



T.C.
İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEMİR ÇELİK SEKTÖRÜNDE TAV FIRINI ATIK ISISINI
ISI KAYNAĞI OLARAK KULLANAN
ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ**

ABDULKADİR KURBANOĞLU

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ

HATAY
NİSAN-2017

**T.C.
İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DEMİR ÇELİK SEKTÖRÜNDE TAV FIRINI ATIK ISISINI
ISI KAYNAĞI OLARAK KULLANAN
ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ**

ABDULKADİR KURBANOĞLU

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**HATAY
NİSAN-2017**

T.C.
İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DEMİR ÇELİK SEKTÖRÜNDE TAV FIRINI ATIK ISISINI
ISI KAYNAĞI OLARAK KULLANAN
ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

ABDULKADİR KURBANOĞLU
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yrd. Doç. Dr. Cuma KARAKUŞ danışmanlığında hazırlanan bu tez 12/04/2017 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından OYBİRLİĞİ ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ertuğrul BALTAÇIOĞLU
Başkan

Doç. Dr. Önder KAŞKA
Üye

Yrd. Doç. Dr. Cuma KARAKUŞ
Üye

Kod No: 46

Doç. Dr. Mustafa DEMİRCİ
Enstitü Müdürü V.

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

12.04.2017

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını ve tez üzerinde Yükseköğretim Kurulu tarafından hiçbir değişiklik yapılamayacağı için tezin bilgisayar ekranında görüntülendiğinde asıl nüsha ile aynı olması sorumluluğunun tarafıma ait olduğunu beyan ederim.

Abdulkadir KURBANOĞLU

ÖZET

DEMİR ÇELİK SEKTÖRÜNDE TAV FIRINI ATIK ISISINI ISI KAYNAĞI OLARAK KULLANAN ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Endüstriyel işletmelerde yapılan prosesler sonucu ortaya çıkan ısı bacadan atık gaz olarak atmosfere atılmaktadır. Atılan bu ısılar, başlıca Eşanjör, Reküperatör, Ekonomizer ve Organik Rankine Çevrimi gibi sistemler ile geri kazanımı söz konusu olmaktadır. Mevcut atık ısı geri kazanım sistemleri içerisinde hem teknolojik açıdan hem de enerji ihtiyacı açısından, düşük ve orta sıcaklıktaki baca gazları için Organik Rankine Çevrimi diğer sistemlere kıyasla ön plana çıkmaktadır. Organik Rankine çevrimlerinin klasik buharlı Rankine çevrimlerinden en önemli farkı organik akışkan kullanarak çevrimi sağlamasıdır.

Bu çalışmada, demir çelik fabrikasındaki haddehane Tav Fırınının bacasından atmosfere atılan egzoz gazı atık ısısının sıcaklık verileri ve buna bağlı olarak atık baca gazının kaynağı olan Tav Fırınındaki bölge sıcaklıkları incelendikten sonra, organik Rankine çevrimi tasarımı tolüen akışkanı kullanılarak yapılmıştır. Sistemin analitik tasarımında ve hesaplamalarda Excel ve EES (Engineering Equation Solver) programları kullanılmıştır. ORC tasarımı için enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

Yapılan çalışma neticesinde, Tav Fırının çalışma sırasındaki ısı performansını etkileyen faktörler tespit edilmiş ve çözüm önerileri belirtilmiştir. Yapılan analiz sonucunda tasarlanan ORC sisteminin Enerji verimi %21,76, Ekserji verimi %46,02 olarak hesaplanmış olup sisteme giren ekserjinin %53,98'i kaybolmaktadır. Bu hesaplamalar sonucunda atmosfere atılan orta sıcaklıktaki baca gazı ile yaklaşık 370 kW iş üretilebileceği ve yılda yaklaşık 3.470 MWh elektrik elde edilebileceği hesaplanmıştır. Diğer sistemlere kıyasla ekstra giderleri düşük olan ORC sistemleri için ekstra giderler göz ardı edildiğinde yaklaşık geri ödeme sürelerinin 5 ile 6 yıl arasında olduğu görülmektedir. Kurulan ORC sisteminin ekonomik getirisinin yanı sıra, atmosfere daha düşük sıcaklıklarda gönderilen baca gazının çevreye olan olumsuz etkilerinin azalacağı, atık ısı geri dönüşüm sistemleri ile ORC çevriminde yıllık ortalama 3.000 ton-CO₂ salınımı önlenmiş olmaktadır.

2017, 83 sayfa

Anahtar Kelimeler: Tav Fırını Atık Isısı, Organik Rankine Çevrimi, Enerji, Ekserji

ABSTRACT

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF ORGANIC RANKINE CYCLE USING AS HEAT SOURCE FROM REHEAT FURNACE WASTE HEAT IN IRON AND STEEL SECTOR

The heat generated as a result of the operations carried out in the industry is discharged to the atmosphere as waste gas. The waste heat is mainly recovered by systems such as Heat Exchanger, Recuperator, Economizer and Organic Rankine Recycling. Within the existing waste heat recovery systems, the Organic Rankine Cycle for technologically low and medium temperature flue gases is at the foreground compared to other systems. The most important difference between organic Rankine cycles and classical steam Rankine cycles is the use of organic fluids instead of water.

In this study, the organic Rankine cycle design was performed using toluene fluid using waste heat temperature data. Excel and EES (Engineering Equation Solver) programs were used in the analytical design of the system and calculations. Energy and exergy analyzes were done for ORC design. As a result of the study, the factors affecting the heat performance of the annealing furnace were determined and the solution suggested. As a result of the analysis, the energy consumption of the designed ORC system was calculated as 21.76% and the exergy yield was calculated as 46.02%, and 53.98% of the exergy entering the system is lost. As a result of these calculations, it is estimated that about 370 kW of electricity can be generated and about 3.470 MWh of electricity can be generated annually with the medium temperature flue gas. Approximate payback period for ORC systems with low operating costs compared to other systems appear to be between 5 and 6 years. In addition to the economic impact of the installed ORC system, waste heat recovery systems prevent an annual average of 3,000 tonnes of CO₂ emissions from the ORC cycle, which would reduce the environmental impact of the flue gas sent at lower temperatures.

2017, 83 pages

Key Words: Waste heat, organic Rankine cycle, optimization, energy, exergy

TEŞEKKÜR

Bu alıőmanın planlanması ve yürütülmesinde destek olan, bilgi ve tavsiyelerini paylaşan danışman hocam Sayın Yrd. Do. Dr. Cuma KARAKUŞ' a teşekkür ederim.

alıőmalarım boyunca; gerekli kolaylığı gösteren YAZICI DEMİR ÇELİK A.Ő őirketine ve kıymetli yöneticilerine, bilgisini esirgemeyen değerli görüő ve katkılarıyla beni yönlendiren Arő. Gör. Hüseyin YAĞLI'ya ve isimlerini burada zikredemediğim ama yardımlarını esirgememiő herkese içten teőekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her aşamasında maddi-manevi desteğini esirgemeyen fedakar eőime ve sevgili kızıma en içten sevgi ve őükran duygularımı sunarım.



İÇİNDEKİLER

ÖZET	I
ABSTRACT.....	II
TEŞEKKÜR.....	III
İÇİNDEKİLER	IV
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	V
ÇİZELGELER DİZİNİ	VII
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	VIII
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	8
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	11
3.1. Materyal.....	11
3.1.1. Tav Fırını.....	11
3.1.2. Atık Isı.....	23
3.1.3. Tav Fırınında Kullanılan Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri	25
3.1.3.1. Eşanjör.....	25
3.1.3.2. Ekonomizer	26
3.1.3.3. Reküperatör	27
3.1.4. Organik Rankine Çevrimi (ORC).....	28
3.1.4.1. ORC Kullanım Alanları	30
3.1.4.2. ORC Sistem Elemanları	31
3.1.4.3. ORC Akışkanları	35
3.2. Yöntem	39
3.2.1. Organik Rankine Çevrim Sistemi Kabulleri	39
3.2.2. Organik Rankine Çevrimi Tasarımı ve Analitik Hesaplama	42
3.2.3. Enerji ve Ekserji Formülleri	44
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	48
4.1. Tav Fırını Analizi	48
4.2. Analitik Hesaplama	67
4.3. Maliyet Hesaplamaları.....	73
4.4. Çevresel Etkileri	74
5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	75
5.1. Sonuçlar	75
5.2. Öneriler	77
KAYNAKLAR	79
ÖZGEÇMİŞ	83

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Türkiye’de 2017 yılı elektrik üretiminin kaynaklara göre dağılımı (Anonim,2017b)	2
Şekil 1.2.	Türkiye’nin 2007-2017 yılları arası aylık ve yıllık ortalama demir çelik üretimi (Anonim,2017e)	3
Şekil 1.3.	ORC sistemlerinin ısı kaynaklarında göre 2016 yılı ülkelerin kullanım kapasiteleri ve ORC sistemi oranları (Anonymous, 2017f).....	5
Şekil 1.4.	Dünyada ısı kaynaklarına göre kurulu güç kapasitelerinin 1984-2016 yılları arasındaki değişimi (Anonymous, 2017f).	6
Şekil 3.1.	Tav Fırını.....	11
Şekil 3.2.	Tav Fırını genel Sankey diyagramı (Si ve ark., 2011).	13
Şekil 3.3.	Tav Fırını ve haddeleme prosesi şematik görüntüsü	14
Şekil 3.4.	Tav Fırını Sankey diyagramı genel kayıp oranları (Kunch, 2013)...	15
Şekil 3.5.	Tav Fırını sıcaklıkları, fuel oil ve doğalgaz otomasyon kontrol ekranı	17
Şekil 3.6.	Tav Fırını yakma havası ve baca gazı boruları genel şematik görünümü	18
Şekil 3.7.	Tav Fırını I. bölge otomasyon kontrol ekranı	19
Şekil 3.8.	Tav Fırını II.ve III. bölge otomasyon kontrol ekranı	20
Şekil 3.9.	Tav Fırını IV., V. ve VI. bölge otomasyon kontrol ekranı	22
Şekil 3.10.	Tav Fırını atık baca gazının aylara göre dağılımı	23
Şekil 3.11.	Tav Fırını Temmuz ayı baca gazı ve kütük çıkış sıcaklık değerleri ...	24
Şekil 3.12.	Tav Fırınındaki atık ısıdan ORC ile elektrik elde edilmesinin şematik görünümü (Anonymous, 2017j)	25
Şekil 3.13.	Tav Fırınında Kullanılan Eşanjör (a) Tav Fırınındaki görünümü, (b) Eşanjör iç görünümü (Anonim, 2017k)	26
Şekil 3.14.	Tav Fırınında kullanılan ekonomizer (a) Tav Fırınındaki görünümü, (b) Eşanjör iç görünümü (Anonim, 2017l)	27
Şekil 3.15.	Tav Fırınında kullanılan reküperatör (a) Tav Fırınındaki Görünümü, (b) Reküperatör iç görünümü (Anonim, 2017m)	28
Şekil 3.16.	Rankine Çevrimi ve T- s diyagramı şematik gösterimi	29
Şekil 3.17.	ORC sistemlerinin kullandığı ısı kaynaklarına göre dağılımı (Anonymous, 2017n)	30
Şekil 3.18.	Organik Rankine çevrimi şematik gösterimi	31
Şekil 3.19.	Organik Rankine çevrimi buharlaştırıcı şematik gösterimi (Anonymous, 2017o)	31
Şekil 3.20.	Organik Rankine çevrimi Türbin Şematik Gösterimi (Anonymous, 2017p)	32
Şekil 3.21.	Organik Rankine çevrimi yoğuşurucu şematik gösterimi (Anonymous, 2017o)... ..	32
Şekil 3.22.	Organik Rankine çevrimi pompa şematik gösterimi (Anonymous, 2017o)... ..	33
Şekil 3.23.	Organik Rankine çevrimi ve T-s diyagramı şematik gösterimi.....	34
Şekil 3.24.	ORC çalışma akışkanlarının ısı kaynağı sıcaklığına bağlı etkiler (David ve ark., 2011)	37

Şekil 3.25.	Akışkan tipinin sıcaklık-entropi (T-s) diyagramında gösterimi (Mago ve Chamra, 2006)	39
Şekil 3.26.	Atık ısı kaynağına eklenmiş ORC sisteminin sıcaklık-entropi değişimi (Kurbanoglu, 2013)	41
Şekil 3.27.	Organik akışkanın evaporatördeki sıcaklık - ısı (T-Q) eğrisi (Larjola, 1995)	43
Şekil 4.1.	Tav Fırınındaki baca gazının sıcaklık değişimi	50
Şekil 4.2.	Tav Fırınındaki kütük çıkış sıcaklık değişimleri	51
Şekil 4.3.	Tav Fırınındaki günlük sıcaklık değişimleri	53
Şekil 4.4.	Tav Fırınındaki yakma havası sıcaklık değişimleri	54
şekil 4.5.	Tav Fırınındaki reküperatör giriş sıcaklık değişimleri	55
Şekil 4.6.	Tav Fırınındaki I. bölge sıcaklık değişimleri	56
Şekil 4.7.	Tav Fırınındaki II. bölge sıcaklık değişimleri	58
Şekil 4.8.	Tav Fırınındaki III. bölge sıcaklık değişimleri	59
Şekil 4.9.	Tav Fırınındaki IV. bölge sıcaklık değişimleri.....	60
Şekil 4.10.	Tav Fırınındaki V. bölge sıcaklık değişimleri	61
Şekil 4.11.	Tav Fırınındaki VI. bölge sıcaklık değişimleri.....	63
Şekil 4.12.	Tav Fırınındaki baca gazının Ocak-Nisan aylarına göre sıcaklık değişimleri	64
Şekil 4.13.	Tav Fırınındaki baca gazının Mayıs-Ağustos aylarına göre sıcaklık değişimleri	65
Şekil 4.14.	Tav Fırınındaki baca gazının Eylül-Aralık aylarına göre sıcaklık değişimleri ÖŞ	66
Şekil 4.15.	Optimizasyonda kullanılan örnek sıcaklık-ısı grafiği.....	68
Şekil 4.16.	ORC sistem elemanları ekserji verimliliği.....	71
Şekil 4.17.	ORC sistem elemanları ısı verimliliği	71
Şekil 4.18.	ORC sistem elemanları çıkan ekserji ve kayıp ekserji	72
Şekil 4.19.	ORC sistem elemanları giren ekserji	72
Şekil 4.20.	ORC sistem elemanları iş eldesi	73

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1.	Organik Rankine çevrimlerinde sıklıkla kullanılan akışkan türü, tipi ve termodinamik özellikleri (Wang ve ark., 2012; Chys ve ark., 2012).	38
Çizelge 4.1.	Organik Rankine çevrimi tasarım sonuçları (Kurbanoglu, 2013)	69
Çizelge 4.2.	Çevrim elemanlarının enerji ve ekserji hesaplamaları (Kurbanoglu, 2013).....	70
Çizelge 4.3.	ORC sistemi kurulumu neticesinde Elektrik üretimi ve karbon salınımı azalımı	74



SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

c_p	: Öz ısı (kJ/kgK)
\dot{E}	: Ekserjiakısı (kJ/s)
h	: Entalpi (kJ/kg)
m	: Kütle (kg)
\dot{m}	: Kütleli debi (kg/s)
\dot{m}_{egzoz}	: Egzoz gazı kütleli debisi (kg/s)
\dot{m}_{ORC}	: Çevrim akışkanı kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_{soğutucu}$: Soğutma suyu kütleli debisi (kg/s)
P	: Basınç (bar)
P_{krit}	: Kritik basınç (bar)
T	: Sıcaklık (K)
T_0	: Ölü hal sıcaklığı yada referans sıcaklığı (K)
T_{krit}	: Kritik sıcaklık (K)
T_{sat}	: Doyma (satüre) noktası sıcaklığı (K)
ΔT_p	: Yaklaşma (kısılma) sıcaklığı (K)
\dot{W}	: İş akısı (kJ/s)
\dot{Q}	: Isı akısı (kJ/s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
ψ	: Özgül ekserji (kJ/kg)
η	: Enerji verimi (%)
ε	: Ekserji verimi (%)

KISALTMALAR

g	: Giren
ç	: Çıkan
ge	: Girenlerin ekserjisi
çe	: Çıkanların ekserjisi
ke	: Kayıp ekserji
H/Y	: Hava yakıt oranı
TEP	: Ton eşdeğer petrol
G	: Jeneratör
M	: Motor
ORC	: Organik Rankine çevrimi
t	: Türbin
p	: Pompa
b	: Buharlaştırıcı
y	: Yoğuşturucu
CO ₂	: Karbondioksit

1. GİRİŞ

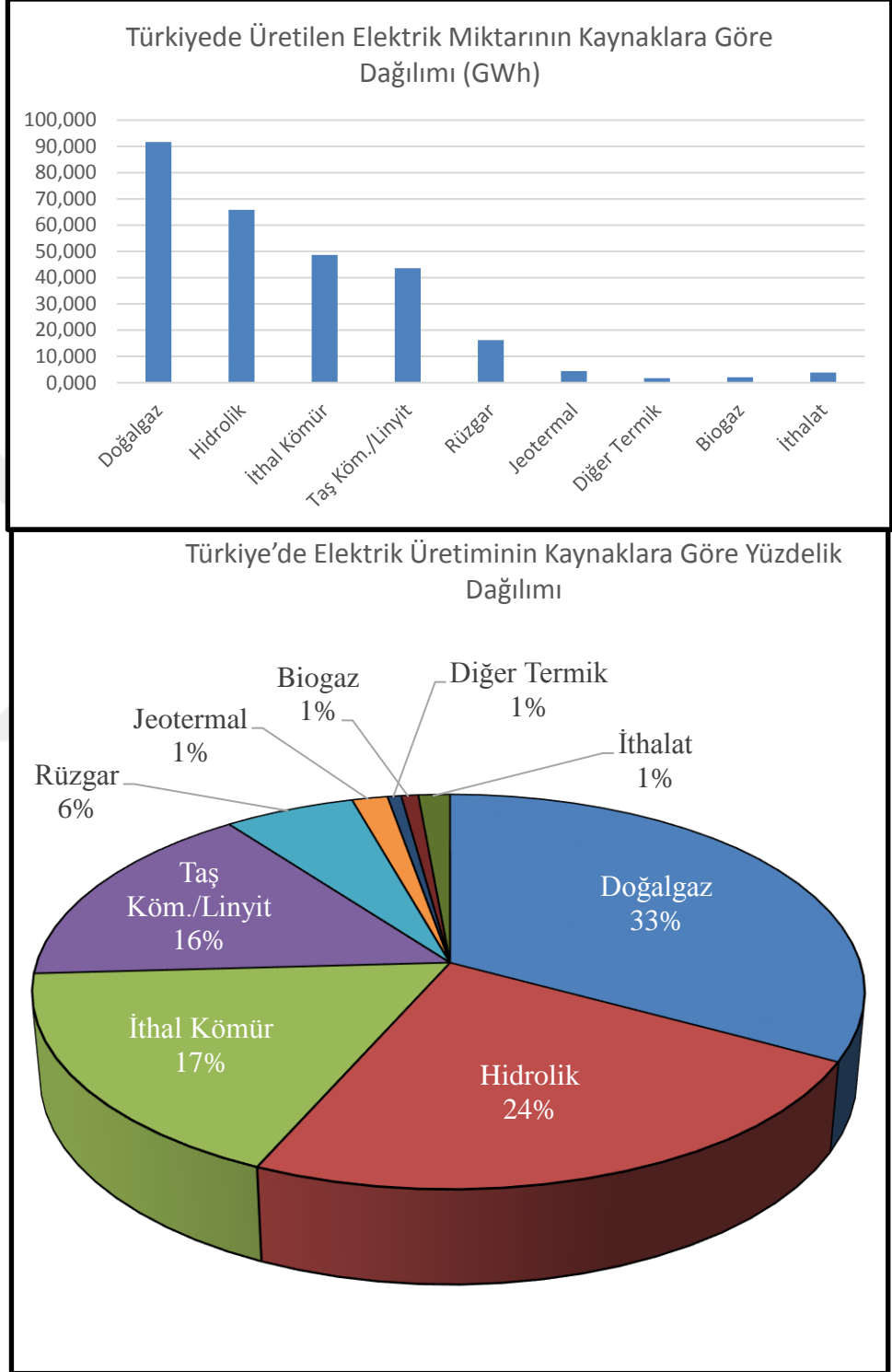
Ülkeler için enerji üretiminin yanı sıra enerji tüketimi ile birlikte enerji tasarrufu olgusu gelişmişlik seviyesinin göstergelerinden bir tanesidir. Gelişmiş ülkelerin enerji politikalarında, demir çelik endüstrisinin yeri ve önemi gün geçtikçe artmaktadır. Çelik, inşaat, enerji, taşımacılık ve yassı mamul sanayileri (otomotiv, beyaz eşya, boru vb.) gibi çok çeşitli alanlarda kullanılan ham maddelerden olup çelik endüstrisi ise dünyada enerjiyi en çok ve yoğun kullanan sektörler arasındadır (Si ve ark., 2011). Türkiye çelik üreten ülkeler arasında dünyada onuncu sırada, Avrupa’da ise Almanya’dan sonra ikinci sırada yer almaktadır [Anonim, 2017a].

Ülkemizdeki ihracat yapan firmaların en önemli problemi dünyadaki diğer firmalarla rekabet edebilme gücüdür. Bu rekabet birkaç kategoride incelendiğinde ilk sırayı ürünlerin maliyet rekabeti ve buna bağlı olarak maliyetlerin azaltılması almaktadır. Maliyetler içinde de tasarrufa gidilebilecek en önemli girdi enerjidir. Enerji gereksinim sırasına göre gruplandırıldığında bunlardan ilki elektrik enerjisi, ikincisi de ısı enerjisidir. Gelişen teknolojilerin olmazsa olmazı haline gelen elektrik enerjisi, neredeyse her şeyin mekanik sistemlerden elektronik sistemlere dönüşmesiyle birlikte insanların günlük yaşamında her geçen gün daha da fazla rol almaktadır.

Ülkemizde 2017 yılı elektrik üretiminin kaynaklara göre dağılımı Şekil 1.1’de verilmektedir. Şekil incelendiğinde doğalgaz santralleri ile elektrik üretiminin % 32,94 oranı ile birinci sırada yer alırken bunu % 23,67 ile hidrolik santraller ve % 17,5 ile ithal kömür takip etmektedir. Toplam üretim oranları incelendiğinde ise son bir yılda üretilen elektrik enerjisinde yaklaşık % 60’lık oranda dışa bağımlı bir üretimin olduğu görülmektedir (Anonim,2017b).

Türkiye’de son yıllarda yaşanan kalkınma ile birlikte nüfus artışı kaynaklı yüksek enerji talep miktarı her yıl % 5-6 oranında seyretmektedir (Anonim, 2017c). Enerji yatırımlarına yapılan yatırımlar ile doğalgaza dayalı tesislerin toplam kapasitelerinin Türkiye’nin toplam kurulu güç kapasitesi içerisindeki payı hızla azalırken, hidroliğin de içinde yer aldığı yenilenebilir enerji kaynaklarının ülkemiz toplam kurulu gücü içindeki payının artmakta olduğu görülmektedir. Yeni yenilenebilirler olarak bilinen jeotermal, rüzgâr ve biyokütle santrallerinin sayısının ülkemizde özellikle son yıllarda hızla

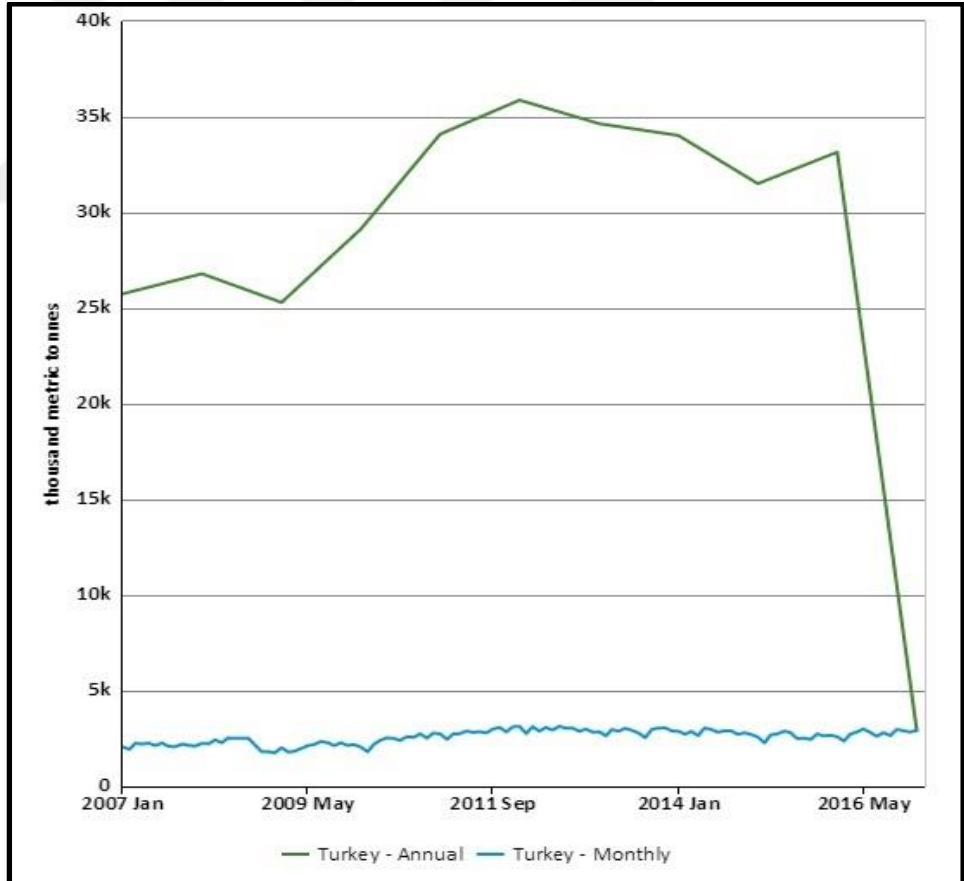
artmasına rağmen, bunların Türkiye'nin toplam kurulu gücü içindeki payları % 10'lar seviyesi ile hala çok sınırlı kalmaktadır (Anonim, 2017b)



Şekil 1.1. Türkiye'de 2017 yılı elektrik üretiminin kaynaklara göre dağılımı (Anonim,2017b)

Günümüzde enerji üretimi, güç çevrimlerinde fosil yakıtların yanması sonucu oluşan yüksek ısının dönüşümü ile ya da hidroelektrik santraller, rüzgar santralleri, güneş çiftlikleri gibi temiz enerji kaynaklarından yararlanılarak üretilmektedir. Enerjinin yoğun olarak kullanıldığı sanayi sektörünün Türkiye'nin toplam enerji tüketimi içerisindeki payının %35 civarında gerçekleşmektedir (Anonim, 2017d).

Hem elektrik enerjisini hem de ısı enerjisini en çok kullanan sektörlerin başında demir çelik sanayisi gelmektedir. Türkiye'nin 2007-2017 yılları arası aylık ve yıllık ortalama demir çelik üretimi Şekil 1.2'de verilmektedir. Şekil incelendiğinde 2007 yılından günümüze kadar aylık ortalama üç milyon ton üretimin gerçekleştiği, bunun neticesinde ise 2007 yılında ortalama 25 milyon ton olan üretim artarak 2017 yılında ortalama yıllık 35 milyon ton seviyelerinde seyretmektedir (Anonymous, 2017e).

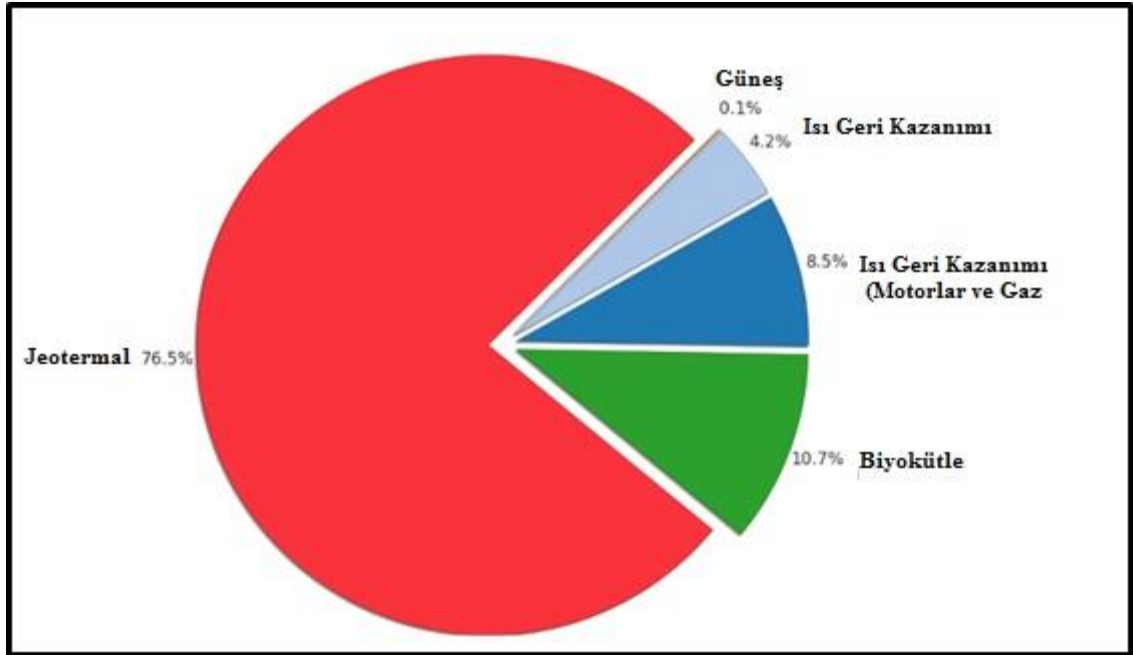
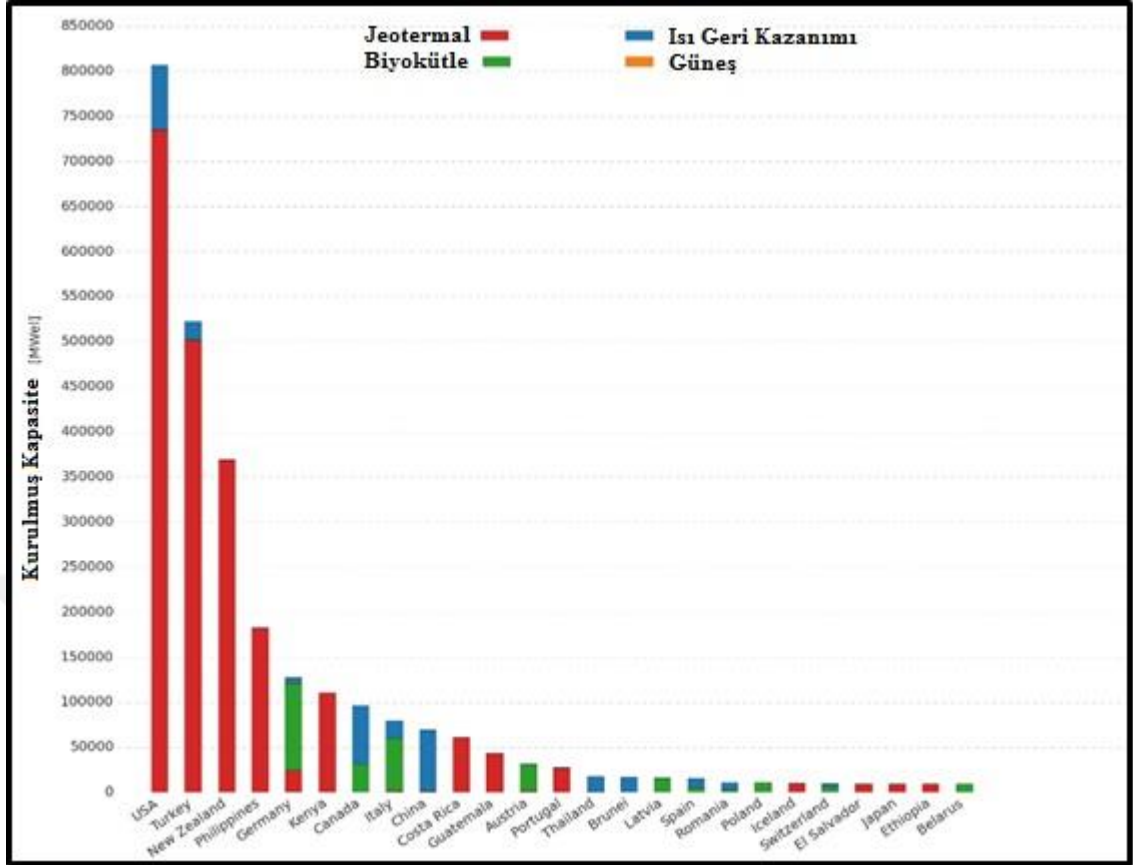


Şekil 1.2. Türkiye'nin 2007-2017 yılları arası aylık ve yıllık ortalama demir çelik üretimi (Anonim, 2017e)

Demir-çelik sektörü Türkiye'nin toplam enerji tüketimi içerisinde % 5, sanayideki enerji tüketimi içerisindeki payı ise % 22 paya sahiptir. Demir çelik üretiminde çok yüksek sıcaklıklara ihtiyaç duyulan tesislerde enerji tüketiminin en aza indirilmesi ve var olan atık ısıların geri dönüşüm sistemleri ile tekrar kullanılması, hem sektörlerin maliyetlerinin düşürülmesi, hem de ülkenin enerji kaynaklarından daha verimli faydalanılmasını sağlaması açısından önemlidir (Anonim, 2013). Bunun yanı sıra demir çelik sanayinde % 25 oranında tasarruf edilebilir bir atık ısı potansiyeli mevcut olduğu [Anonim,2012] göz önünde bulundurulduğunda sektörlerde yapılabilecek tasarrufun ne kadar önemli olduğu daha net görülmektedir (Anonim, 2014a). Bu potansiyelden yararlanmak üzere reküperatör, ekonomizer, ısı eşanjörleri ve organik Rankine çevrimi (ORC) gibi sistemler yaygın olarak kullanılmaktadır.

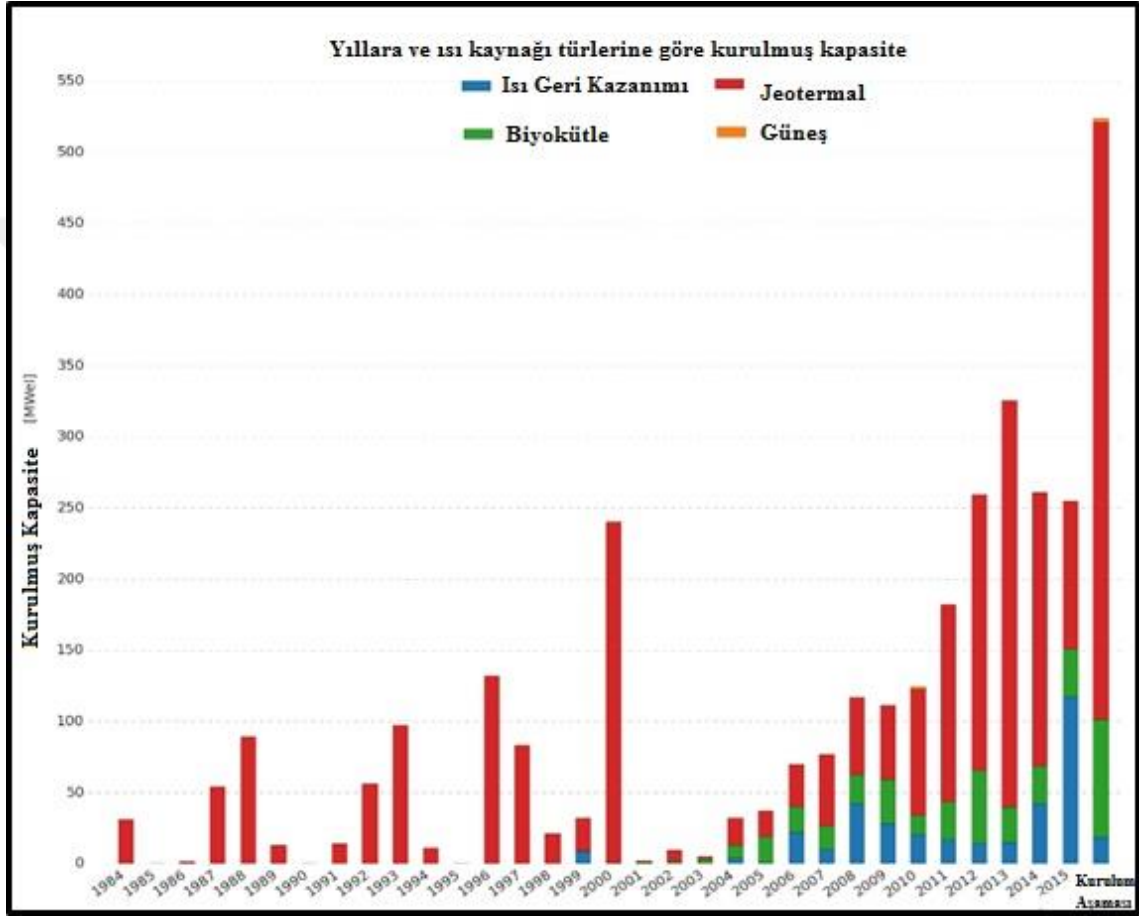
ORC, sabit basınç altındaki bir iş akışkanı olan su aracılığıyla ısının işe dönüştürüldüğü bir termodinamik süreç olan Rankine çevrimi prensibiyle çevrim akışkanı olan su yerine organik akışkanlar kullanılarak atık ısıdan elektrik enerjisi üretimi gerçekleştiren bir sistemdir. Bu sistem ile hem yenilenebilir ısı kaynaklarından (jeotermal, biyokütle, güneş enerjisi) hem de endüstriyel enerji verimliliğinden (endüstriyel işlemlerden atık ısı geri kazanımı) elektrik enerjisi üretmek mümkün olmaktadır. Türkiye'de jeotermal kaynaklı ısı geri dönüşüm sistemlerinde yaygın bir şekilde ORC kullanılmakta olup son yıllarda baca gazı atık ısı geri kazanım sistemlerinde de kullanılmaya başlanmıştır. ORC sistemlerinin ısı kaynaklarına göre 2016 yılı ülkelerin kullanım kapasiteleri Şekil 1.3a'da verilmektedir. Şekil incelendiğinde Türkiye'nin jeotermal ısı kaynaklı ORC sistemlerinin kullanımı bakımından dünyada ABD'lerinden sonra ikinci sıra yer aldığı görülmektedir (Anonymous, 2017f).

Dünyada 2016 yılı kurulu ısı kaynaklarına göre ORC sistemi oranları Şekil 1.3b'de verilmektedir. Şekil incelendiğinde ORC toplam kurulu gücünün % 76.5'i jeotermal, % 10.7'i biyokütle iken gaz türbinleri ve sabit Dizel enerji santrallerinden ısı geri kazanımının % 8,5 ile benzer bir paya sahip olduğu görülmektedir. Diğer tüm ısı geri kazanım uygulamaları % 4.2 ve güneş enerjisi kaynaklı ORC % 0,1 şeklinde gerçekleşmiştir. ORC sistemleri ile mevcut 563 santral ile toplam kurulu güç ise 2749.1 MWel olarak gerçekleşmiştir (Anonymous, 2017f).



Şekil 1.3. ORC sistemlerinin ısı kaynaklarında göre 2016 yılı ülkelerin a) Kullanım kapasiteleri, b) ORC sistemi oranları (Anonymous, 2017f)

Dünyada ORC sistemlerinin ısı kaynaklarına göre kurulu güç kapasitelerinin 1984-2016 yılları arasındaki değişimi Şekil 1.4’de verilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, Dünyada ilk ORC uygulamaları 1984 yılında başlamış olup 2000’li yıllara kadar ısı kaynağı olarak çoğunlukla jeotermal kullanılmıştır. İlk olarak 1999 yılında başlayan ORC ile atık ısı kazanımı uygulamaları daha sonraki yıllarda da payını artırarak devam etmektedir (Anonymous, 2017f).



Şekil 1.4. Dünyada ısı kaynaklarına göre kurulu güç kapasitelerinin 1984-2016 yılları arasındaki değişimi (Anonymous, 2017f)

Enerji verimliliği; enerjide arz güvenliğinin sağlanması, dışa bağımlılıktan kaynaklanan risklerin azaltılması, enerji maliyetlerinin sürdürülebilir kılınması, iklim değişikliği ile mücadelenin etkinliğinin artırılması ve çevrenin korunması gibi ulusal stratejik hedefleri tamamlayan bir kavramdır. Sürdürülebilir kalkınmanın önemini gittikçe daha çok anlaşıldığı günümüzde, enerji verimliliğine yönelik çabaların değeri de aynı oranda artmaktadır. Bu çerçevede; enerji üretimi ve iletiminden nihai tüketime

kadarki bütün aşamalarda enerji verimliliğinin geliştirilmesi, bilinçsiz kullanımın ve israfın önlenmesi, enerji yoğunluğunun gerek sektörler bazında gerekse makro düzeyde azaltılması ulusal enerji politikalarının öncelikli ve önemli bileşenleri arasında yer almaktadır (Anonim, 2017g).

Bu amaçla enerjide üretim maliyetlerinin ve çeşitliliğinin yanı sıra iklim değişikliği ile mücadele de son yıllarda büyük önem arz etmektedir. Enerji üretimi esnasında karbon içerikli yakıtların (petrol, doğal gaz, kömür vb.) yanması sonucu karbondioksitin oluşarak atmosfere karışması neticesinde hava kalitesini olumsuz etkilemesinin yanında en çok üzerinde durulan önemi atmosferde yükselerek sera gazı etkisine yol açmasıdır. Bunun neticesinde ise yeryüzünden yansıyan güneş ışınlarının atmosfer dışına çıkamadan içeride kalması neticesinde yer kürenin sıcaklığının artırması ile küresel ısınma meydana gelmektedir.

Enerji üretiminin her türlü aşamasında yapılan faaliyetlerin, ürünlerin veya hizmetlerin yüksek karbon salınımına sebep olması, işletmeleri iş süreçlerini tekrar değerlendirip düşük karbon salımlı teknolojilere geçiş yapmayı Kyoto Protokolü zorunlu hale getirmiştir. Hem enerjinin atık ısı geri kazanım sistemleri gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilip tasarruf sağlanması hem de bu sayede karbon (C) salınımının azaltılarak çevresel etkilerin en aza indirilmesi gelişmekte olan ülkemiz için büyük önem arz etmektedir.

Bu çalışmada; demir-çelik fabrikalarındaki çelikhane kısmında üretilen kütüklerin, haddeleme işleminden önce ısıtıldığı Tav Fırınları ısı denge açısından ayrıntılı incelenmiştir. Egzoz gazı sıcaklıklarının düzgün rejimli olup olmadığının tespiti yapılmıştır. Tav Fırını baca gazı sıcaklığının bir yıl boyunca değişimi incelenmiş ve açığa çıkan yüksek sıcaklıktaki egzoz gazlarının atık ısı enerji potansiyeli tespit edilmiştir. Tespit edilen Tav Fırını atık ısısının geri dönüşümü için analitik olarak organik Rankine çevrimi tasarlanmış ve atık ısıdan elektrik üretim kapasitesi hesaplanmıştır. Elde edilen analitik tasarım sonuçları daha önce aynı fırın ve fırın bacası için yapılmış olan simülatif tasarım çalışması ile kıyaslanmıştır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Hızlı sanayileşme ile orantılı olarak artan enerji tüketimi ve buna bağlı hızla azalan fosil yakıt kaynaklarından dolayı alternatif enerji ve tasarruf yöntemlerinin kullanılması kaçınılmaz hale gelmiştir. Günümüzdeki endüstri tesislerinde kullanılan enerji tasarruf yöntemleri içerisinde en önemlilerinden biri de Buharlı Rankine Çevriminden türeyen Organik Rankine Çevrimleridir. Geçmişte, dünyada ve ülkemizde enerji santrallerinde buharlı Rankine Çevrimleri yoğun olarak kullanılmakla birlikte Organik Rankine Çevrimlerinin kullanımına, düşük ısı verimlerinden dolayı tercih edilmemiştir. Fakat günümüzde, hızlı sanayileşmeden dolayı artan enerji tüketimi ve buna bağlı olarak hızla azalan fosil yakıt kaynaklarından dolayı alternatif enerji ve tasarruf yöntemlerinin kullanılması kaçınılmaz hale gelmiştir. Dünyada ORC sistemleri üzerine yoğun bir çalışma yapılmakla birlikte Türkiye’de bu alandaki çalışmaların henüz yeterli düzeye ulaşmadığı görülmektedir. Türkiye’de jeotermal kaynaklı ORC sistemleri yaygın olarak kullanılmakla birlikte son yıllarda endüstriye atık gaz ısı geri kazanımı ve biyogaz kaynaklı ORC uygulamalarında da kullanılmaya başlanmıştır.

Özden ve Paul, (2011), 2003 yılında Denizli Sarayköy’de açılmış olan 2120 metre derinliğindeki kuyunun analizini yapmışlardır. 120 °C sıcaklık, 50 lt/s debiye sahip olan kuyu için dizayn edilebilecek ORC kurulum parametrelerini belirleyerek sistem performansını incelemişlerdir. Bu çalışmanın sonucunda jeotermal ısı kaynağı ile başlangıçta 750 kW net güce sahip ORC sisteminin kurulumu çalışmalarını başlatmışlardır.

Arslan ve ark., (2012), Simav bölgesinde 65m ile 958m arasındaki derinlikteki kuyularda yapmış oldukları çalışmada, bulunan su sıcaklığının 42 °C ile 162 °C arasında değiştiğini ve debilerinin 0.3 kg/s ile 80 kg/s arasında olduğunu tespit etmişlerdir. O bölgede mevcut olan tesislerin toplam elektrik üretim kapasitesinin 20.4 MW olduğu, ORC sistemi kullanıldığında 120 MW kapasiteye erişilebileceğini belirlemişlerdir.

Quoilin ve ark., (2013), Organik Rankine çevriminin en önemli materyallerinden olan sistem akışkanı ve türbinini incelemişlerdir. Akışkanların değişmesi ile oluşabilecek sistemlerin maliyetleri ve bu sistemlerde kullanılan elemanların kapasitelerindeki

değişimleri belirlemişlerdir. Aynı zamanda farklı akışkanların denediği bu yöntem farklı firmaların üretmiş oldukları türbinler ile denenmiştir.

Kurbanoğlu ve ark., (2013), demir çelik sektöründeki itmeli tip Tav Fırınında oluşan atık gazdan üretilebilecek elektrik enerjisi miktarını hesaplamışlardır. Sistem akışkanı olarak tolüenin seçildiği çalışmada ORC dizayn metodu olarak analitik tasarım yöntemini kullanmışlardır. Elektrik üretim kapasitesi 370 kW olarak hesaplanan ORC sisteminin enerji veriminin % 21,76 olduğu tespit edilmiştir.

Pulyaev ve ark., (2013), kombine çevrim santrallerinde basınçlandırılmış doğal gazdan dolayı açığa çıkan atık ısıları, ORC sistemi kullanarak değerlendirmiş ve elektrik enerjisi üretim kapasitesini hesaplamışlardır. Tasarımı yapılmış ORC için sub-kritik çalışma koşullarında sistem akışkanı olarak R245fa, süper-kritik çalışma koşullarında sistem akışkanı olarak R236fa kullanılmıştır. Hesaplamalar sonucunda süper-kritik çevrim sub-kritik çevrimle kıyaslandığında % 39 daha fazla elektrik enerjisi üretebileceğini belirtmişlerdir.

Kaşka, (2014), demir çelik fabrikasındaki yürüyen kirişli Tav Fırınındaki taşıyıcı kirişlerin soğutma suyunun atık ısını ORC sisteminde kullanarak güç üretim potansiyelini incelemiştir. Bu çalışmanın sonunda elde edilen ORC sisteminin verimliliğinin farklı iki durumdaki termal verimlerini % 8,8 ve % 10,2 olarak hesaplamıştır.

Cihan, (2014), ORC sisteminin buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile kombine ederek termodinamik yönden incelemiştir. Aynı anda iki faydalı çıktının elde edildiği bu kojenerasyon sisteminde bir yandan güç üretilirken diğer yandan soğutma işlemi gerçekleştirilmektedir. Üç farklı çevrim akışkanı (R600, R600a ve R601) kullanılmış olan bu sistemlerin performansları kendi aralarında kıyaslanmıştır. Bunun yanı sıra bu akışkanlar, dünyada kullanımı çok yaygın olan R245fa akışkanı ile de performansları bakımından karşılaştırılmıştır. Termodinamik yönden incelenmiş olan çalışmanın sonunda çevrim akışkanları içerisinde R601'in en iyi sonuç veren akışkan olduğunu tespit etmiştir.

Utlu, (2015), 1990'dan 2011'e kadar (21 yıllık periyod) olan gerçek veriler üzerinde düşük, orta ve yüksek sıcaklık seviyelerinde atık ısının geri kazanım potansiyelini çalışmıştır. Sektörde bu yıllarda toplam enerji içerisinde elde edilebilir atık ısı potansiyeli % 36 ile % 40 arasında olduğunu belirlemiştir. Teknik potansiyel olarak bu değerlerin % 55 ile % 65 arasında olduğunu hesaplamıştır. Atık ısı geri kazanım uygulamaları ile atık gaz ve duvar ısı geri kazanımları için düşük, orta ve yüksek sıcaklık seviyelerindeki atık ısı geri kazanımları toplam teknik potansiyelini 224 PJ ile 503 PJ arasında olduğunu hesaplamıştır. Sektör içindeki teknoloji araçlarının kullanımı durumunda verimlilik 22.40 PJ/yıl ile 67.45 PJ/yıl arasında olacağını tahmin etmiştir. Türkiye'deki endüstriyel sektörde 1990'dan 2011'e kadar olan gerçek verilerdeki tutarlılık esas alınarak belirlenen sistemin verimliliği ve güvenilirliği incelenmiştir

Eyidogan ve ark., (2016), yapmış oldukları çalışmada, Türkiye'de Organik Rankine çevrimi (ORC) sistemlerinin teknik ve ekonomik analizi ve uygulama alanları detaylı olarak incelemiştir. Ayrıca, devlet tarafından yenilenebilir enerji üretimi ve endüstriyel atık ısı geri kazanım fırsatları için teşvikleri araştırıp sunmuşlardır. ORC teknolojileri, jeotermal, güneş, biyokütle ve endüstriyel atık ısı temelli elektrik üretim tesislerinde ayrı ayrı ele almış olup her uygulama için ayrı enerji santralleri seçilmiş ve bu incelemelerin teknik özellikleri irdelenmiştir. Örnek olarak 1 MW kurulu gücü olan biyokütle bazlı fabrikada bir uygulama incelemişler ve fizibilite analizine göre, ORC yatırım geri ödeme süresi 2.7 yıl olarak hesaplamışlardır.

Lemmens ve Lecompte., (2017) yapmış oldukları çalışmada, bir endüstriyel fırından çıkan baca gazı ısı geri kazanımı için kullanılan 375 kW'lık ORC sistemini belirli çalışma koşullarını dikkate alarak mali fizibilite değerlendirmesini yapmışlardır. Çalışma sonucunda, giderlerdeki yatırım maliyetlerinin 2013 yılı için 4217 € / kW olduğunu belirtmişlerdir. Geçerli koşullar altında yatırımın pozitif bir mali getirisi olduğunu, ancak hükümetten maddi destek alınmasının vazgeçilmez olduğunu belirtmişlerdir. Son olarak, duyarlılık analizi, yeterli yükleme saatlerine ulaşmanın önemini ve elektrik fiyatlarının ORC projelerinin finansal fizibilitesi üzerindeki etkisini ortaya koymuşlardır. Sonuçlar, ORC sistemlerinin belirli koşullar altında endüstriyel fazla ısı elektrik üretimi için uygun olduğunu, ancak mali desteğin gerekli olduğunu ve önümüzdeki yıllarda ORC'nin ilk yatırım maliyetlerinin azaltılması neticesinde ORC sisteminin daha çok tercih edilebileceğini ifade etmişlerdir.

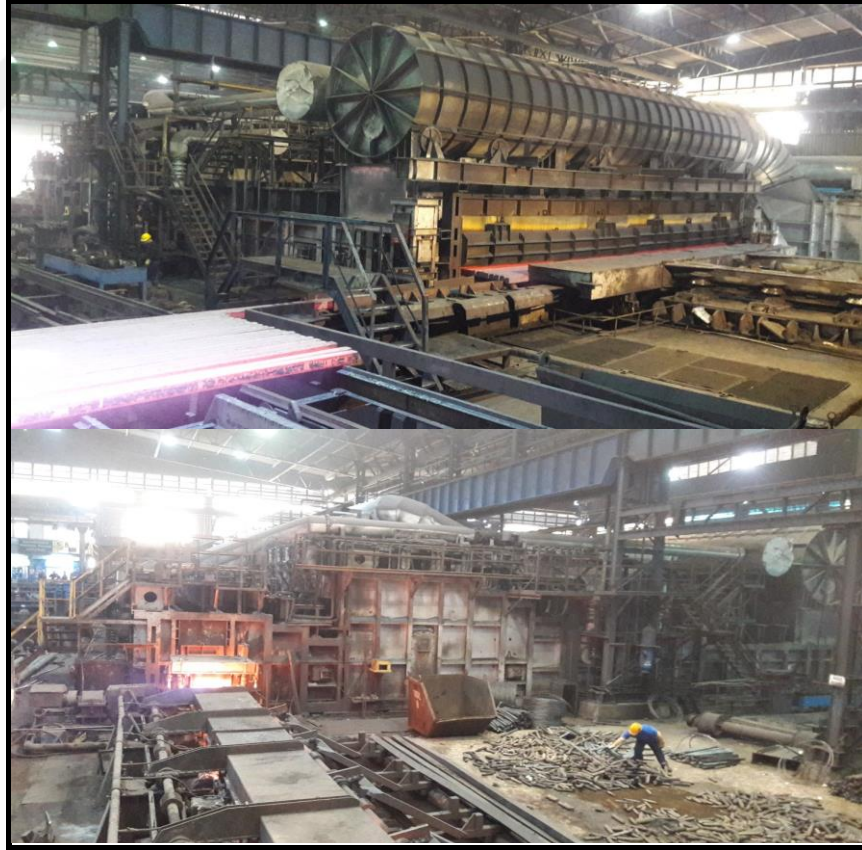
3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Atık ısı kaynağı olan Tav Fırını, ORC sistem analizinde ve tasarımında araştırılması gereken öncelikli konulardandır. Bu kaynağın taşıdığı atık ısı miktarı ve yeterliliği ise tasarım başlangıcında belirlenmesi gereken en önemli parametrelerden biridir. Bununla birlikte atık ısının enerji kaynağı olarak kullanıldığı ORC teknik parametrelerinin de iyi bilinmesi, sistem kurulumu açısından büyük önem arz etmektedir.

3.1.1. Tav Fırını

Bu çalışma kapsamında yapılacak olan sıcaklık analizi ve tasarım parametrelerinin analitik hesaplanmasında, Şekil 3.1.'de ki İskenderun' da demir çelik sektöründe çalışmakta olan bir haddehanedeki doğal gaz yakıtlı Tav Fırını sıcaklık verileri kullanılmıştır.

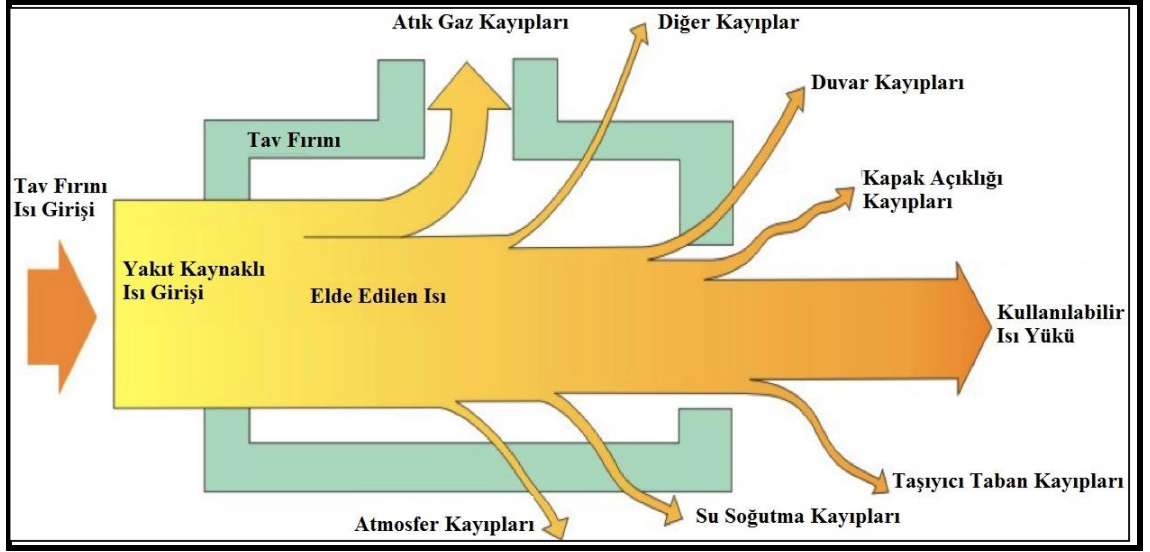


Şekil 3.1. Tav Fırını

Demir çelik sektöründe Tav Fırını diğer adıyla ön ısıtma fırını genel olarak çelikhanede üretilmiş çelik kütükleri sıcak haddeleme yapılabilmesi için gerekli olan 1000 °C-1100 °C arası sıcaklığa kadar ısıtmaya yarayan sistemdir. Başlıca, itmeli, yürüyen taban ve yürüyen kiriş modelleri demir çelik endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Günümüzde yürüyen kiriş ve yürüyen taban modelleri itmeli tip modeline göre yakıt tüketimi konusunda daha verimlidir. Diğer taraftan, hem yatırım ve işletme maliyeti açısından hem de tufal oluşumu açısından itmeli tip modeli daha avantajlıdır. Sonuç olarak yürüyen tabanlı Tav Fırınları yakıt sarfiyatı itmeli tip Tav Fırınlarına göre çok düşük olduğu için daha avantajlı olmaktadır. Bu nedenle toplam maliyet hesabı neticesinde bu modeller daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Örnek verilecek olunur ise sıcak şarjda yani 700 °C' deki çelik kütüklerde sıcak haddeleme proses sıcaklığına yani 1000 °C-1100 °C arası sıcaklığa çıkartmak için itmeli tip fırınlarda ortalama 18 m³/ton doğalgaz tüketirken bu değer yürüyen kirişli modellerde 13 m³/ton seviyelerine kadar düşmektedir. Bu da yaklaşık olarak yılda 1.000.000 ton kütük haddelendiği düşünülürse ton başına 5 m³ doğal gaz tasarruf edilebileceği hesaplanmaktadır. Bunun neticesinde 5.000.000 m³ doğal gazdan tasarruf edilebileceği ve sonuç olarak 1 m³ doğal gazın 1 TL civarı olduğu kabul edilerek toplamda yaklaşık 5.000.000 TL tasarruf potansiyelinin olduğu hesaplanmaktadır. Bu sonuç ile yürüyen tabanlı sistemlerin itmeli tipe göre yatırım maliyet farkının 20 milyon TL olduğu düşünüldüğünde yürüyen tabanlı sistemlerin yaklaşık 3-4 yılda kendini amorti etmesi anlamına gelmektedir.

Tav Fırını sistemlerinde giren enerji genellikle doğalgaz veya fueloil yakıtları, çıkan enerjileri Şekil 3.2'de genel Sankey diyagramında da görüldüğü gibi (Si ve ark., 2011);

- Malzemeye aktarılan (kullanılabilir) enerji,
- Baca gazı ile dışarı atılan atık gazdan kaybedilen enerji,
- Yüzeyden (duvardan) dolayı kaybedilen enerji,
- Kapak açıklıklarından kaybedilen enerji,
- Taşıyıcı tabandan kaybedilen enerji,
- Soğutucu sudan kaybedilen enerji,
- Atmosferden kaybedilen enerji ve
- Diğer kayıplar olarak sıralanmaktadır.



Şekil 3.2. Tav Fırını genel Sankey diyagramı (Si ve ark., 2011)

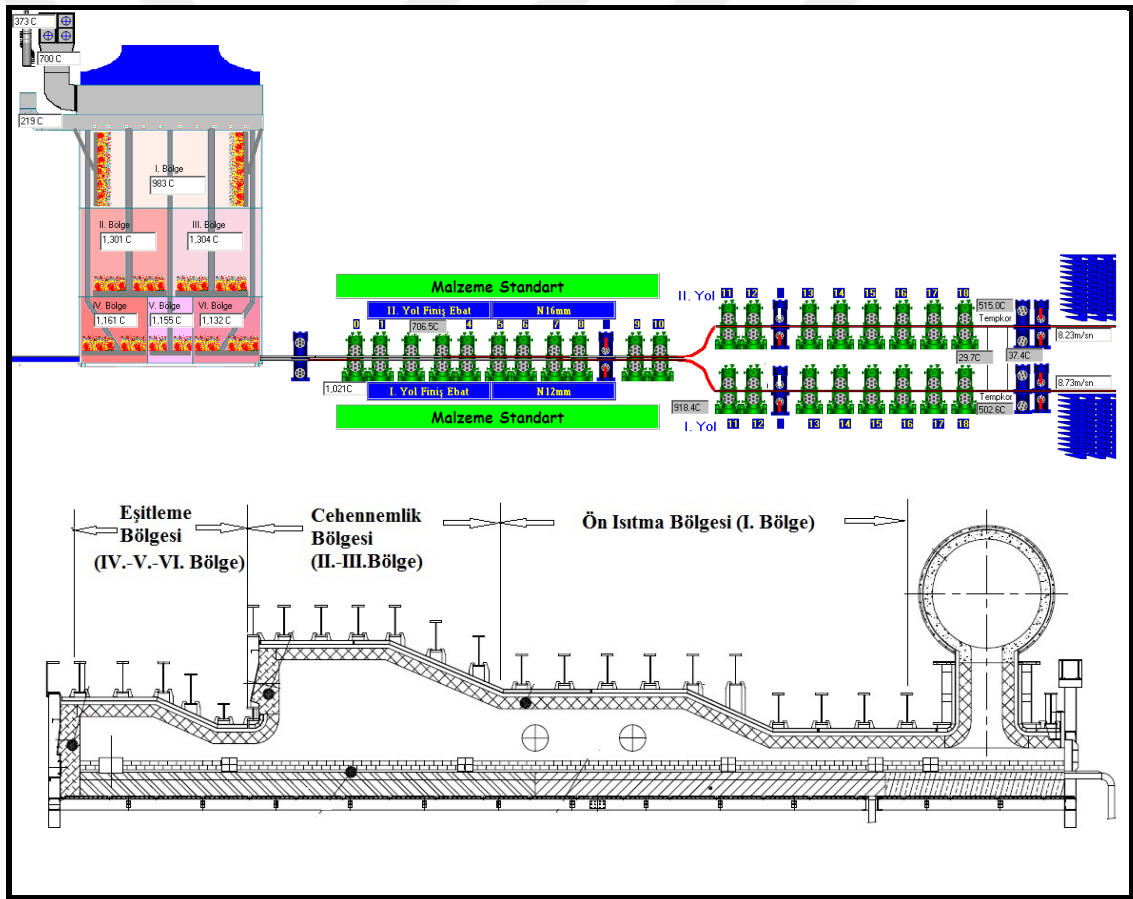
Tav Fırınında ısıtılan malzeme, inşaat demiri üretimi için kullanılan 130x130x14000 mm boyutlarında, analiz olarak dünya standartlarına uygun GR460, GR60, GR40 gibi normlara uygun çelik kütük kullanılmaktadır. Tav Fırınlarına bu kütükler sıcak veya soğuk şarj olarak girmektedir. Sıcak şarj kütükleri ortalama 700 °C civarı, soğuk şarj kütükleri de ortam sıcaklığındadır. Kütüklerin her 100 °C sıcaklığının artması için verilmesi gereken yakıt ton başına yaklaşık 1 m³ olarak hesaplanmıştır. Bu da şarj edilen kütük ne kadar sıcak ise sarf edilen yakıt miktarının da o kadar az olacağından çelikhane de üretilen kütüklerin en kısa ve izolasyonlu yoldan Tav Fırına girmesi önem arz etmektedir.

Baca gazı ile dışarı atılan enerji, sistemlere verilen enerjinin kullanılmadan atmosferdeki havaya ya da soğutucu sulara atılan kısmı olarak tanımlanabilmektedir. Endüstri tesislerindeki bacalardan atmosfer havasına atılan egzoz gazının ısısı, sistemlerdeki soğutucu akışkanların sistemden uzaklaştırdığı fazla ısı ve jeotermal kaynakların içerdiği ısı miktarları atık ısıya örnek olarak verilebilir. Fırından ilk çıkan baca gazı 800 °C dolaylarında ölçülürken reküperatöre girdikten sonra bacadan atık gaz 400 °C civarı çıkmaktadır. Fırın dış yüzeyleri yaklaşık 100 °C civarı olduğu için ortam sıcaklığına göre bir ısı kaybı olmaktadır.

Tav Fırınında üç farklı özellikte kapaklar bulunmaktadır. Birincisi, fırına kütük şarj edilirken kullanılan kapağın ara açıklığı yaklaşık 20 cm civarındadır. Fırın uzunluğunun 14 m olduğu göz önüne alındığında kapak ara açıklığı alanı 2.8 m² olarak

hesaplanmaktadır. Sonuç olarak bu aradan içeriye giren soğuk ortam havası baca gazı sıcaklığını azaltmaktadır. İkincisi, fırındaki kütükleri deşarj ederken kullanılan iki tane daha kapak bulunmaktadır. Bu kapaklar deşarj prosesi sırasında açıldığı için buralardan da ısı kaybı olmaktadır. Üçüncüsü, fırının etrafında belirli aralıklarla tabanında oluşan cürufu ve kütüğün üstünden düşen tufalı ara ara temizlemek için kullanılan temizleme kapaklarıdır. Bu üç farklı özellikteki kapaklardan kaçaklar olduğu için ısı kayıpları meydana gelmektedir.

Bu tez çalışması kapsamında egzoz gazı atık ısısı incelenecek olan Tav Fırınının ve haddeleme prosesinin şematik görüntüsü Şekil 3.3’de verilmektedir.

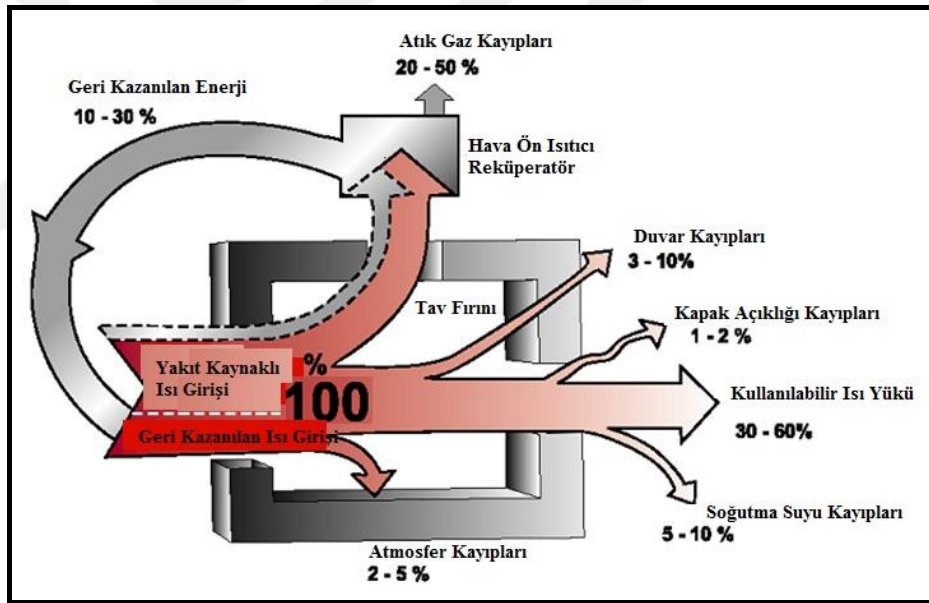


Şekil 3.3. Tav Fırını ve haddeleme prosesi şematik görüntüsü

Tav Fırınlarnın genel olarak Şekil 3.4'deki Sankey diyagramında görüldüğü gibi giren enerji %100 kabul edildiğinde, çıkan enerjilerde yaklaşık olarak (Kunche, 2013);

- Malzemeye aktarılan (kullanılabilir) enerji % 30 - % 60 arası,
- Baca gazı ile dışarı atılan atık gazdan kaybedilen enerji % 20 - % 50 arası,
- Yüzeiden (duvardan) dolayı kaybedilen enerji % 3 - % 10 arası,
- Kapak açıklıklarından kaybedilen enerji % 1 - % 2 arası,
- Soğutucu sudan kaybedilen enerji % 5 - % 10 arası ve,
- Atmosferden kaybedilen enerji % 2 - % 5 arası olduğu kabul edilmektedir.

Fırın brülörlerine verilen yakma havası reküperatörler ile % 10 - % 30 arası ön ısıtma yapılmakta fakat bu ön ısıtma ile ısı geri kazanımı sistem sınırları içerisinde gerçekleştiğinden genellikle giren enerji olarak alınmamaktadır.

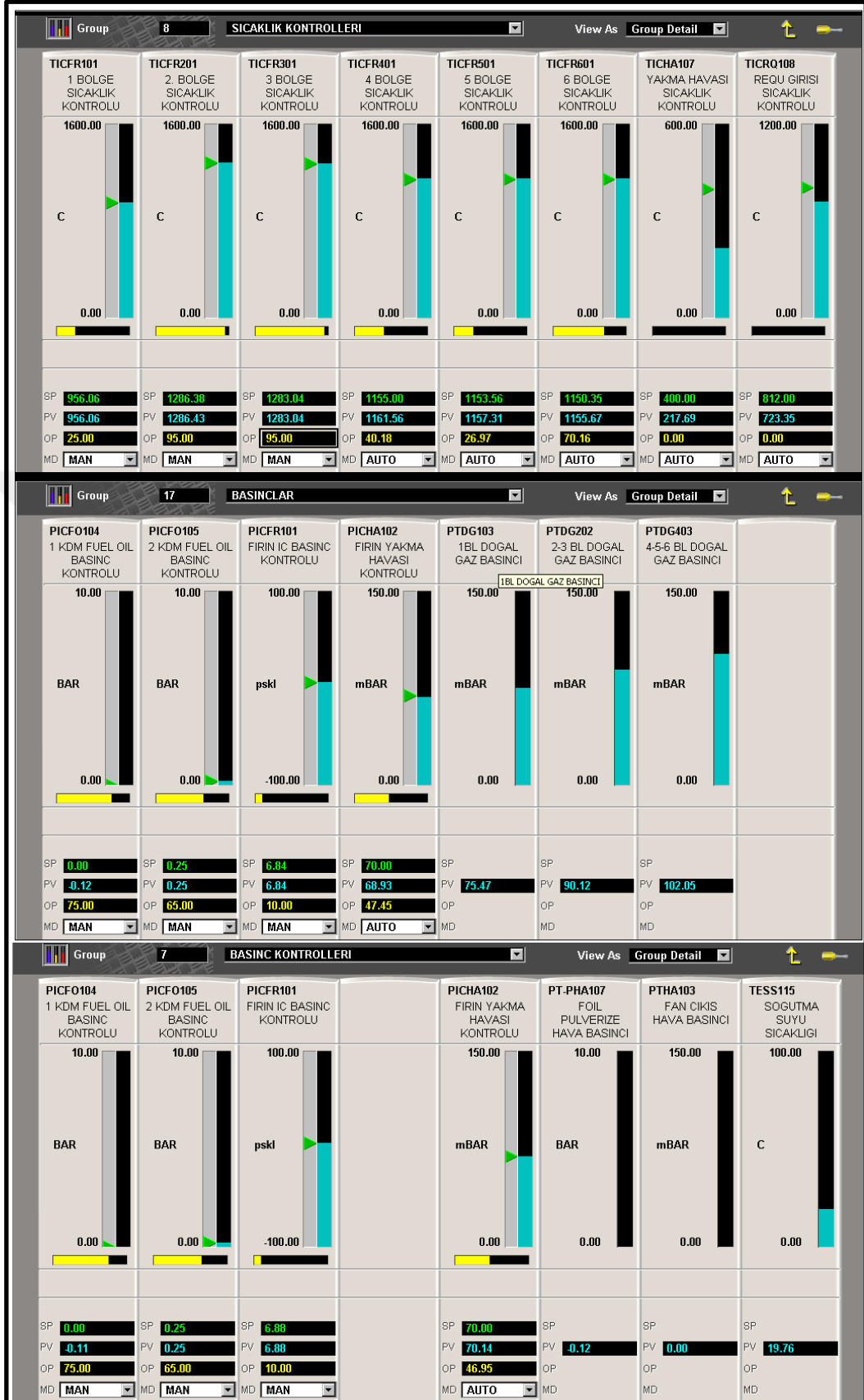


Şekil 3.4. Tav Fırını Sankey diyagramı genel kayıp oranları (Kunche, 2013)

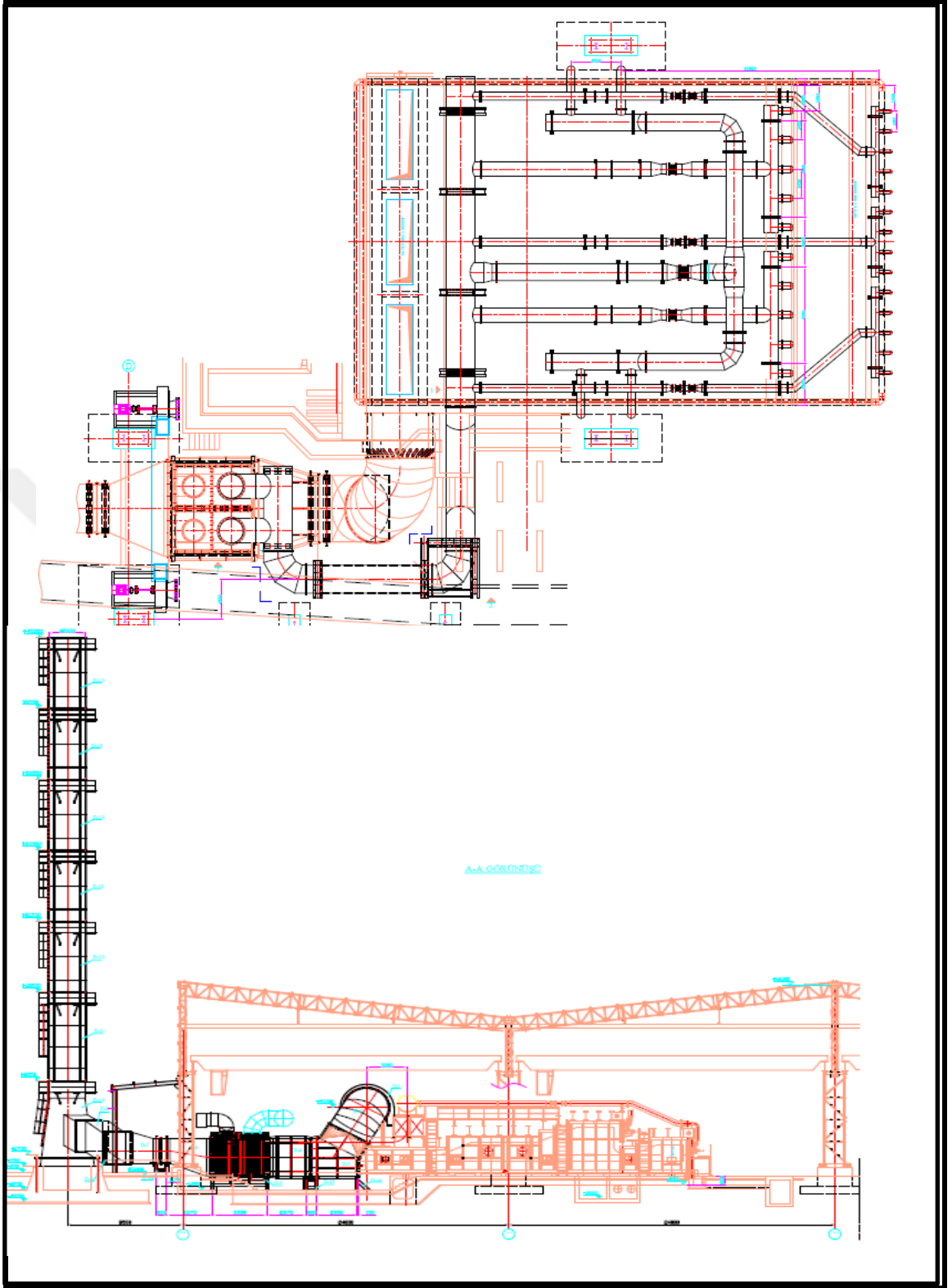
Endüstrideki Tav Fırınlarnında yakıt kaynağı olarak öncelikli tercih edilen yakıt doğalgazdır. İkinci sırada fueloil alternatif yakıt kaynağı olarak kullanılmaktadır. Birçok açıdan bakıldığında hem işletme maliyeti hem yatırım maliyeti hem de egzoz emisyon değerleri açısından doğalgaz diğer yakıt türlerine göre daha avantajlı durumdadır. İncelenen demir çelik tesisindeki Tav Fırını üzerinde Şekil 3.5'de görüldüğü gibi

Honeywell firmasının otomasyon sistemi kullanılmış olup bölge sıcaklıkları esas alınarak sistem kontrol edilmektedir. Bu sistemde hem fueloil hem de doğalgaz yakıt sistemi entegre edilerek kontrolleri sağlanmaktadır. Sistemde böyle bir uygulamanın kullanılmasındaki amaç, herhangi bir teknik sorundan dolayı olası bir doğalgaz kesilmesi durumunda sistemi durdurmadan çalışmasını devam ettirebilmek için fueloil yakıtını devreye girdirmektir.

İncelenen Tav Fırınında hava/yakıt oranı bütün bölgelerin ortalaması olan $H/Y=9$ değeri alınmıştır. Yani, 9 m^3 hava içindeki oksijenin yanması için 1 m^3 doğalgaz kullanılması anlamına gelen işlem uygulanarak yarı mamul olan kütüklerin tavlanması sağlanmaktadır. Bu oranı ayarlamak için iki önemli kritere bakılmaktadır. Bunlardan birincisi, alevin yanmasını gözlemleyerek müdahale etmektir. Bu oranın belirlenmesinde alevin durumu çok büyük bir önem arz etmektedir. Eğer yakma havası, verilen yakıtı göre az olursa alev dumanlı yanmaktadır. Gereksiz yere fazla yakıt veya eksik hava verildiğinden çığ yakacağı için yakıt sarfiyatı artmaktadır. Ya da tam tersi bir durum olan yakma havası, verilen yakıtı göre fazla olursa bu sefer de alev parlak yanmaktadır. Bu da fazla havayı ısıtmak için ekstra yakıt sarfiyatı oluşturmaktadır. Aynı zamanda fazla oksijenden dolayı kütüklerin üzerindeki tufal oluşumunu da artırmaktadır. İdeal bir fırındaki tufal maksimum % 1'i geçmemelidir. Ayrıca, bir miktar demirin de erimesine ve tabanda cüruf oluşturmaya sebep olabilmektedir. Sonuç olarak en ideal yanma ne dumanlı ne de parlak olan, dumansız portakal renginde olan yanmadır. Yakma havasının ve baca gazının geçtiği boru ve baca dizaynı Şekil 3.6'da görülmektedir. Şekilden görüldüğü gibi yakma havası boru dizaynının simetrik ve aynı çaplarda olması doğru bir yerleşim olduğunu göstermektedir. Çünkü yakma havasının ilk girdiği yerden eşit bir şekilde hava bölünmez ise ilerideki bölgelerde dengesiz hava geçişlerine neden olması söz konusudur. Bu dengesizlikte direk bölgelerdeki hava ayarlarının stabil çalışmasını engelleyeceğinden istenmeyen bir durumdur. Baca gazının atıldığı güzergah seçilirken basınç kaybının en az olduğu bir hat seçilmektedir. Hava yakıt oranının belirlenmesindeki ikinci önemli kriter ise baca davlumbazında yer alan oksijen analizörü olup bu analizördeki okunan baca gazı oksijen değeri yaklaşık % 2 olarak ayarlanmaktadır. Bu değerden fazla olursa sisteme fazla hava verildiğini, bu değerden düşük veya sıfır olması durumunda ise o zaman hava yakıtı göre yetersiz olduğu anlaşılmakta olup yanmanın iyi olmadığı anlamına gelmektedir.

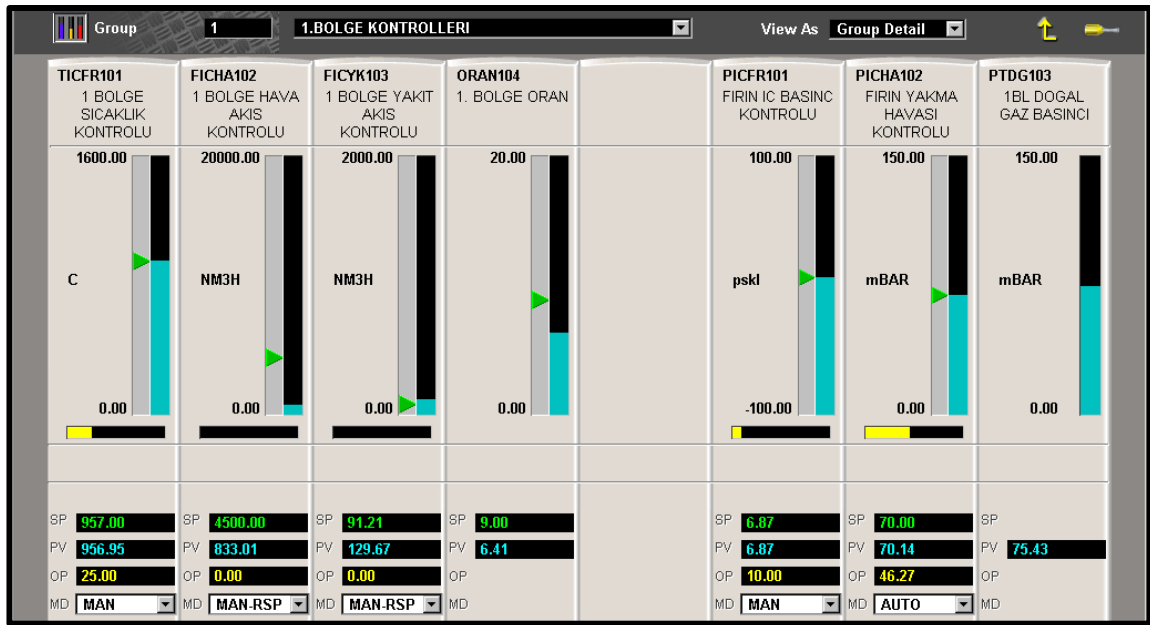


Şekil 3.5. Tav Fırını sıcaklıkları, fuel oil ve doğalgaz otomasyon kontrol ekranı



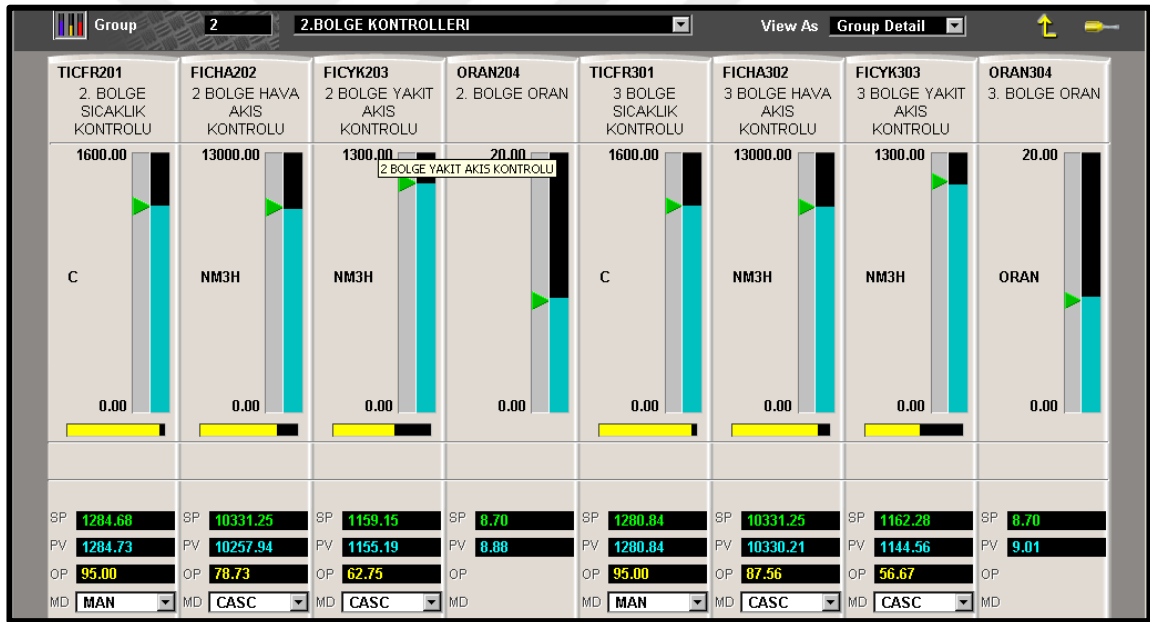
Şekil 3.6. Tav Fırını yakma havası ve baca gazı boruları genel şematik görünümü

Tav Fırınında toplam altı sıcaklık bölgesi bulunmaktadır. Kütüklerin girdiği ve ısıtılmaya başlandığı bölge Tav Fırında I. Bölge olarak adlandırılmaktadır. I. Bölge genellikle ortam sıcaklığındaki soğuk şarj kütükleri fırına girdiği zaman devreye alınmaktadır. I. Bölge fırın içerisindeki diğer bölgelere göre daha düşük sıcaklığa sahip bölge olup, sıcaklığı yaklaşık olarak 900 °C ile 1100 °C arasında değişmektedir. Tav Fırınına giren kütükler toplamda 195 adet olup bunun ilk 90 tanesi I. Bölgeyi, 90 ile 140 arası II. ve III. Bölgeyi, 140 ile 195 arası IV., V. ve VI. bölgeyi oluşturmaktadır. I. Bölgede dört adet 5.000 kWh'lık brülör mevcuttur. Toplamda I. Bölgedeki ısı yükü 20.000 kWh'dır. Sistemde tüketilen doğalgaz miktarı ise Şekil 3.7'de görüldüğü gibi H/Y=9 olarak set edilmektedir. Yani 9 m³ hava içindeki oksijenin yanması için 1 m³ doğalgaz kullanılması anlamına gelen işlem uygulanarak gerekli olan doğalgaz ve hava miktarlarını otomasyon ayarlanmaktadır. Bu bölgenin maksimum doğalgaz sarfiyatı 2.000 m³/saat, hava geçişi de 20.000 m³/saat'tir. Haddenin çalışma hızına göre yavaş çalıştığı zaman (saatte 40 kütük=80 ton civarı) iki brülör, hızlı çalıştığı zaman (saatte 65 kütük=130 ton civarı) dört brülör çalışmaktadır. Eğer iki brülör çalışırsa doğalgaz sarfiyatı 600 m³/saat, hava geçişi de 5.400 m³/saat civarlarındadır. Dört brülör çalıştığı durumlarda ise bu rakamlar iki katına çıkmakta olup doğalgaz sarfiyatı 1200 m³/saat, hava geçişi de 10.800 m³/saat civarlarında gerçekleşmektedir.

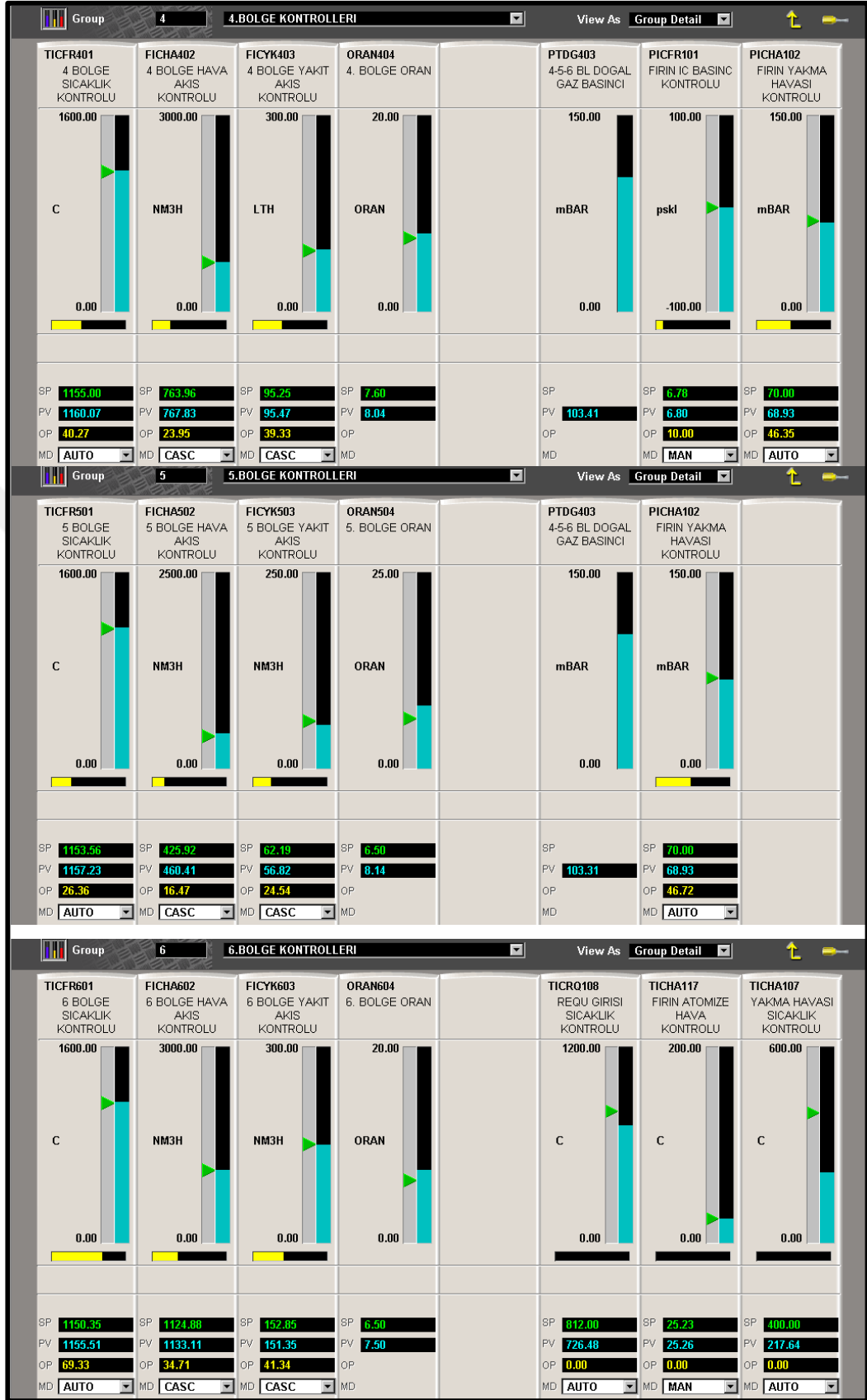


Şekil 3.7. Tav Fırını I. Bölge otomasyon kontrol ekranı

Kütükler, I. Bölgeye uğradıktan sonra II. ve III. Bölgeye gelmektedirler. II. ve III. Bölge kütüğün asıl tavlama için gerekli ısının verildiği alanlardır. Yani fırında en çok yakıt bu bölgelerde harcanmaktadır. Bu bölgeler sıcaklık olarak birbirine yakın değerlerde olup sıcaklıkları yaklaşık olarak 1250 °C ile 1300 °C arasında değişmektedir. Tav Fırınındaki en yüksek sıcaklık değerine sahip olan bölgeler II. ve III. Bölgelerdir. Diğer bir deyişle cehennemlik bölgesi olarak da adlandırılmaktadır. II. ve III. bölgelerde 5'er adet toplam 10 tane 2.500 kWh'lık brülörlerden kullanılmaktadır. Toplamda II. ve III. bölgelerdeki ısı yükü 25.000 kWh'dır. Tav Fırınında tüketilen doğalgaz miktarı ise Şekil 3.8'de görüldüğü gibi her iki bölgede de H/Y=8.7 olarak set edilmiştir. Bu bölgelerin her birisinin maksimum doğalgaz sarfıyatı 1.300 m³/saat, hava geçişi de 13.000 m³/saat olarak gerçekleşmektedir. Ama normal çalışma şartlarında bu rakam doğalgaz sarfıyatı 1000 m³/saat, hava geçişi de 9.700 m³/saat civarlarında gerçekleşmektedir.



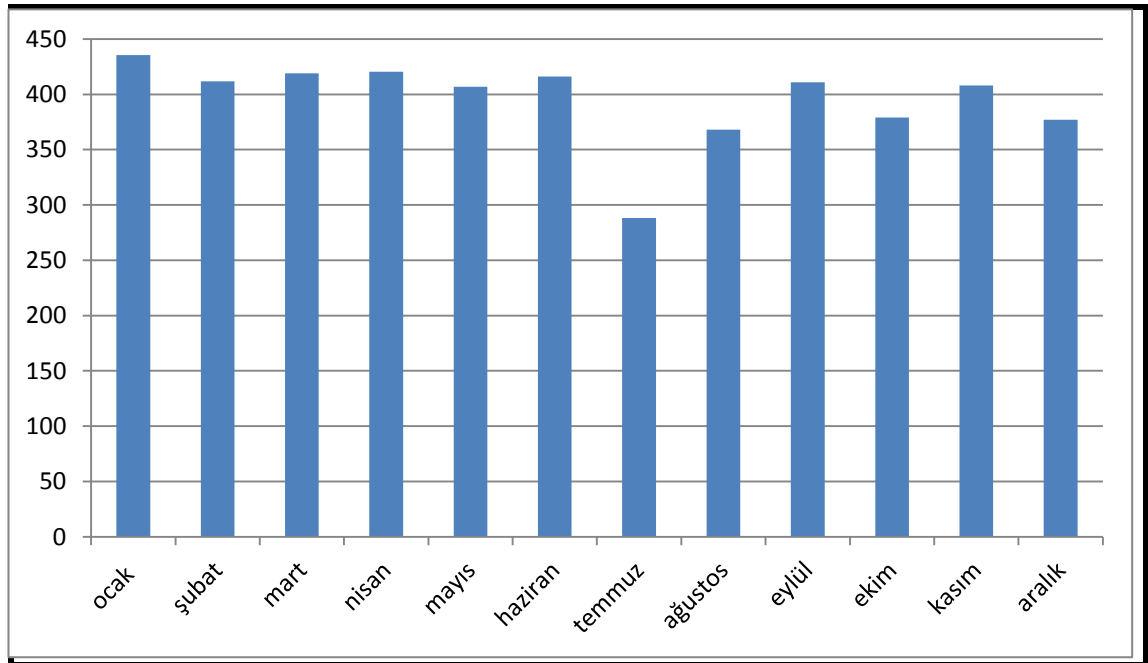
Şekil 3.8. Tav Fırını II.ve III. Bölge otomasyon kontrol ekranı



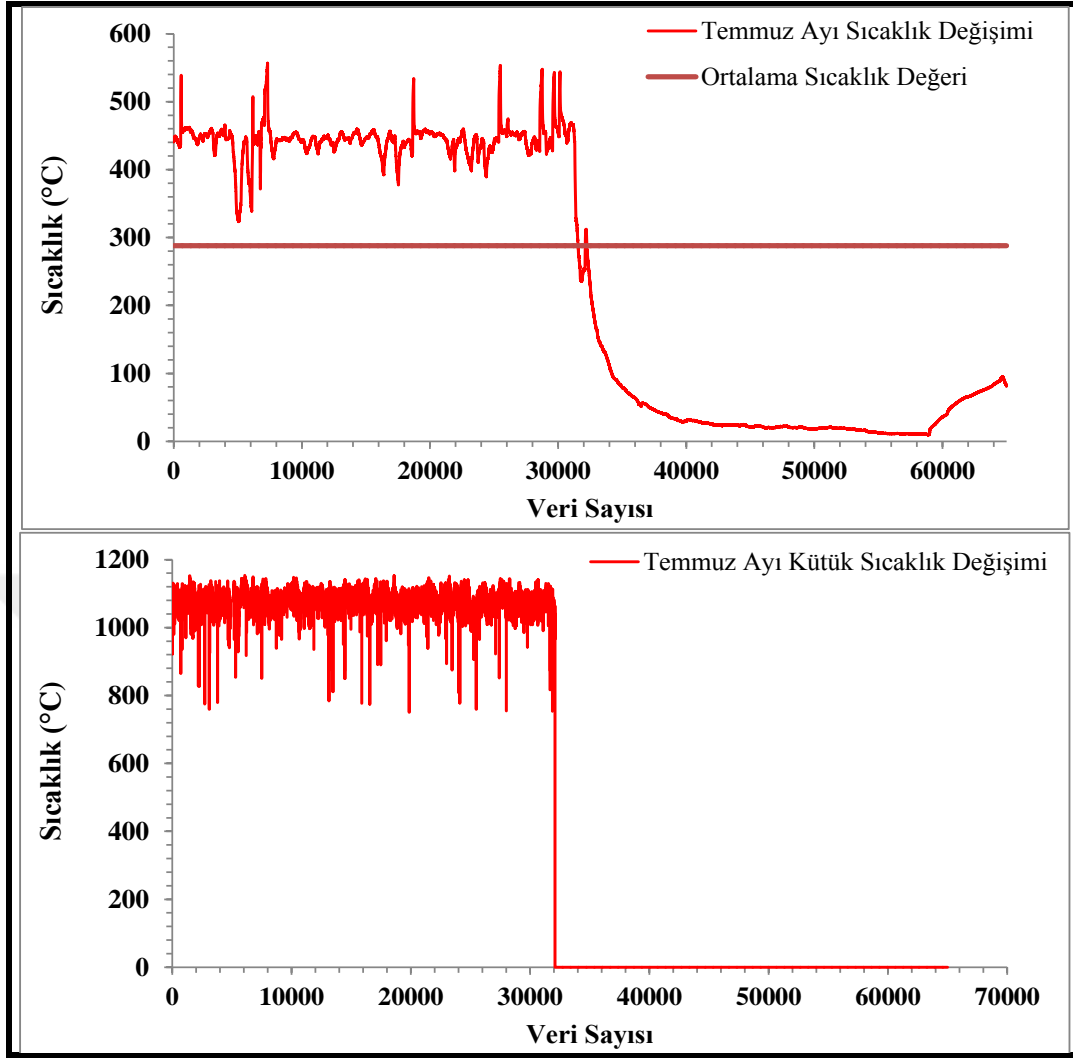
Şekil 3.9. Tav Fırını IV., V. ve VI. Bölge otomasyon kontrol ekranı

3.1.2. Atık Isı

İncelenen endüstriyel tesisteki Tav Fırını atık baca gazının ısısı kullanılarak çalıştırılması planlanan ORC sisteminin tasarımının yapılmasından önce bacadan atmosfere atılan egzoz gazından düzenli olarak sıcaklık ve debi değerleri 12 ay süreyle, 20 saniye aralıklarla ölçülmüş ve sıcaklık değerlerinin değişimi incelenmiştir. Tav Fırını atık baca gazının aylara göre dağılımı Şekil 3.10’da verilmektedir. Şekil incelendiğinde 12 ayın tamamında bacadan atmosfere atılan egzoz gazının aylık ortalama sıcaklıklarının 400 °C civarında olduğu görülmektedir. Temmuz, Ağustos, Ekim ve Aralık aylarında planlı duruşlardan dolayı atık gaz sıcaklığının 400 °C’nin altında kaldığı gözlemlenmiştir. Tav Fırını Temmuz ayı baca gazı ve kütük çıkış sıcaklık değerleri Şekil 3.11’de verilmektedir. Şekil incelendiğinde özellikle Temmuz ayında Tav Fırınında 3 yılda bir yapılan taban revizyonuna girildiği için kütük çıkışı durdurulmuştur. Buna paralel olarak bölge sıcaklıkları da düşürülmüştür. Bunun neticesinde atık baca gazı sıcaklıkları da düştüğü irdelenmiştir. Temmuz ayının sıcaklık değerleri ayın ortasında başlayan sıcaklık düşüşü ayın sonuna kadar devam etmiştir.

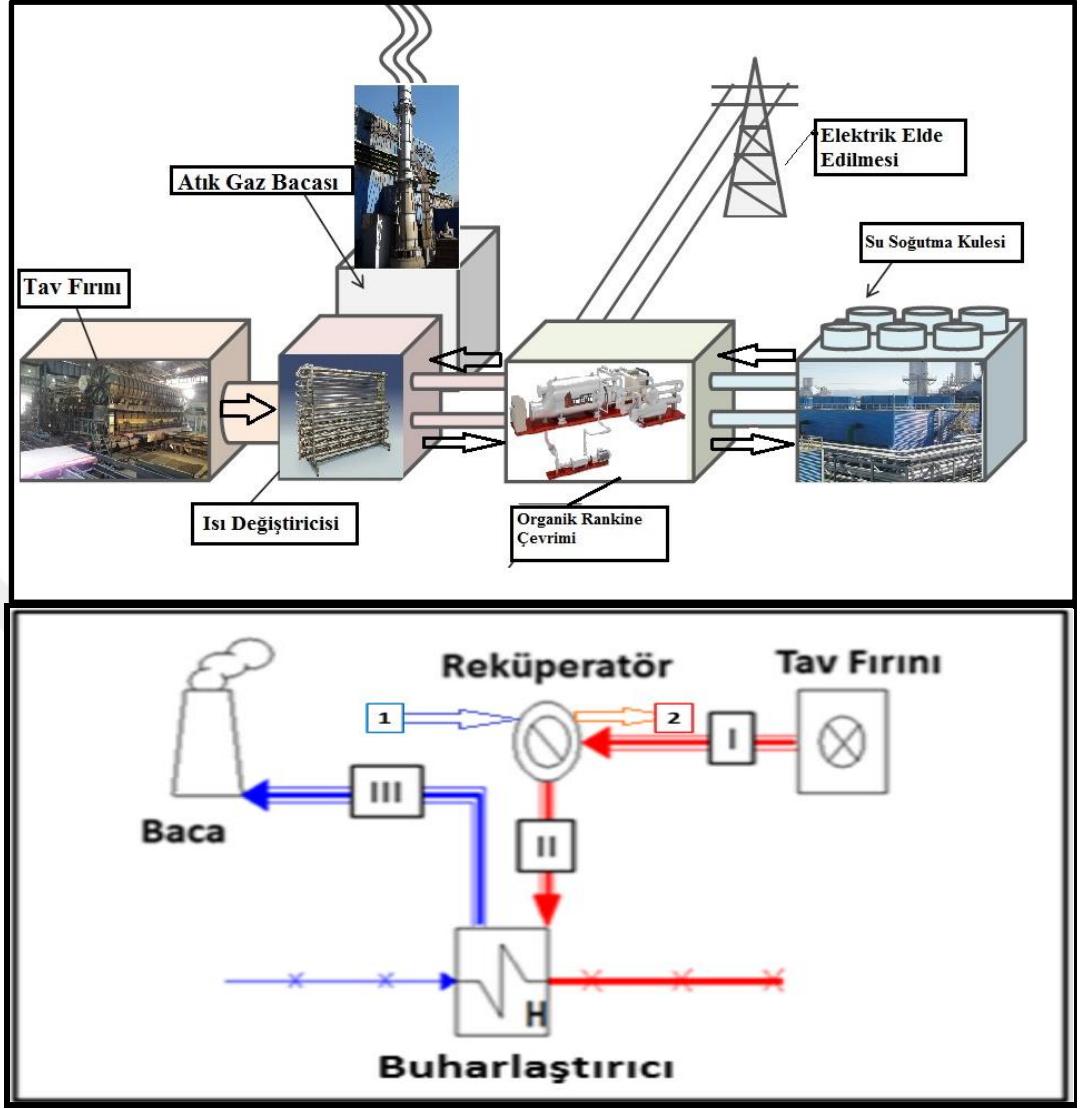


Şekil 3.10. Tav Fırını atık baca gazının aylara göre dağılımı



Şekil 3.11. Tav Fırını Temmuz ayı baca gazı ve kütük çıkış sıcaklık değerleri

Tav Fırınındaki atık ısıdan ORC ile elektrik elde edilmesinin şematik görünümü, Şekil 3.12’de verilmektedir (Anonymous, 2017j). Şekilden görüldüğü gibi Tav Fırınındaki ısıtma işlemi sonrasında yanma ürünlerinin en başında gelen egzoz gazları 700 °C -800 °C aralığındaki sıcaklıklarda Tav Fırınından çıkmaktadır (I noktası). Tav Fırını baca davlumbazından çıkan yüksek sıcaklıktaki egzoz gazı reküperatörden geçerek Tav Fırınına giren taze yanma havasının (1→2) ısıtılmasında kullanılmaktadır. Yanma havasına ön ısıtma yaptıktan sonra, egzoz gazı yaklaşık olarak 400 °C’de buharlaştırıcıya girmektedir (II noktası). Buharlaştırıcıya gelen orta sıcaklıktaki (400 °C) egzoz gazı ORC’deki akışkanı ısıtmaktadır. Isısını çevrim akışkanına vererek 90 °C ile 120 °C aralıklarına kadar soğutulan egzoz gazı bacadan atmosfere gönderilmektedir (III noktası).



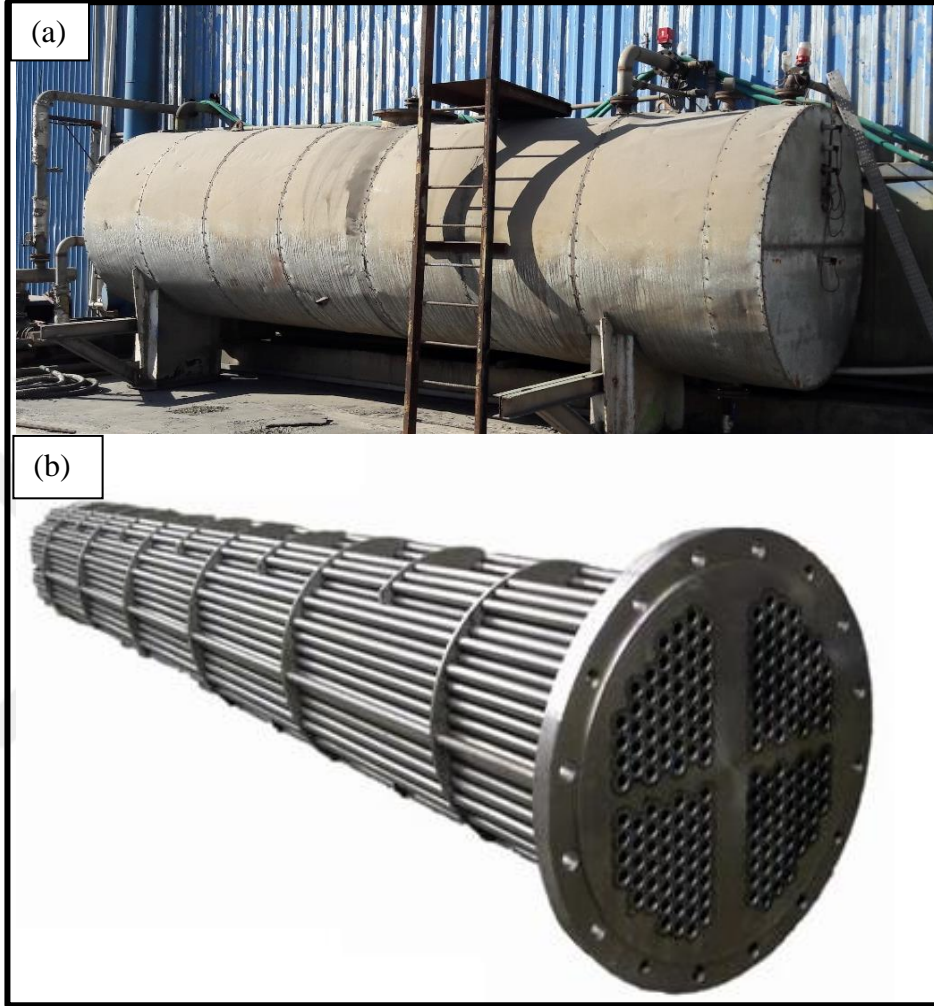
Şekil 3.12. Tav Fırınındaki atık ısıdan ORC sisteminin şematik görünümü (Anonymous, 2017j)

3.1.3. Tav Fırınında Kullanılan Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri

3.1.3.1. Eşanjör

Aralarında herhangi bir fiziksel temas olmadan birbirine karışmaksızın farklı sıcaklıklardaki sıvı-sıvı akışkanların birinden diğerine ısı transferini gerçekleştiren mekanik cihazlardır. Tav Fırınında kullanılan eşanjör Şekil 3.13’de gösterilmektedir (Anonim, 2017k). İncelenen tesiste eşanjör vasıtasıyla elde edilen sıcak su tesiste bulunan yaşam mahalleri olan banyo, mutfak ve lavabolarda kullanılmaktadır. Burada ısıtan

(yüksek sıcaklıktaki) suyun giriş sıcaklığı 90 °C civarında olup çıkış sıcaklığı da 70 °C civarındadır. Isınan (düşük sıcaklıktaki) suyun giriş sıcaklığı 25 °C civarında olup çıkış sıcaklığı ise 50 °C civarında gerçekleşmektedir.

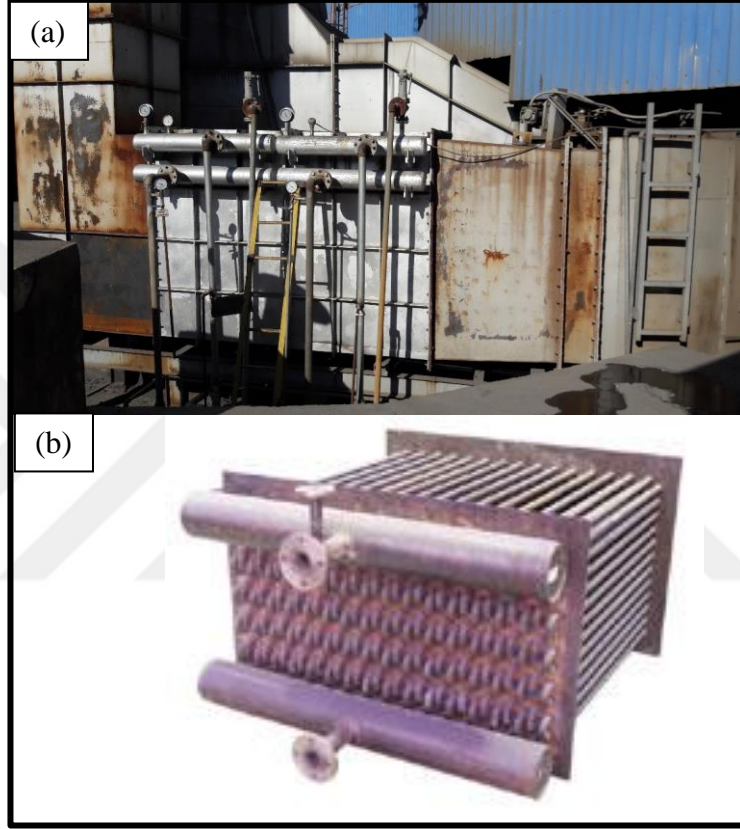


Şekil 3.13. Tav Fırınında kullanılan Eşanjör (a) Tav Fırınındaki görünümü, (b) Eşanjör iç görünümü (Anonim, 2017k)

3.1.3.2. Ekonomizer

Isı, buhar veya güç üretim tesis kazanlarından veya endüstriyel fırınlardan çıkarak bacaya verilen atık gaz ısısını bünyesinde sirküle eden suya aktarmak amacıyla kullanılan, aralarında herhangi bir fiziksel temas olmadan birbirine karışmaksızın farklı sıcaklıklardaki sıvı-gaz akışkanlarının birinden diğerine ısı transferini gerçekleştiren mekanik cihazlardır. Geri kazanılan atık ısı, kazan besleme suyuna verilebileceği gibi, tesiste ısıtma, banyo, yıkama, vb. amaçlar için kullanılacak suya da verilebilmektedir.

İncelenen tesiste ekonomizer eşanjördeki suyun ve fuel oil tanklarının ısıtılmasında kullanılmaktadır. Tav Fırınında kullanılan ekonomizer Şekil 3.14’de gösterilmektedir (Anonim, 2017l). Burada ısıtan (yüksek sıcaklıktaki) baca gazının giriş sıcaklığı 800 °C civarında olup çıkış sıcaklığı da 400 °C civarındadır. Isınan (düşük sıcaklıktaki) açık devre ısıtma suyunun giriş sıcaklığı 70 °C civarında olup çıkış sıcaklığı ise 90 °C civarında gerçekleşmektedir.

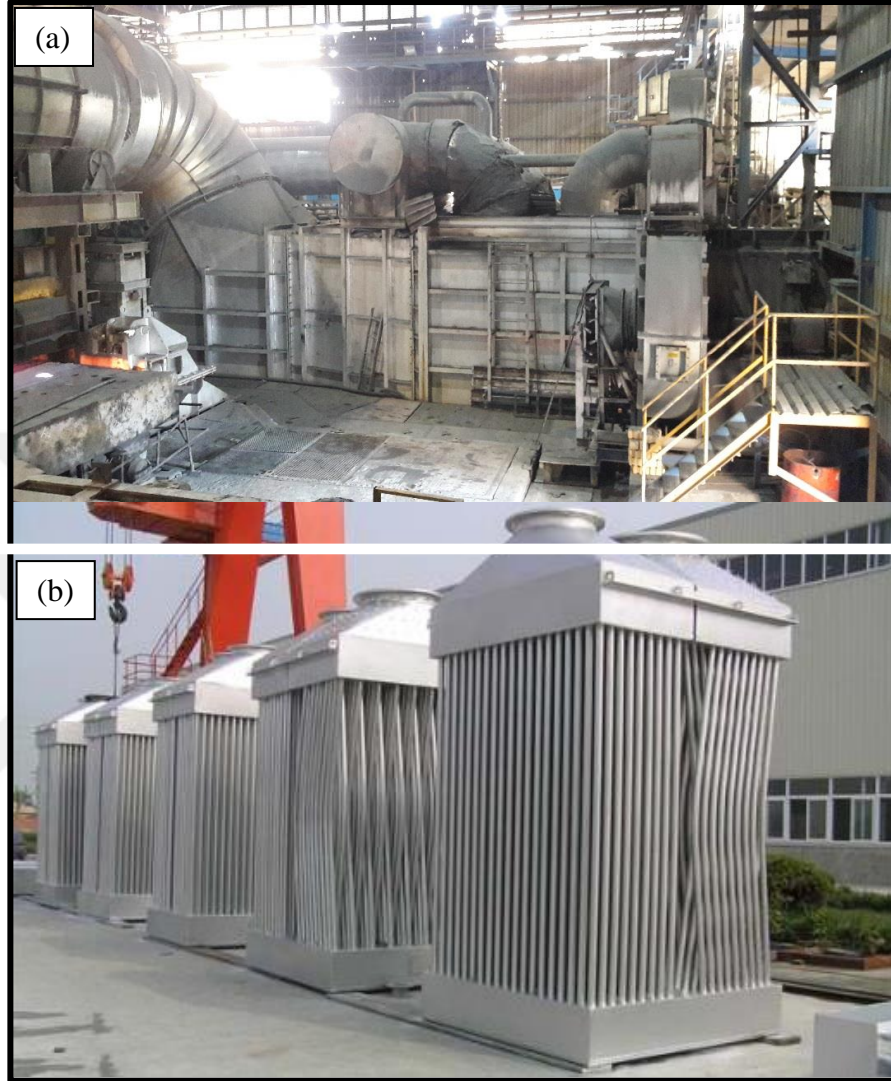


Şekil 3.14. Tav Fırınında kullanılan Ekonomizer (a) Tav Fırınındaki görünümü, (b) Eşanjör iç görünümü (Anonim, 2017l)

3.1.3.3. Reküperatör

Aralarında herhangi bir fiziksel temas olmadan birbirine karışmaksızın farklı sıcaklıklardaki gaz-gaz akışkanların birinden diğerine ısı transferini gerçekleştiren mekanik cihazlardır. Tav Fırınında kullanılan reküperatör Şekil 3.15’de gösterilmektedir (Anonim, 2017m). İncelenen tesiste reküperatör yakma havasını ısıtmak için kullanılmaktadır. Burada ısıtan (yüksek sıcaklıktaki) baca gazının giriş sıcaklığı 800 °C civarında olup çıkış sıcaklığı da 400 °C civarındadır. Isınan (düşük sıcaklıktaki) yakma

havasının giriş sıcaklığı 25 °C civarında olup çıkış sıcaklığı ise 300 °C civarında gerçekleşmektedir.



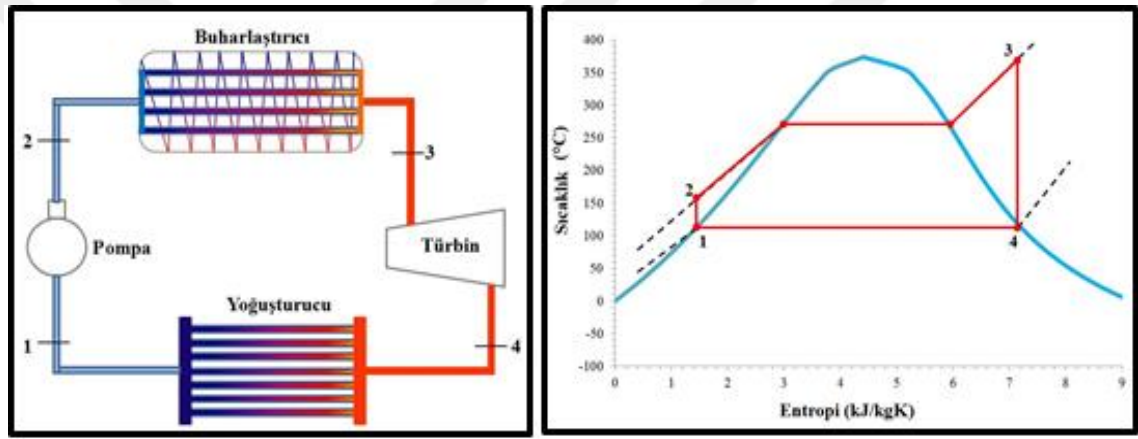
Şekil 3.15. Tav Fırınında kullanılan Reküperatör (a) Tav Fırınındaki görünümü, (b) Reküperatör iç görünümü (Anonim, 2017m)

3.1.4. Organik Rankine Çevrimi (ORC)

Basit buharlı güç ünitelerinin ideal veya teorik çevrimi Rankine çevrimi olarak tanımlanmakta olup ilk olarak İskoç bilim adamı William J. M. Rankine (1820-1872) tarafından geliştirilmiştir (Anonim, 2014b). Temel Rankine çevrimi, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, pompa ve türbin olmak üzere dört elemandan oluşmaktadır. Rankine

çevrimi ve T - s diyagramı şematik gösterimi Şekil 3.16'da görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi sistem;

- **1-2:** Sistemde yoğuşturucudan çıkan sıvı haldeki çalışma akışkanı, pompa ile düşük basınçtan, yüksek basınca çıkarılarak buharlaştırıcıya girmektedir.
- **2-3:** Yüksek basınçlı sıvı buharlaştırıcıda bir dış ısı kaynağı ile sabit basınçta kızdırılmış buhar halini almaktadır.
- **3-4:** Kızgın buhar, türbinde genişleyerek güç elde edilmektedir.
- **4-1** Buhar daha sonra yoğuşturucuya girerek, doymuş sıvı halini alana kadar soğutulur. Bu sıvı daha sonra tekrar pompaya girerek çevrim tekrar etmektedir.



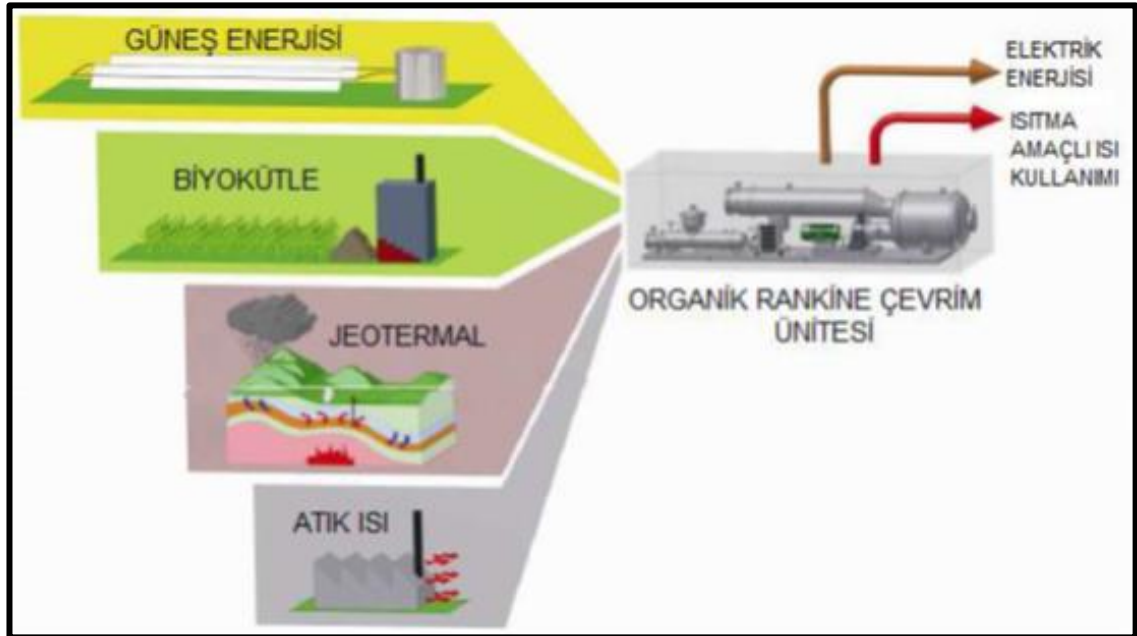
Şekil 3.16. Rankine Çevrimi ve T- s diyagramı şematik gösterimi

Sistemde çevrim akışkanı olarak su buharının kullanıldığı Rankine çevriminin verimli çalışabilmesi ve suyun kızgın buhar haline dönüştürülebilmesi için buharlaştırıcıda çok yüksek sıcaklıklarda ısı kaynaklarına ihtiyaç duyulmaktadır. Özellikle düşük ve orta seviyedeki ısı kaynakları için yapılan araştırmalar sonucunda hidrokarbon yapılı akışkanların kullanıldığı ORC sistemleri geliştirilmiştir. Rankine çevriminden farklı olarak ORC sistemlerinde, düşük sıcaklıkta buharlaşabilen, moleküler ağırlığı sudan yüksek olan ve böylece daha yavaş devir hızına ve metal akşamlarda daha az basınca yol açan, çalışma koşulları ve çevrim parametrelerine göre toleransı düşük tepkiler veren organik çalışma sıvıları kullanılmaktadır. Literatürde ilk olarak 1883 yılında Frank Ofeldt, Rankine çevriminde buhar dışında neftyağı kullanımı ile sistemde pistonların çalıştırılması ile güç üretimini gerçekleştirmeyi sağlamıştır (Anonymous,

2014b). Gerçek manada bir ORC prototipi ise ilk olarak 1961 yılında Güneş Mühendisleri Tabor, H.,Z. ve Bronicki, L., tarafında geliştirilmiştir (Anonymous, 2014c).

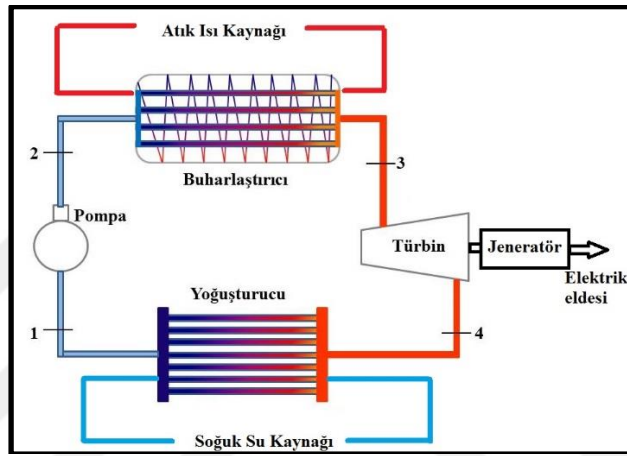
3.1.4.1. ORC Kullanım Alanları

Organik Rankine çevrim, iş yapan akışkan olarak organik akışkanları kullanan kapalı bir Rankine çevrimidir. Organik Rankine çevriminde en genel ısı kaynağı olarak; Baca gazı atık ısı (100 °C – 400 °C), Biyokütle, Jeotermal enerji ve Güneş enerjisi kullanılmakta olup ORC sistemlerinin kullandığı ısı kaynaklarına göre dağılımı Şekil 3.17’de görülmektedir (Anonymous, 2017n). Bunun yanı sıra ORC çevrim verimi ısı kaynağı ve yoğuşturucu suyu sıcaklığına (sıcak su ihtiyacının olup olmaması durumuna) bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Genellikle 250 °C’nin üzerindeki ısı kaynaklarında verim (ısı kaynağının elektriğe dönüştürülme oranı) % 19 - % 25 arasındadır. Türbin verimleri % 85 civarındadır. Ekonomik çalışma ömrü 20 yıldır. Endüstriyel proses bacalarından çıkan 180 °C’nin üzerindeki baca gazları, içten yanmalı motorların egzoz gazları v.b gibi düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarından elektrik üretimi için kullanılır. ORC sistemleri yaygın olarak Çimento, Cam, Rafineri ve Demir-çelik endüstrisi sektörlerinde kullanılmaktadır.



Şekil 3.17. ORC sistemlerinin kullandığı ısı kaynaklarına göre dağılımı (Anonymous, 2017n)

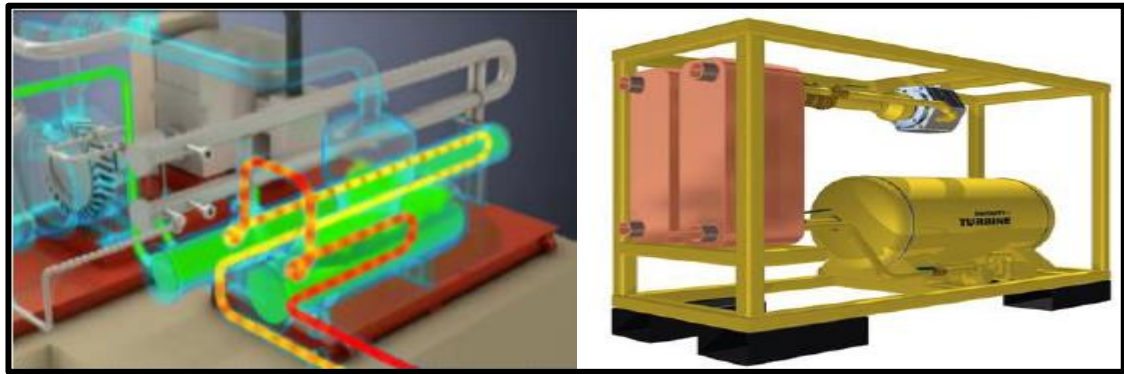
ORC, bilinen klasik buharlı Rankine çevrimi gibi buharlaştırıcı, türbin, yoğusturucu ve pompa olmak üzere dört ana sistem elemanından oluşmaktadır. Çalışma prensibi Rankine çevrimi ile benzer şekilde gerçekleşmekte olup ORC sistemlerini diğer Rankine çevrimlerinden farklı yapan özelliği sistem ekipmanları değil, sistemde kullanılan akışkanın türüdür (Şekil 3.18). ORC'lerinde çevrim akışkanı olarak suya kıyasla daha düşük sıcaklıklarda kızgın buhar fazında bulunabilen soğutucu akışkanlar olan Tolüen, Etanol, İzo pentan ve n pentan gibi organik bazlı (hidrokarbon) akışkanlar kullanılmaktadır (Liu ve ark., 2004; Lai ve Wendland, 2011).



Şekil 3.18. Organik Rankine çevrimi şematik gösterimi

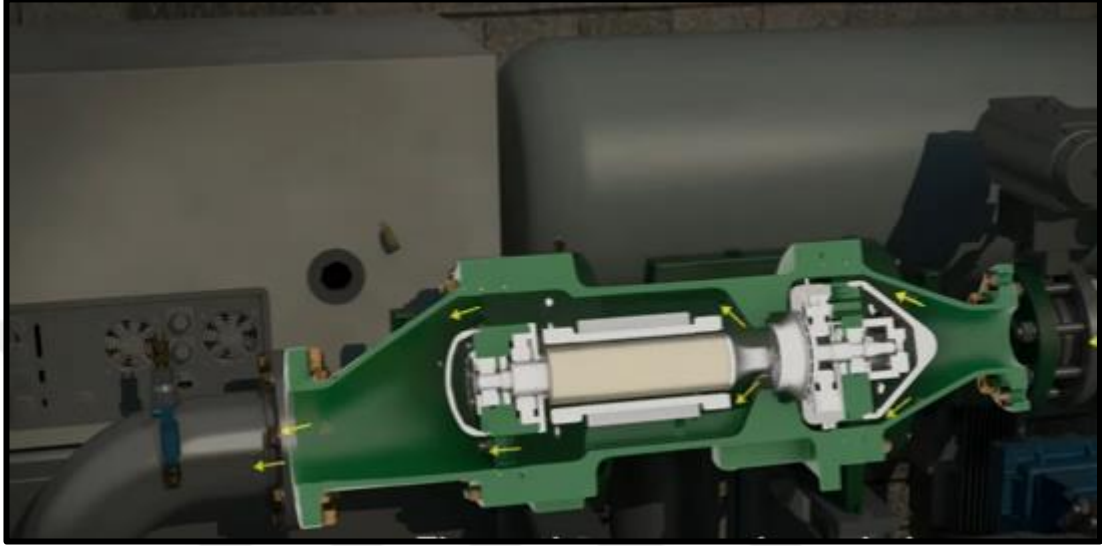
3.1.4.2. ORC Sistem Elemanları

1. Buharlaştırıcı: Tav Fırını atık ısısından aldığı enerjiyle ORC'de kullanılan organik Tolüen akışkanını sıvı fazından buhar fazına dönüştürmekte olup Şekil 3.19'da şematik olarak görülmektedir (Anonymous, 2017o).



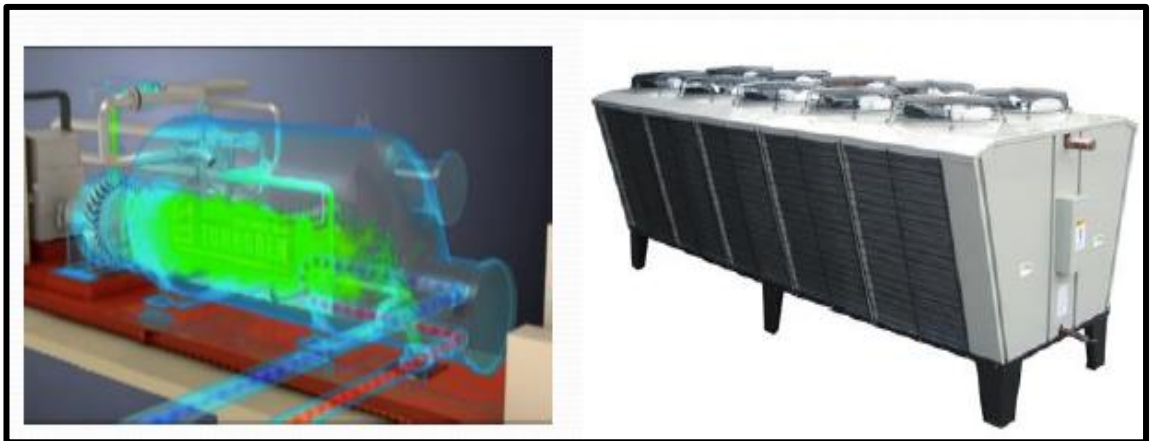
Şekil 3.19. Organik Rankine çevrimi buharlaştırıcı şematik gösterimi (Anonymous, 2017o)

2. Türbin: Buharlaştırıcıdan kızgın buhar olarak çıkan organik Tolüen akışkanı, türbin kanatçıklarına çarparak mekanik iş elde edilmekte olup sistemdeki buhar türbinine entegre edilen jeneratör ile elde edilen mekanik iş elektrik enerjisine dönüştürmekte olup Şekil 3.20’de şematik olarak görülmektedir (Anonymous, 2017p)



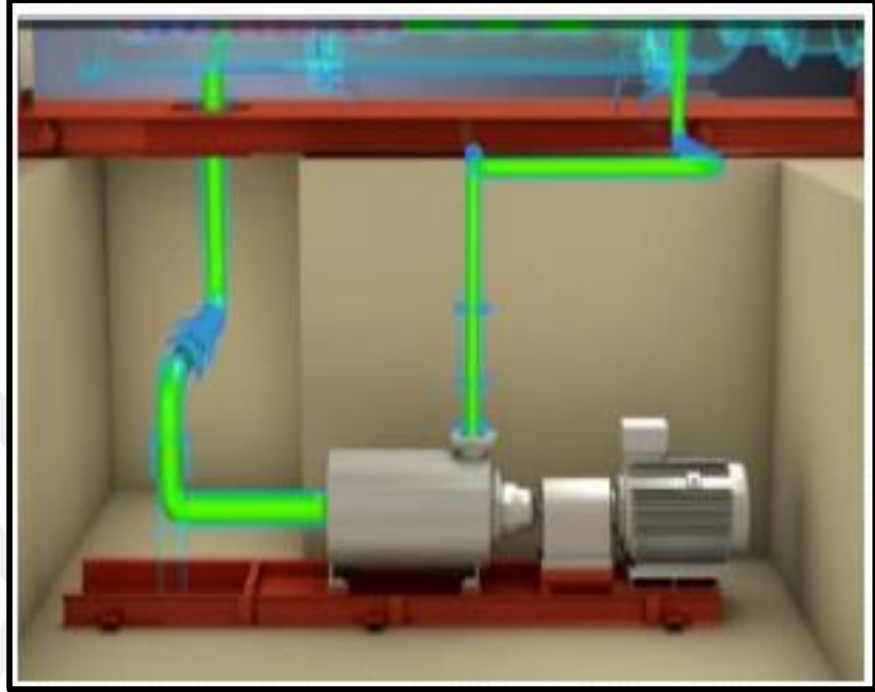
Şekil 3.20. Organik Rankine çevrimi türbin şematik gösterimi (Anonymous, 2017p)

3. Yoğuşturucu: Türbinden genişerek çıkan ıslak buharın yoğuşturularak sıvı hale gelmesinde kullanılmaktadır. Ayrıca, yoğuşturma işlemi su veya hava soğutmalı olarak gerçekleştirilmekte olup Şekil 3.21’de şematik olarak görülmektedir (Anonymous, 2017o)



Şekil 3.21. Organik Rankine çevrimi yoğuşturucu şematik gösterimi (Anonymous, 2017o)

4. Pompa : Yoğuşturucudan çıkan sıvı halindeki organik Tolüen akışkanı yoğuşturucu alçak basıncından buharlaştırıcı yüksek basıncına yükseltilmesinde kullanılmakta olup Şekil 3.22’de şematik olarak görülmektedir (Anonymous, 2017o)



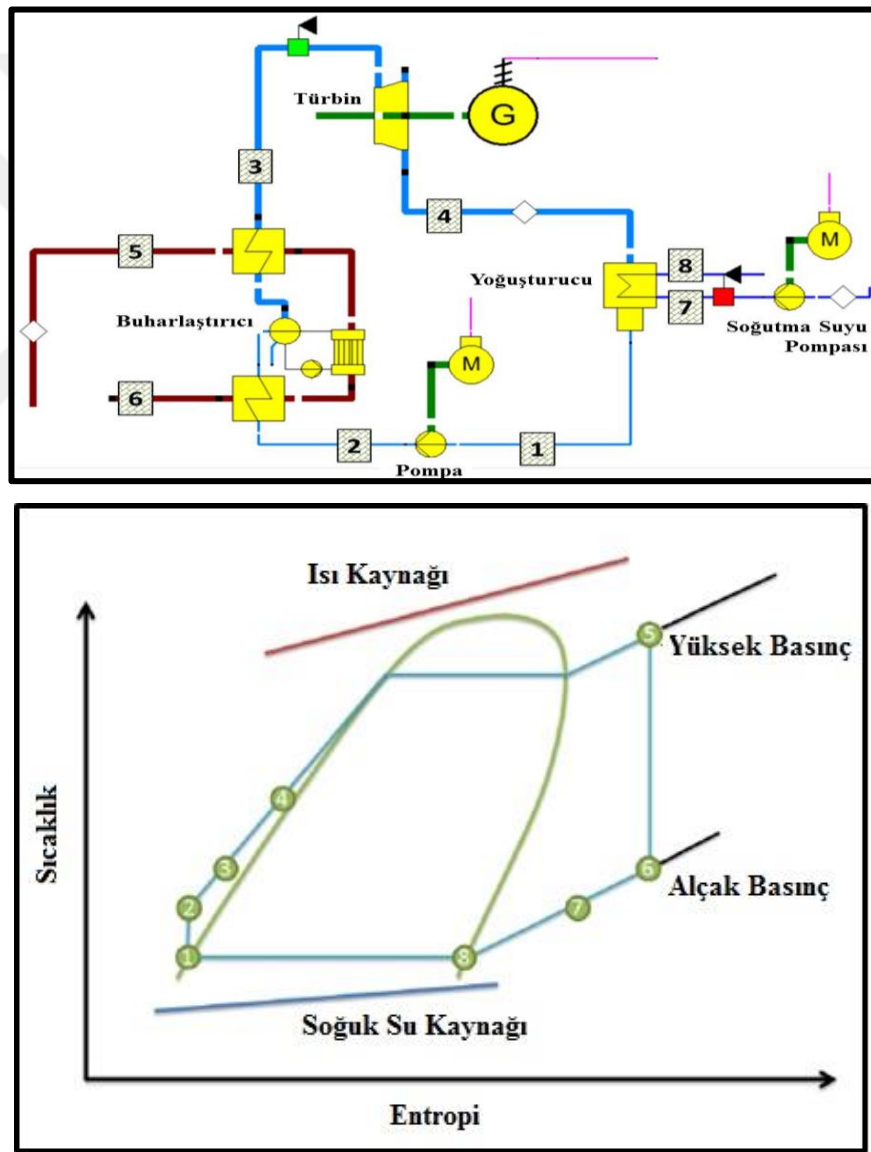
Şekil 3.22. Organik Rankine çevrimi pompa şematik gösterimi (Anonymous, 2017o)

Organik Rankine çevrimi sistem elemanları ve T-s diyagramı şematik gösterimi Şekil 3.23’de gösterilmektedir. ORC sisteminin çalışma prensibi sırasıyla;

- Çevrim akışkanının sıkıştırılması **1→2**
- Akışkanın atık ısıyı alarak buharlaşması ve kızgın buhar olarak çıkması **2→3**
- Akışkanın, türbinde mekanik hareket oluşturması ve düşük basınçta çıkması **3→4**
- Akışkanın yoğuşturucuya gelerek fazla ısısını atması **4→1**
- Sisteme egzoz gazının ısı değiştiriciye girerek ısısını çevrim akışkanına vermesi **5→6**
- Soğutucu akışkanın yoğuşturucuya girerek fazla ısıyı alarak çevrim akışkanını soğütmesi **7→8**

şeklinde gerçekleşmektedir.

ORC ile 100 °C'den 400 °C sıcaklıklara kadar baca gazı çıkış sıcaklığına sahip sistemlerde bacadan atılan atık ısıdan elektrik üretimi gerçekleştirilebilmektedir. Atık ısı miktarının yüksek olduğu ve ısının tesis içerisinde ısıtma enerjisi olarak kullanımının mümkün olmadığı durumlarda, atık ısıdan sistem büyüklüğüne ve çevrim üretiminde kullanılan teknolojiye bağlı olarak yaklaşık % 20'lere kadar verimle elektrik üretimi gerçekleştirilmektedir. Bunun yanı sıra sistem geliştirilerek kojenerasyon ya da trijenerasyon sistemleri olarak tasarlanması durumunda yapılmış olan çalışmalar incelendiğinde verimin yaklaşık % 40'lara kadar çıktığı irdelenmektedir (Al-Sulaiman ve ark., 2013).



Şekil 3.23. Organik Rankine çevrimi sistem elemanları ve T-s diyagramı şematik gösterimi

3.1.4.3. ORC Akışkanları

ORC'lerinde atık ısının sahip olduğu ısı miktarı akışkan olarak suyun kullanılması için yeterli olmadığından atık ısının değerlendirilmesinde en önemli parametrelerden biri çevrim akışkanının seçimi olup aşağıdaki kriterler doğrultusunda en uygun akışkanın seçilmesi gerekmektedir. Bu hususta dikkate alınması gereken en önemli koşullar aşağıda verilmektedir (Drescher ve Brüggemann, 2007; Victor ve Nikitin, 2011., ;Maizza ve Maizza, 2001; Chen ve ark., 2010).

- 1. Akışkanın termodinamik özellikleri:** Çalışma sıvısı seçimlerinde incelenmesi gereken ilk özellik kritik basınç ve sıcaklık noktalarıdır. Sıvının sistem içerisinde maksimum basınç ve sıcaklığa sahip olduğu türbin girişinde kritik noktaları geçmemesi türbin ve sistem sağlığı açısından önemlidir. Sıvının buharlaşmak için ihtiyaç duyduğu ısı ve donma noktası dikkate alınması gereken diğer bir husustur. Donma noktası daha çok yoğuşturucu sıcaklığının seçiminde göz önünde bulundurulmaktadır (Drescher, 2007)
- 2. Akışkan türü (ıslak, kuru ya da izentropik):** Akışkanın türüne karar vermek için sistemde kullanılan akışkanın T-s diyagramında sağdaki doymuş buhar çizgisinin eğimi (dT/ds) göz önünde bulundurulmaktadır. Eğer eğim negatif ise ıslak akışkan (su), pozitif ise kuru akışkan (R610a), sıfır ise izentropik (R245fa) akışkan olarak adlandırılmaktadır (Liu ve ark., 2004)
- 3. Akışkanın elde edilebilirliği ve birim fiyatı:** Seçilen akışkanın teknik özelliklerini sağlayan en ucuz ve kolay elde edilebilir olması sistem tasarımı açısından önem arz etmekte olup sistemin ön yatırım maliyetini etkileyen önemli parametrelerdendir (Onat ve ark., 2004)
- 4. Akışkanın zararları, tehlikeleri ve güvenliği:** Akışkanın çevresel zararları ve yanıcılık özelliği de önemli bir faktör olmakla birlikte tüm bu özellikleri en iyi şekilde sağlayan mükemmel bir akışkan bulmak neredeyse imkânsızdır. Akışkanın yanıcı olup olmadığı, insan sağlığına ya da çevreye zararlarının bulunup bulunmadığı incelenmeli ve buna göre daha az zararlı olan alternatif akışkanlar seçilmelidir. Bu yüzden akışkan seçiminde daha az önem taşıyan özellikleri bulundurmayan akışkanların tercihi de mümkün olabilmektedir (Pei ve ark., 2010). Eğer akışkan seçimi konusunda alternatifler kısıtlı ise seçilen zararlı akışkanın risklerinin

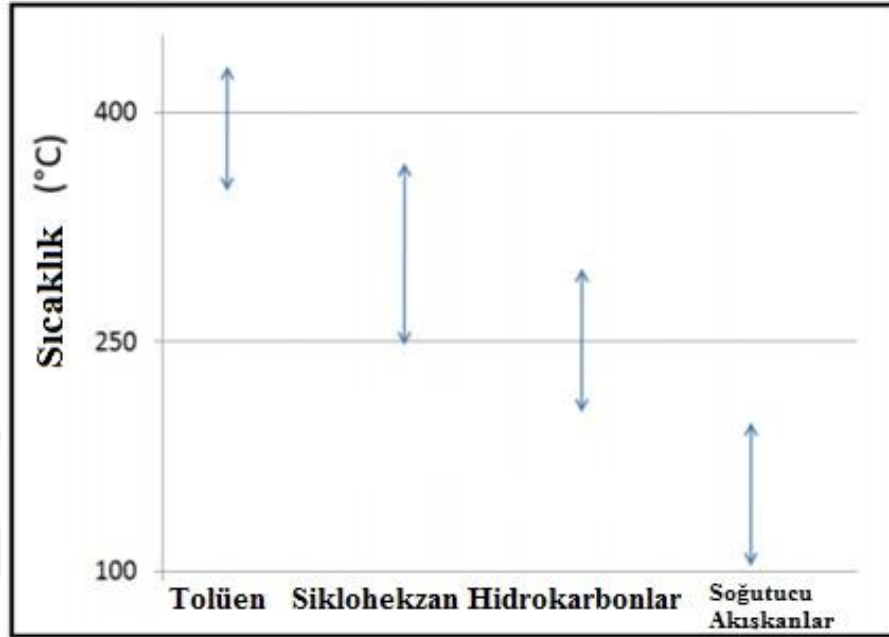
azaltılması için gerekli güvenlik önlemleri alınmalıdır. Çevreye özellikle ozon tabakasına olabilecek olası zararları incelenmeli akışkanların canlılar ve atmosfer üzerine etkileri ortaya konmalıdır (Onat ve ark., 2004). Çevrim akışkanlarının tehlike seviyelerinin belirlenmesinde ASHARE güvenlik sınıflandırması kullanılmaktadır (Yılmaz, 2013)

5. Akışkanın materyaller ve malzemeler üzerindeki kimyasal ve korozyon etkisi: Çevrim akışkanının sistem içerisinde kullanılan ekipman ve boruların malzemeleri ile etkileşime girmeleri, paslanma ya da aşınma yapmaları sistem ömrünü kısalttığı gibi yüksek basınçlarda çalışan güç çevrimlerinin et kalınlıklarındaki azalmalardan kaynaklı patlamaların meydana gelebileceği bilinmeli ve akışkana uygun malzeme seçimi yapılmalıdır. Akışkanın çevrimdeki diğer akışkanlarla tepkime vermemesi de dikkat edilmesi gereken bir diğer husustur. Ayrıca, akışkanın suda ve yağda eriyip erimeğine dikkat edilmelidir. Suda kolay eriyen akışkanların makine içerisinde donma tehlikeleri azalmaktadır. Akışkanın yağda eriyip erimeğine dikkat edilmesinin en önemli nedeni kompresör segmanlarında oluşabilecek olası bir yağ sızıntısı durumunda yağın akışkan içerisinde çözünmemesi durumunda buharlaştırıcı ya da yoğunlaştırıcı ünitelerde birikme yapabilmemesi riskidir (Onat ve ark., 2004). Bu genel kriterler ile ORC sisteminde akışkanlar;

- Yüksek moleküler ağırlık, kritik sıcaklık ve basınç, yüksek ısı transferi katsayısı
- Malzeme uyumluluğu ve korozyon özellikleri:
- Düşük çalışma basıncı,
- Küçük özgül hacim,
- Yüksek yoğunlaştırıcı basıncı,
- Yanma, patlama, tutuşma tehlikesi ve toksik etkileri,
- Küresel ısınma değerleri,
- Ozon tabakasına etki değerleri,
- Ekonomi faktörleri dikkate alınarak seçilmelidir.

ORC çalışma akışkanlarının ısı kaynağı sıcaklığına bağlı etkileri Şekil 3.24'de görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi ORC çevrimlerinde atık ısı kaynağının (100 °C - 180°C) gibi düşük sıcaklıklarında R245fa ve R134a, 200 °C -250 °C gibi orta sıcaklıklarda pentane ve hexane gibi hidrokarbonlar, 250 °C -350 °C sıcaklıklarda siklo-

hekzan ve 350 °C gibi yüksek sıcaklıklarda Toluene gibi çalışma sıvısı akışkanlarının kullanılması uygun görülmektedir (David ve ark., 2011).



Şekil 3.24. ORC çalışma akışkanlarının ısı kaynağı sıcaklığına bağlı etkileri (David ve ark., 2011)

ORC için akışkan seçiminde yukarıda belirtilen tüm kriterler değerlendirilerek göz önüne alınan sistemde akışkan sıvısı olarak, akışkanın kritik sıcaklığı (T_c) ve kritik basıncı (P_c) sırasıyla 583.15 K, 35 bar olan çalışma üst sınırından yüksek olmasından dolayı, Tolüen seçilmiştir. Bu bağlamda kritik sıcaklığı (T_c) ve kritik basıncı (P_c) sırasıyla 591,79 K ve 41.09 bar olan Tolüenin, 753,15 K olan otomatik tutuşma sıcaklığı da üst limitten yüksektir. Tolüen alevlenebilme özelliğine sahip bir akışkandır. Fakat daha öncede belirtildiği gibi tüm özelliklerde en iyi sonucu veren mükemmel sıvıyı bulmak neredeyse imkânsız olduğu belirtilmiş olup Siddiqi ve Atakan (2012) yapmış oldukları çalışmalarda da 773,15 K kadar olan yüksek sıcaklıklarda Tolüen sıvısını incelemişler ve akışkanlar arasında en iyilerinden biri olduğunu belirtmişlerdir. Organik Rankine çevrimlerinde sıklıkla kullanılan akışkanların termodinamik özellikleri Çizelge 3.1’de görülmektedir (Wang ve ark., 2012; Chys ve ark., 2012).

Çizelge 3.1. ORC çevrimlerinde sıklıkla kullanılan akışkan türü, tipi ve termodinamik özellikleri (Wang ve ark., 2012; Chys ve ark., 2012).

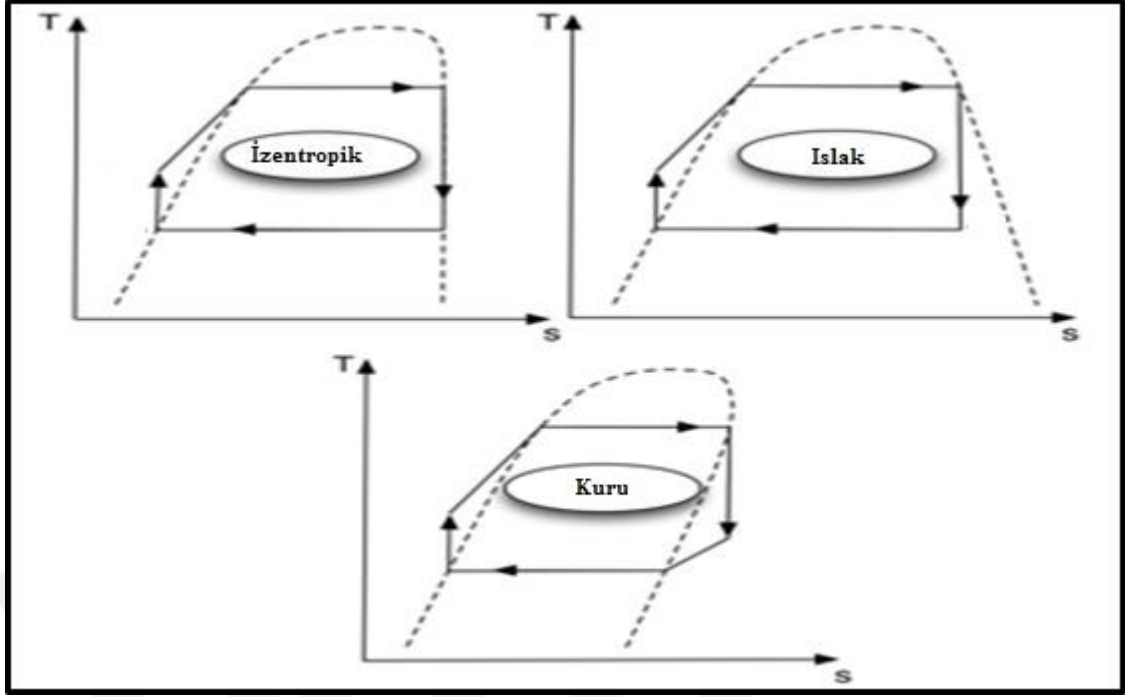
Akışkan	Moleküler Ağırlık	T_{krit}	P_{krit}	Kaynama Noktası	Buharlaştırma Entalpisi	Akışkan Tipi
	[kg/mol]	[°C]	[kPa]	[°C]	[kJ/kg]	
İzo-pentan	72,1	187,2	3378	27,8	343,3	Kuru
NH ₃	17	132,3	11333	-33,1	1347	Islak
n-pentan	72,1	196,5	3370	36,1	357,6	Kuru
R11	137,3	197,9	4408	23,7	178,8	İzentropik
R134a	1023	101	4059,2	-26	216,97	İzentropik
R245fa	134	154	3651	151	196,0	İzentropik
Siklo-hekzan	84,1	280,4	4075	80,7	356,0	Kuru
Solkatherm	450,7	177,5	2849	35,7	158,1	Kuru
Su	18	373,9	22064	99,9	2256,5	Islak
Toluen	92,1	318,6	4126	110,6	360,7	Kuru

Akışkanların türünün belirlenmesinde Sıcaklık-Entropi grafiğinde kızgın buhar çizgisinin eğiminden faydalanılmaktadır. Buna göre;

$$Eğim = \frac{dT}{ds} = 0 \text{ olan akışkanlar 'İzentropik Akışkan',}$$

$Eğim = \frac{dT}{ds} < 0$ olan akışkanlar 'Islak Akışkan', $Eğim = \frac{dT}{ds} > 0$ olan akışkanlar 'Kuru Akışkan' olarak tanımlanmaktadır.

Akışkan tipinin sıcaklık-entropi diyagramında değişimi Şekil 3.25'de görülmektedir (Liu ve ark., 2004; Drescher ve Brüggemann, 2007; Maizza ve Maizza, 2001; Chen ve ark., 2010). Akışkan tipini önemli kılan en önemli etken türbinde akışkanın genişlemesinden sonra kuruluk oranının akışkanın tipine göre değişmesidir (Mago ve Chamra, 2006). Bu akışkanlardan kuru olanları, genişleme sonrasında bile kuruluk derecesi yüksek olduğundan, çevrim elemanlarının en önemlilerinden biri olan ve su damlacıklarından çok çabuk hasar görebilen türbinin zara görmesini engeller. Fakat ihtiyaç duyulması durumunda genişleme oranları ayarlanarak ıslak ve izentropik türündeki akışkanlarda kullanılmaktadır.



Şekil 3.25. Akışkan tipinin sıcaklık-entropi (T-s) diyagramında gösterimi (Mago ve Chamra, 2006)

3.2. Yöntem

ORC sistemi tasarımı, öncelikle sistem içerisinde kullanılacak olan akışkan, sistem elemanları, türleri ve seçim kriterleri belirlendikten sonra sistemin tasarım yöntemi tanımlanarak akışkan seçimi yapılacaktır. Yapılan kabuller doğrultusunda elde edilen ORC sisteminin enerji, ekserji ve verimleri hesaplanacaktır.

3.2.1. Organik Rankine Çevrim Sistemi Kabulleri

Atık ısı kaynağı olarak göz önüne alınan tesis demir ve çelik üretimi alanında faaliyet göstermekte olup tesiste ortalama 400 °C sıcaklıkta 4,65 kg/s ile 12,07 kg/s arasındaki kütleli debide egzoz gazı bacadan atılmaktadır. Hesaplamalar egzoz gazı kütleli debisini ortalama 8,36 kg/s kabul edilerek yapılmıştır. Atılan egzoz gazının ısı yükünün bir kısmını kullanarak elektrik gücü elde etmek üzere sistem tasarımı planlanmaktadır. İncelenen atık egzoz gazının ısısu buharlı Rankine çevrimi kullanımı için yeterli olmadığı hesaplamalar sonucu görülmüş olup bu yüzden de daha önceki

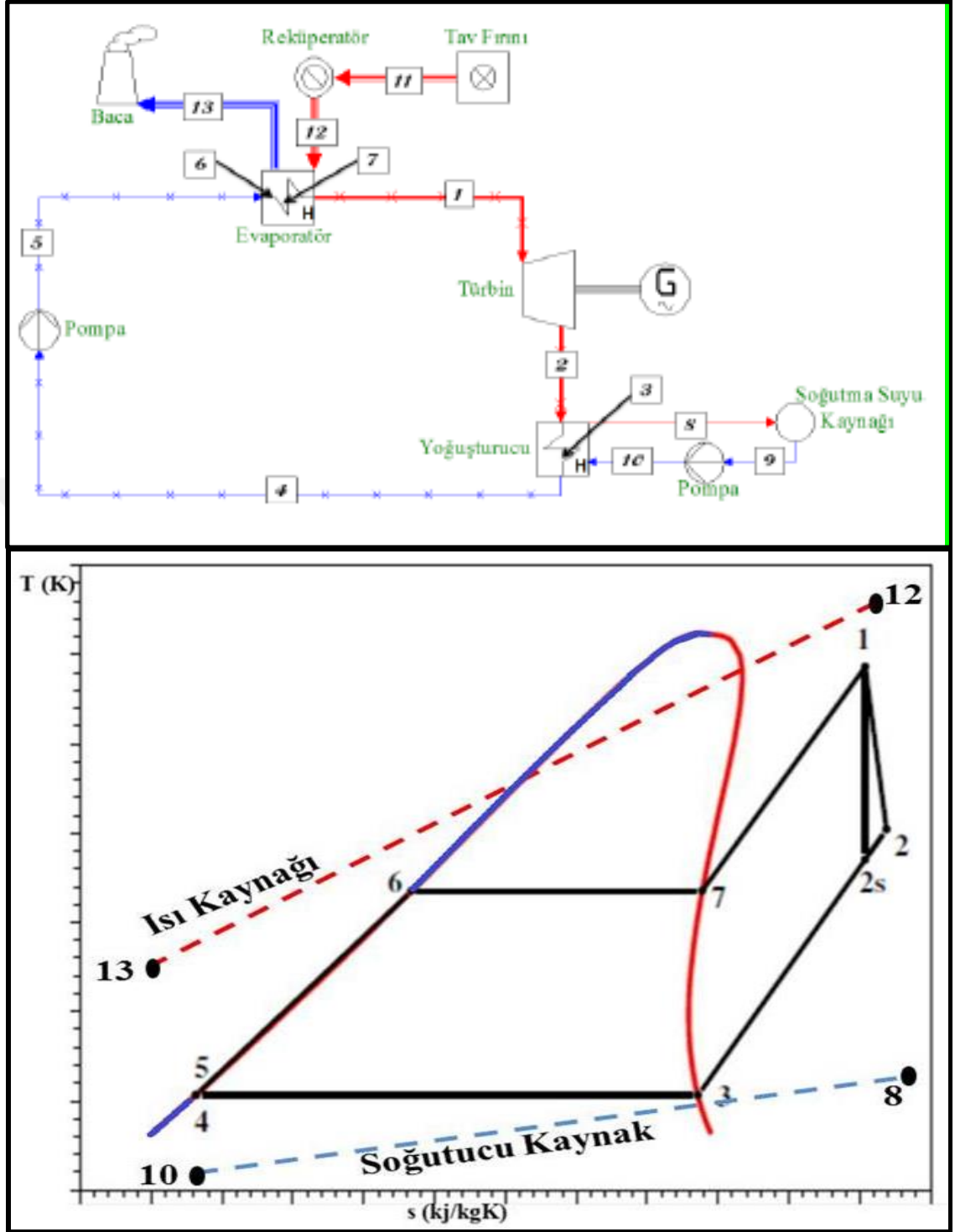
açıklamalarda da belirtildiği gibi daha düşük sıcaklıklarda kullanılabilen, verimi de su buharlı Rankine çevriminden yüksek olan organik Rankine çevrimi seçilmiştir.

Organik Rankine çevrimine ait T-s Diyagramı Şekil 3.26'de verilmektedir. Bir ORC'nde buharlaştırıcıya giren sıcak egzoz gazıyla (12→13) buharlaşan (5→6→7→1) çalışma sıvısı, elektrik jeneratörüyle birleştirilmiş türbine hareket verir (1→2). Buhar daha sonra su veya hava (8→10) ile yoğuşturucu içerisinde yoğuşturulur (2→3→4). Organik sıvı son olarak pompaya gönderilip basınçlandırılarak tekrar aynı prosesi takip eder (4→5). Bu çevrim sonucunda türbinde iş elde edilir. Bu çevrime ait iki tane sabit basınç eğrisi bulunmaktadır. Bunlardan birincisi, buharlaştırıcı basıncı olup yüksek basınç eğrisi olarak da adlandırılmaktadır. İkinci eğri ise yoğuşturucu basıncı olup alçak basınç eğrisi olarak da adlandırılır. Buharlaştırıcıda ve yoğuşturucudaki basınç kayıpları göz ardı edilirse, sabit basınçta buharlaştırma ve yoğuşma gerçekleştiği kabul edilerek;

$$P_5 = P_6 = P_7 = P_1 \quad (1)$$

$$P_2 = P_3 = P_4 \quad (2)$$

eşitlikleri yazılır.



Şekil 3.26. Atık ısı kaynağına eklenmiş ORC sisteminin sıcaklık-entropi değişimi (Kurbanoglu, 2013)

Aynı zamanda, yoğuşturucunun akışkanı atmosfer 345.66 K sıcaklığına kadar soğuttuğu varsayılarak

$$T_3 = T_4 = T_5 = 345.66K \quad (3)$$

olarak yazılabilir.

Pompada yapılan sıkıştırma işleminde akışkanın entalpisinde göz ardı edilebilecek kadar az değişim olduğundan dolayı;

$$h_4 \approx h_5 \quad (4)$$

kabul edilerek sistem incelenebilir.

3.2.2. Organik Rankine Çevrimi Tasarımı ve Analitik Hesaplama

Organik Rankine çevriminde devre elemanlarının analizi yapılmadan önce sisteme egzoz gazından geçen ısı

$$\dot{Q}_{egzoz} = \dot{m}_{egzoz} c_{P, egzoz} [T_{egzoz, giriş} - T_{egzoz, çıkış}] \quad (5)$$

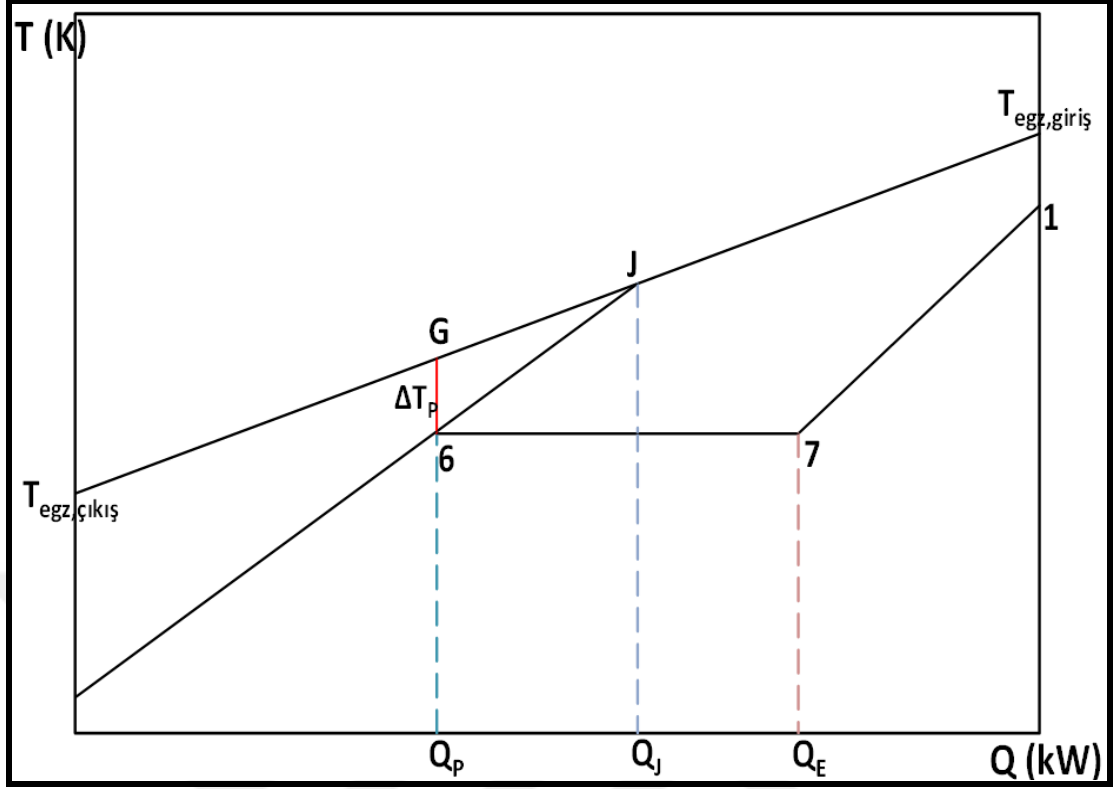
eşitliği ile hesaplanır. Egzoz gazı özgül ısısı ($c_{P, egzoz}$) termodinamik tablolardan egzoz gazı sıcaklığının ortalama değerine göre alınmaktadır. Egzoz gazı ortalama sıcaklık değeri ise Eşitlik 6yardımıyla hesaplanır.

$$T_{egzoz, ort} = 0,5(T_{egzoz, giriş} + T_{egzoz, çıkış}) \quad (6)$$

Buharlaştırıcıdan alınan ısı aynı zamanda organik akışkana geçen ısı miktarına eşit olduğundan,

$$\dot{Q}_{egzoz} = \dot{m}_{ORÇ} (h_1 - h_5) \quad (7)$$

eşitliği ile organik Rankine çevriminde kullanılacak akışkanın kütleli debisi (\dot{m}) hesaplanabilir. Fakat, burada h_1 değerini bulmak için öncelikle bilinmeyen T_1 ve P_1 değerlerine bir değer atanır.



Şekil 3.27. Organik akışkanın buharlaştırıcıdaki Sıcaklık - Isı eğrisi (Larjola, 1995)

Bu aşamadan sonra Chen ve arkadaşlarının (2012) yaptıkları çalışmalarda Sıcaklık – Isı (T-Q) metodu olarak adlandırdıkları metotla egzoz gazının soğuma çizgisi ve akışkanın buharlaştırıcıdaki hal değişim çizgisi Şekil 3.27’deki gibi çizilir. Elde edilen mevcut veriler $T_{\text{egzoz};\text{çıkış}}$ ve $T_{\text{egzoz};\text{giriş}}$ çizgisini çizilmesi için yeterli olup bunun yanı sıra $5 \rightarrow 6 \rightarrow 7 \rightarrow 1$ çizgisinin tamamını çizmek için yeterince veri bulunmamaktadır.

Burada, T_6 sıcaklığını hesaplamak için;

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{ORÇ}} c_{p;\text{ORÇ}} (T_6 - T_5) \approx \dot{m}_{\text{ORÇ}} c_{p;\text{ORÇ}} (T_6 - T_4) \quad (8)$$

eşitliğinden yararlanılır. Burada, $c_{p;\text{ORÇ}}$ sıvı haldeki Tolüenin özgül ısıdır.

J noktasının belirlenmesi için bulunması gereken T_J sıcaklığı için;

$$\dot{m}_{\text{egzoz}} c_{p;\text{egzoz}} (T_J - T_{\text{egzoz};\text{çıkış}}) = \dot{m}_{\text{ORÇ}} c_{p;\text{ORÇ}} (T_J - T_5) \quad (9)$$

bağıntısı kullanılır ve J noktası belirlenir. Belirlenen J noktası ile 5 noktası birleştirilir.

Sonrasında diyagramdaki benzerlik kuralından yararlanılarak;

$$\frac{|GD|}{|BC|} = \frac{|JD|}{|JC|} = \frac{|JD|\cos\theta}{|JC|\cos\theta} \quad (10)$$

$$\frac{\Delta T_p}{T_{egzos,\text{çıkış}} - T_5} \approx \frac{\Delta T_p}{T_{egzos,\text{çıkış}} - T_4} = \frac{Q_J - Q_p}{Q_J} \quad (11)$$

Eşitlikleri yazılır ve Q_p hesaplanır. Burada ΔT_p değeri iki çizgi arasındaki en düşük sıcaklık farkıdır ve hesaplamalarda ΔT_p için bir değer atanır.

Düşey Q_p çizgisi ile 5-J çizgisinin kesişim noktasından sola gidilerek yeni T_6 değeri okunur. Okunan bu T_6 değeri ile tablodan okunan doymuş sıvı basıncı yeni P_1 basıncı olur. Bulunan bu yeni basınç (P_1') için

$$|P_1 - P_1'| < 10^{-6} \quad (12)$$

şartı sağlanana kadar hesaplama yapılır. Yapılan her hesaplamada bulunan P_1' basıncı, bir sonraki hesaplamada yeni P_1 basıncı alınarak hesaplamalar Eşitlik 12 koşulunu sağlayana kadar hesaplamalara devam ettirilir.

3.2.3. Enerji ve Ekserji Formülleri

Sistem tasarımından sonra, Tav Fırını bacasından atılan baca gazındaki atık ısıdan üretilebilecek elektrik enerjisinin hesaplanması için termodinamiğin temel formülleri kullanılır. Kütle, enerji ve ekserji dengesi formüllerinden yararlanılarak incelenen sistemin kararlı haldeki analizi yapılır.

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çıkan} \quad (13)$$

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_{çıkan} h_{çıkan} - \sum \dot{m}_{giren} h_{giren} \quad (14)$$

$$\dot{E}_{giren} = \dot{E}_{çıkan} + \dot{E}_{kayıp} \quad (15)$$

\dot{E} sistemde birim zamandaki toplam ekserji olup eşitlik 16'dan yararlanır.

$$\dot{E} = \dot{m}\psi \quad (16)$$

Isı yoluyla transfer edilen ekserji için

$$\dot{E}_{isi} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_{ısıkaynağı}} \right) \dot{Q} \quad (17)$$

formülünden yararlanılır. Burada, T_0 , ölü nokta sıcaklığı ve $T_{ısıkaynağı}$ ısı transferinin gerçekleştiği sıcak yüzey sıcaklığıdır.

Özgöl ekserji (ψ) hesaplamasında

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (18)$$

formülü kullanılır.

Sistem elemanlarının incelenmesinde kullanılan enerji ve ekserji formüllerini her bir eleman için tek tek incelendiğinde;

Türbinde ideal durum, gerçek durum ve tersinir durum olmak üzere sırasıyla Eşitlik (19), (20) ve (21) no'lu eşitliklerle hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{t;ideal} = \dot{m}_{ORÇ} (h_1 - h_{2s}) \quad (19)$$

$$\dot{W}_{t;gerçek} = \dot{m}_{ORÇ} (h_1 - h_2) \quad (20)$$

$$\dot{W}_{t;tersinir} = \dot{m}_{ORÇ} (\psi_1 - \psi_2) \quad (21)$$

Türbinde kaybolan ekserjiyi ($\dot{E}_{t;kayıp}$) Eşitlik (22) ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{E}_{t;kayıp} = \dot{W}_{t;tersinir} - \dot{W}_{t;gerçek} \quad (22)$$

Türbin enerji ve ekserji verimleri Eşitlik 23 ve Eşitlik 24'ten hesaplanmaktadır.

$$\eta_{türbin} = \frac{\dot{W}_{t;gerçek}}{\dot{W}_{t;ideal}} \quad (23)$$

$$\epsilon_{türbin} = \frac{\dot{W}_{t;gerçek}}{\dot{W}_{t;tersinir}} \quad (24)$$

Pompa içinde türbine benzer şekilde ideal, gerçek ve tersinir olmak üzere üç tane iş formülü bulunmakta olup sırasıyla Eşitlik (25), (26) ve (27) no'lu eşitliklerle hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{p;ideal} = \dot{m}_{ORÇ}(h_{5,s} - h_4) = \dot{m}_{ORÇ} v_4(P_5 - P_4) \quad (25)$$

$$\dot{W}_{p;gerçek} = \dot{m}_{ORÇ}(h_5 - h_4) \quad (26)$$

$$\dot{W}_{p;tersinir} = \dot{m}_{ORÇ}(\psi_5 - \psi_4) \quad (27)$$

Pompa kayıp ekserjisi,

$$\dot{E}_{p;kayıp} = \dot{W}_{p;gerçek} - \dot{W}_{p;tersinir} \quad (28)$$

Pompa enerji ve ekserji formülü

$$\eta_{pompa} = \frac{\dot{W}_{p;ideal}}{\dot{W}_{p;gerçek}} \quad (29)$$

$$\mathcal{E}_{pompa} = \frac{\dot{W}_{p;tersinir}}{\dot{W}_{p;gerçek}} \quad (30)$$

Buharlaştırıcı için enerji ve ekserji dengesini yazdığımızda aşağıdaki denklıklar elde edilir

$$\dot{m}_{egzoz}(h_{12} - h_{13}) = \dot{m}_{ORÇ}(h_1 - h_5) \quad (31)$$

$$\dot{E}_{e;giren} = \dot{E}_{e;çıkan} + \dot{E}_{e;kayıp} \quad (32)$$

Buharlaştırıcı ekserji verimi;

$$\mathcal{E}_{evaporatör} = \frac{\left(\dot{E}_{çıkan} - \dot{E}_{giren} \right)_{soğuk}}{\left(\dot{E}_{giren} - \dot{E}_{çıkan} \right)_{sıcak}} = \frac{\dot{m}_{ORÇ}(\psi_1 - \psi_5)}{\dot{m}_{egzoz}(\psi_{12} - \psi_{13})} \quad (33)$$

Yoğuşturucu enerji ve ekserji dengesi kurulduğunda

$$\dot{m}_{soğutucu}(h_8 - h_{10}) = \dot{m}_{ORÇ}(h_2 - h_4) \quad (34)$$

$$\dot{E}_{y:giren} = \dot{E}_{y:çıkan} + \dot{E}_{y:kayıp} \quad (35)$$

Yoğuşturucu ekserji verimi;

$$\varepsilon_{yoğuşturucu} = \frac{\left(\dot{E}_{çıkan} - \dot{E}_{giren} \right)_{soğuk}}{\left(\dot{E}_{giren} - \dot{E}_{çıkan} \right)_{sıcak}} = \frac{\dot{m}_{soğutucu}(\psi_8 - \psi_{10})}{\dot{m}_{ORÇ}(\psi_2 - \psi_4)} \quad (36)$$

Sistemin toplam kayıp ekserjisi ile enerji ve ekserji verimini için;

$$\Sigma \dot{E}_{kayıp} = \dot{E}_{t:kayıp} + \dot{E}_{p:kayıp} + \dot{E}_{e:kayıp} + \dot{E}_{y:kayıp} \quad (37)$$

$$\eta_{ORÇ} = \frac{W_{ORÇ}}{Q_{giren}} = \frac{W_{türbin} - W_{pompa}}{\dot{Q}_{egzoz}} \quad (38)$$

$$\varepsilon_{ORÇ} = \frac{W_{net}}{\dot{E}_{IsiKaynagi}} \quad (39)$$

Eşitlikleri kullanılmaktadır.

Bunlara ek olarak yapılacak işletmeye kurulacak olan ORC sistemi ile elektrik sarfiyatını azaltacağı ve işletmeye ekonomik katkılar sağlayacağı gerçeği yanında, karbon salınımının düşürülmesi ile küresel ısınmanın yaratacağı felaketlerin de azaltılmasını sağlamak mümkün olmaktadır. Bir işletmede elektrik tüketimine bağlı karbon salınım miktarı, o işletmedeki elektrik tüketimi ile emisyon faktörünün çarpılmasıyla hesaplanmaktadır. Ülkelere özgü emisyon faktörü, ülke genelinde üretilen elektriğe bağlı emisyon değerinin, o ülkede üretilen toplam elektrik miktarına oranı ile belirlenmektedir (Brander ve ark.,2011). Ülkemiz için birim kilovat saat elektrik üretimine bağlı salınım miktarı “0.865664547” kg CO₂ olarak belirlenmiş olup salınım miktarı;

$$\text{Salınım Miktarı}(kgCO_2) = \text{Üretilen Elektrik}(kWh) \times 0,865664547 \dots\dots\dots(40)$$

eşitliği ile elde edilmektedir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Bu çalışmada Tav Fırınının bölge sıcaklıklarının analizi ve atık baca gazının ısı analizi ve neticesinde ortaya çıkan atık ısının ORC sistemiyle geri kazanımının sistem tasarımı, modellenmesi ve sistem optimizasyonundan sonra sistemden elde edilen verilerle analitik çözüm yapılmıştır.

4.1.Tav Fırını Analizi

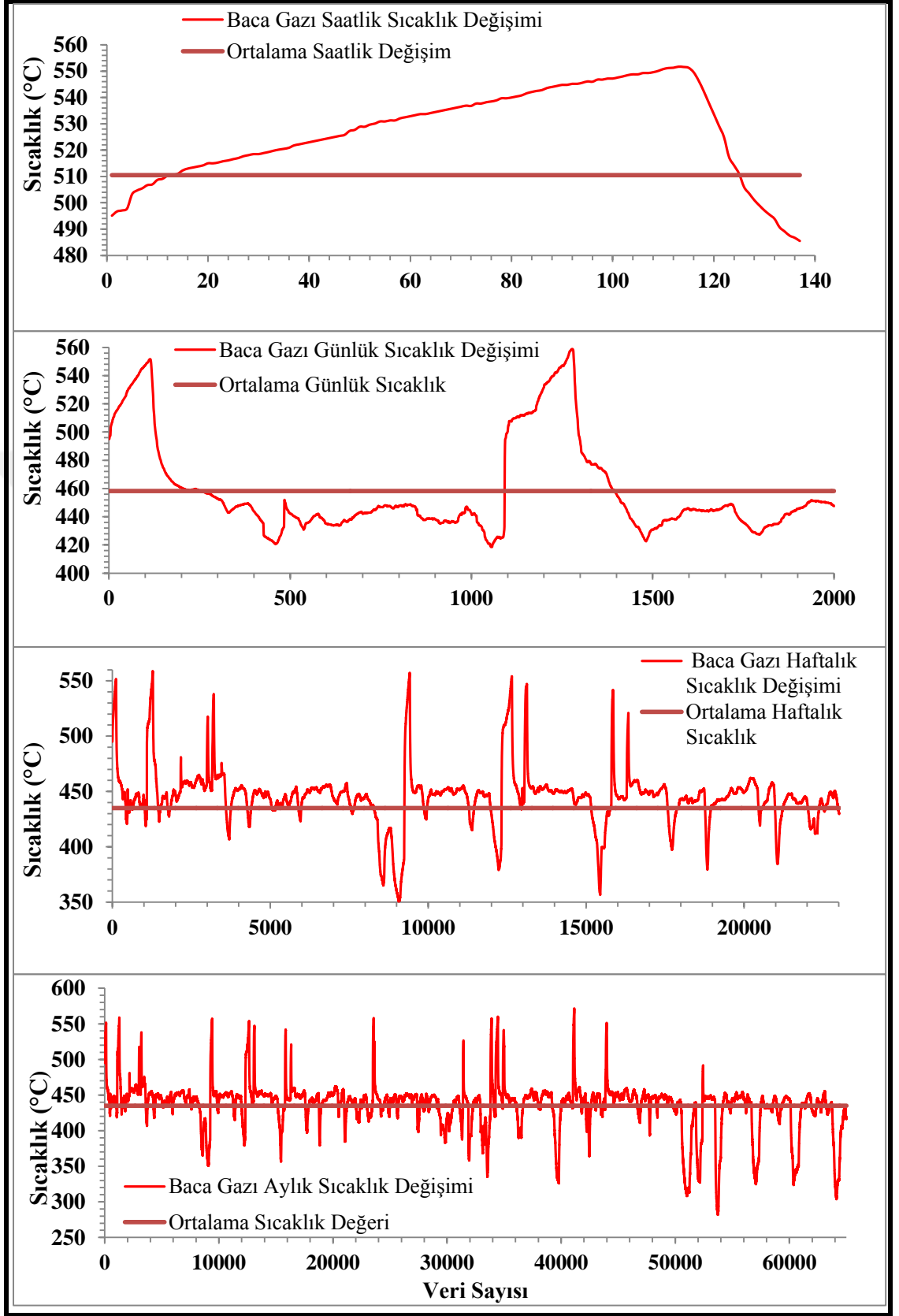
Tav Fırınındaki atık baca gazı saatlik, günlük, haftalık ve aylık sıcaklık değişimi Şekil 4.1.'de verilmektedir. Bu veriler otomasyon sisteminden yaklaşık 20 saniyede bir alınan gerçek sıcaklık değerleridir. Şekil incelendiğinde bazı zamanlarda sıcaklık değerlerinin düştüğü veya yükseldiği gözlenmiştir. Bu değişim irdelendiğinde çok önemli sonuçlara varılmıştır.

Sıcaklık artışları irdelendiğinde bunların birkaç sebebi olduğu saptanmıştır. Birincisi, Tav Fırınında anılan zaman aralıklarında haddehane üretim hattında bazı sebeplerden dolayı ani duruşlar olmaktadır. Bu sebepten dolayı Şekil 4.2.'de görüldüğü üzere fırından kütük deşarjı da durmak durumundadır. Bu da kütüklerin aşırı tavlanmadan dolayı eriyip yapışmaması için Tav Fırınının brülörlerini kısma neden olmaktadır. Kısılmanın etkisiyle reküperatörden geçen yakma hava debisi de azalmaktadır. Fırın baca damperi kapalı pozisyonda olsa bile bacadan hava geçişi devam etmektedir. Bunun sebebi araştırıldığında damper konstrüksiyonunun yanlış dizaynından kaynaklandığı anlaşılmıştır. Baca damperi dizaynı incelendiğinde dikdörtgen şeklinde üç tane kelebek klapenin yan yana duruşundan oluşmaktadır. Bunlar tam kapalı olsa bile her bir dikdörtgen plakanın kenarlarında bırakılan boşluklardan dolayı hava kaçıışı gözlemlenmiştir. Bu klapeler devamlı yüksek sıcaklığa maruz kaldığı için 30 cm kalınlığında ana iskeleti demir ama sıcaklığa maruz kalan dış tarafları refrakter malzemedan oluşan ekipmandır. Bu kelebek şeklindeki üç klapenin kendi aralarında dönebilmesi için boşluk bırakmak zorunda kalınmıştır. Tav Fırınının hem deşarj kapaklarındaki hem de cüruf ve tufal temizleme kapaklarındaki açıklıklardan kaynaklı kaçaklardan düşük debili baca hava çekişi devam ettiğinden Tav Fırını dursa bile içerisi hala yüksek sıcaklıkta kalacağından içeriden reküperatör girişine doğru gelen kaçak hava akımları reküperatör giriş sıcaklığı artışına sebep olduğu tespit edilmiştir.

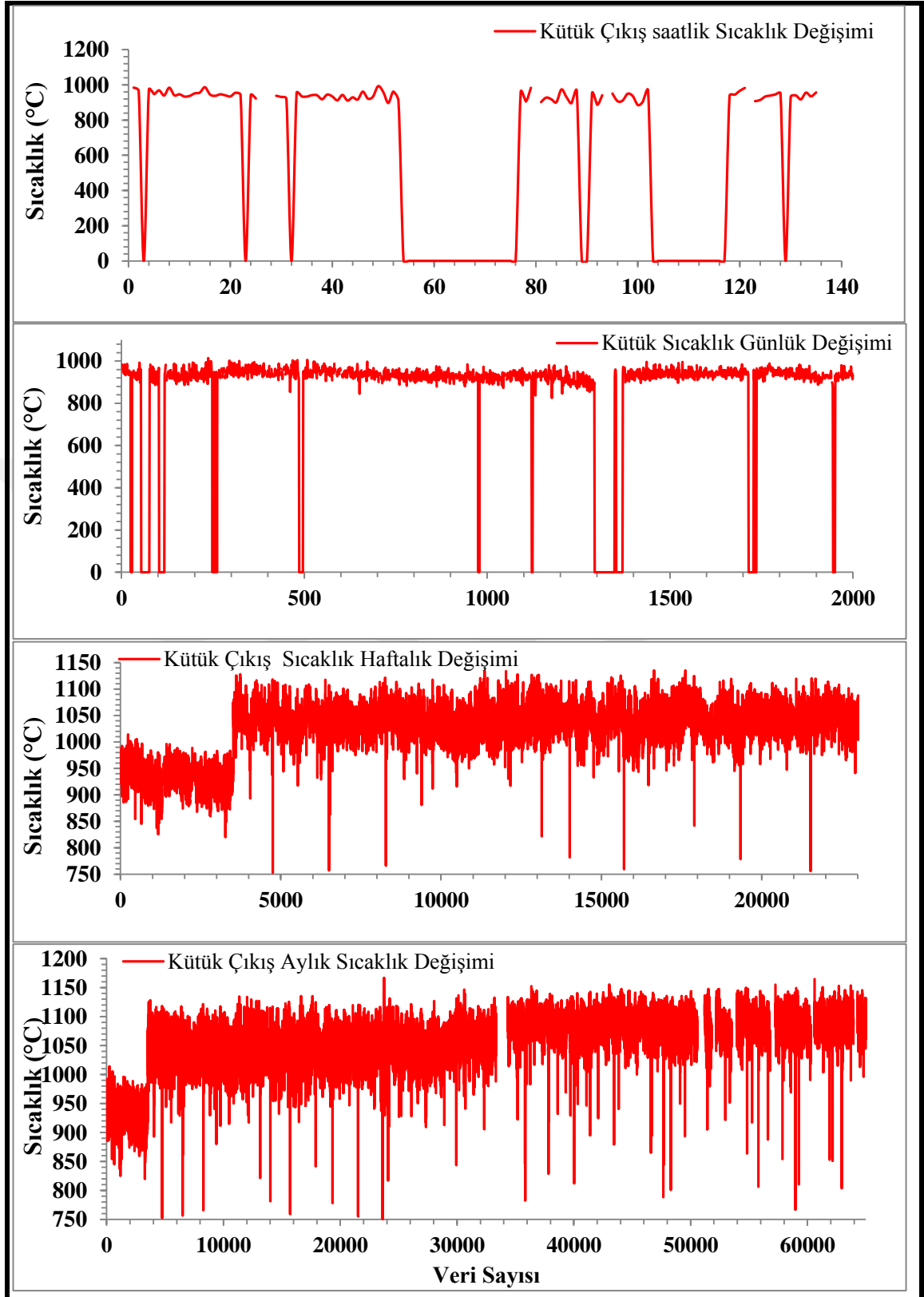
İkincisi, ortam sıcaklığındaki soğuk kütükler şarj edildiğinde bacaya yakın olan I. Bölge yandığından dolayı bacadan çıkan reküperatör giriş sıcaklığı artacağı için atık baca gazı sıcaklığını da yükseltmektedir. Daha sonra arkadan ortalama 700 °C civarındaki sıcak kütükler şarj edildiğinde I. Bölge otomasyon sistemi kullanılarak kapatıldığı için sıcaklık normal seviyeye düşürülmektedir. Yukarıda bahsedilen sebepler neticesinde Tav Fırını atık baca gazı sıcaklığı direkt olarak artmakta olup sıcaklığın Şekil 4.1’de görüldüğü üzere saatlik, günlük, haftalık ve aylık değerlerin 550 °C’ ye kadar çıkmasını sağlamaktadır.

Tav Fırını atık baca gazı sıcaklığında meydana gelen düşüşler araştırıldığında; tekrar çalışmaya başlayan sistem kütükleri tavlama için birden yakma havasına yüklenmesinden ve baca damperinin de açılmasından kaynaklı bir baca gazı sıcaklık düşüşü söz konusu olmaktadır. Buradaki baca damperinin kontrolünü otomasyon sisteminde el ile yapıldığı gözlemlenmiştir. Ama olması gereken yakma havasının miktarına göre otomatik kendini pozisyonlamasıdır. Baca damperinde el ile yapılan açma kapama işlemi anlık hassasiyeti sağlayamadığı için atık baca gazı sıcaklık değerlerinde düşüşler yaşanmakta olup yaklaşık sıcaklığın Şekil 4.1’de görüldüğü üzere günlükte 418 °C’lere, haftalıkta 350 °C’lere ve aylıkta 280 °C’lere kadar düştüğü görülmektedir. Anılan zaman aralıklarındaki ortalama sıcaklığın Şekil 4.1’de görüldüğü üzere saatlikte 510 °C, günlükte 457 °C, haftalık ve aylıkta ise 435 °C olarak gerçekleşmektedir.

Kütük çıkış sıcaklığının saatlik, günlük, haftalık ve aylık değişimi Şekil 4.2’de görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi haftalık ve aylık kütük çıkış sıcaklık grafiği analiz edildiğinde çok önemli bir sonuca varılmaktadır. Kütüğün standart tavlama sıcaklığı minimum 1000 °C civarında olmalıdır. Fakat grafikte de görüldüğü gibi ilk bir güne yakın zaman diliminde maksimum 1000 °C civarında kaldığı gözükmemektedir. Bir günün ortalaması 950 °C civarındadır. Daha sonraki günlerde minimum sıcaklık 1000 °C’ ye kadar çıkmaktadır. Ortalama sıcaklıkta 1050°C’ ye yükselmiştir. Bu durumun birkaç nedeni olduğu tespit edilmiştir. Birincisi, özellikle soğuk şarj kütükleri haddeye verilirken yeteri kadar tav duruşu verilmediği anlaşılmıştır. Hadde seri çalıştığı zaman soğuk kütüklerin 1050 °C tav sıcaklığına çıkabilmeleri için muhakkak yeteri kadar tav duruşu verilmesi gerektiği tespit edilmiş olup sıcak şarjda tav duruşuna gerek olmadığı anlaşılmıştır.



Şekil 4.1. Tav Fırınındaki baca gazının sıcaklık değişimi



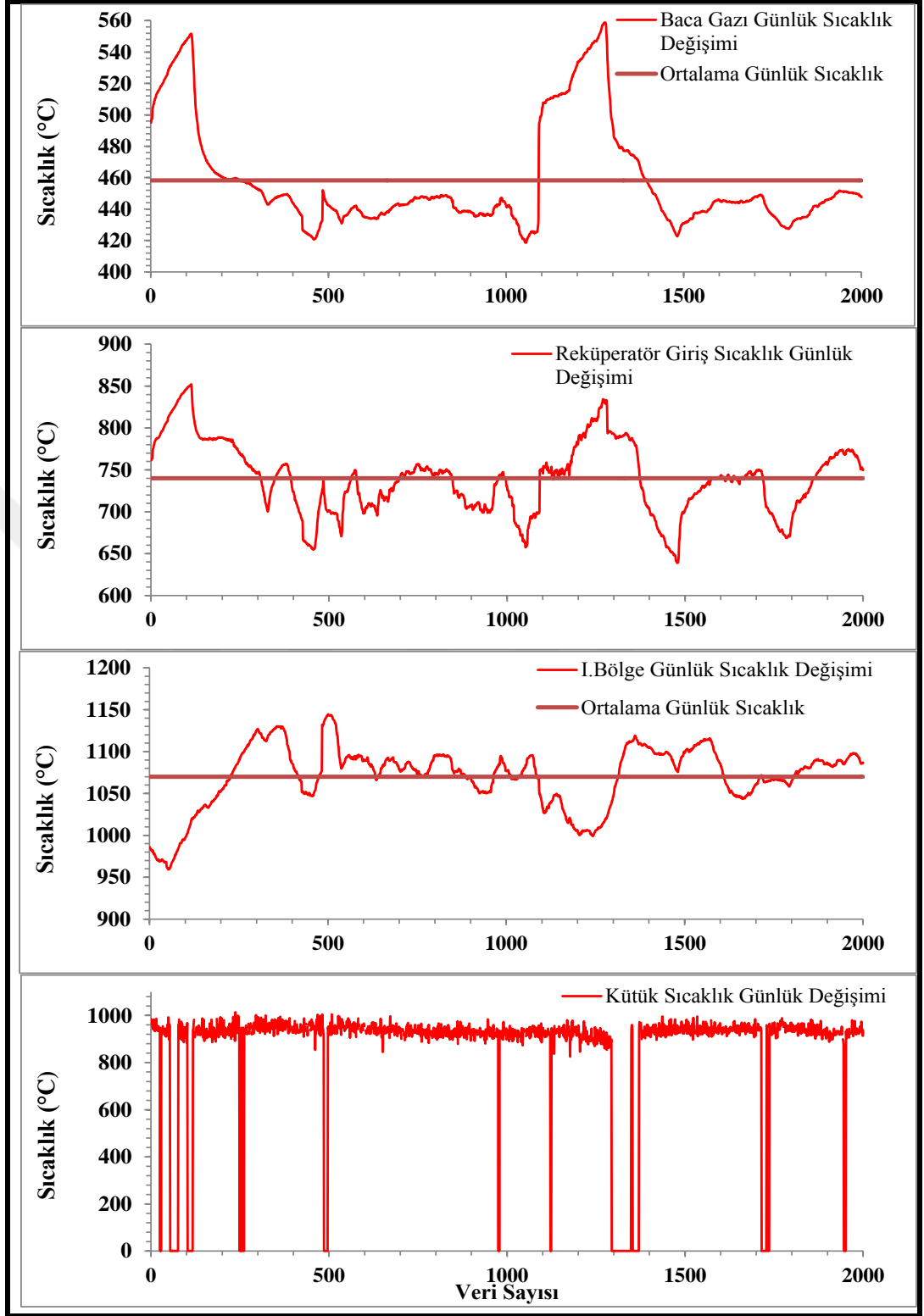
Şekil 4.2. Tav Fırınındaki kütük çıkış sıcaklık değişimleri

Tav Fırınındaki günlük sıcaklık değişimleri Şekil 4.3'de görülmektedir. Şekil incelendiğinde anılan baca gazının en son çıktığı yerdeki sıcaklık değişimleri baca gazının bir önceki konumu olan reküperatör giriş sıcaklığıyla benzer eğilimler gösterdiği tespit edilmiştir. Reküperatör giriş sıcaklığındaki değişimler irdelendiğinde baca gazının I.Bölge sıcaklığının benzer eğilimler gösterdiği anlaşılmaktadır. Tav Fırınından kütük çıkışı durduğu zamanlarda daha önceden anlatıldığı şekilde baca gazı sıcaklığında yükselme olduğu görülmektedir.

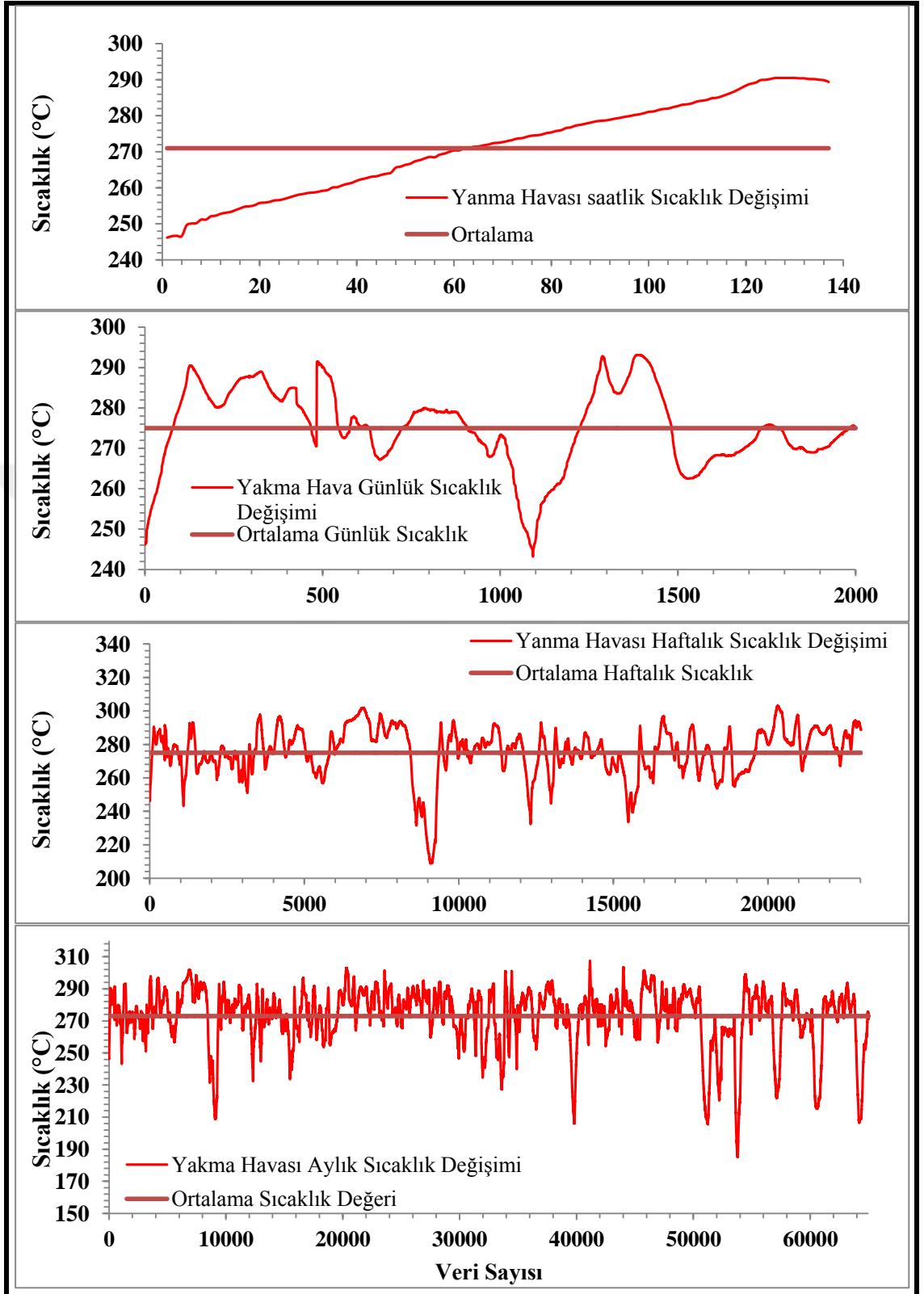
Yakma havası sıcaklık değişimi Şekil 4.4'de verilmektedir. Şekil incelendiğinde atık baca gazının sıcaklık değişiminde olduğu gibi benzer sebeplerden dolayı bazı zamanlarda sıcaklık artışı ve düşüşü olduğu görülmektedir. Genel olarak bakıldığında Şekilde görüldüğü üzere sıcaklığın saatlik, günlük, haftalık ve aylık değerlerinin 290 °C'ye kadar çıkmasını sağlamaktadır. Yaklaşık olarak sıcaklığın günlükte 245 °C'lere, haftalıkta 210 °C'lere ve aylıkta 190 °C'lere kadar düştüğü görülmektedir. Anılan zaman aralıklarındaki ortalama sıcaklığın saatlik, günlük, haftalık ve aylık değerlerinin 275 °C olarak gerçekleşmektedir.

Reküperatör giriş sıcaklık değişimi Şekil 4.5'de verilmektedir. Şekil incelendiğinde atık baca gazının sıcaklık değişiminde olduğu gibi aynı sebeplerden dolayı bazı yerlerde sıcaklık düşüşleri ve yükselmeleri görülmektedir. Genel olarak bakıldığında sıcaklığın saatlik, günlük, haftalık ve aylık değerlerinin 880 °C'ye kadar çıkmasını sağlamaktadır. Yaklaşık olarak sıcaklığın günlükte 650 °C'lere, haftalıkta 520 °C'lere ve aylıkta 400 °C'lere kadar düştüğü görülmektedir. Anılan zaman aralıklarındaki ortalama sıcaklığın saatlikte 815°C, günlükte 740°C, haftalık 750°C ve aylıkta ise 730 °C olarak gerçekleşmektedir.

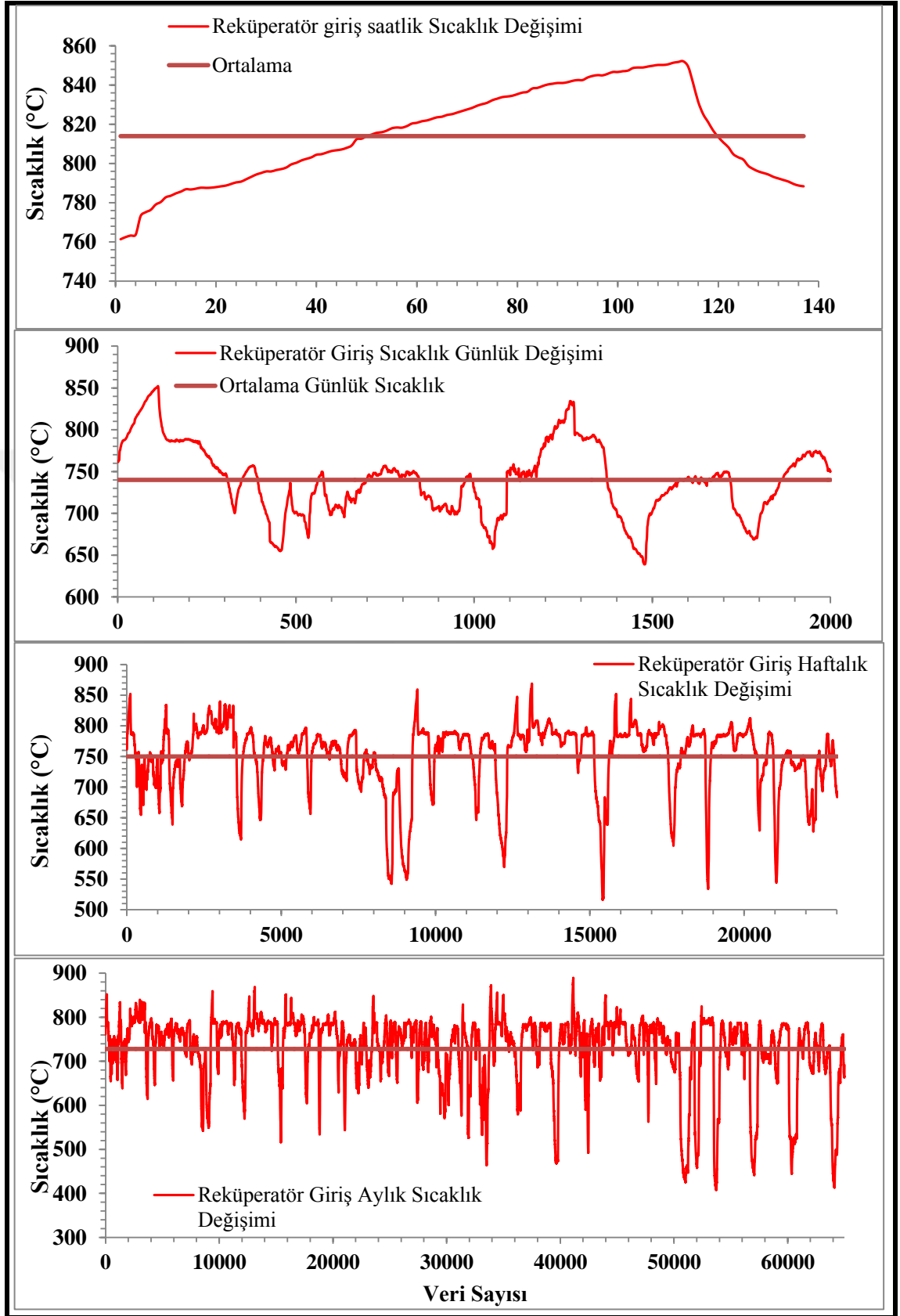
I. Bölge sıcaklık değişimi Şekil 4.6'da verilmektedir. Şekil incelendiğinde atık baca gazının sıcaklık değişiminde olduğu gibi aynı sebeplerden dolayı bazı yerlerde ara ara artı ve eksi yönde pikler oluşmaktadır. Genel olarak bakıldığında Şekil'de görüldüğü üzere sıcaklığın günlük, haftalık ve aylık değerlerinin 1150 °C'ye kadar çıkmasını sağlamaktadır. Yaklaşık olarak sıcaklığın saatlik, günlük, haftalıkta 960 °C'lere, aylıkta ise 870 °C'lere kadar düştüğü görülmektedir. Anılan zaman aralıklarındaki ortalama sıcaklığın saatlikte 970 °C, günlük, haftalık ve aylıkta ise 1080 °C olarak gerçekleşmektedir.



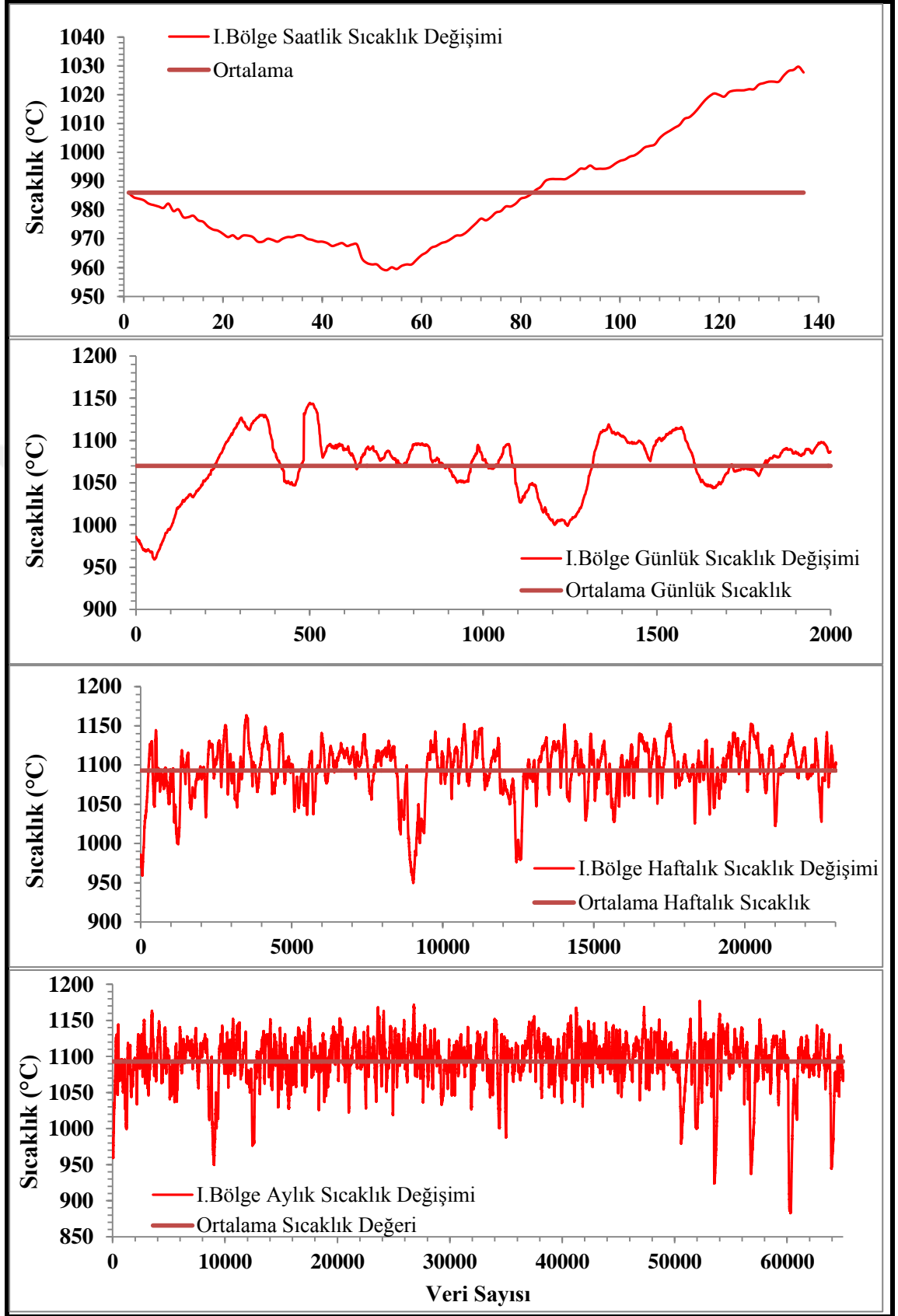
Şekil 4.3. Tav Fırınındaki günlük sıcaklık değişimleri



Şekil 4.4. Tav Fırınındaki yakma havaası sıcaklık değişimleri



Şekil 4.5. Tav Fırınındaki rekuperatör giriş sıcaklık değişimleri



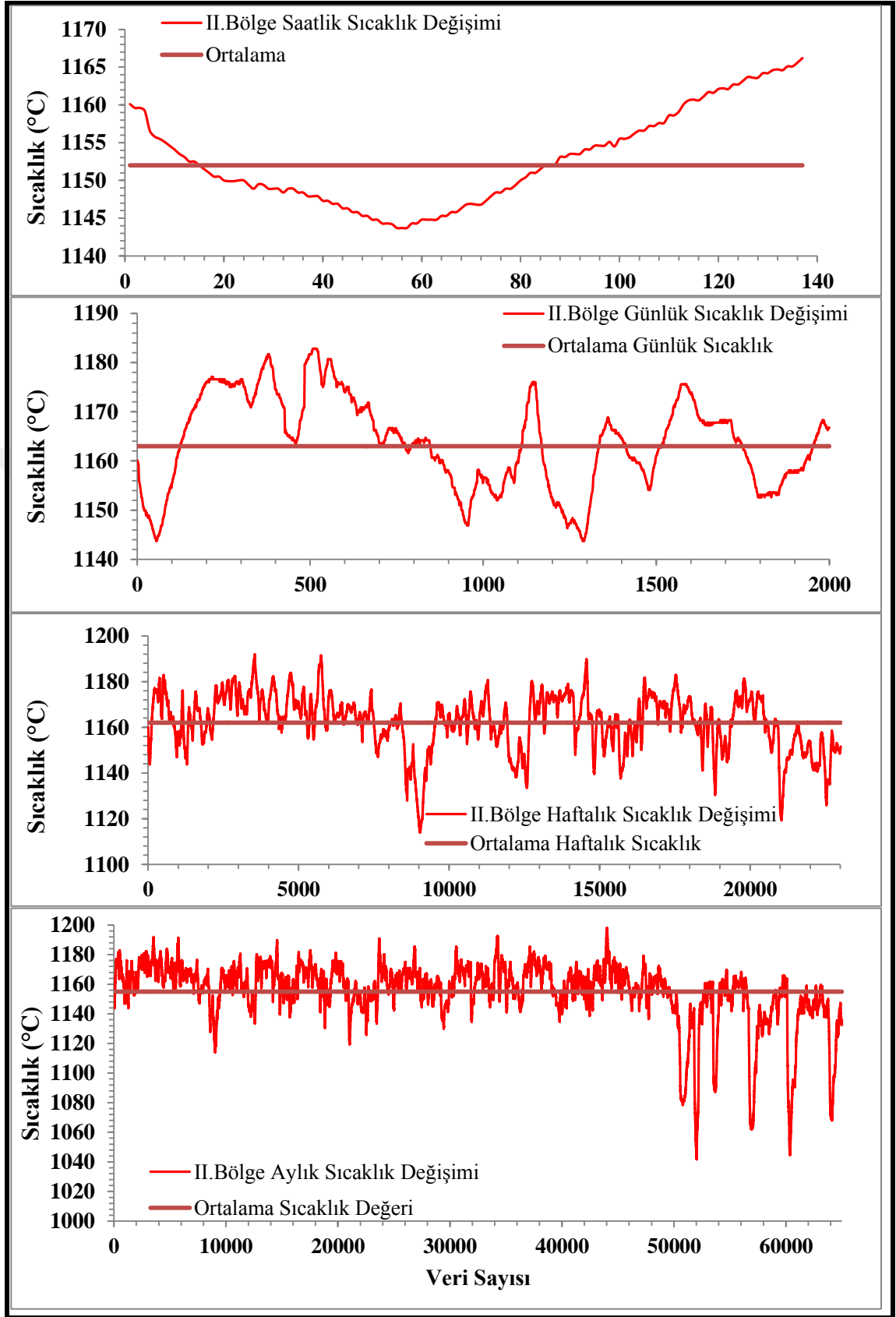
Şekil 4.6. Tav Fırınındaki I. Bölge sıcaklık değişimleri

II. Bölge sıcaklık değişimi Şekil 4.7’de verilmektedir. Şekil incelendiğinde atık baca gazının sıcaklık değişiminde olduğu gibi aynı sebeplerden dolayı bazı yerlerde ara ara artı ve eksi yönde değişimler oluşmaktadır. Genel olarak bakıldığında sıcaklığın günlükte 1182 °C, haftalıkta 1190 °C ve aylık değerlerinin ise 1195 °C' ye kadar çıkmasını sağlamaktadır. Yaklaşık olarak sıcaklığın saatlik ve günlükte 1145 °C, haftalıkta 1115°C ve aylıkta ise 1040 °C'lere kadar düştüğü görülmektedir. Anılan zaman aralıklarındaki ortalama sıcaklığın saatlik 1153 °C, günlük ve haftalıkta 1163 °C, aylıkta ise 1155 °C olarak gerçekleşmektedir.

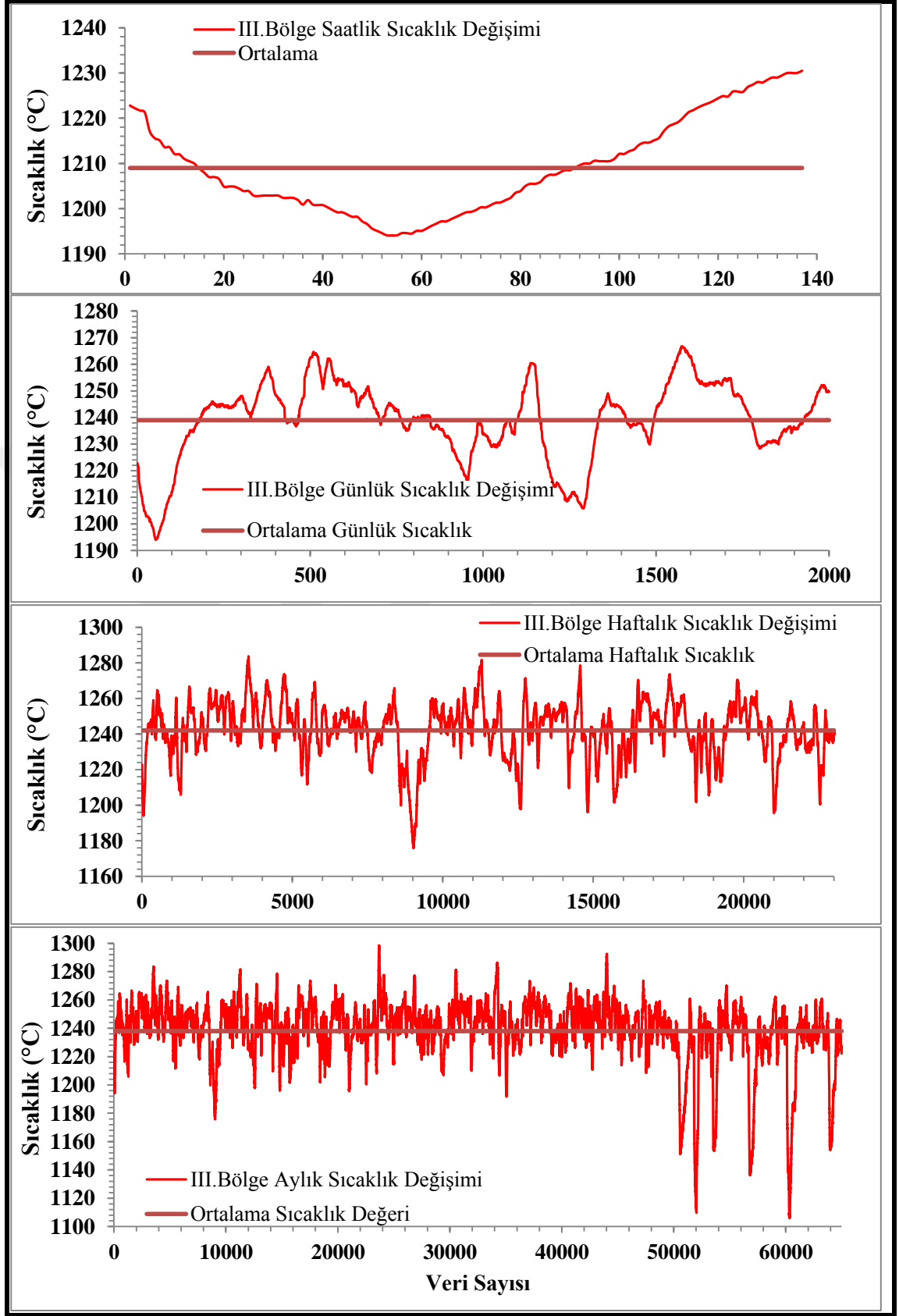
III. Bölge sıcaklık değişimi Şekil 4.8’de verilmektedir. Şekil incelendiğinde sıcaklığın günlükte 1265 °C, haftalıkta 1280 °C ve aylık değerlerinin ise 1290 °C' ye kadar çıkmasını sağlamaktadır. Yaklaşık olarak sıcaklığın saatlik ve günlükte 1195 °C, haftalıkta 1175 °C ve aylıkta ise 1110 °C'lere kadar düştüğü görülmektedir. Anılan zaman aralıklarındaki ortalama sıcaklığın saatlik 1210 °C, günlük, haftalık ve aylıkta ise 1240 °C olarak gerçekleşmektedir.

IV. Bölge sıcaklık değişimi Şekil 4.9’da verilmektedir. Şekil incelendiğinde sıcaklığın saatlikte 1210 °C, günlük, haftalık ve aylıkta 1225 °C' ye kadar çıkmasını sağlamaktadır. Yaklaşık olarak sıcaklığın saatlikte 1195 °C, günlükte 1190 °C, haftalıkta 1150 °C ve aylıkta ise 1110 °C'lere kadar düştüğü görülmektedir. Anılan zaman aralıklarındaki ortalama sıcaklığın saatlik, günlük, haftalık ve aylıkta ise 1203 °C olarak gerçekleşmektedir.

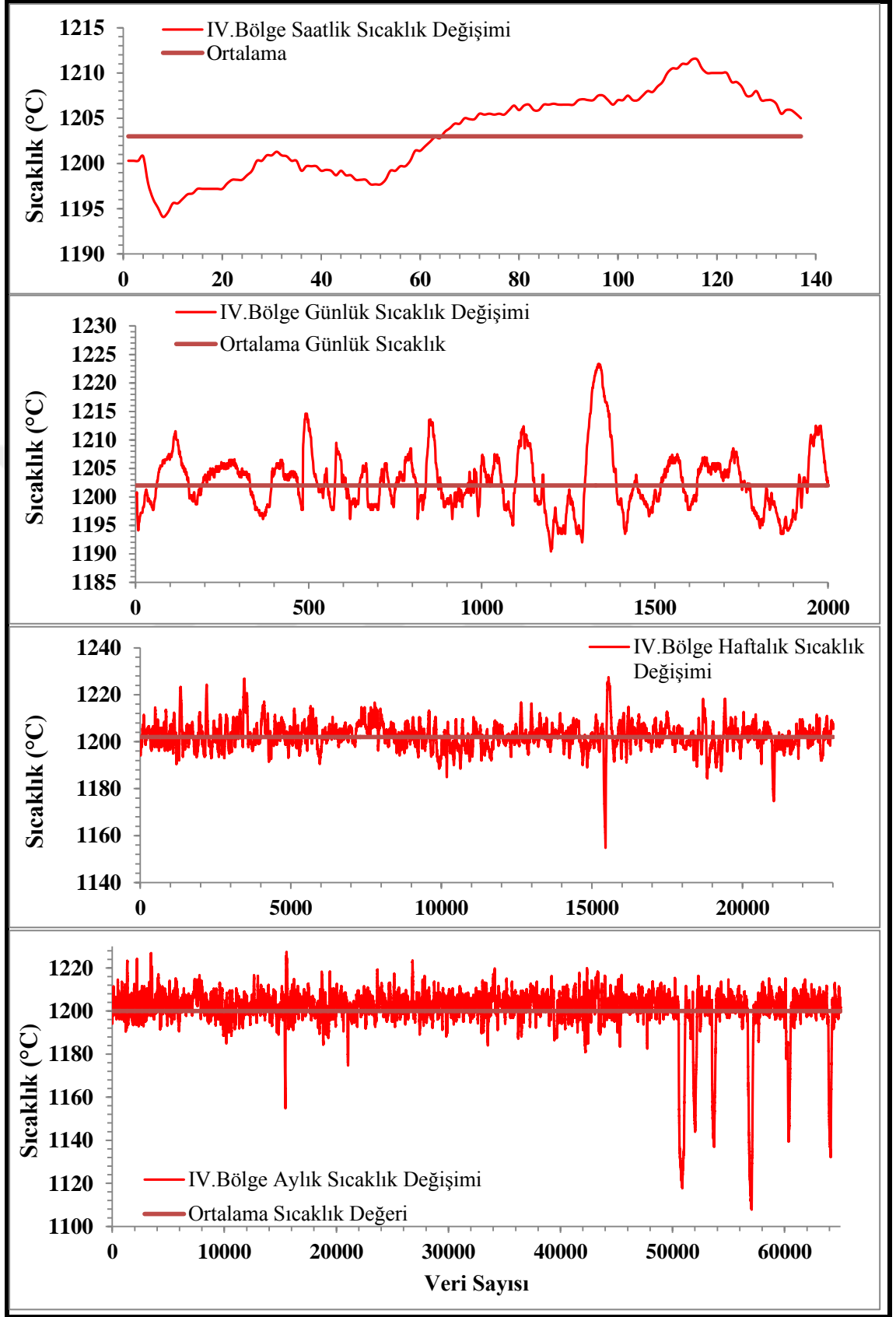
V. Bölge sıcaklık değişimi Şekil 4.10’da verilmektedir. Şekil incelendiğinde atık baca gazının sıcaklık değişiminde olduğu gibi aynı sebeplerden dolayı bazı yerlerde ara ara artı ve eksi yönde değişimler oluşmaktadır. Genel olarak bakıldığında sıcaklığın saatlikte 1225 °C, günlükte 1230 °C, haftalık ve aylıkta 1260 °C' ye kadar çıkmasını sağlamaktadır. Yaklaşık olarak sıcaklığın saatlik ve günlükte 1175 °C, haftalıkta 1160 °C ve aylıkta ise 1110 °C'lere kadar düştüğü görülmektedir. Anılan zaman aralıklarındaki ortalama sıcaklığın saatlikte 1198 °C, günlükte 1209 °C, haftalık ve aylıkta ise 1200 °C olarak gerçekleşmektedir.



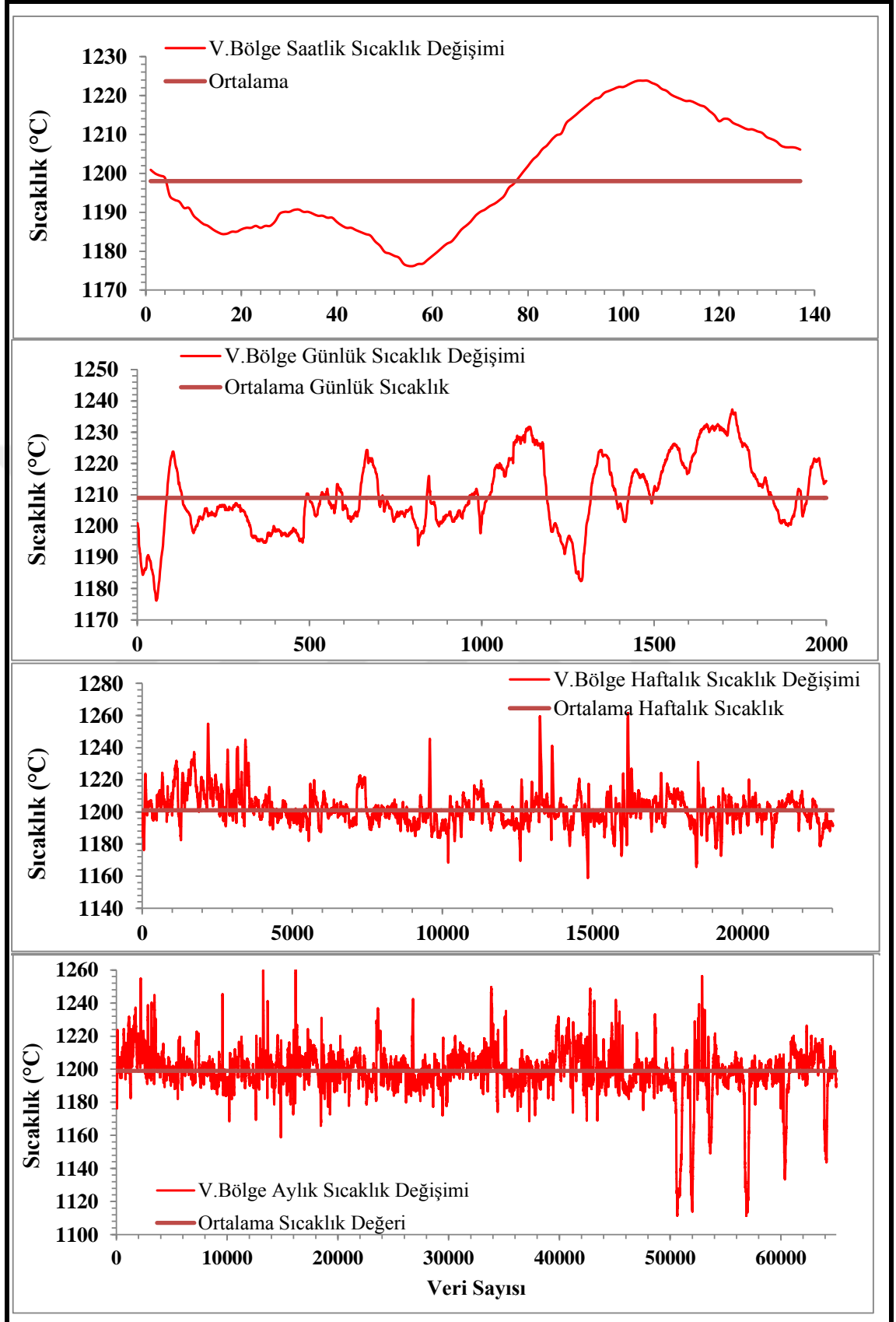
Şekil 4.7. Tav Fırınındaki II. Bölge sıcaklık değişimleri



Şekil 4.8. Tav Fırınındaki III. Bölge sıcaklık değişimleri



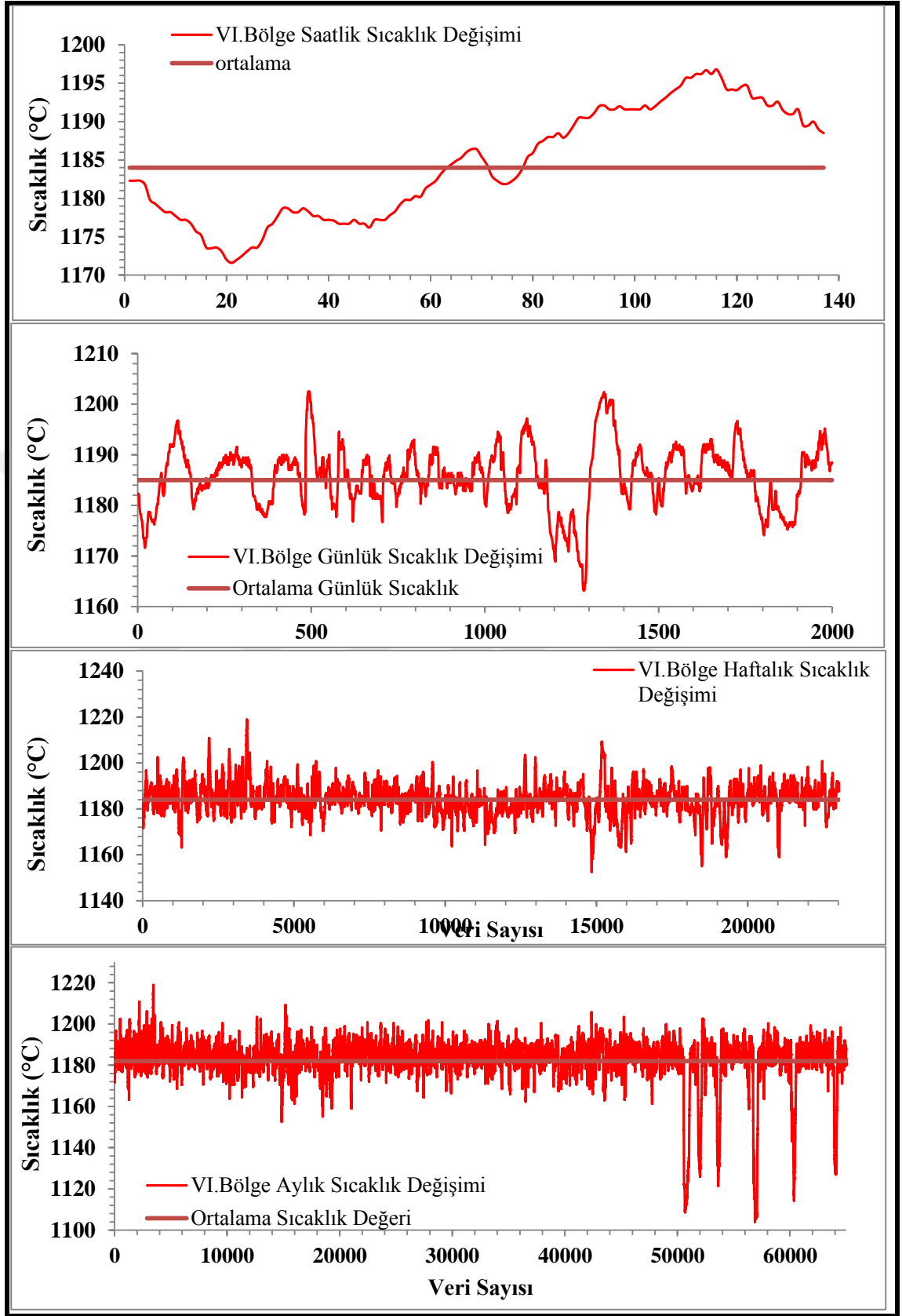
Şekil 4.9. Tav Fırınındaki IV. Bölge sıcaklık değişimleri



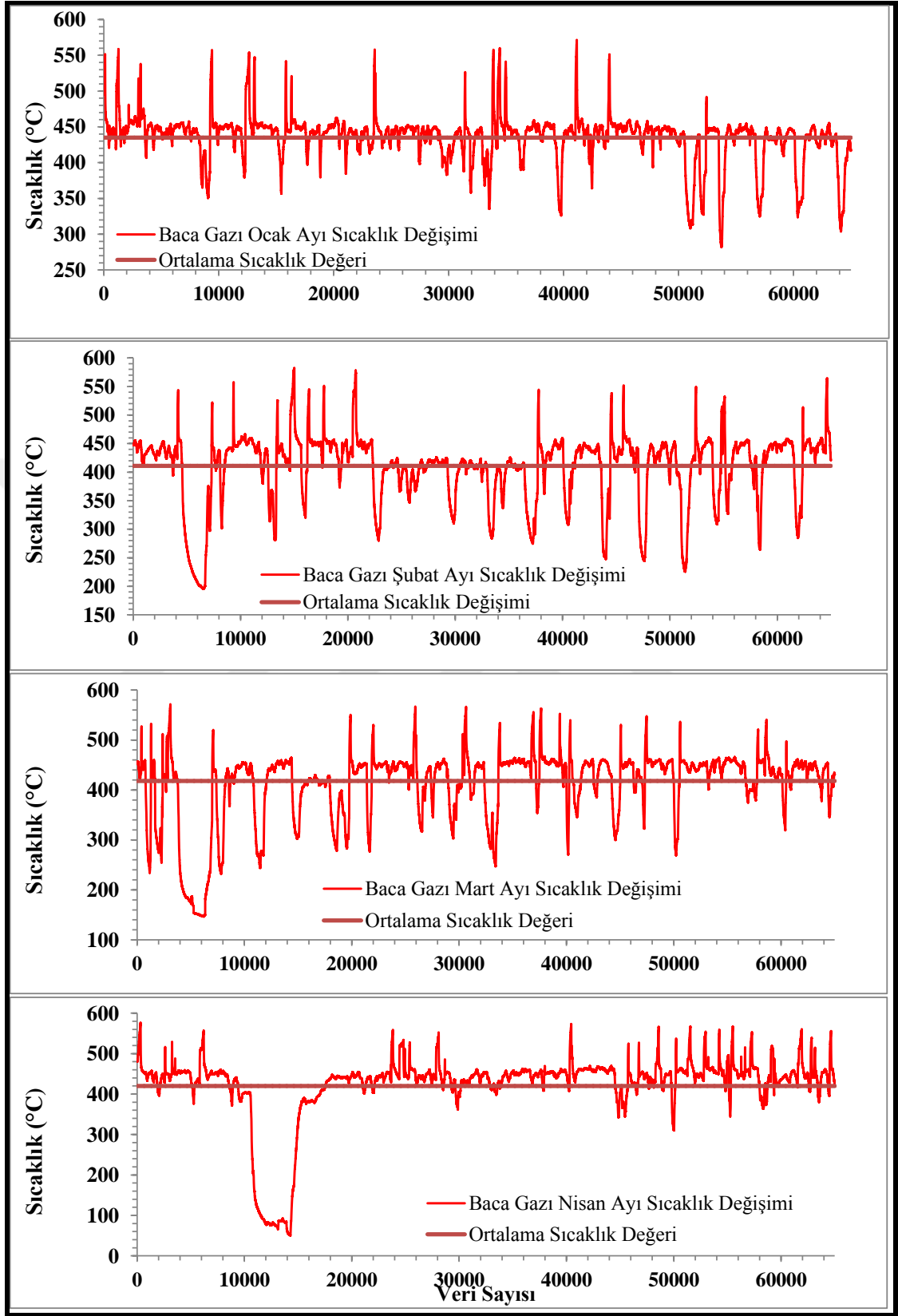
Şekil 4.10. Tav Fırınındaki V. Bölge sıcaklık değişimleri

VI. Bölge sıcaklık değişimi Şekil 4.11'de verilmektedir. Şekil incelendiğinde sıcaklığın saatlikte 1198 °C, günlükte 1202 °C, haftalık ve aylıkta 1220 °C' ye kadar çıkmasını sağlamaktadır. Yaklaşık olarak sıcaklığın saatlikte 1173 °C, günlükte 1163 °C, haftalıkta 1150 °C ve aylıkta ise 1105 °C'lere kadar düştüğü görülmektedir. Anılan zaman aralıklarındaki ortalama sıcaklığın saatlikte 1183 °C, günlük ve haftalıkta 1185°C ve aylıkta ise 1182 °C olarak gerçekleşmektedir.

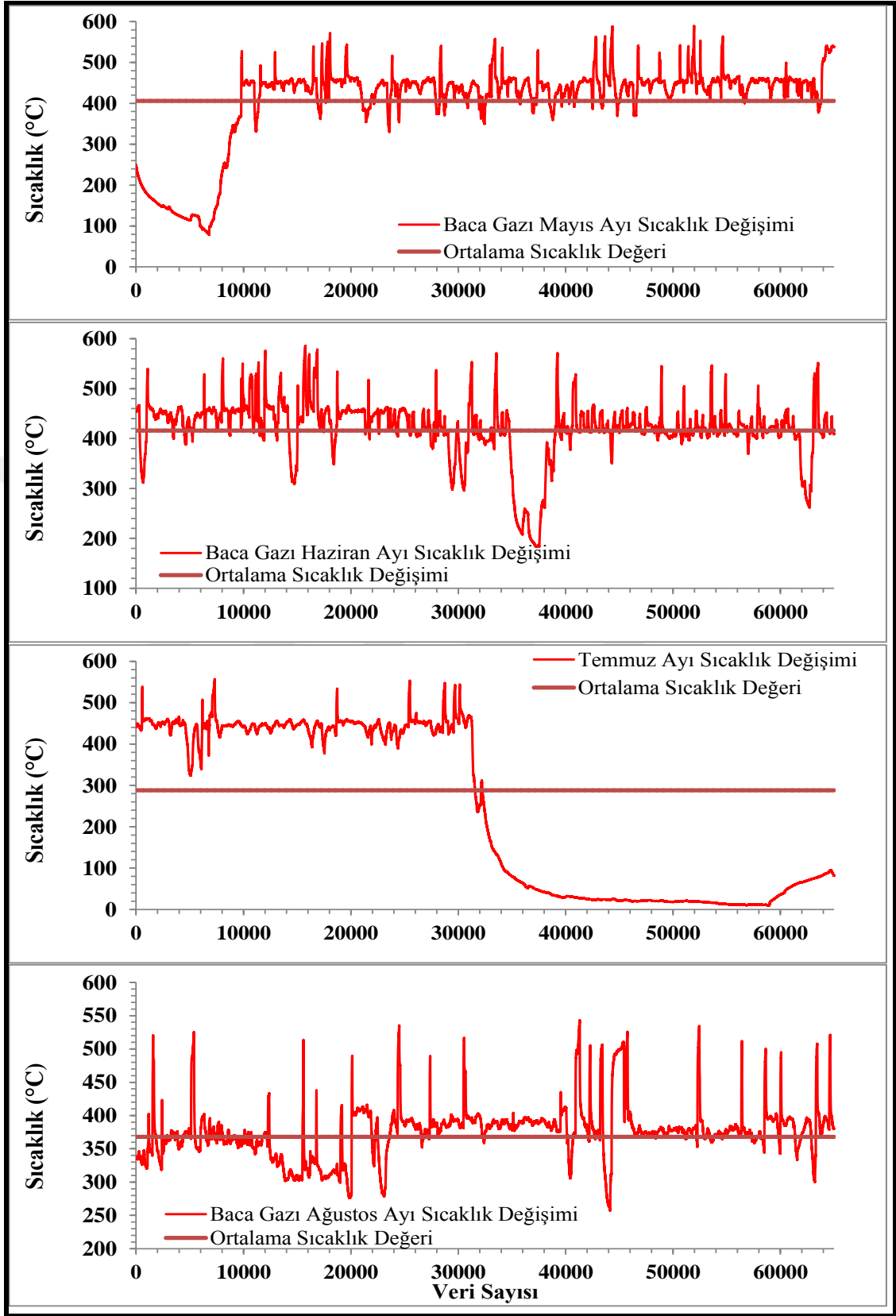
Aylara göre baca gazı sıcaklıklarının değişimi Şekil 4.12, 4.13 ve 4.14'de verilmektedir. Şekiller incelendiğinde mevsimsel yönden atık baca gazı sıcaklıklarında herhangi bir değişimin oluşmadığı görülmektedir. Bunun yanı sıra özellikle fabrikadaki bazı duruşlar, mesela genel bakım duruşları, ebat değişim duruşları, elikhane duruşları gibi firını durdurduğu için ister istemez baca gazı duruşlarını ciddi manada etkilediği görülmektedir. Sonuç olarak bazı aylarda ortalama atık baca gazı sıcaklıklarının düşük çıkmasının sebebinin bu istenmeyen duruşlar olduğu tespit edilmiştir.



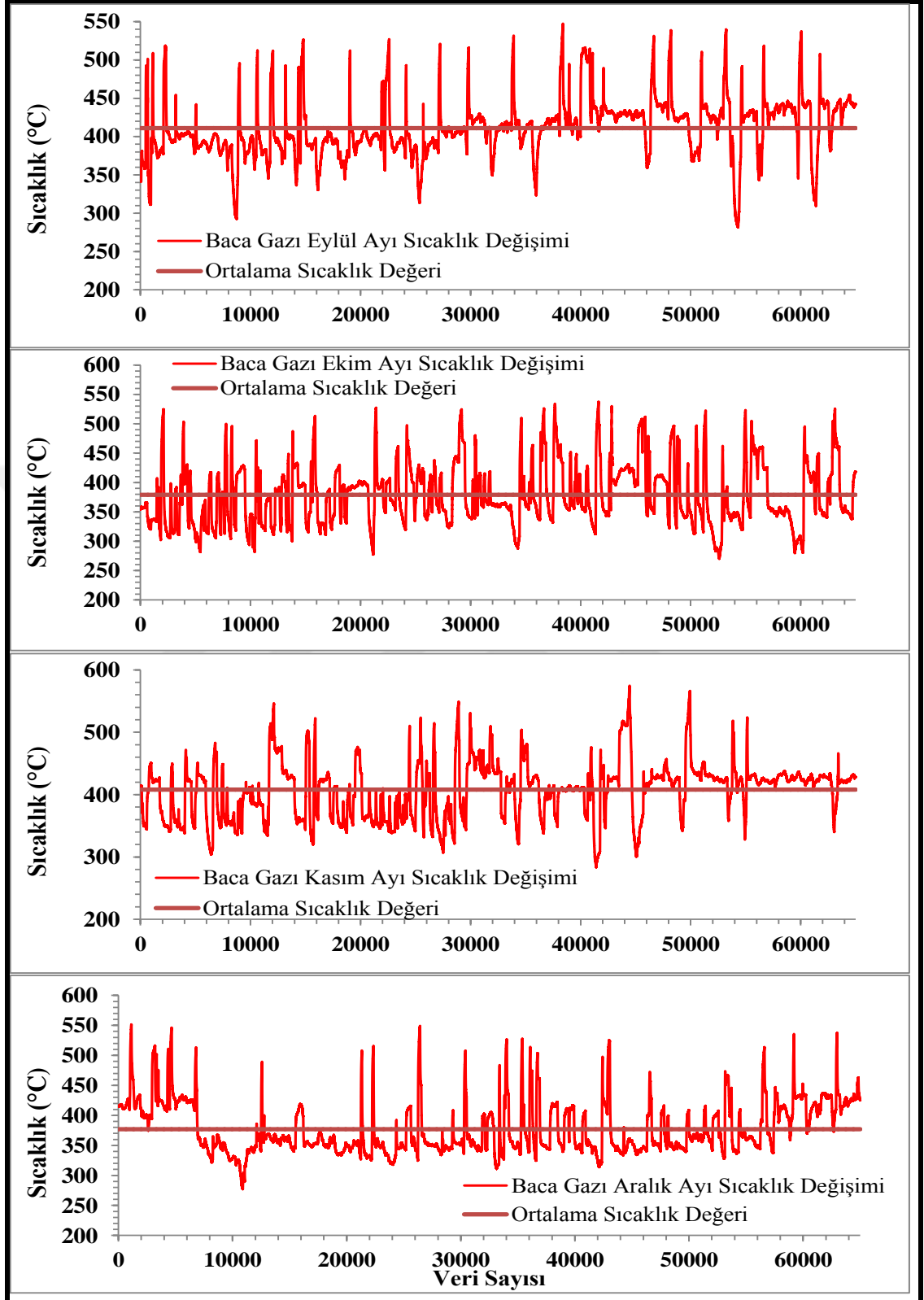
Şekil 4.11. Tav Fırınındaki VI. Bölge sıcaklık değişimleri



Şekil 4.12. Tav Fırınındaki baca gazının Ocak-Nisan aylarına göre sıcaklık değişimleri



Şekil 4.13. Tav Fırınındaki baca gazının Mayıs-Ağustos aylarına göre sıcaklık değişimleri



Şekil 4.14. Tav Fırınındaki baca gazının Eylül-Aralık aylarına göre sıcaklık değişimleri

4.2. Analitik Hesaplama

Analitik hesabı yapılacak olan Organik Rankine Çevrim sistemi için yoğuşturucu sıcaklığı ve yoğuşturucu basıncı (alt basınç değeri);

$$T_4=345,66 \text{ K} = 72,51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2=P_3=P_4=0,3 \text{ bar}$$

olarak kabul edilmiş olup ve ORC tasarım parametreleri bu değerlere göre hesaplanmıştır.

Sistemin tasarımında Türbin Girişi için başlangıçta bir basınç ve sıcaklık değeri;

$$T_1=573,15 \text{ K}=300 \text{ } ^\circ\text{C}$$

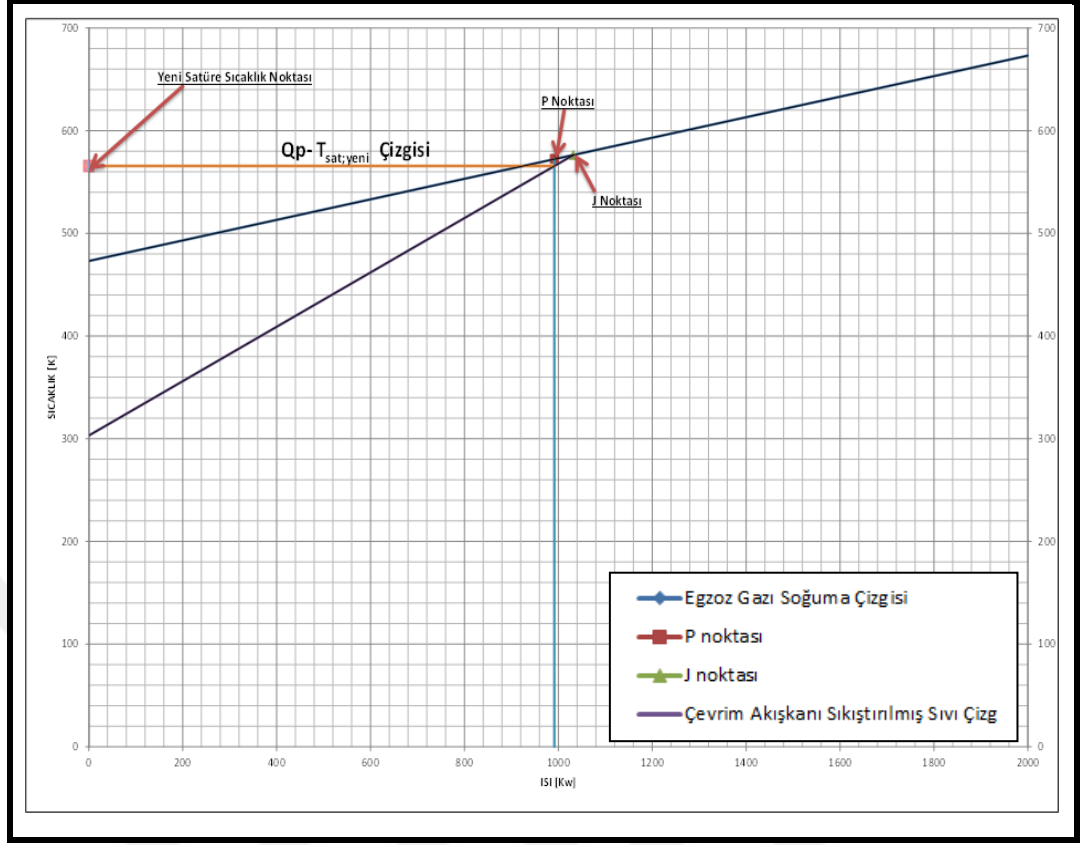
$$P_1=29,8 \text{ bar}$$

olarak kabul edilerek hesaplamaya başlanılmıştır.

Burada, buharlaştırıcı ünite içerisindeki en düşük sıcaklık farkı değeri;

$$\Delta T_p=5 \text{ K}$$

olarak kabul edilmiş olup ORC sistemi optimizasyonu yapılmıştır. Yapılmış olan analizde kullanılan ısı ve sıcaklık grafiği Şekil 4.15’de verilmektedir.



Şekil 4.15. Optimizasyonda kullanılan örnek Sıcaklık-Isı grafiği

Yapılan hesaplamalarda elde edilen değerler Çizelge 4.1’de verilmiştir (Yağlı ve ark, 2013). Belirtilen kabuller ile yapılmış olan hesaplamalarda her bir türbin girişi değerleri için yeni bir basınç elde edilmiştir. Elde edilen yeni basınç değeri ile hesaplanmasında kullanılmış olan basınç değeri arasında farkın sifira yakınsaması amaçlanmıştır. Yapılmış olan hesaplamalarda tasarım sonucunda Türbin Giriş Sıcaklığı ve Türbin Giriş Basıncı;

$$P_{I,ORC}=29,83 \text{ bar}$$

$$T_{I,ORC}=573,15 \text{ K}=300 \text{ °C}$$

olduğu hesaplanmıştır.

Çizelge 4.1. Organik Rankine çevrimi tasarım sonuçları (Yağlı ve ark, 2013)

T_I	P_I	\dot{m}_{ORC}	T_J	Q_J	Q_P	$T_{sat,yeni}$	P_1	$ P_1 - P'_1 $
[K]	[bar]	[kg/s]	[K]	[kW]	[kW]	[K]	[bar]	-
573,15	29,8	2,434	594,8	1032	991,1	565,49417	29,78	0,02
573,15	29,78	2,433	594,8	1031	990,8	565,61292	29,82	0,04
573,15	29,82	2,434	594,9	1032	991,4	565,57358	29,81	0,01
573,15	29,81	2,434	594,9	1032	991,2	565,52064	29,79	0,02
573,15	29,79	2,433	594,8	1031	990,9	565,63941	29,83	0,04
573,15	29,83	2,434	594,9	1032	991,6	565,62652	29,83	0

Bulunan türbin girişi basıncı ve sıcaklığı ile sistemdeki her bir ekipman için enerji ve ekserji hesaplamaları yapılmıştır. Çevrim elemanlarının enerji ve ekserji hesaplamaları Çizelge 4.2’de verilmektedir. ORC sistem elemanları ekserji verimliliği Şekil 4.15’de, ORC sistem elemanları ısı verimliliği Şekil 4.16’da, ORC sistem elemanları çıkan ekserji ve kayıp ekserji Şekil 4.17’de, ORC sistem elemanları giren ekserji Şekil 4.18’de ve ORC sistem elemanları iş eldesi Şekil 4.19’da verilmektedir.

Çizelge 4.2 incelendiğinde ORC sistemindeki elemanların enerji hesabı (ısı ve iş) ve ekserji hesabı sonrasında Buharlaştırıcıya 1696 kW ısı verilmektedir. Buharlaştırıcıya giren enerji 802,16 kW olur iken çıkan enerji 637,28 kW olarak gerçekleşmekte neticesinde ise 164,88 kW enerji kayıp olmaktadır. Yapılan hesaplamalar neticesinde Buharlaştırıcıdaki Ekserji verimi % 79,45 olarak gerçekleşirken sisteme giren ekserjinin % 21,55’i kaybolmaktadır. Bilindiği gibi Buharlaştırıcıda iş üretimi gerçekleşmemektedir.

ORC sisteminde Türbine giren enerji 637,28 kW olur iken çıkan enerji 591,19 kW olarak gerçekleşmekte neticesinde ise 46,19 kW enerji kayıp olmaktadır. Yapılan hesaplamalar neticesinde Türbinde Ekserji verimi % 89,17 olarak gerçekleşirken sisteme giren ekserjinin % 10,83’i kaybolmaktadır. Türbinde 379,5 kW elektrik üretimi gerçekleşmektedir.

Yoğuşturucudan 1316 kW ısı alınırken Yoğuşturucuya giren enerji 211,69 kW olur iken çıkan enerji 168,22 kW olarak gerçekleşmekte neticesinde ise 43,47 kW enerji kayıp olmaktadır. Yapılan hesaplamalar neticesinde Yoğuşturucuda Ekserji verimi %

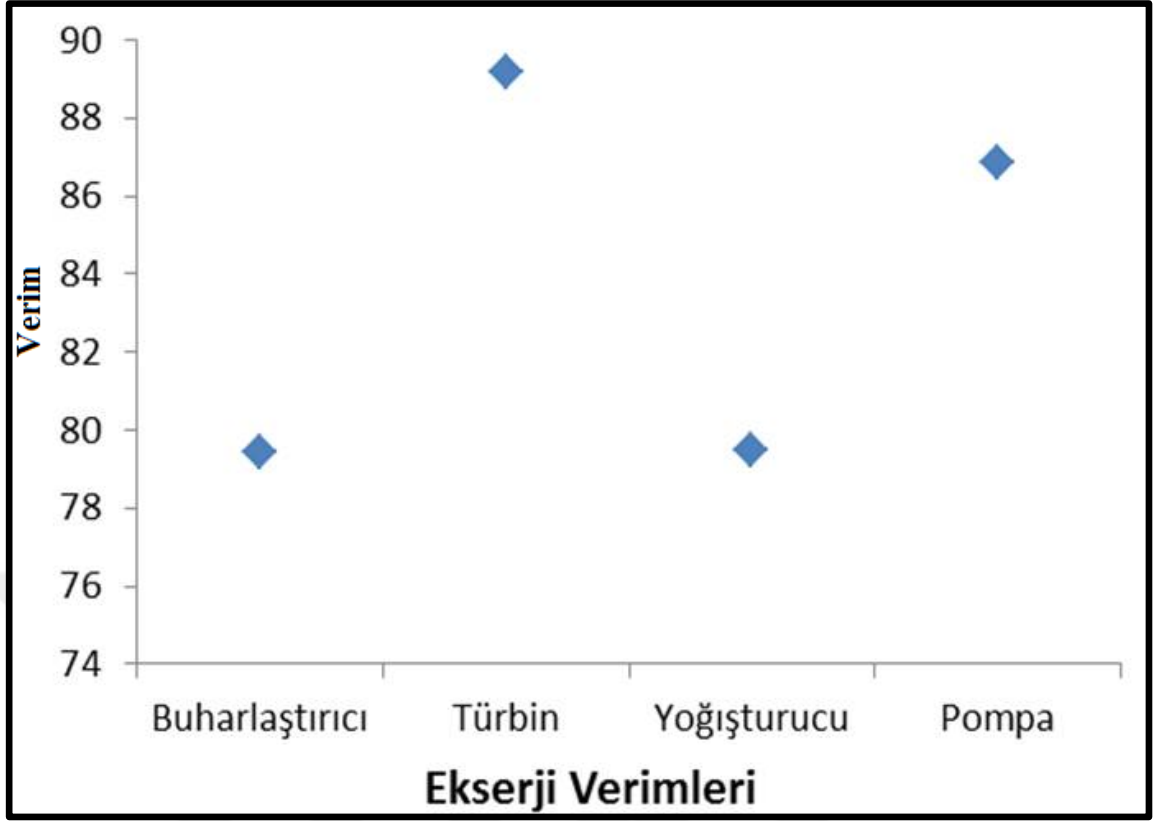
79,47 olarak gerçekleşirken sisteme giren ekserjinin % 21,53'i kaybolmaktadır. Bilindiği gibi Buharlaştırıcıda iş üretimi gerçekleşmemektedir.

Pompada giren enerji 16,72 kW olur iken çıkan enerji 15,37 kW olarak gerçekleşmekte neticesinde ise 1,35 kW enerji kayıp olmaktadır. Yapılan hesaplamalar neticesinde Pompada Ekserji verimi % 86,88 olarak gerçekleşirken sisteme giren ekserjinin % 13,12'i kaybolmaktadır. Pompada 10,33 kW elektrik sarfıyatı gerçekleşmektedir.

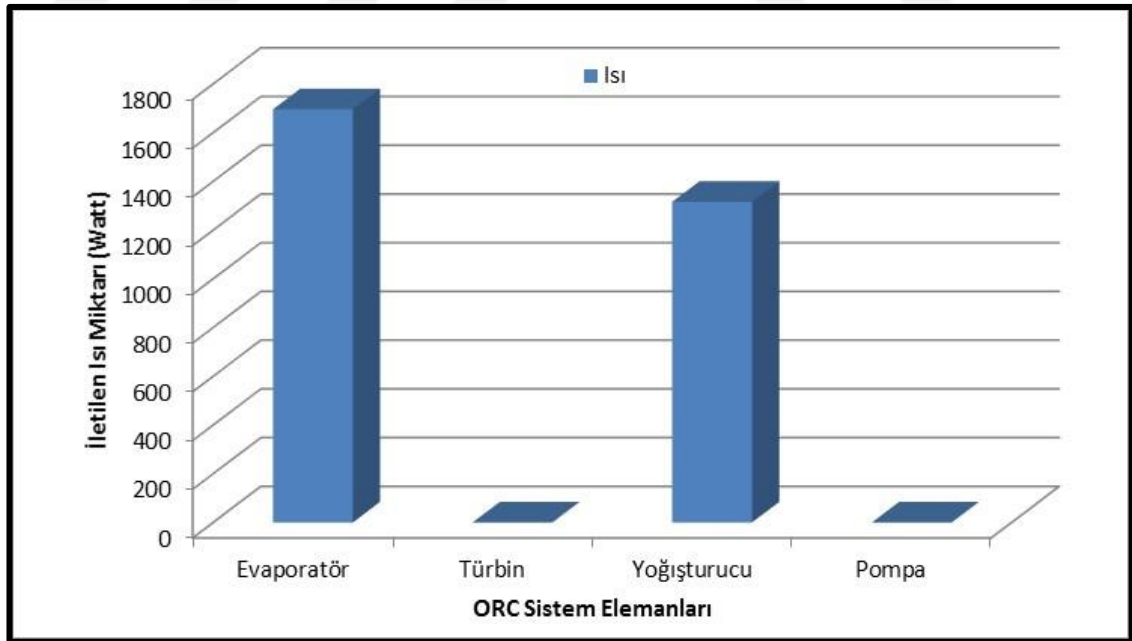
Tüm ORC sistemi Enerji verimi % 21,76 iken Ekserji verimi % 46,02 olarak gerçekleşmiştir. Diğer bir deyişle, sisteme giren ekserjinin % 53,98'i kaybolmakta olup bunun karşılığında sistemde 255,79 kW ekserji kaybı olmaktadır. Bu hesaplamalar sonucunda atmosfere atılan orta sıcaklıktaki baca gazı ile yaklaşık 370 kW elektrik üretilebileceği hesaplanmıştır,

Çizelge 4.2. Çevrim elemanlarının enerji ve ekserji hesaplamaları (Kurbanoğlu, 2013)

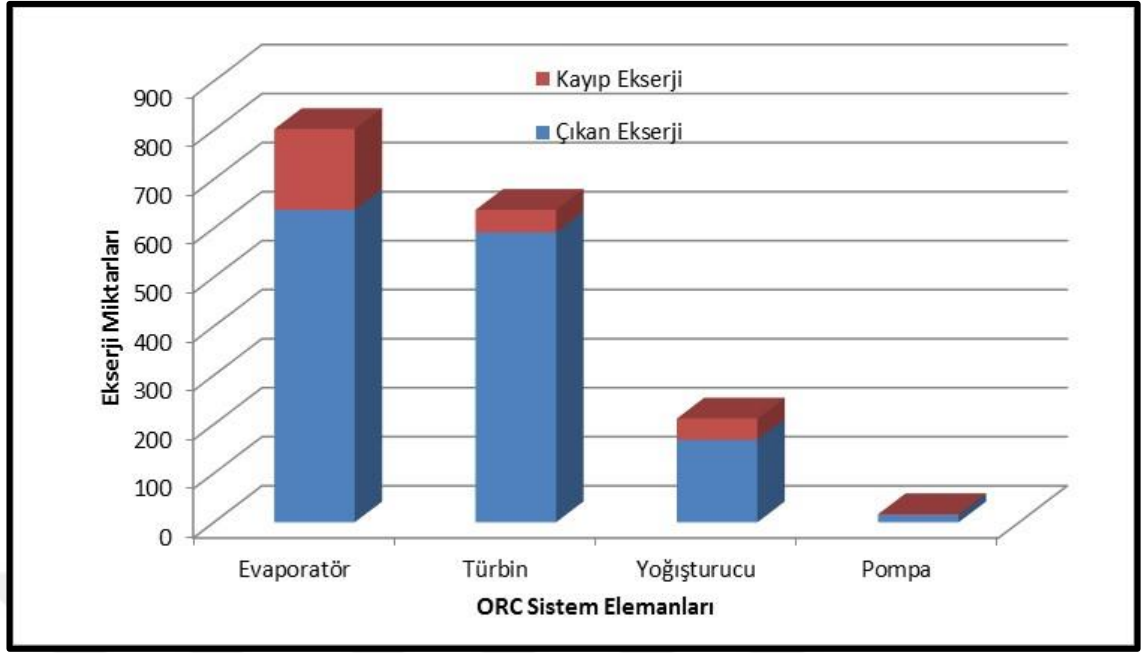
Elemanlar	Q	W	\dot{E}_{giren}	$\dot{E}_{çikan}$	$\dot{E}_{kayıp}$	ϵ
Evaporatör	1696	0	802,16	637,28	164,88	79,45
Türbin	0	379,5	637,28	591,19	46,19	89,17
Yoğıştırurucu	1316	0	211,69	168,22	43,47	79,47
Pompa	0	10,33	16,72	15,37	1,35	86,88
Toplam	380	369,17	1667,91	1412,06	255,79	46,02



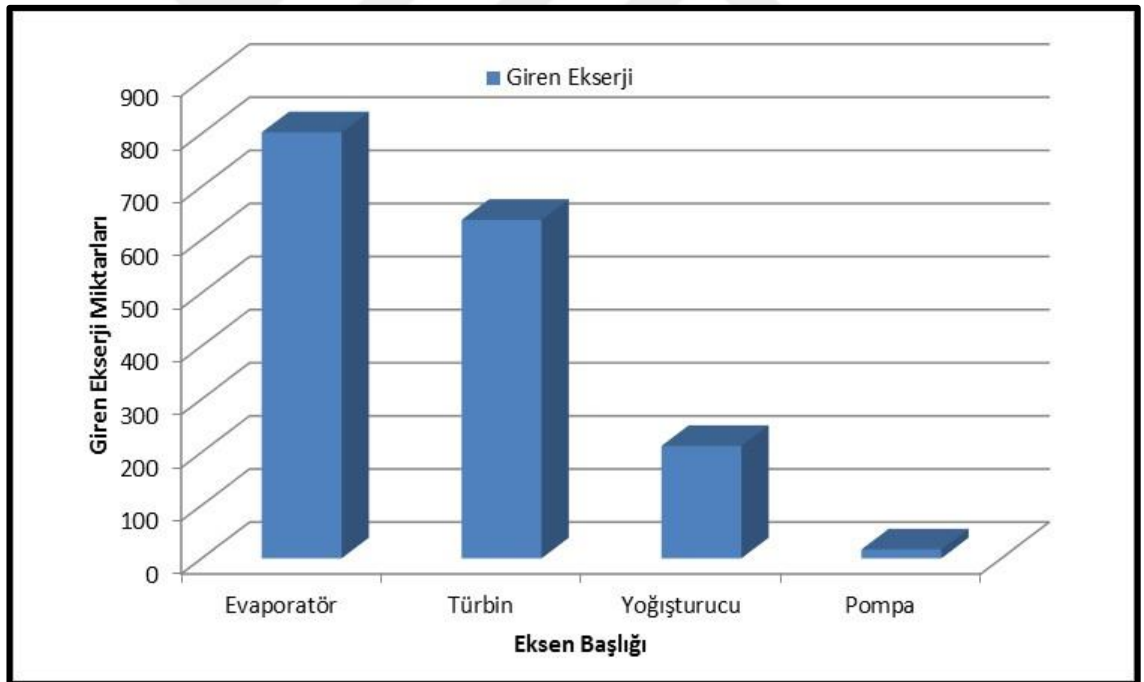
Şekil 4.16. ORC sistem elemanları ekserji verimliliği



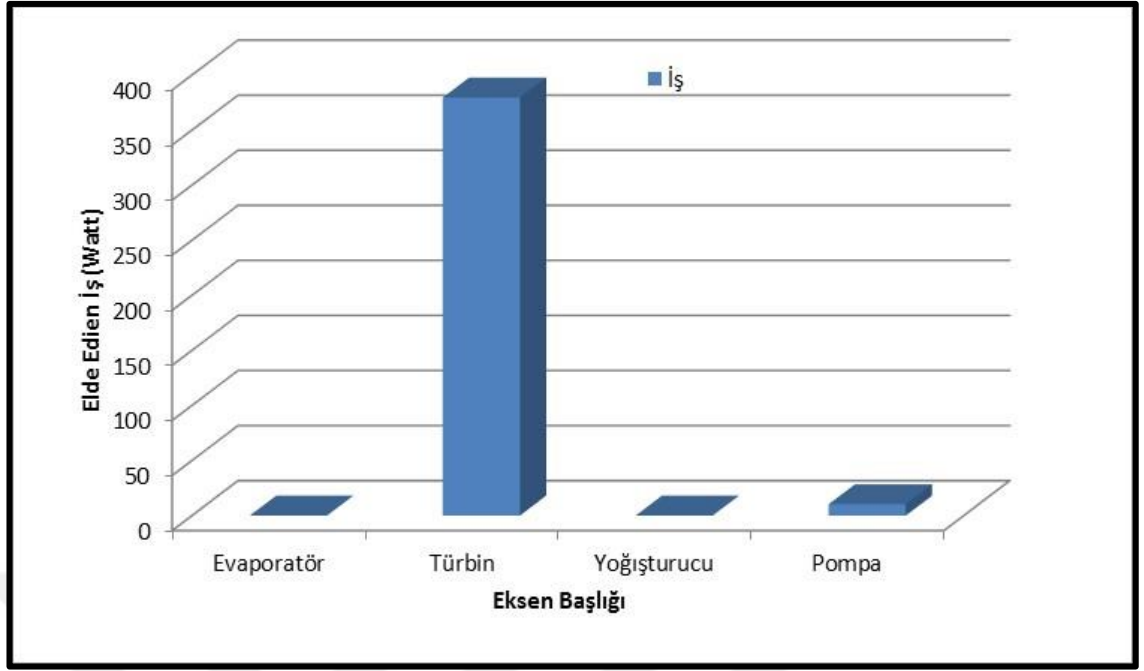
Şekil 4.17. ORC sistem elemanları ısı verimliliği



Şekil 4.18. ORC sistem elemanları çıkan ekserji ve kayıp ekserji



Şekil 4.19. ORC sistem elemanları giren ekserji



Şekil 4.20. ORC sistem elemanları iş eldesi

4.3. Maliyet Hesaplamaları

Sistemin güncel kurulum maliyeti 3000 €/kW alındığında, Tolüen akışkanlı çevrimin maliyetinin 1.373.511 € olduğu hesaplanmıştır. Sistemin kurulacağı fabrikada fırının günde 24 saat ve yılda 350 gün çalıştırıldığı göz önüne alınacak olursa, yıllık net elektrik üretim miktarı 3.470 MWh olduğu görülmektedir. Ülkemizde elektrik birim fiyatının 23 krş/kWh (0,078 €/kWh) olduğu göz önüne alındığında çevrimlerin yıllık brüt getirileri 270.000 € olduğu görülmektedir.

Diğer sistemlere kıyasla ekstra giderleri düşük olan ORC sistemleri için ekstra giderler göz ardı edildiğinde yaklaşık geri ödeme sürelerinin 5 ila 6 yıl arasında olduğu görülmektedir.

4.4. Çevresel Etkileri

İncelenen işletmede kurulacak ORC sistemi ile elde edilecek sürekli güç üretiminden dolayı elektrik kalitesinde voltaj ve frekans bakımından dalgalanmaların önlenmesi, elektrik dağıtım kayıplarının azalması söz konusu olmaktadır. Aynı zamanda, işletmeye gelen yüksek gerilimdeki frekans bozukluğundan dolayı cihazlarda oluşabilecek arızalar ORC sistemi ile elde edilen elektrik enerjisi ile minimize edilebilmektedir. Elektrik üretiminde ORC sisteminin kullanılması sonucu fosil kaynaklı yakıt tüketiminde azalmalar olacaktır. Bunun yanı sıra Tav Fırını baca atık egzoz gazının 400 °C gibi yüksek bir sıcaklıkla değil de 120 °C gibi daha düşük bir sıcaklıkta atmosfere atılacağı göz önüne alındığında işletmede ve yakın çevresinde bulunan canlılar üzerinde oluşabilecek olumsuz etkilerin azalması da önem arz etmektedir. Küresel dünyada çevre kirliliğinin canlıların sağlığı üzerindeki etkilerinin yanı sıra küresel ısınmanın da gün geçtikçe şiddetini arttırdığını dikkate alındığında ve bunların sonucunda oluşan buzul erimelerinin giderek artmasından dolayı atmosfere atılan yüksek sıcaklıkların değerlendirilmesi, enerji tasarrufunun artması ve israfın önlenmeye çalışılması kaçınılmaz bir hal almaktadır.

Bunlara ek olarak yapılacak iyileştirmelerin elektrik sarfiyatını azaltacağı ve işletmeye ekonomik katkılar sağlayacağı gerçeği yanında, karbon salınımının düşürülmesi ile küresel ısınmanın yaratacağı felaketlerin de azaltılmasını sağlamak mümkün olmaktadır. ORC sistemi kurulumu neticesinde elektrik üretimi ve karbon salınımı azalımı Çizelge 4.3'de verilmektedir. Çizelge incelendiğinde yıllık 350 gün, günlük 24 saat çalışma sürelerine karşılık ORC sistemi ile yılda 3.470 MWh elektrik üretimine bağlı karbon salınım azalımı değeri 3.000 ton/yıl olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.3. ORC sistemi kurulumu neticesinde Elektrik üretimi ve karbon salınımı azalımı

Yıllık Çalışma Süresi (saat)	Elektrik Üretimi (Mwh/yıl)	C Salınımı Azalımı (ton/yıl)
350 gün * 24 saat = 8400	3.470	3.000

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada İskenderun'daki bir demir-çelik tesisinde haddehane Tav Fırınındaki atık baca gazı sıcaklık verileri ile beraber atık gazın kaynağı olan Tav Fırını bölgelerinin de sıcaklık verileri irdelenmiştir. Atık baca gazı verileri incelenerek ORC akışkanı seçimi yapılmıştır. Kriterlere uygun şekilde çevrim akışkanı seçildikten sonra ORC sisteminin analitik tasarımı yapılmıştır. Sistem tasarımı yapıldıktan sonra sistemin enerji ve ekseri hesaplamaları yapılmıştır.

Tav Fırınındaki atık baca gazı ve buna bağlı olarak bölge sıcaklıkları saatlik, günlük, haftalık ve aylık sıcaklık değişimleri irdelenmiştir. Tav Fırınında anılan zaman aralıklarında haddehane üretim hattında bazı sebeplerden dolayı ani duruşlar olmaktadır. Bu da kütüklerin aşırı tavlansızdan dolayı eriyip yapışmaması için Tav Fırınına brülörlerini kısımaya neden olmaktadır. Kısılmanın etkisiyle reküperatörden geçen yakma hava debisi de azalmaktadır. Aynı zamanda Fırın baca damperi kapalı pozisyonda olsa bile bacadan hava geçişi devam etmektedir. Bunun sebebi araştırıldığında damper konstrüksiyonunun yanlış dizaynından kaynaklandığı anlaşılmıştır. Tav Fırınına hem deşarj kapaklarındaki hem de cüruf ve tufal temizleme kapaklarındaki açıklıklardan kaynaklı kaçaklardan düşük debili baca hava çekişi devam ettiğinden Tav Fırını dursa bile içerisi hala yüksek sıcaklıkta kalacağından içeriden reküperatör girişine doğru gelen kaçak hava reküperatör giriş sıcaklığı artışına sebep olduğu tespit edilmiştir.

Tav Fırınına ortam sıcaklığındaki soğuk kütükler şarj edildiğinde bacaya yakın olan I. Bölge yandığında dolayı bacadan çıkan reküperatör giriş sıcaklığı artacağı için atık baca gazı sıcaklığını da yükselttiği irdelenmiştir. Daha sonra arkadan ortalama 700 °C civarındaki sıcak kütükler şarj edildiğinde I.Bölge otomasyon sistemi kullanılarak kapatıldığı için sıcaklık normal seviyeye düştüğü görülmüştür.

Tav Fırını baca gazı sıcaklık düşüşleri irdelendiğinde ise çalışmaya başlayan sistemin kütükleri tavlama için birden yakma havasına yüklenmesinden ve baca

damperinin de açılmasından kaynaklı bir baca gazı sıcaklık düşüşü söz konusu olmaktadır. Tav Fırını baca damperinin kontrolünü otomasyon sisteminde el ile yapıldığı gözlemlenmiştir. Ama olması gereken yakma havasının miktarına göre otomatik kendini pozisyonlaması olup el ile yapılan açma kapama anlık hassasiyeti sağlayamadığı atık baca gazı sıcaklığında düşüslere sebep olduğu tespit edilmiştir.

Tav Fırınındaki atık baca gazı ve buna bağlı olarak bölge sıcaklıkları saatlik, günlük, haftalık ve aylık sıcaklık değişim verileri irdelendiğinde ORC için kaynak teşkil eden atık baca gazlarının ortalama sıcaklığının 400 °C' de olduğu saptanmıştır. Bunun neticesinde atık baca gazı sıcaklığına bağlı olarak ORC sisteminin analitik hesaplamaları yapılmıştır.

Sistemin analitik tasarımında sistem için borulardaki basınç ve ısı kayıpları, pompa entalpi değişimleri göz ardı edilerek tasarımı, analizleri, enerji ve ekserji hesaplamaları ile bu sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır. Bu analizlerin sonunda;

Analitik tasarlanan ORC'nin enerji verimi % 21,76 iken ekserji verimi % 46,02 olarak hesaplanmıştır. Yani, sisteme giren ekserjinin % 53,98'i kaybolduğu anlamı çıkmaktadır. Bu yüzdelik değer 255,79 kW olan ekserji kaybı değeridir. Bu hesaplamalar sonucunda atmosfere atılan orta sıcaklıktaki baca gazı ile yaklaşık 370 kW iş üretilbileceği hesaplanmıştır.

Pompalarda meydana gelen ekserji kaybı toplam kayıpta göz ardı edilebilecek kadar düşük paya sahip olduğu görülmektedir. Buradaki kayıpların en fazla olduğu yoğunlaştırıcı ünite kayıplarının azaltılması için yoğunlaştırıcıya girmeden önce çevrim akışkanının fazla ısısının kullanılması bir yöntemdir. Bu yüzden sistemin kayıplarının kısmen azaltılması, güç üretiminin kısmen arttırılabilmesi ve sistemin enerji ve ekserji verimlerinin yükseltilmesi için çevrim üzerinde türbin çıkışı ile pompa çıkışı arasına ısı değiştirici eklenmesinin faydalı olabileceği anlaşılmaktadır

ORC sistemi maliyetinin 1.373.511 € olduğu hesaplanmıştır. Sistemin kurulacağı fabrikada Tav Fırınının günde 24 saat ve yılda 350 gün çalıştırıldığı göz önüne alınacak olursa, yıllık net elektrik üretim miktarı 3.470 MWh olduğu hesaplanmıştır. Bunun neticesinde ise ORC sistemleri için ekstra giderler göz ardı edildiğinde yaklaşık geri ödeme sürelerinin 5 ila 6 yıl arasında olduğu hesaplanmıştır.

Elektriğin kuruluş içinde üretilmesiyle elektrik arzında süreklilik sağlanacağı, elektrik kalitesinde voltaj ve frekans bakımından dalgalanmaların önleneyeceği ve elektrik dağıtım kayıplarının da azalacağı sonucu ortaya çıkmaktadır. Aynı zamanda, firmaya gelen yüksek gerilimdeki frekans bozukluğundan dolayı cihazlarda oluşabilecek arızalar minimize edilmektedir.

Kurulan ORC sisteminin ekonomik getirisinin yanı sıra, atmosfere daha düşük sıcaklıklarda gönderilen baca gazının çevreye olan olumsuz etkilerinin azalacağı, atık ısı geri dönüşüm sistemleri ile ORC çevriminde yıllık ortalama 3.000 ton-CO₂ salınımı önlenmiş olmaktadır.

5.2.Öneriler

Tüm bu açıklamalar, literatür taramaları, hesaplamalar, analizler ve yöntemler dikkate alındığında yüksek enerjilerin tüketildiği ve fosil kaynaklı yakıtların yoğun olarak kullanılmakta olduğu demir-çelik sektörü, cam sektörü gibi sektörlerde maliyetlerin azaltılması ve kar payının artırılmasının yanı sıra enerjide dışa bağımlı olan ülkemizin cari açığının da azaltılması açısından düşük ya da yüksek sıcaklıklarda atılmakta olan atık ısı kaynaklarının değerlendirilmesi önem arz etmektedir. Düşük ve orta derece 80 °C - 400 °C sıcaklıklardaki atık ısı kaynaklarının organik Rankine çevrimi ile kullanılabilirliği mümkün görülmektedir. Genel olarak sistem kapasitesine göre değişmekle birlikte ORC'lerinin % 8 ile % 20 arasında verime sahip olduğu dikkate alındığında yapılan hesaplamaların gerçeğe yakınlığı görülmektedir.

Tav Fırınında bulunan hava damperi konstrüksiyonunun tasarımının yanlış yapıldığı, bunun yerine hava damperi kapalı pozisyonunda iken hava kaçaklarını minimum seviyelere getirecek bir damper tasarımı Tav Fırını ısı veriminin yükselmesine ve sıcaklık salınımlarının giderilmesine katkı sağlayacaktır. Aynı zamanda, Tav Fırınının hem Şarj/deşarj kapaklarındaki hem de cüruf ve tufal temizleme kapaklarındaki açıklıklardan kaynaklı kaçakların engellenmesi için yeni bir Şarj, Deşarj ve Cüruf/Tufal temizleme kapak sistemi tasarımı da ısı veriminin iyileştirilmesine büyük katkılar sağlayacaktır.

ORC sistem elemanlarında kayıplar dikkate alındığında en fazla kaybın yoğuşturucu ünite de olduğu görülmektedir. Bu durumda sistemde yoğuşturucu kaybını azaltmak, verimi yükseltmek ve kısmen de olsa güç üretimini arttırmak için ısı değıştirici kullanılması yararlı olabilir.

Diğer sistemlere kıyasla ekstra giderleri düşük olan ORC sistemleri için ekstra giderler göz ardı edildiğinde yaklaşık geri ödeme sürelerinin 5 ila 6 yıl arasında olduğu görülmektedir. İleriki yıllarda ORC sistem teknolojilerinin gelişmesi ile birlikte ilk yatırım maliyetlerinin düşebileceği göz önüne alındığında daha hızlı yatırım yapmaya değer bir durum ortaya çıkacaktır. Kurulan sistemin ekonomik getirisinin yanı sıra, atmosfere daha düşük sıcaklıklarda atılan baca gazının çevreye olan olumsuz etkileri azalacaktır.

KAYNAKLAR

- Al-Sulaiman, F. A., Dincer, I. and Hamdullahpur, F., 2013. Thermoeconomic optimization of three trigeneration systems using organic Rankine cycles: Part II–Applications. **Energy Conversion and Management**, 69, 209-216.
- Anonim, 2012. Cells. <http://www.enerjidergisi.com.tr/haber/2012/12/yukse-enerji-maliyetleri-demir-celik-sektorunu-yatirima-zorluyor>. Erişim tarihi:07.04.2017
- Anonim, 2013. Cells. http://sgm.sanayi.gov.tr/Files/Documents/demir-celik-raporu_2012_04042012114019.pdf. Erişim Tarihi 10.10.2013
- Anonim, 2014a. Cells. <http://www.tuik.gov.tr/PreHaberBultenleri.do?id=16124>. Erişim Tarihi 18.04.2014
- Anonim, 2014b. Cells. http://tr.wikipedia.org/wiki/Rankine_%C3%A7evrimi. Erişim Tarihi 03.04.2014
- Anonymous, 2014c. Cell. <http://www.turboden.eu/en/rankine/rankine-history.php>. Erişim Tarihi 04.04.2014
- Anonim, 2017a. Cells. <http://www.cib.org.tr/tr/istatistikler-turk-celik-sektorunun-genel-gorunumu.html>, Erişim Tarihi:07.04.2017
- Anonim, 2017b. Cells. <http://www.enerjiatlası.com/elektrik-uretimi>, Erişim tarihi13.03.2017
- Anonim,2017c.Cells.<http://www.teias.gov.tr/Dosyalar/10Y%C4%B1ll%C4%B1kTalepTahminleriRaporu2016.pdf>, Erişim Tarihi:07.04.2017
- Anonim, 2017d. Cells. <http://www.inovasyon.org/pdf/eek.bolum5.3.pdf>, Erişim Tarihi:07.04.2017
- Anonymous, 2017e. Cells. <https://knoema.com/WSPROD2016/world-crude-steel-production-monthly-update>, Erişim Tarihi:07.04.2017
- Anonymous, 2017f. Cells. <http://orc-world-map.org/analysis.html>. Erişim tarihi:07.04.2017
- Anonim, 2017g. Cells. 25 Şubat 2012 tarihli 28215 sayılı resmi gazete, http://www.eie.gov.tr/verimlilik/v_mevzuat.aspx. Erişim tarihi:07.04.2017
- Anonymous, 2017j. Cells. <http://www.turboden.eu/>. Erişim tarihi:07.04.2017
- Anonim, 2017k. Cells. <http://www.esanjorimalati.com/>. Erişim tarihi: 31.03.2017
- Anonim, 2017l. Cells. <http://www.konukisi.com/urunler.asp?islem=urunler&KatID=5>. Erişim tarihi :31.03.2017
- Anonim, 2017m. Cells. <http://www.endustriyelenerji.com/tr/soru-12.html>, Erişim tarihi:31.03.2017

- Anonymous, 2017n. Cells. <http://www.turboden.eu/en/applications/applications-biomass.php>. Erişim tarihi:07.04.2017
- Anonymous, 2017o. Cells. <http://www.turboden.eu/en/public/downloads/15-COM.P-14-rev.5.pdf>. Erişim tarihi:31.03.2017
- Anonymous, 2017p. Cells. <https://www.calnetix.com/applications-industries>. Erişim tarihi:07.04.2017
- Arslan, O., Özgür, M.A. ve Köse, R., 2007. Binary çevrimli güç santrali ve küresel ısınma boyutu: Simav uygulaması. **UKİDEK'07-Uluslararası Küresel İklim Değişikliği Kongresi**, s: 157-168, Konya, Türkiye
- Brander, M., Sood, A., Wylie, C., Haughton, A., and Lovell, J., 2011. Electricity-specific emission factors for grid electricity, Technical paper, ecometrica. <<http://ecometrica.com/assets/Electricity-specific-emission-factors-for-grid-electricity.pdf>, (Erişim tarihi: 20.02.2017)
- Chen, H.,Goswami, D.Y. and Stefanakos, E.K., 2010. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 14 3059–306
- Chen, Q.,Xu, J. and Chen, H., 2012. A new design method for organic Rankine cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatur escoupling with the heat source. **Applied Energy**, 98, 562–573.
- Chys, M.,van den Broek, M., Vanslambrouck, B. and De Paepe, M., 2012. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. **Energy**, 1-10
- Cihan, E., 2014. Organik Rankine çevrimi ile çalışan atık ısı kaynaklı bir soğutma sisteminin performansının araştırılması. **J. of Thermal Science and Technology**, 34, 1, 101-109
- David, G., Michel, F.,Sanchez. L., 2011. Waste heat recovery projects using Organic Rankine Cycle technology Examples of biogas engines and steel mills applications. **World Engineers' Convention**, 4-9 September, Geneva.Italy
- Drescher, U. and Brüggemann, D., 2007. Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants. **Applied Thermal Engineering**, 27, 223–228
- Eyidogan, M., Kilic, F. C., Kaya, D., Coban, V., and Cagman, S., 2016. Investigation of Organic Rankine Cycle (ORC) technologies in Turkey from the technical and economic point of view. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 58, 885-895.
- Kaşka, Ö., 2014. Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry, **Energy Conversion and Management**, 77, 108–117

- Kunche, V., 2013. Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems for Waste Heat Recovery Power Generation, **1st-Annual-International-Conference-of-Emerging-Industry-SmartEnergy**, 6-7 November, Shenzhen, China
- Kurbanoğlu, A., Yağlı, H., Karakuş, C., Koç, A. ve Baltacıoğlu, E., 2013. Demir çelik sektöründe atık ısının organik Rankine çevrimi ile kullanılabilirliği ve ekserjisi. **ULIBTK'13 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi**, s: 1081-1086, Samsun, Türkiye
- Larjola, J., 1995. Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC). **Int. J. Production Economics**, 41 227-235
- Lai, N.A. and Wendland, M., 2011. Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles. **Energy**, 36, 199-211
- Liu, B.T., Chien, K.H. and Wang, C.C., 2004. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. **Energy**, 29, 1207-1217
- Lemmens S., ve Lecompte., S., 2017, Case study of an organic Rankine cycle applied for excess heat recovery: Technical, economic and policy matters, **Energy Conversion and Management**, Vol.138, 15
- Mago, S and Chamra, 2006, Second Law Analysis and Optimization of Organic Rankine Cycles, **ASME Power Conference**, ABD
- Maizza, V. and Maizza, A., 2001. Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems. **Applied Thermal Engineering**, 21, 81-390
- Onat, A., İmal, M. ve İnan, A.T., 2004. Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar, K.S.U. Fen ve Mühendislik Dergisi 7(I)
- Özden, H. and Paul, D., 2011. Organik Rankine çevrim teknolojisiyle düşük sıcaklıktaki kaynaktan faydalanılarak elektrik üretimi. Örnek Çalışma: Sarayköy Jeotermal santrali. **X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi**, İzmir, Türkiye
- Pei, G., Li, J., and Ji, J. 2010. Working fluid selection for low temperature solar thermal power generation with two-stage collectors and heat storage units. **In Solar Collectors and Panels, Theory and Applications**, InTech.
- Pulyaev, S., Akgöz, O. ve Çetin B., 2013. Enerji santrallerinde organik Rankine çevrimi kullanarak atık ısının geri kazanımı. **ULIBTK'13 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi**, s: 1081-1086, Samsun, Türkiye
- Quoilin, S., Van Den Broek, M., Declaye, S., Dewallef, P. And Lemort, V., 2013. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 22, 168-186
- Si, M., Thompson, S., and Calder, K., 2011. Energy efficiency assessment by process heating assessment and survey tool (PHAST) and feasibility analysis of waste

heat recovery in the reheat furnace at a steel company. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 15 (6), 2904-2908.

Siddiqi, M.A, Atakan, B., 2012. Alkanes as fluids in Rankine cycles in comparison to water, benzene and toluene. **Energy**, 45, 256-263

Utlü, Z., 2015. Investigation of the potential for heat recovery at low, medium, and high stages in the Turkish industrial sector (TIS): an application. **Energy**, 81, pp. 394–405

Yağlı, H., Karakuş, C., Koç, A., Pulyaev, S. ve Akgöz, O., 2013. Atık ısının organik Rankine çevrimi ile kullanılabilirliği ve ekserjisi. **UTES'13 IX. Clean Energy Symposium**, Konya, Türkiye

Victor A. M. and Nikitin, D., 2011. Sustainable working media selection for renewable energy Technologies. **World Renewable Energy Congress**, 8–13 May 2011, Linköping, Sweden

Yılmaz, F., 2013. Güneş çanaklı organik Rankine çevriminin Isparta şartlarında incelenmesi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi

Wang, D., Ling, X., and Peng, H., 2012., Performance analysis of double organic Rankine cycle for discontinuous low temperature waste heat recovery. **Applied Thermal Engineering**, 48 6371

ÖZGEÇMİŞ

Yazar, 04.07.1983 tarihinde Sivas'ta doğdu. İlkokulu, Ortaokul ve Lise Öğrenimini Sivas'ta tamamladı. 2001 yılında Gaziantep Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde lisans öğrenimime başladı ve Üniversiteden 2006 yılında mezun oldu. 2008 yılında DİLER Holding bünyesindeki YAZICI DEMİR ÇELİK A.Ş'de Haddehane işletme mühendisi olarak çalışmaya başladı. Halen çalışmaya devam etmektedir. Evli ve bir çocuk babasıdır.

