salınım yapılması halinde sera gazı etkisi göstererek iklim değişikliğine sebep olur. CO_2 emisyonunu

azaltmak ve yenilenebilir enerjiye teşvik etmek için ülkeler karbon vergisi uygulamaktadır.

Modellenen atık ısı geri kazanım sistemlerinde kaçınılan karbon vergisini hesaplamak için ilk olarak yıllık azaltılan CO_2 miktarı bulunur. Bu değer denklem (4.4) kullanılarak hesaplanmıştır. Çevrimin yıllık elektrik üretim miktarıdır ve denklem (3.35) ile hesaplanır.

$$\dot{M}_{CO2} = E_{çevrim} \times \frac{f_{CO2}}{10^6} \tag{4.4}$$

CO_2 emisyon faktörü (f_{CO2}), ülkeden ülkeye değişen ve her yıl güncellenen bir parametredir. $\dot{M}_{CO2}$, atık ısıdan elektrik üretimi ile yılda kaç ton CO_2 emisyonu azaldığını gösterir.

Yılda kaçınılan karbon vergisi (A_{KV}) denklem (4.5) ile hesaplanır. p_{CO2} ton başına karbonun satış fiyatıdır.

$$A_{KV} = \dot{M}_{CO2} \times p_{CO2} \tag{4.5}$$

Islak granülasyon yönteminde, YFC'larının granüle edilmesi sırasında su buharlaşır ve ortalama ton başına 1 m^3 su buharlaşarak kaybedilir [52]. Aynı zamanda sıcak cüruf ile suyun teması sırasında H_2S ve SO_2 gazları salınır. Santrifüj kuru granülasyon yönteminde cüruf su ile temas etmez, zehirli gaz salınımı yoktur ve buharlaşarak su kaybıda yaşanmamaktadır. Bu nedenle santrifüj kuru granülasyon sistemi sağladığı su tasarruf ile maliyet azaltılmaktadır.

Sistemlerin belirlenen geri ödeme süresince tasarruf edebilecekleri su miktarı fiyatı, denklem (4.1) kullanılarak bulunmuştur. İlk etapta yıllık su tasarrufunun fiyatı (A_{WTR}) denklem (4.6) kullanılarak hesaplanmalıdır.

$$A_{su} = work_{zaman} \times p_{su} \times m_{su} \tag{4.6}$$

Su satış fiyatı p_{su} (USD/t) ile gösterilmiştir. Tasarruf edilen su miktarı granüle olan cüruf miktarı ile bire bir oranda olması sebebiyle m_{su}, granüle edilen cüruf miktarına eşittir.

Sistemlerin belirli geri ödeme sürelerindeki toplam gelirin bugünkü değeri B_{PW} ($) ile gösterilmektedir ve denklem (4.7) eşitliği kullanılarak hesaplanmıştır. B_{PW}

değeri aynı zamanda belirli geri ödeme sürelerinde entegre sistem için yapılacak yatırımın üst limitini vermektedir. $B_{PW,E}$ elektrik satışından, $B_{PW,CT}$ kaçınılan karbon vergisi, $B_{PW,SU}$ ise granülasyon sırasında tasarruf edilen su miktarının bugünkü değerleridir.

$$B_{PW} = B_{PW,E} + B_{PW,CT} + B_{PW,SU} \tag{4.7}$$

Entegre sistemde belirlenen geri ödeme süresince santrifüj granülasyon için ayrılan yatırım miktarının üst limitini belirlemek için denklem (4.8) kullanılmıştır.

$$C_{PW,granülasyon} = B_{PW} - C_{PW,sCO2} \tag{4.8}$$

Entegre sistemlerde $C_{PW,sCO2}$, sCO_2 çevriminin işletme ve bileşenlerin yatırım maliyetleri toplamını ifade etmektedir. Bölüm 3'te bu değerin belirlenme yöntemi açıklanmıştır.

4.3 Analiz Sonuçları

Santrifüj granülasyon ve güç bloğu olarak kullanılan sCO_2 çevrimlerinin giriş parametrelerine göre elde edilen termodinamik ve termo-ekonomik sonuçları bu bölümde incelenmiştir.

YFC üretim kapasitesi 35 t/sa olan bir işletmede, atık ısı geri kazanım sisteminin matematiksel modeli oluşturulmuştur ve EK B'de R-sCO_2 entegre edildiği sistemin EES kodlarının bir bölümü verilmiştir. Santrifüj granülasyon ve entegrasyonu sağlanmış sCO_2 çevrim konfigürasyonlarından oluşan sistem modelleri, aşağıda verilen genel varsayımlar kabul edilerek oluşturulmuştur.

- Cüruf akışı süreklilik arz etmektedir.
- Sistem kararlı durumdadır.
- Sistem ve çevre arasında ısı transferi yoktur.
- Sistem bileşenlerindeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir

Sistemin granülasyon ve güç üretim sistemleri ayrı ayrı Bölüm 2 ve 3'te modellenerek termodinamik analizleri yapılmıştır. Analizler sonucunda sistemlerin uygun çalışma koşullarına karar verilmiştir. Tüm sistemin termal verimi η_{sistem}, (4.9)'deki eşitlik ile ifade edilmektedir. W_{sistem}, sistemin net güç çıkışıdır. $Q_{cüruf}$, YFC'nun 1773 K'deki ısıl gücüdür.

$$\eta_{sistem} = \frac{W_{sistem}}{Q_{cüruf}} \tag{4.9}$$

4.3.1 Termodinamik Analiz Sonuçları

Ergimiş cürufun sahip olduğu atık ısı enerjisinin sıcak havaya aktarıldığı granülasyon sürecinin tasarım parametreleri Tablo 4.1'de verilmiştir. Tasarım parametreleri literatürde yer alan çeşitli çalışmalara dayanmaktadır.

Tablo 4.1 Santrifüjlü kuru granülasyon sisteminin tasarım parametreleri

Cüruf işletme kapasitesi	35 t/sa
Enerji geri kazanım verimliliği	%70 [52]
Cüruf giriş sıcaklığı	1773 K [30]
Cüruf çıkış sıcaklığı	373 K [30]
Granüle cüruf çapı	0,0015 m [30]
Cüruf granüllerinin kristal yapı oranı	%2 [30]
Cürufun yoğunluğu	2750 kg/m^3 [57]
Cürufun yüzey gerilimi	0,478 N/m [58]
Hava giriş sıcaklığı	298 K
Hava çıkış sıcaklığı	873 K
Hava giriş basıncı	101 kPa
Fan özel oranı	1,1
Fan verimi	%65
Santrifüj granülatörün enerji verimliliği	%0,5 [51]

Santrifüj kuru granülasyona entegrasyonu sağlanan sCO_2 çevrimlerinin, EES programında oluşturulan modelleri kullanılarak uygun giriş koşulları belirlenmiştir. Çevrimler ısı enerjisini, granülasyondan çıkan sıcak havadan almaktadır. sCO_2 çevrimlerinin, Bölüm 3'de belirlenen uygun giriş giriş parametreleri Tablo 4.2'de verilmiştir.

Tablo 4.2 sCO_2 çevrimlerinin giriş parametreleri

Parametreler	R-sCO_2	KI-sCO_2	ÇGK-sCO_2	S-sCO_2
Türbin giriş sıcaklığı	773 K	800,6 K	801,5 K	773 K
Kompresör giriş sıcaklığı	305 K	305 K	305 K	305 K
Maksimum basınç	25 MPa	25 Mpa	25 MPa	25 MPa
Türbin izantropik verim	93 %	93 %	93 %	93 %
Kompresör izantropik verim	89 %	89 %	89 %	89 %
Reküperatör etkinliği (HTR)	77,63 %	86,15 %	70 %	70 %
Isıtıcı giriş sıcaklığı	—	610 K	—	—
DST'nin giriş sıcaklığı	—	—	620	570 K
Optimum basıç oranı	3,319	3,317	3,306	3,322
Minimum sıcaklık farkı (ΔT)	30 K	30 K	30 K	30 K
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	295 K	295 K	295 K	295 K
Soğutma suyu çıkış sıcaklığı	300 K	300 K	300 K	300 K

Santrifüj granülasyon sistemine entegre sCO_2 çevrimlerin termodinamik performans verileri Tablo 4.3'de verilmiştir. Sistemlerin cürufu işleme kapasitelerinin aynı olması sebebiyle granülasyon sırasında fan ve motor harcadığı elektrik gücü ve sıcak hava kütlesel debisi değişmemektedir. Sistemlerin termodinamik performansını etkileyen sCO_2 çevrimlerinin değişen konfigürasyonları olmuştur. Farklı konfigürasyonlar, çalışma sıvısı ve soğutucu suyun kütlesini, çevrimlerin ve sistemin net güç çıkışı, termal verimlilik değerlerini etkilemektedir. Sistemlerde, sCO_2 çevrimlerinde üretilen net güç çıkışından, granülasyon sisteminde harcanan güç karşılanmaktadır.

Tablo 4.3 Entegre sistemlerin performans sonuçları

	R-sCO_2	KI-sCO_2	ÇGK-sCO_2	S-sCO_2
Havanın kütlesel debisi (kg/s)	19,42	19,42	19,42	19,42
Fanın harcadığı güç (kW)	232,35	232,35	232,35	232,35
Motorun harcadığı güç (kW)	1,35	1,35	1,35	1,35
CO_2'in kütlesel debisi (kg/s)	20,44	20,68	25,35	27,94
Havanın ısıtıcıdan çıkış sıcaklığı (K)	523,4	535,6	395,5	386,7
Soğutucuda kullanılan su (kg/s)	235,6	216	339,4	351,8
sCO_2 çevrimin net güç çıkışı (kW)	2371	2537	2742	2656
$\eta_{1,çevrim}$	0,1351	0,1446	0,1563	0,1514
$\eta_{2,çevrim}$	0,3248	0,3596	0,2787	0,2652
Entegre sistemin net güç çıkışı (kW)	2137	2303	2509	2423
$\eta_{entegre}$	0,1236	0,1333	0,1451	0,1402

YFC'nun atık ısısını geri kazanmak için gerekli hava kütlesi 19,42 kg/s'dir. Entegrasyonu gerçekleştirilen sCO_2 çevrimlerinden en yüksek net güç çıkışı 2742 kW ile ÇGK-sCO_2 konfigürasyonu, en düşük net güç çıkışı ise R-sCO_2 tarafından elde edilmiştir. S-sCO_2 ve ÇGK-sCO_2 kullanılan entegre sistemlerde birbirine yakın net güç çıkışı elde edilmiştir ve sırasıyla 2423 ve 2509 kW'tır. Entegre sistemlerin temel kullanım amacı atık ısıdan enerji üretmektir. Bu doğrulta entegre sistemlerin verimi hesaplanırken YFC'nun sisteme girişteki ısıl gücü baz alınmıştır ve tüm sistemlerde aynı ve sabittir. Entegre sistemdeki net güç çıkışı, verimi belirleyen temel parametredir. Bu noktada entegre sistemden net güç çıkışı en fazla olan ÇGK-sCO_2 entegre sisteminin, aynı zamanda en yüksek η_{entegre} değerine sahip olduğu belirlenmiştir.

4.3.2 Termo-ekonomik Analiz Sonuçları

Sistemin termo-ekonomik modeli iki amaç için gerçekleştirilmiştir. Birinci amaç tüm entegre sistemler için yapılabilecek yatırımın üst limitini belirlemektir. Belirli bir geri ödeme süresi için limit değer entegre sistemden elde edilebilecek tüm gelirlerin bugünkü değeri olarak alınmıştır. İkinci amaç ise benzer yaklaşımla sadece granülasyon sistemi için yapılabilecek yatırımın üst limitini belirlemektir. Bunun için ise entegre sisteminden elde edilen gelirlerin bugünkü değerşnden sCO_2 çevrimin yatırım maliyeinin bugünkü değerinden çıkartılmasıyla belirlenmiştir.

sCO_2 çevrimlerinin ilk yatırım maliyet fonksiyonlarına Bölüm 3'te yer verilmiştir ve parametrik analizleri yapılmıştır. Çevrimlerin termodinamik performans değerlerine göre yatırım maliyeti belirlenmektedir. Tasarlanan entegre sistemin sağladığı gelir ise Tablo 4.4 verilen ekonomik varsayımlar ve sCO_2 çevrimlerinin performans değerlerine göre belirlenmektedir. Sistem, ürettiği elektriğin satışından, elektrik üretimi ile kaçınılan karbon vergisinden ve su kullanımından yapılan tasarruf ile gelir elde etmektedir.

Tablo 4.4 Tasarlanan entegre sistemler için ekonomik parametreler

İskonto oranı	0,1
Ekonomik ömür	20
Elektrik satış fiyatı ($/kWh)	0,11
Yük faktörü	0,9
Elektrik fiyatının yıllık artış oranı	0,06
Birim başına karbon vergisi ($/t)	42,29 [59]
CO_2 emisyon faktörü (gr/kWh)	481 [60]
Karbon vergisinin yıllık artış oranı	0,078
Su fiyatı ($/t)	1,6
Su fiyatı yıllık artış oranı	0,041

sCO_2 çevrimlerinin sistem içerisinde ilk yatırım maliyeti ve birim eletrik üretim maliyeti Tablo 4.5'te verilmiştir. Çevrimlerin ilk yatırım maliyetlerinin büyük bir kısmını turbomakinalar ve yardımcı ekipmanların maliyeti kaplamaktadır. Toplam ısı eşanjörü maliyeti KI -sCO_2 ve ÇGK-sCO_2 çevrimlerinde birbirine yakın ve diğer çevrimlere göre yüksek çıkmıştır. KI -sCO_2 çevriminde reküperatör maliyeti diğer çevrimlerden fazla iken ÇGK-sCO_2'de ısıtıcı maliyeti yüksektir. Birim elektrik üretim maliyeti en az S-sCO_2 çevrimi, en çok KI-sCO_2 çevrimi ile elde edilmiştir. S-sCO_2 ve ÇGK-sCO_2 çevrimlerinin toplam sCO_2 maliyeti, net güç çıkışı ve birim elektrik üretim maliyeti birbirine yakındır. Toplam maliyeti en az çevrim R-sCO_2 olurken, ÇGK-sCO_2 ve S-sCO_2 yatırım maliyeti en yüksek çevrimlerdir.

Tablo 4.5 sCO_2 çevrimlerinin ilk yatırım maliyeti ve birim eletrik üretim maliyeti

	Birim	R-sCO_2	KI-sCO_2	ÇGK-sCO_2	S-sCO_2
UA_{Rec}	W/K	52.852	115.928	61.397	51.020
UA_{Hx}	W/K	116.229	121.878	140.961	122.609
$UA_{soğutucu}$	W/K	44.848	41.325	60.090	66.558
Reküperatör maliyet	$	132.130	289.820	153.493	127.549
Isıtıcı maliyeti	$	581.144	609.392	704.807	613.044
Soğutucu maliyeti	$	76.242	70.252	102.153	113.148
Toplam ısı eşanjörü maliyeti	$	789.516	969.464	960.453	853.741
Net güç çıkışı	kW	2.371	2.537	2.742	2.656
Turbomakinalar ve yardımcı ekipman maliyet	$	2.371.000	2.537.000	2. 742.000	2.656.000
Toplam sCO_2 maliyeti ve işletme maliyeti	$	3.350.000	3.717.000	3.925. 000	3.721. 000
Birim elektrik üretim maliyeti (sadece sCO_2 çevrimleri için)	$/kWh	0,02335	0,02404	0,02331	0,02288

YFC'n soğutulmasında kullanılan santrifüj granülasyon ve entegre güç sistemlerinin su verme işlemine göre sağladığı gelirler hesaplanmıştır. Tablo 4.6'da sisteminlerin 1 yıl içinde elde ettiği gelirlerin bugünkü değerleri verilmiştir. Sistemlerde en yüksek gelir elektrik satışından gelmektedir. Güç bloğunda ÇGK-sCO_2 çevrimi kullanılan sistem, elektrik satışından en fazla gelir elde eden ve

toplam geliri en yüksek olandır. Su verme işleminde buharlaşarak kaybedilen sudan tasarruf, işlenen cüruf miktarı değişmediği için tüm sistemlerde eşittir.

Tablo 4.6 Sistemlerin 1. yıl sonundaki gelir miktarları

	Birim	R-sCO_2	KI-sCO_2	ÇGK-sCO_2	S-sCO_2
Elektrik satışı	$	1.685.000	1.816.000	1.978.000	1.910.000
Karbon azaltımı	$	345.634	369.862	399.807	387.280
Su tasarrufu	$	401.358	401.358	401.358	401.358
Toplam	$	2.431.992	2.587.220	2.779.165	2.698.638

Termo-ekonomik model, sistemlerde yer alan sCO_2 çevrimlerinin ilk yatırım maliyetini, tasarlanan yeni sistemin su verme işlemine göre sağladığı ekonomik faydaları belirlemek açısından önemlidir. Ayrıca sistemin belirli geri ödeme süreleri için santrifüj granülasyon sistemine ve işletme maliyetlerine ayıracağı sermayeyi belirlemesi açısından da önem taşımaktadır. Tablo 4.7 ve 4.8'de sırasıyla 3 ve 5 yıl geri ödeme planlarına göre sistemlerden elde edilen gelirlerin bugünkü değerleri ve sCO_2 ilk yatırım maliyetleri yer almaktadır. $C_{PW,granülasyon}$, entegre sistemlerde granülasyon sisteminin kurulmasına ayrılabilecek yatırım maliyetinin en üst limitidir. Tablo 4.7 ve 4.8'de verilen gelir bilgileri, bugünkü değerleri üzerinden hesaplanmıştır.

Tablo 4.7 ve 4.8'deki veriler doğrultusunda ÇGK-sCO_2 çevriminin kullanıldığı entgre sistem, kabul edilen geri ödeme süresinde sisteme yapılacak yatırımın üst limitinin en fazla olduğu sistemdir. Elektrik satışı, tüm entegre sistemler için temel gelir kaynağı olduğu belirlenmiştir. Su tasarrufu ile elde edibilecek gelir ise cüruf miktarı ile bire bir orantlı olması sebebiyle aynı geri ödeme süresinde tüm entegre sistemler için eşittir. sCO_2 çevrimlerinin maliyeti, ekonomik ömür süresince gerçekleşen yatırım ve işletme maliyeti toplamının bugünkü değeridir. Bu doğrultuda kabul edilen geri ödeme süresine göre değişmemektedir. Geri ödeme

süresindeki değişim, gelir kalemlerinin finansal büyüklüğünü ve santrifüj granülasyona yapılabilecek yatırımın üst limiti değiştirmektedir.

Tablo 4.7 Geri ödeme süresi 3 yıl için net gelirin bugünkü değeri

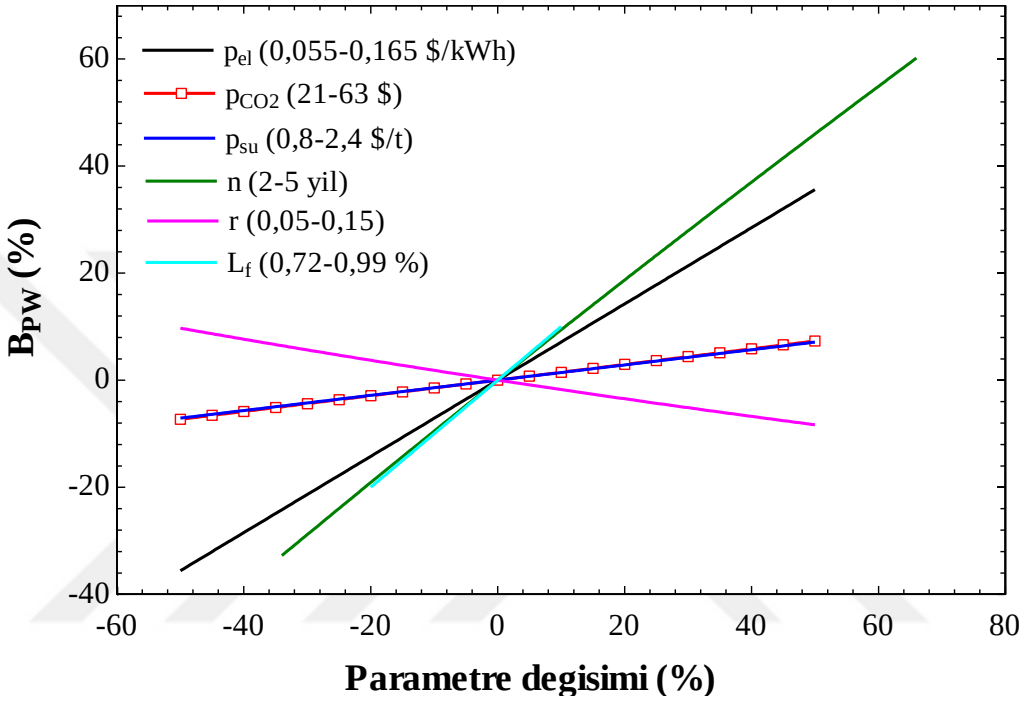
	Birim	R-sCO_2	KI-sCO_2	ÇGK-sCO_2	S-sCO_2
Elektrik satışı	$	4.873.000	5.252.000	5.720.000	5.524.000
Karbon azaltımı	$	1.016.000	1.088.000	1.176.000	1.139.000
Su tasarrufu	$	1.141.000	1.141.000	1.141.000	1.141.000
Toplam gelir	$	7.030.000	7.481.000	8.037.000	7.804.000
sCO_2 maliyeti	$	3.350.000	3.717.000	3.925.000	3.721.000
$C_{PW,granülasyon}$	$	3.680.000	3.764.000	4.112.000	4.083.000

Tablo 4.8 Geri ödeme süresi 5 yıl için net gelirin bugünkü değeri

	Birim	R-sCO_2	KI-sCO_2	ÇGK-sCO_2	S-sCO_2
Elektrik satışı	$	7.833.000	8.442.000	9.195.000	8.880.000
Karbon azaltımı	$	1.660.000	1.777.000	1.921.000	1.867.000
Su tasarrufu	$	1.803.000	1.803.000	1.803.000	1.803.000
Toplam gelir	$	11.296.000	12.022.000	12.919.000	12.550.000
sCO_2 maliyeti	$	3.350.000	3.717.000	3.925.000	3.721.000
$C_{PW,granülasyon}$	$	7.946.000	8.305.000	8.994.000	8.829.000

Entegre sistemlerde toplam gelirin hangi parametrelerden daha fazla etkilendiği duyarlılık analizleri yapılarak araştırılmıştır. Bu noktada yıllık toplam geliri en

fazla olan ÇGK-sCO$_2$ entegre sistemi kullanılmıştır. Şekil 4.2'te toplam gelirin altı farklı parametreye göre duyarlılık analizi sonuçları verilmiştir. Grafikte parametre değişimi ile B_{PW} değeri ne kadar fazla etkilenirse parametrenin önemi artar. Toplam gelirin etkileyen kritik parametrelerin p_{el}, n ve L_f olduğu belirlenmiştir. Bu parametreler sistem tasarımda ve ekonomik koşulların araştırılmasında ön planda tutulmalıdır.

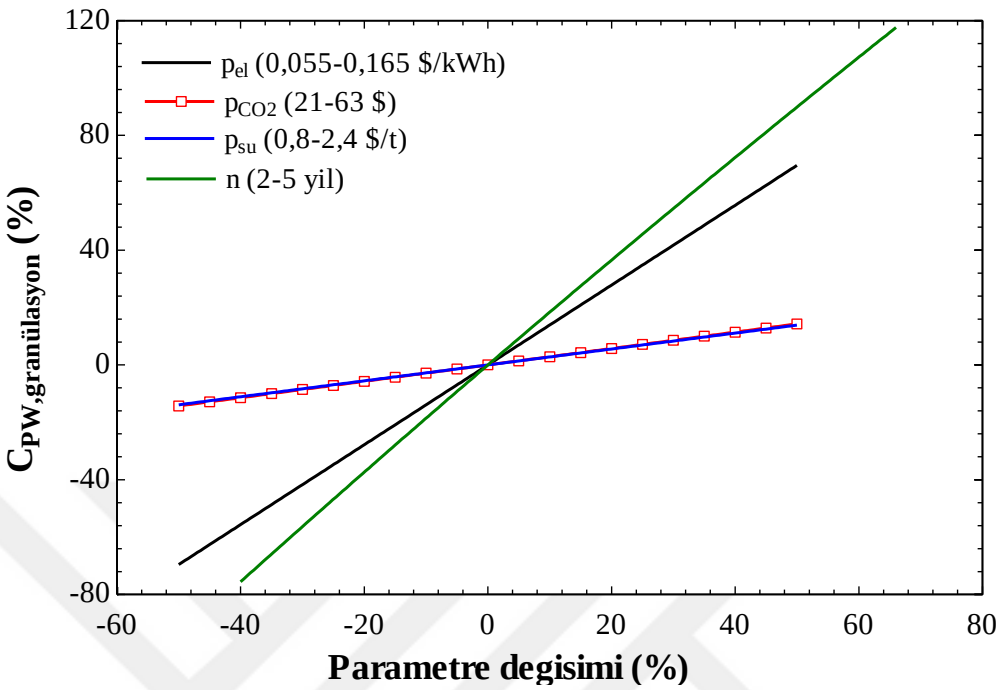


Şekil 4.2 ÇGK-sCO$_2$ çevriminin entegre olduğu sistemde, ekonomik giriş parametre değişimleri durumda toplam gelirin (B_{PW}) duyarlılık analizi

Şekil 4.3'te dört farklı ekonomik parametrenin ayrı ayrı değişimleri durumda $C_{PW,granülasyon}$'nin duyarlılık analizi sonuçları verilmiştir. B_{PW}'nin duyarlılık analizinde olduğu gibi $C_{PW,granülasyon}$'nin duyarlılık analizinde de p_{el} ve n parametrelerinin kritik öneme sahip olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Özellikle geri ödeme süresindeki (n) değişimin $C_{PW,granülasyon}$ üzerindeki etkisi yüksektir. p_{CO2} ve p_{su} parametrelerinin değişimi, B_{PW} ve $C_{PW,granülasyon}$'ye etkisi benzer ve sınırlı düzeydedir.

S-sCO$_2$ çevriminin kullanıldığı entegre sistemde, santrifüj granülasyon sisteminin giriş parametreleri ve ekonomik koşullarındaki değişimlerin, granülasyon sistemine yapılacak yatırımın üst limitine etkileri duyarlılık analizleri yapılarak

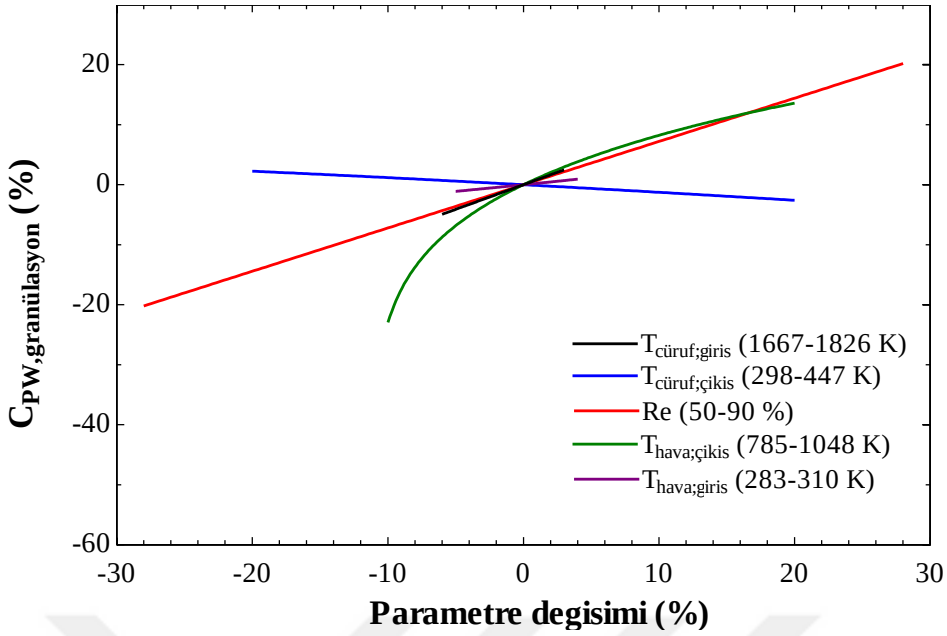
incelenmiştir. Bu noktada yapılan duyarlılık analizlerinde yatırımın geri ödeme süresi 3 yıl olarak kabul edilmiştir.



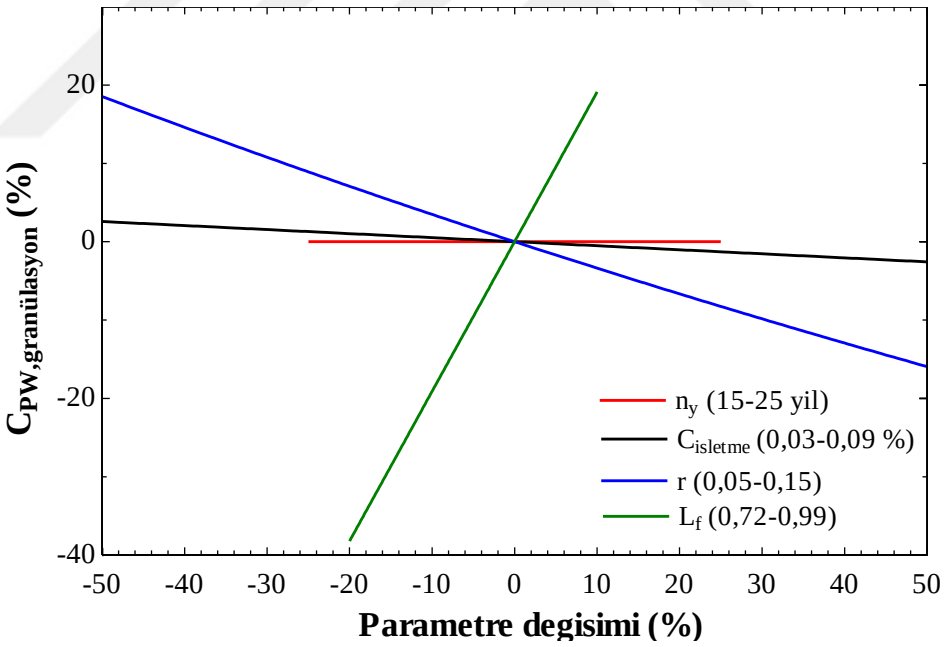
Şekil 4. 3 ÇGK-sCO$_2$ çevriminin entegre olduğu sistemde, ekonomik giriş parametre değişimleri durumda $C_{PW,granülasyon}$'nin duyarlılık analizi

Şekil 4.4'deki grafikte, granülasyon sistemi giriş parametrelerinin granülasyon sistemine yapılabilecek yatırım miktarına ($C_{PW,granülasyon}$) etkileri duyarlılık analiziyle gösterilmiştir. Bu doğrultuda beş farklı parametrenin değişimi incelenmiştir. Havanın giriş ve cürufun çıkış sıcaklıklarının etkisi diğer parametrelere göre daha düşük seviyededir. Havanın çıkış ve cürufun giriş sıcaklıkları, granülasyon sistemine yapılabilecek yatırım miktarının üst limiti için kritik parametrelerdir. Her iki parametrede için ayrı ayrı %10'luk azalma yatırımın üst limitini %20'nin üzerinde düşürmektedir.

Ekonomik koşulların değişimi ile birlikte $C_{PW,granülasyon}$ miktarı değişmektedir. Şekil 4.5'te $C_{PW,granülasyon}$'nin ekonomik koşullara göre duyarlılık analiz sonuçları verilmiştir. Entegre sistemde S-sCO$_2$ çevriminin $C_{işletme}$ maliyetindeki $\pm$%50 değişim, $C_{PW,granülasyon}$ üzerinde etkisi yaklaşık %2 gibi sınırlı seviyedir. Ancak sistemin yük faktöründeki (L_f) değişimler yapılabilecek yatırımın üst limiti için kritik önem taşımaktadır.



Şekil 4.4 S-sCO_2 çevriminin entegre olduğu sistemde, granülasyon giriş parametre değişimleri durumda $C_{PW,granülasyon}$'nun duyarlılık analizi



Şekil 4.5 S-sCO_2 çevriminin entegre olduğu sistemde, ekonomik giriş parametre değişimleri durumda $C_{PW,granülasyon}$'nun duyarlılık analizi

5
SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışma kapsamında ilk aşamada, demir üretimi sürecinde oluşan YFC'ndan, Portland çimentosuna ikame değerli ürün ve atık ısı geri kazanımına yönelik santrifüj kuru granülasyon sistemi ve sCO_2 çevrimlerinin matematiksel modelleri oluşturulmuştur. EES'te oluşturulan modeller kullanılarak sistemlerin ayrı ayrı performans değerleri analiz edilmiştir. Santrifüj granülasyon sisteminin sadece termodinamik performansı analiz edilirken, sCO_2 çevrimlerinin hem termodinamik performansı analiz edilmiş hem de yatırım maliyetleri üzerine etkisi incelenmiştir. İkinci aşamada, santrifüj kuru granülasyona ve sCO_2 çevrimlerinin entegrasyonu sağlanarak performans ve ekonomik verileri karşılaştırılmıştır.

Santrifüj kuru granülasyon sisteminde yapılan analizler sonucunda:

— YFC'nun granülasyon sistemine giriş sıcaklığını artırmanın, soğutmak için gereken havanın miktarının ve taşıdığı toplam enerjisinin artmasına sebep olmaktadır. Cürufun sistemden çıkış sıcaklığını artmak ise havanın miktarının ve taşıdığı toplam enerjisinin azalmasına sebep olmaktadır.

— Cürufu soğutmak için kullanılan havanın miktarını, fanın harcadığı gücü ve havanın ulaştığı maksimum sıcaklığı etkilemektedir. Havanın miktarının artmasıyla havanın ulaşacağı maksimum sıcaklık değeri azalmaktadır ve fanın harcadığı güç artmaktadır.

— YFC'nun granül boyutunu küçültmek ısı transfer hızını artırmakta ve fiziksel yapısını değiştirmektedir. Ancak oluşturulan modelde YFC'nun ısı transfer hızını etkileyen parametreler sabit kabul edilmiştir. Bu durumda granül boyutunun etkisi granülasyonu sağlayan motorla sınırlı kalmıştır ve boyutun küçülmesi motor için gerekli gücün artması anlamına gelmektedir.

— Granülasyonda kullanılan fanın özel oranı artıkça harcadığı güç ve havanın çıkış basıncı artmaktadır. Basınç artması havanın hızını ve sistemde kalma süresini etkilemektedir. Ancak oluşturulan modelde sistem veriminin ve

havanın çıkış sıcaklığının sabit kabul edilmesi, basınç artışının etkisini sınırlandırmaktadır.

— Sistem veriminin artmasıyla hava ile geri kazanılan atık ısı enerjisi ve havanın çıkış sıcaklığının sabit tutulması nedeniyle havanın kütlesel debisini artmaktadır.

sCO_2 çevrimlerinde yapılan analizlerde, dört farkı çevrim düzeninin uygun çalışma koşullarını belirleyebilmek amacıyla çevriminin maksimum basınç ve sıcaklıklarına, çevrim basınç oranına, reküperatör etkinliğine ve ısıtıcıdaki minimum sıcaklık değerine bağlı olarak sistemin gücü, verimi ve maliyet analizleri gerçekleştirilmiştir. sCO_2 çevrimlerinde yapılan analizler sonucunda:

— sCO_2 çevrimlerinde maksimum çalışma basıncın artmasıyla birlikte gücün, 1. yasa veriminin artığı ve birim elektrik üretim maliyetinin düştüğü gözlemlenmiştir. Çevrimlerde minimum çalışma basıncının CO_2'in kritik nokta basıncına yakın değerlerde olduğunda, optimum basınç oranına ulaşılmıştır.

— sCO_2 çevrimlerinde maksimum çalışma sıcaklığını artırmak R-sCO_2 ve KI-sCO_2 çevrimlerinde güç ve $\eta_{1,çevrim}$ düşüne sebep olurken tüm çevrimlerde $\eta_{2,çevrim}$'nin artmasına sebep olmuştur. Maksimum çalışma sıcaklığının artışı çevrimlerde ısıtıcı maliyetlerini artırarak birim elektrik üretim maliyetini yükseltmiştir.

— Tüm çevrimlerde türbin ve kompresörün izantropik veriminin artmasıyla net güç çıkış ve verim değerleri artmıştır. Bu doğrultuda turbomakinalardaki verim artışı birim elektrik üretim maliyetini azaltmıştır

— R-sCO_2, ÇGK-sCO_2 ve S-sCO_2 çevrimlerinde reküperatör etkinliğinin artmasıyla güç ve $\eta_{1,çevrim}$'de artış gözlemlenmiştir. Ancak reküperatör maliyetlerini ve buna bağlı olarak birim elektrik üretim maliyetlerinide artırmıştır.

— Tüm sCO_2 çevrimlerinde ısıtıcadaki minimum sıcaklık farkının artması, gücün ve $\eta_{1,çevrim}$ değerinin düşmesine sebep olmaktadır. Fakat bu durum ısıtıcı ve birim elektrik üretim maliyetlerinin azalmasına yol açmaktadır.

— sCO_2 çevrimlerinin performans verileri geleneksel buhar Rankine çevrimi ile karşılaştırılmış ve sCO_2 çevrimlerinin tamamı ısı geri kazanım oranında daha üstün gelmiştir. sCO_2 çevrimleri santrifüj granülasyon sistemlerinde termodinamik performans açısından buhar Rankine çevrimleri yerine kullanılabilir olduğu kanıtlanmıştır.

Santrifüj kuru granülasyona entegre sCO_2 sistemlerinin, saatte 35 ton YFC üreten bir tesiste kullanılma durumunda elde edilen termodinamik performans sonuçları ve ekonomik verileri şunlardır:

— Entegrasyonu sağlanan sCO_2 konfigrasyonuları arasında en yüksek verimine ve güç çıkışına sahip sistem, ÇGK-sCO_2 çevriminin entegre edildiği sistemdir. En düşük ise R-sCO_2 çevriminin entegrasyonu ile elde edilmiştir.
— Entegre sistemlerde, ÇGK-sCO_2 çevriminin ilk yatırım maliyeti en yüksektir. Çevrimde güç çıkışının yüksek olması turbomakinelerin ve yardımcı ekipmanlarının maliyeti artırmaktadır.
— Entegre sistemlerin gelirleri arasında elektrik satışı en büyük yeri kaplamaktadır. Elektrik satışı ve kaçınılan karbon vergisi miktarı, güç ile doğru orantılı değişmektedir. Su tasarrufundan elde ettikleri gelirler, işlenen cürufla orantılı olması sebebiyle aynıdır. En yüksek gelir ÇGK-sCO_2'nin entegrasyonu ile sağlanmaktadır.
— Belirli geri ödeme süresinde entegre sistemlerin net gelirinin bugünkü değerleri, santrifüj kuru granülasyon sistemine ayrılabilecek sermayeyin üst limitini göstermektedir. Geri ödeme süresi 3 ve 5 yıl için ÇGK-sCO_2 entegre sisteminde elde edilen üst limit en fazladır. Santrifüj kuru granülasyona ayrılabilecek yatırım maliyeti sırasıyla 4.112.000 $ ve 8.994.000 $ değerindedir.
— S. Jahanshahi çalışmasında 36,05 t/sa (300.000 t/y) cüruf işleme kapasitesindeki santrifüj kuru granülasyon sisteminin ilk yatırım maliyeti 6.534.108 $ (9.075.150 A$) olarak hesaplamıştır [52]. Bu değer baz alınarak sistemler incelendiğinde geri ödeme süresi 5 yıl olarak kabul edilen tüm entegre sistemler ekonomik açıdan uygulanabilir durumdadır.

Öneriler çerçevesinde şunlar sıralanabilir.

— Oluşturulan santrifüj kuru granülasyon modeli ile YFC üretim kapasitesi farklı tesisler için veya granül cürufun camsı yapısının oranına göre hesaplamalar yapılabilir. Granülatörlerin sayısını artırıp, granül boyutlarını küçültmenin harcanan enerji veya kazanılan enerji bakımından yararlı olup olmayacağı araştırılabilir.
— Yenilikçi tasarım santrifüj granülasyon metodunun maliyet hesapları yapılarak araştırma genişletilebilir.
— sCO_2 çevrimlerinde yaşanan basınç kayıpları bu çalışmada yer almamıştır. Modellere, sistem içindeki basınç kayıpları eklenerek çalışma daha da derinleştirilebilir.

KAYNAKÇA

[1] H. Wang, B. Ding, X. Liu, X. Zhu, X. He and Q. Liao, "Solidification behaviors of a molten blast furnace slag droplet cooled by air," Applied Thermal Engineering, vol.127, pp. 915-924, 2017.

[2] WorldSteel Association, "Steel statistical yearbook 2020 concise version." https://www.worldsteel.org/en/dam/jcr:5001dac8-0083-46f3-aadd-35aa357acbcc/Steel%2520Statistical%2520Yearbook%25202020%2520%2528concise%2520version%2529.pdf [Accessed: 02-May-2021].

[3] C. Li and H. Wang, "Power cycles for waste heat recovery from medium to high temperature flue gas sources—from a view of thermodynamic optimization," Applied Energy, vol. 180, pp. 707–721, 2016.

[4] X. Wang and Y. Dai, "Exergoeconomic analysis of utilizing the transcritical CO_2 cycle and the ORC for a recompression supercritical CO_2 cycle waste heat recovery: A comparative study," Applied Energy, vol. 170, pp. 193-207, 2016

[5] Demir Çelik Mamülleri, "Demir Filizleri," https://web.karabuk.edu.tr/myasar/demircelik/index.html [Accessed: 05-Nov-2021].

[6] T.Y. Erdoğan, "Sorular ve yanıtlarıyla beton malzemleri", THBB Yayınları, 2004.

[7]. H. Zhang, H. Wang, X. Zhu, Y. Qiu, K. Li, R. Chen, and Q. Liao, "A review of waste heat recovery technologies towards molten slag in steel industry," Applied Energy, vol. 112, pp. 956–966, 2013.

[8] C. Tsai, R. Huang, W. Lin and H. Wang, "Mechanical and cementitious characteristics of ground granulated blast furnace slag and basic oxygen furnace slag blended mortar," Materials and Design, vol. 60, pp. 267-273, 2014.

[9] D.W. Lewis, "Properties and uses of iron and steel slags," presented at Symposium on Slag National Institute for Transport and Road Research South Africa, February, 1982.

[10] Tata Steel, "Air Cooled Blast Furnace Slag," https://ibmd.tatasteel.com/products/air-cooled-blast-furnace-slag/ [Accessed: 07-Nov-2021].

[11] M. Barati and S. Jahanshahi, "Granulation and heat recovery from metallurgical slags," Journal of Sustainable Metallurgy, vol. 6, pp. 191-206, 2020.

[12] Sesacem, "Granulated Blast Furnace Slag," https://www.sesacemglobal.com/products/slag/detay/469191/gbfs-granulated-blast-furnace-slag [Accessed: 07-Nov-2021].

[13] E. van Stein Callenfels and J. van Ikelen, "Slag granulation system for blast urnaces," Danieli Corus, Report No: B-2-033, 2003.

[14] P. Leyser and C. Cortina, “INBA slag granulation system with environmental control of water and emissions,” Millenium Steel, pp. 67-72, 2006.

[15] S. Jahanshahi and D. Xie, “Current status and future direction of CSIRO's dry slag granulation process with waste heat recovery,” presented at 5th International Congress on the Science and Technology of Steelmaking, Dresden, 1-3 Oct., 2012.

[16] F. Alexander, F. Thomas and N. Robert, “Dry slag granulation – The future way to granulate blast furnace slag,” https://www.primetals.com/fileadmin/user_upload/metals_magazine_uploads/AISTech2018_Dry_Slag_Granulation_-_The_Future_Way_to_Granulate_Blast_Furnace_Slag_clean_Final.pdf [Accessed: 06-Nov-2021].

[17] George C. Wang, “Slag processing” in The Utilization of Slag in Civil Infrastructure Construction, ch. 5, pp. 87-112, 2016.

[18] J.J. Emery, “Pelltized lightweight slag aggregate,” presented at Prepared For Concrete International, London, April 13-18, 1980.

[19] K. Nishioka, T. Maeda and M. Shimizu, “Application of square-wave pulse heat method to thermal properties measurement of $CaO–SiO_2–Al_2O_3$ system fluxes,” ISIJ International, vol. 46, no. 3, pp. 427-433, 2006.

[20] Y. Kang and K. Morita, “Thermal conductivity of the $CaO\text{-}Al_2O_3\text{-}SiO_2$ system,” ISIJ International, vol. 46, no. 3, pp. 420-426, 2006.

[21] M. Yoshinaga, K. Fujii, T. Shigematsu, and T. Nakata, "Dry granulation and solidification of molten blast furnace slag " Transactions of the Iron and Steel Institute of Japan, vol. 22, pp. 823-829, 1982.

[22] H. G. Ryu, Z.T. Zhang, J.W. Cho, G.H. Wen and S. Sridhar, “Crystallization behaviors of slags through a heat flux simulator,” ISIJ International, vol. 50, no. 8, pp. 1142-1150, 2010.

[23] B. Ding , X. Zhu, H. Wang, X. He, and Y. Tan, “Numerical investigation on phase change cooling and crystallization of a molten blast furnace slag droplet,” International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 118, pp. 471-479, 2018.

[24] Y. Sun, Z. Zhang, L. Liu and X. Wang, “Heat recovery from high temperature slags: A review of chemical methods,” Energies, vol. 8, pp. 1917-1935, 2015.

[25] Türkiye Çelik Üreticileri Derneği, “Demir çelik cüruf raporu”, Çevre ve Şehircilik Bakanlığı, Turkey. Accessed: 5-Nov-2021. Available: https://celik.org.tr/wp-content/uploads/2016/12/4-TCUD-Curuf_Rapor.pdf

[26] P. Yu, S. Wang, Y. Li and G. Xu, “A review of granulation process for blast furnace slag,” in MATEC, 2016, doi: 10.1051/matecconf/20166.

[27] M. Barati, S. Esfahani and T.A. Utigard, “Energy recovery from high temperature slags,” Energy, vol. 36, pp. 5440-5449, 2011.

[28] H. Kappes and D. Michels, “Dry slag granulation and energy recovery,” presented at Slag Valorisation Symposium, Belgium, April 15-17, 2015.

[29] M. Cooksey, A. Guiraud, B. Kuan and Y. Pan, “Design and operation of dry slag granulation pilot plant,” Journal of Sustainable Metallurgy, vol. 5, pp. 181-194, 2019.

[30] S. Jahanshahi, J.G. Mathieson, N. Haque, T. E. Norgate, A. Deev, Y. Pan, D. Xie, P. Ridgeway, P. Zulli and M.A. Somerville, “Development of low-emission integrated steelmaking process,” J. Sustain. Metall, vol. 1, pp. 94-114, 2015.

[31] N. Maruoka, T. Mizuochi, H. Purwanto and T. Akiyama, “Feasibility study for recovering waste heat in the steelmaking industry using a chemical recuperator,” ISIJ International, vol. 44, no. 2, pp. 257-262, 2004.

[32] M. Kulhánek and V. Dostál, “Supercritical carbon dioxide cycles thermodynamic analysis and comprasion,” https://stc.fs.cvut.cz/history/2009/sbornik/Papers/pdf/KulhanekMartin-319574.pdf [Accessed: 06-Nov-2021].

[33] Supercritical Fluid, https://www.wikidoc.org/index.php/Supercritical_fluid [Accessed: 06-Nov-2021].

[34] Feher, “The supercritical thermodynamic power cycle,” Proceedings of the IECEC, Miami Beach, Florida, 1967.

[35] V. Dostal, “A Supercritical Carbon Dioxide Cycle,” 2004..

[36] G. Angelino, “Carbon dioxide condensation cycles for power production.”, ASME Paper No. 68-GT-23, 1968.

[37] Y. Ahn, S.J. Baea, M. Kima, S.K. Choa, S. Baika, J.I. Lee and J.E. Cha, “Cycle layout studies of S-CO_2 cycle for the next generation nuclear system application,” presented at Transactions of the Korean Nuclear Society Autumn Meeting, Pyeongchang, Korea, October 30-31, 2014.

[38] P. Wu, C. Gao, Y. Huang, D. Zhang and J. Shan, “Supercritical CO_2 Brayton cycle design for small modular reactor with a thermodynamic analysis solver,” Science and Technology of Nuclear Installations, vol. 2020, pp. 1-12, 2020.

[39] T. Neises and C. Turchi, “A comparison of supercritical carbon dioxide power cycle configurations with an emphasis on CSP applications,” Energy Procedia, vol. 49, pp. 1187-1196, 2014.

[40] R.V. Padilla, Y.C. Soo Too, R. Benito and W. Stein, “Exergetic analysis of supercritical CO_2 Brayton cycles integrated with solar central receivers,” Applied Energy, vol. 148, pp. 348-365, 2015.

[41] K. Wang and Y. He, “Thermodynamic analysis and optimization of a molten salt solar power tower integrated with a recompression supercritical CO_2 Brayton cycle based on integrated modeling,” Energy Conversion and Management, vol. 135, pp. 336-350, 2017.

[42] J.I. Linaresa, M.J. Montes, A. Cantizanoa and C. Sánchez, “A novel supercritical CO_2 recompression Brayton power cycle for power tower concentrating solar plants,” Applied Energy, vol. 263, no. 114644, 2020.

[43] Y. Zhang, H. Li, W. Han, W. Bai, Y. Yang, M. Yao and Y. Wang, “Improved design of supercritical CO_2 Brayton cycle for coal-fired power plant,” Energy, vol. 155, pp. 1-14, 2018.

[44] S. Park, J. Kim, M. Yoon, D. Rhim and C Yeom, “Thermodynamic and economic investigation of coal-fired power plant combined with various supercritical CO_2 Brayton power cycle,” Applied Thermal Engineering, vol. 130, pp. 611–623, 2018.

[45] J. Zhou, C. Zhang, S. Su, Y. Wang, S. Hu, L. Liu, P. Ling, W. Zhong and Jun Xiang, “Exergy analysis of a 1000MW single reheat supercritical CO_2 Brayton cycle coal-fired power plant,” Energy Conversion and Management, vol. 173, pp. 348–358, 2018.

[46] X. Liu, L. Xuesong, S. Jian, R. Xiaodong and G. Chunwei, “Design and analysis of S-CO_2 cycle and radial turbine for SOFC vehicle waste-heat recovery,” Journal of Thermal Science, vol. 28, no. 3, pp. 559-570, 2019.

[47] P. Pan, C. Yuana, Y. Suna, X. Yana, M. Lua and R. Bucknall, “Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of S-CO_2 Brayton cycle waste heat recovery system for an ocean-going 9000 TEU container ship,” Energy Conversion and Management, vol. 221, no.113077, 2020.

[48] Ö. Kızılkan, “Performance assessment of steam Rankine cycle and sCO_2 Brayton cycle for waste heat recovery in a cement plant: A comparative study for supercritical fluids,” in International Journal of Energy Research, vol. 44, pp. 12329-12343, 2020.

[49] J. Song, X Li, X. Ren and C. Gu, “Performance improvement of a preheating supercritical CO_2 (S-CO_2) cycle based system for engine waste heat recovery,” Energy Conversion and Management, vol. 161, pp. 225-233, 2018.

[50] X. Zhu, B. Ding, H. Wang, X. He, Y. Tan and Q. Liao, “Numerical study on solidification behaviors of a molten slag droplet in the centrifugal granulation and heat recovery system,” Applied Thermal Engineering, vol. 130, pp. 1033–1043, 2018.

[51] Y.Y. Zhao, “Considerations in designing a centrifugal atomizer for metal powder production,” Materials and Design, vol. 27, pp. 745–750, 2006.

[52] T. Norgate, D. Xie and S. Jahanshahi, “Economic and environmental evaluation of slag dry granulation,” https://www.researchgate.net/publication/281372721_Economic_and_environmental_evaluation_of_slag_dry_granulation [Accessed: 09-Nov-2021].

[53] G. Nellis and S. Klein, “Heat Transfer”, Cambridge University Press, 2009.

[54] S.A. Wright, C. S. Davidson and W.O. Scammell, “Thermo economic analysis of four sCO_2 waste heat recovery power systems,”

[55] B.Çetin, “Çok amaçlı enerji üretim sistemlerinin termoekonomik optimizasyonu,” 2005.

[56] J.C. Bryant and H. Saari, “An analysis and comparison of the simple and recompression supercritical CO_2 cycles,” presented at Supercritical CO_2 Power Cycle Symposium, Colorado, May 24-25, 2011

[57] Y. Tan, X. Zhu, X. He, B. Ding, H. Wang, Q. Liao and Hua Li, “Granulation characteristics of molten blast furnace slag by hybrid centrifugal-air blast technique,” Powder Technology, vol. 323, pp. 176–185, 2018

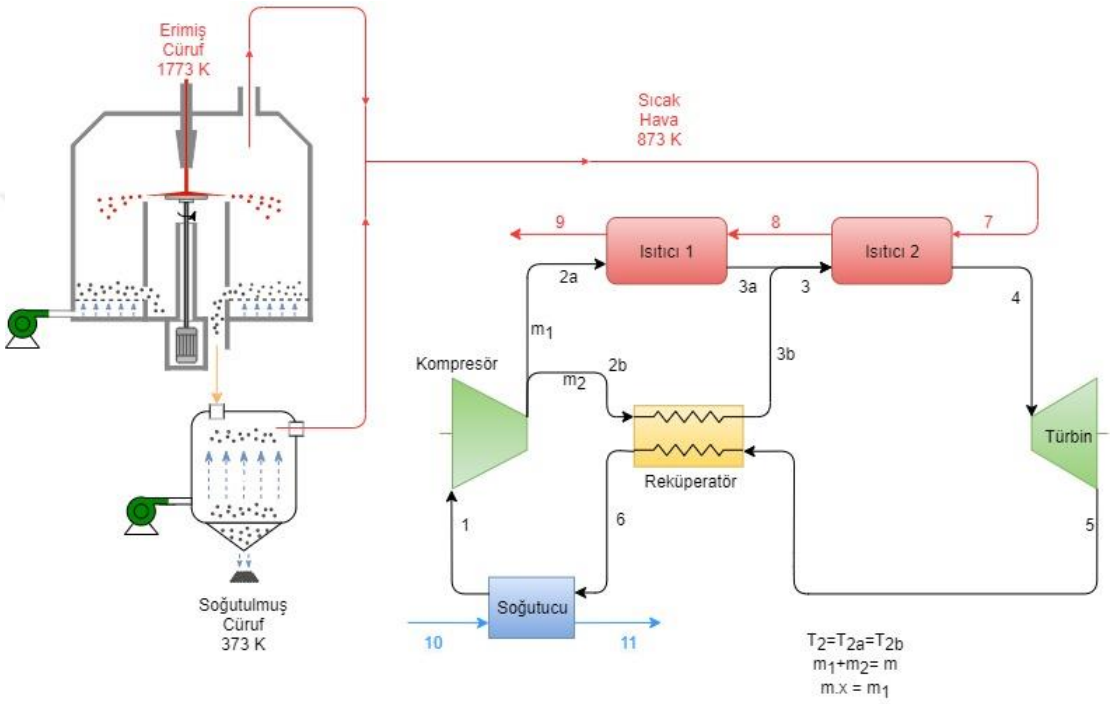
[58] S. Inaba, Y. Kimura, H. Shibata and H. Ohta, “Measurement of physical properties of slag formed around the raceway in the working blast furnace,” ISIJ International, vol. 44, no. 12, pp. 2120–2126, 2004.

[59] Carbon Taxes in Europe, https://taxfoundation.org/carbon-taxes-in-europe-2021/ [Accessed: 06-Nov-2021].

[60] Carbon Footprint, “Country Specıfic Electrıcıty Grid Greenhouse Gas Emission Factors”, https://www.carbonfootprint.com/docs/2020_06_emissions_factors_sources_for_2020_electricity_v1_1.pdf [Accessed: 06-Nov-2021].

A
GÜÇ ÇEVRİMLERİ

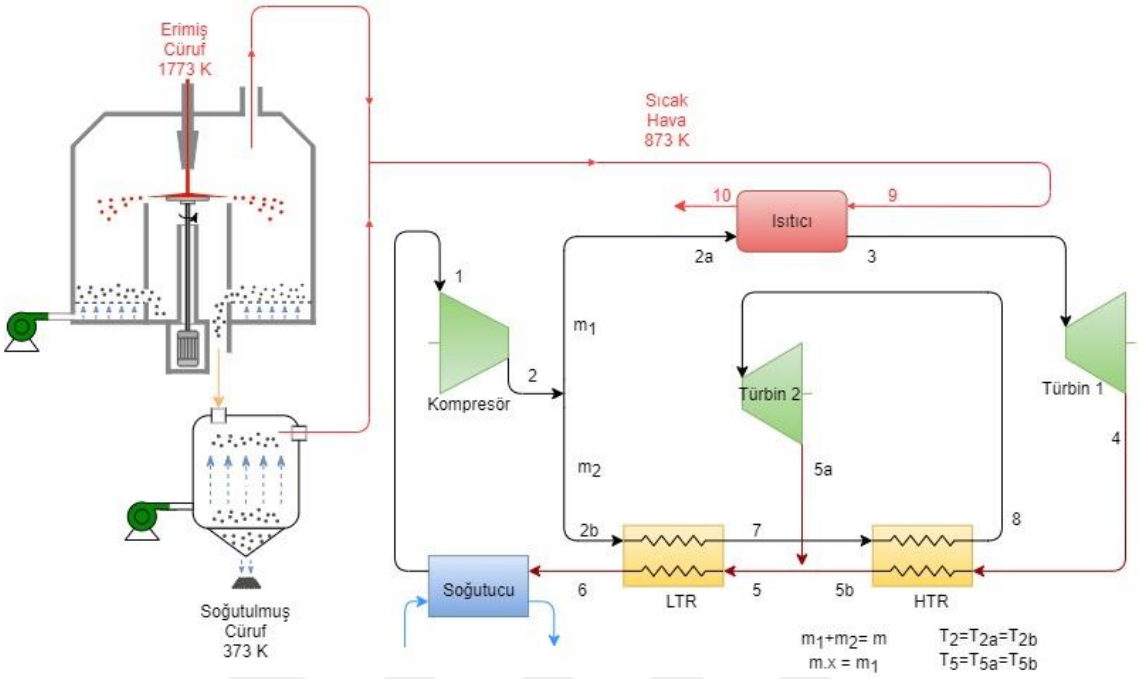
Santrifüj Granülasyona Entegre KI-sCO$_2$ Çevrimi



Tablo A.1 Entegre KI-sCO$_2$ çevrimi sonuçları

	Birim	Sonuçlar		Birim	Sonuçlar
T_1	K	305	T_{10}	K	295
T_2	K	351,4	T_{11}	K	300
T_3	K	610	x	-	0,2513
T_4	K	800,6	m_{CO2}	kg/s	20,68
T_5	K	657,2	m_{hava}	kg/s	19,42
T_6	K	388,6	m_{su}	kg/s	216
T_7	K	873	g_{br}	($/kWh)	0,02404
T_8	K	640	W_{net}	kW	2303
T_9	K	535,6	$\eta_{entegre}$	-	0,1333

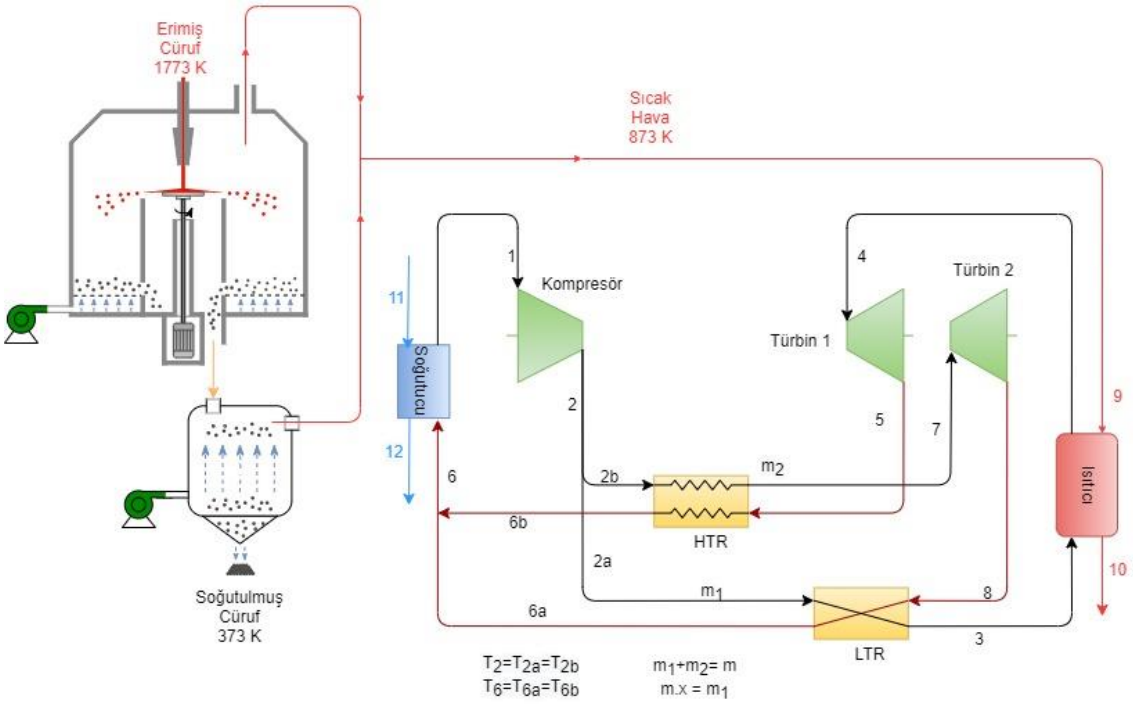
Santrifüj Granülasyona Entegre S-sCO$_2$ Çevrimi



Tablo A.2 Entegre S-sCO$_2$ çevrimi sonuçları

	Birim	Sonuçlar		Birim	Sonuçlar
T_1	K	305	T_{11}	K	295
T_2	K	356,7	T_{12}	K	300
T_3	K	773	x	-	0,596
T_4	K	632,4	m_{CO2}	kg/s	27,94
T_5	K	450,2	m_{hava}	kg/s	19,42
T_6	K	434,9	m_{su}	kg/s	351,8
T_7	K	376	g_{br}	($/kWh)	0,02288
T_8	K	570	W_{net}	kW	2423
T_9	K	873	$\eta_{entegre}$	-	0,1402
T_{10}	K	386,7			

Santrifüj Granülasyona Entegre ÇGK-sCO$_2$ Çevrimi



Tablo A.3 Entegre ÇGK-sCO$_2$ çevrimi sonuçları

	Birim	Sonuçlar		Birim	Sonuçlar
T_1	K	305	T_{11}	K	295
T_2	K	347	T_{12}	K	300
T_3	K	365,5	x	-	0,629
T_4	K	801,5	m_{CO2}	kg/s	25,35
T_5	K	658,4	m_{hava}	kg/s	19,42
T_6	K	433,5	m_{su}	kg/s	339,4
T_7	K	620	g_{br}	($/kWh)	0,02331
T_8	K	495,6	W_{net}	kW	2509
T_9	K	873	$\eta_{entegre}$	-	0,1451
T_{10}	K	395,5			

B
ÖRNEK EES KODLARI

Santrifüj Granülasyona Entegre R-sCO_2 Sistemi EES Kodlarının Bir Bölümü

```
Subprogram Compressor(eff;WF$;T_in;P_in;P_out:T_out;W;h_in;h_out)
h_in=ENTHALPY(WF$;T=T_in;P=P_in)
s_in=ENTROPY(WF$;T=T_in;P=P_in)
s_outs=s_in
h_outs=ENTHALPY(WF$;s=s_outs;P=P_out)
Ws=h_in-h_outs
W=Ws/eff
W=h_in-h_out
T_out=TEMPERATURE(WF$;P=P_out;h=h_out)
end

Subprogram Turbine(eff;WF$;T_in;P_in;P_out:T_out;W;h_in;h_out)
h_in=ENTHALPY(WF$;T=T_in;P=P_in)
s_in=ENTROPY(WF$;T=T_in;P=P_in)
s_outs=s_in
h_outs=ENTHALPY(WF$;s=s_outs;P=p_out)
Ws=h_in-h_outs
W=Ws*eff
W=h_in-h_out
T_out=TEMPERATURE(WF$;P=P_out;h=h_out)
end

"*******SANTRİFÜJ KURU GRANÜLASYON********"
FUNCTION FUNA(T)
IF(T>1373) THEN
ALPHA=0
ELSE
ALPHA=0,02                    "Cürufun kristal yapı oranı"
ENDIF
FUNA:=ALPHA
END

"Santrifüj kuru granülasyon giriş parametreleri"
Re=0,7                        "Enerji geri kazanımı"
m_slag=9,722 [kg/s]           "Cüruf miktarı"
T_slag_in=1773 [K]            "Cürufun giriş sıcaklığı"
T_slag_out=373 [K]            "Cürufun çıkış sıcaklığı"
ALPHA_in=FUNA(T_slag_in)
ALPHA_out=FUNA(T_slag_out)
```

```
T_air_in=298 [K]                    "Havanın giriş sıcaklığı"
T_air_out=873 [K]                   "Havanın çıkış sıcaklığı"
P_ratio_fan=1,1                     "Fan özel oranı"
P_fan_in=101000 [Pa]                "Havanın giriş basıncı"
P_ratio_fan=P_fan_out/P_fan_in
P_fan_out=P_air_in
P_air_out=P_air_in
Eta_fan=0,65                        "Fan verimi"

"Enerji geri kazanımı"
H_slag_in=BFSLAG(T_slag_in;ALPHA_in)
H_slag_out=BFSLAG(T_slag_out;ALPHA_out)
H_air_in=ENTHALPY(AIR_HA;T=T_air_in;P=P_air_in)
H_air_out=ENTHALPY(AIR_HA;T=T_air_out;P=P_air_out)
Q=m_slag*(H_slag_in-H_slag_out)
Q_slag=m_slag*(H_slag_in)
Re=(m_air*(H_air_out-H_air_in))/(m_slag*(H_slag_in-H_slag_out))

"Cürufu sogutmak için fanin harcadigi güç"
rho_air=DENSITY(AIR_HA;T=T_air_in;P=P_air_in)
DELTAP=P_fan_out-P_fan_in
W_fan=(DELTAP*m_air)/(rho_air*Eta_fan)

"Granülatörün harcadigi güç"
rho_slag=2750[kg/m^3]               "Cürufun yoğunluğu"
V_dot_slag=m_slag/rho_slag
eta_granulator=0,005                "Granülatör verimi"
D_slag=0,0015 [m]                   "Granül boyutu"
gamma_slag=0,478 [N/m]              "Cürufun yüzey gerilimi"
W_motor=(6*V_dot_slag*gamma_slag)/(eta_granulator*D_slag)



"**********sCO2 GÜÇ ÇEVRİMİ**********"

"******Giriş parametreleri****"
WF$='carbondioxide'                 "Çalışma sıvısı"

comp_eff=,89                        "Kompresör izantropik verimi"
T_1=305 [K]                         "Kompresör giriş sıcaklığı"
turbine_eff=,7763                   "Türbin izantropik verimi"
T_4=773[K]                          "Türbin giriş sıcaklığı veya maksimum
çevrim sıcaklığı"
Epsilon_rec=0,95
P_max=25000000 [Pa]                 "Maksimum basınç"
r_p=P_max/P_min
r_p=3,319                           "Çevrimin basınç oranı"
P_1=P_min
```

```
P_2=P_max
P_3=P_max
P_4=P_max
P_5=P_min
P_6=P_min

H$='Air_ha'
T_7= T_air_out
P_7=P_fan_out
P_7=P_8
DeltaT=30 [K]                    "Isıtıcıdaki minimum sıcaklık farkı"
DELTAT=T_8-T_3

"Soğutucu"
C$='Water'
T_water_in=295                   "Suyun giriş sıcaklığı"
T_water_out=300                  "Suyun çıkış sıcaklığı"
P_water_in=101000                "Suyun giriş basıncı"
P_water_in=P_water_out

"******Denklemler*******"
"Isıtıcı"
h_7=ENTHALPY(H$;T=T_7;P=P_7)
h_8=ENTHALPY(H$;T=T_8;P=P_8)
s_7=ENTROPY(H$;T=T_7;P=P_7)
s_8=ENTROPY(H$;T=T_8;P=P_8)
(m_wf*(h_4-h_3))=(m_air*(h_7-h_8))

"Reküperatör"
Epsilon_rec=(h_5-h_6)/(h_5-ENTHALPY(CARBONDIOXIDE;T=T_2;P=P_6))
h_3-h_2=h_5-h_6
T_3=TEMPERATURE(WF$;P=P_3;h=h_3)
T_6=TEMPERATURE(WF$;P=P_6;h=h_6)

"Soğutucu"
m_wf*(h_6-h_1)=m_cooler*(h_water_out-h_water_in)
h_water_in=ENTHALPY(C$;T=T_water_in;P=P_water_in)
h_water_out=ENTHALPY(C$;T=T_water_out;P=P_water_out)

"Isı Esanjörü"
N=20
T_Cin_Hx=T_3
T_Cout_Hx=T_4
T_Hin_Hx=T_7
T_Hout_Hx=T_8
P_C_Hx=P_max
P_H_Hx=P_7
```

```
h_Cin_Hx=ENTHALPY(WF$;T=T_Cin_Hx;P=P_C_Hx)
h_Cout_Hx=ENTHALPY(WF$;T=T_Cout_Hx;P=P_C_Hx)
h_Hin_Hx=ENTHALPY(H$;T=T_Hin_Hx;P=P_H_Hx)
h_Hout_Hx=ENTHALPY(H$;T=T_Hout_Hx;P=P_H_Hx)

Q_Hx=m_air*(h_Hin_Hx-h_Hout_Hx)
Q_Hx2=m_wf*(h_Cout_Hx-h_Cin_Hx)
T_H_Hx[1]=T_Hout_Hx
T_C_Hx[1]=T_Cin_Hx
h_H_Hx[1]=h_Hout_Hx
h_C_Hx[1]=h_Cin_Hx

Duplicate i=1;N
Q_Hx[i]=i*Q_Hx/N
end

Duplicate i=1;N
h_H_Hx[i+1]=h_H_Hx[i]+Q_Hx/(m_air*N)
T_H_Hx[i+1]=TEMPERATURE(H$;P=P_H_Hx;h=h_H_Hx[i+1])
end
Duplicate i=1;N
h_C_Hx[i+1]=h_C_Hx[i]+Q_Hx/(m_wf*N)
T_C_Hx[i+1]=TEMPERATURE(WF$;P=P_C_Hx;h=h_C_Hx[i+1])
end
Duplicate i=1;N+1
delta_TC_Hx[i]=T_H_Hx[i]-T_C_Hx[i]
end
Duplicate i=1;N
C_H_Hx[i]=m_air*(h_H_Hx[i+1]-h_H_Hx[i])/(T_H_Hx[i+1]-T_H_Hx[i])
C_C_Hx[i]=m_wf*(h_C_Hx[i+1]-h_C_Hx[i])/(T_C_Hx[i+1]-T_C_Hx[i])
end
Duplicate i=1;N
eff_Hx[i]=Q_Hx/(N*MIN(C_H_Hx[i];C_C_Hx[i])*(T_H_Hx[i+1]-T_C_Hx[i]))
NTU_Hx[i]=HX('counterflow';eff_Hx[i];C_H_Hx[i];C_C_Hx[i];'NTU')
UA_Hx[i]=NTU_Hx[i]*MIN(C_H_Hx[i];C_C_Hx[i])
end

UA_Hx=SUM(UA_Hx[i];i=1;N)


"Reküperatör"
T_Cin_Rec=T_2
T_Cout_Rec=T_3
T_Hin_Rec=T_5
T_Hout_Rec=T_6
P_C_Rec=P_max
P_H_Rec=P_min
```

```
h_Cin_Rec=ENTHALPY(WF$;T=T_Cin_Rec;P=P_C_Rec)
h_Cout_Rec=ENTHALPY(WF$;T=T_Cout_Rec;P=P_C_Rec)
h_Hin_Rec=ENTHALPY(WF$;T=T_Hin_Rec;P=P_H_Rec)
h_Hout_Rec=ENTHALPY(WF$;T=T_Hout_Rec;P=P_H_Rec)

Q_Rec=m_wf*(h_Hin_Rec-h_Hout_Rec)
Q_Rec2=m_wf*(h_Cout_Rec-h_Cin_Rec)
T_H_Rec[1]=T_Hout_Rec
T_C_Rec[1]=T_Cin_Rec
h_H_Rec[1]=h_Hout_Rec
h_C_Rec[1]=h_Cin_Rec

Duplicate i=1;N
Q_Rec[i]=i*Q_Rec/N
end

Duplicate i=1;N
h_H_Rec[i+1]=h_H_Rec[i]+Q_Rec/(m_wf*N)
T_H_Rec[i+1]=TEMPERATURE(WF$;P=P_H_Rec;h=h_H_Rec[i+1])
end
Duplicate i=1;N
h_C_Rec[i+1]=h_C_Rec[i]+Q_Rec/(m_wf*N)
T_C_Rec[i+1]=TEMPERATURE(WF$;P=P_C_Rec;h=h_C_Rec[i+1])
end
Duplicate i=1;N+1
delta_TC_Rec[i]=T_H_Rec[i]-T_C_Rec[i]
end
Duplicate i=1;N
C_H_Rec[i]=m_wf*(h_H_Rec[i+1]-h_H_Rec[i])/(T_H_Rec[i+1]-T_H_Rec[i])
C_C_Rec[i]=m_wf*(h_C_Rec[i+1]-h_C_Rec[i])/(T_C_Rec[i+1]-T_C_Rec[i])
end
Duplicate i=1;N
eff_Rec[i]=Q_Rec/(N*MIN(C_H_Rec[i];C_C_Rec[i])*(T_H_Rec[i+1]-
T_C_Rec[i]))
NTU_Rec[i]=HX('counterflow';eff_Rec[i];C_H_Rec[i];C_C_Rec[i];'NTU')
UA_Rec[i]=NTU_Rec[i]*MIN(C_H_Rec[i];C_C_Rec[i])
end

UA_Rec=SUM(UA_Rec[i];i=1;N)

"Sogutucu"
T_Cin_cooler=T_water_in
T_Cout_cooler=T_water_out
T_Hin_cooler=T_6
T_Hout_cooler=T_1
P_C_cooler=P_water_in
P_H_cooler=P_water_in
```

```
h_Cin_cooler=ENTHALPY(C$;T=T_Cin_cooler;P=P_C_cooler)
h_Cout_cooler=ENTHALPY(C$;T=T_Cout_cooler;P=P_C_cooler)
h_Hin_cooler=ENTHALPY(WF$;T=T_Hin_cooler;P=P_H_cooler)
h_Hout_cooler=ENTHALPY(WF$;T=T_Hout_cooler;P=P_H_cooler)

Q_cooler=m_wf*(h_Hin_cooler-h_Hout_cooler)
Q_cooler2=m_cooler*(h_Cout_cooler-h_Cin_cooler)
T_H_cooler[1]=T_Hout_cooler
T_C_cooler[1]=T_Cin_cooler
h_H_cooler[1]=h_Hout_cooler
h_C_cooler[1]=h_Cin_cooler

Duplicate i=1;N
Q_cooler[i]=i*Q_cooler/N
end

Duplicate i=1;N
h_H_cooler[i+1]=h_H_cooler[i]+Q_cooler/(m_wf*N)
T_H_cooler[i+1]=TEMPERATURE(WF$;P=P_H_cooler;h=h_H_cooler[i+1])
end
Duplicate i=1;N
h_C_cooler[i+1]=h_C_cooler[i]+Q_cooler/(m_cooler*N)
T_C_cooler[i+1]=TEMPERATURE(C$;P=P_C_cooler;h=h_C_cooler[i+1])
end
Duplicate i=1;N+1
delta_TC_cooler[i]=T_H_cooler[i]-T_C_cooler[i]
end
Duplicate i=1;N
C_H_cooler[i]=m_wf*(h_H_cooler[i+1]-h_H_cooler[i])/(T_H_cooler[i+1]-
T_H_cooler[i])
C_C_cooler[i]=m_cooler*(h_C_cooler[i+1]-h_C_cooler[i])/(T_C_cooler[i+1]-
T_C_cooler[i])
end
Duplicate i=1;N
eff_cooler[i]=Q_cooler/(N*MIN(C_H_cooler[i];C_C_cooler[i])*(T_H_cooler[i+
1]-T_C_cooler[i]))
NTU_cooler[i]=HX('counterflow';eff_cooler[i];C_H_cooler[i];C_C_cooler[i];'NT
U')
UA_cooler[i]=NTU_cooler[i]*MIN(C_H_cooler[i];C_C_cooler[i])
end

UA_cooler=SUM(UA_cooler[i];i=1;N)
```

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. A. C. Bektaş and A. V. Akkaya, “Waste Heat Recovery From Blast Furnace Slag with Supercritical CO_2 Power Cycles and Thermo-Economic Analysis,” presented at the 9th Global Congress on Renewable Energy and Environment, Ozanköy-Kyrenia, Cyprus, July 08 – 10, 2021.