



**FARKLI KAPASİTEDEKİ TURBO/SANTRİFUJ
KOMPRESÖR SİSTEMİ İÇİN GELENEKSEL VE
İLERİ EKSERJİ ANALİZİ**

Emrehan GÜRSOY

**2020
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı
Doç. Dr. Engin GEDİK**

**FARKLI KAPASİTEDEKİ TURBO/SANTRİFUJ KOMPRESÖR SİSTEMİ
İÇİN GELENEKSEL VE İLERİ EKSERJİ ANALİZİ**

Emrehan GÜRSOY

**T.C.
Karabük Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**Tez Danışmanı
Doç. Dr. Engin GEDİK**

**KARABÜK
Mayıs 2020**



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Emrehan GÜRSOY

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

FARKLI KAPASİTEDEKİ TURBO/SANTRİFÜJ KOMPRESÖR SİSTEMİ İÇİN GELENEKSEL VE İLERİ EKSERJİ ANALİZİ

Emrehan GÜRİSOY

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Doç. Dr. Engin GEDİK

Mayıs 2020, 98 sayfa

Ekserji, sisteme giren enerjinin ne kadarının işe veya sistemden çıkan işin ne kadarının enerjiye dönüştürüldüğünü ve o sistemden ne kadar yararlanılacağını gösteren yararlı iş potansiyelidir. İleri ekserji analizi ise, sistemde meydana gelen ekserji yıkımını sistemi oluşturan bileşenler arasındaki etkileşime bağlar ve sistemde yer alan sorunların tespitini yapmada kolaylık sağlar. Ayrıca yapılacak yatırım, iyileştirme vs. uygulamalarda ise mali ve zaman tasarrufu sağlar. Bu çalışmada; bir Demir Çelik fabrikasının “Hava Ayrıştırma Tesisi” üretim sürecinin başlangıcında yer alan 3 kademeli Turbo/Santrifüj Tip Ana Hava Kompresöründe ekserji ve ileri ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler, kompresörün 210.000 Nm³/h ve 240.000 Nm³/h olmak üzere iki farklı debi değeri için yapılmıştır. Analize başlamadan önce sistemin ölçüm noktaları belirlenmiştir. Geleneksel ekserji analizi yapılırken sistemde yer alan bu ölçüm noktalarının işletme şartlarındaki değerleri, ileri ekserji analizinde

ise işletme şartları altındaki değerlerin yanı sıra ölçüm noktalarının teorik ve kaçınılmaz değerleri de belirlenmiştir.

210.000 Nm³/h debide çalıştırılan kompresör için yapılan geleneksel ekserji analizi sonucunda ekserji yıkımının en fazla gerçekleştiği sistem bileşenlerinin kompresör kademeleri olduğu, en verimli bileşenlerin ise sıkıştırken sıcaklığı artan havayı soğutmak amacıyla kullanılan soğutucuların olduğu tespit edilmiştir. Sistemde en verimsiz bileşenlerin ise kompresör kademeleri ve soğutuculara basınçlı su sağlayan pompanın olduğu tespit edilmiştir. Sistem veriminin ise %21,27 olduğu hesaplanmıştır. İleri ekserji analizinde, kompresörlerde ve pompada iyileştirmeler yapılırsa sistem verimliliğinin %40,83'e yükseleceği belirlenmiştir.

240.000 Nm³/h debide çalıştırılan kompresör için yapılan geleneksel ekserji analizi sonucunda ekserji yıkımının en fazla gerçekleştiği sistem bileşenlerinin de kompresör kademeleri olduğu, en verimli bileşenlerin ise sıkıştırken sıcaklığı artan havayı soğutmak amacıyla kullanılan soğutucuların olduğu tespit edilmiştir. Sistemde en verimsiz bileşenlerin ise kompresör kademeleri ve soğutuculara basınçlı su sağlayan pompanın olduğu tespit edilmiştir. Sistem veriminin ise %25,02 olduğu hesaplanmıştır. İleri ekserji analizinde, kompresörlerde ve pompada iyileştirmeler yapılırsa sistem verimliliğinin %80,67'ye yükseleceği belirlenmiştir.

Anahtar Sözcükler : Geleneksel ekserji, ileri ekserji, turbo/santrifüj kompresör

Bilim Kodu : 91436

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

CONVENTIONAL AND ADVANCED EXERGY ANALYSIS FOR DIFFERENT CAPACITY TURBO / CENTRIFUGAL COMPRESSOR SYSTEM

Emrehan GÜRSOY

**Karabük University
Institute of Graduate Programs
Department of Energy Systems Engineering**

Thesis Advisor:

Assoc. Prof. Dr. Engin GEDİK

May 2020, 98 pages

Exergy is a useful working potential that shows how much of the energy entering the system is converted into work, or how much of the work that comes out of the system is converted into energy and how much to use. Advanced exergy analysis, on the other hand, link to the exergy destruction that occurs in the system to the interaction between the components that make up the system and provides an easy way to identify the problems in the system. In addition, investment, improvement etc. in applications, it allows us to save money and time. In this study, exergy and advanced exergy analyzes were carried out in the 3-stage Turbo / Centrifugal Type Main Air Compressor at the beginning of the “Air Separation Plant” production process of an Iron and Steel factory. Before starting the analysis, the measurement points of the system were determined. While performing conventional exergy analysis, the values of these measurement points in the system in the operating conditions, in the advanced exergy

analysis, besides the values under the operating conditions, the theoretical and unavoidable values of the measurement points were also determined.

As a result of the traditional exergy analysis for the compressor operated at 210.000 Nm³/h flow rate, it has been determined that the system components where the exergy destruction occurs most are the compressor stages, and the most efficient components are the coolers used to cool the air with increasing temperature while compacting. It has been determined that the most inefficient components in the system are the compressor stages and the pump that supplies pressurized water to the coolers. System efficiency was calculated to be %21,27. In advanced exergy analysis, it is determined that if improvements are made in compressors and the demolition pump occurring in the system, the system efficiency will increase to 40,83%.

As a result of the traditional exergy analysis for the compressor operated at 240.000 Nm³/h flow rate, it has been determined that the system components where the exergy destruction occurs most are the compressor stages, and the most efficient components are the coolers used to cool the air with increasing temperature while compacting. It has been determined that the most inefficient components in the system are the compressor stages and the pump that supplies pressurized water to the coolers. System efficiency was calculated to be %25,02. In advanced exergy analysis, it is determined that if improvements are made in compressors and the demolition pump occurring in the system, the system efficiency will increase to 80,67%.

Key Word : Conventional exergy, advanced exergy, turbo/centrifugal compressor
Science Code : 91436

TEŞEKKÜR

Bu tez alışmasının hazırlanması sırasında, alışmalarımı ynendiren, fikir ve tecrbesi ile eğitimime katkı sağlayan, araştırmalarımın her aşamasında bilgi, öneri, tecrübe ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen, yapıcı, ynendirici ve anlayışlı yaklaşımı ile her zaman bana destek olan değerli danışman hocam Doç. Dr. Engin GEDİK'e ve Muğla Sıtkı Kocaman Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölüm Başkanı Prof. Dr. Ali KEÇEBAŐ'a teŐekkürü bir borç bilirim.

Sevgili canım aileme maddi ve manevi her türlü desteği verip yaşamım boyunca yanımda oldukları için çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xvii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	4
GENEL KAVRAMLAR.....	4
2.1. TERMODİNAMİK KANUNLARI	4
2.1.1. Termodinamiğin Sıfırncı Kanunu.....	4
2.1.2. Termodinamiğin Birinci Kanunu.....	5
2.1.3. Termodinamiğin İkinci Yasası	5
2.1.3.1. Clausius İfadesi.....	6
2.1.3.2. Kelvin-Planck İfadesi.....	6
2.1.3.3. Clausius ve Kelvin-Planck İfadelerin Denkliği	6
2.1.4. Termodinamiğin Üçüncü Kanunu (Nernst Kanunu)	7
2.2. TERMODİNAMİK ÖZELLİKLER.....	7
2.2.1. İç Enerji	7
2.2.2. Entalpi.....	7
2.2.3. Entropi	8
2.2.4. Enerji.....	8
2.2.5. Ekserji.....	9
2.3. ISI VE İŞ	10

	<u>Sayfa</u>
2.4. GELENEKSEL EKSERJİ ANALİZİ	11
2.5. İLERİ EKSERJİ ANALİZİ	13
2.5.1. İleri Ekserji Yıkımının Bileşenlerine Ayrılması.....	14
2.5.1.1. İçsel ve Dışsal Ekserji Yıkımları	14
2.5.1.2. Kaçınılmaz ve Önlenebilir Ekserji Yıkımları	14
2.5.1.3. İçsel ve Dışsal Ekserji Yıkımlarının Kaçınılmaz ve Önlenebilir Olarak Ayrılması	15
BÖLÜM 3	17
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	17
BÖLÜM 4	24
ANA HAVA KOMPRESÖRÜ SİSTEMİNİN TANITIMI	24
4.1. KOMPRESÖRLER	24
4.1.1. Kompresör Çeşitleri.....	24
4.1.1.1. Pozitif Deplasmanlı Kompresörler	24
4.1.1.2. Dinamik Kompresörler	25
4.2. TURBO/SANTRİFÜJ KOMPRESÖR PARÇALARI	26
4.2.1. Impeller.....	26
4.2.2. Difüzör.....	27
4.2.3. Dişli Kutusu	29
4.2.4. Soğutucular	31
4.3. SİSTEMİN TANITIMI VE PROSES ŞEMASI.....	34
BÖLÜM 5	38
GELENEKSEL EKSERJİ VE İLERİ EKSERJİ ANALİZLERİNİN SİSTEME UYGULANMASI.....	38
5.1. HAVA YOĞUNLUKLARININ VE KÜTLESEL DEBİNİN BELİRLENMESİ	38
5.2. 210.000 Nm ³ /h DEBİDEKİ ANA HAVA KOMPRESÖRÜNE EKSERJİ ANALİZLERİNİN UYGULANMASI	39
5.3. 240.000 Nm ³ /h DEBİDEKİ ANA HAVA KOMPRESÖRÜNE EKSERJİ ANALİZLERİNİN UYGULANMASI	45

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 6	51
BULGULAR VE TARTIŞMA	51
6.1. 210.000 Nm ³ 'LÜK DEBİYE SAHİP ANA HAVA KOMPRESÖRÜ	51
6.2. 240.000 Nm ³ 'LÜK DEBİYE SAHİP ANA HAVA KOMPRESÖRÜ	67
6.3. ANA HAVA KOMPRESÖRÜNÜN İKİ FARKLI DEBİDEKİ EKSERJİ VE İLERİ EKSERJİ ANALİZLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI	83
BÖLÜM 7	92
SONUÇ VE ÖNERİLER	92
KAYNAKLAR	95
ÖZGEÇMİŞ	98

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1.	Elektrik enerjisinin abone gruplarına göre dağılımı.....	2
Şekil 1.2.	Basınçlı hava sistemlerinin bir yıllık giderlerin gösterimi.	3
Şekil 2.1.	Sıfırıncı kanun deney cisimleri.	4
Şekil 2.2.	Clausius ve Kelvin-Planck ifadelerinin denkliği.....	6
Şekil 2.3.	Ekserji yok oluşunun kırınımları.....	13
Şekil 4.1.	Kompresör çeşitleri.	25
Şekil 4.2.	Bandajlı tip (shrouded/close) impeller.	27
Şekil 4.3.	Bandajsız tip (unshrouded/open) impeller.	27
Şekil 4.4.	Kanatlı (Vaned) ve Kanatsız (Vaneless) difüzörlerin gösterimi.	28
Şekil 4.5.	Impeller ve difüzörün simülasyon programında çalışması.	29
Şekil 4.6.	Santrifüj kompresör dişli kutusu.	30
Şekil 4.7.	Ana Hava Kompresörü (MAC) soğutucuları	31
Şekil 4.8.	Aynı basınç altında gerçekleşen izantropik, politropik ve izotermal hal değişimlerinin P-v diyagramı.	33
Şekil 4.9.	Üç kademeli sıkıştırma işleminin P-v ve T-s diyagramları.....	33
Şekil 4.10.	Ana Hava Kompresörü (MAC) proses şeması.....	35
Şekil 6.1.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün ekserji dağılımı. ..	52
Şekil 6.2.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerindeki ekserji yıkım miktarları.....	53
Şekil 6.3.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin ekserji verimleri.....	54
Şekil 6.4.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin içsel ve dışsal ekserji yıkımları.	56
Şekil 6.5.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin kaçınılmaz ve önlenabilir ekserji yıkımları.	57
Şekil 6.6.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin kaçınılmaz içsel ve kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımları.	59
Şekil 6.7.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin önlenabilir içsel ve önlenemez dışsal ekserji yıkımları.....	60
Şekil 6.8.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam içsel ve toplam dışsal ekserji yıkımlarının dağılımı.....	62

Şekil 6.9.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam önlenebilir ve toplam kaçınılmaz ekserji yıkımlarının dağılımı.	62
Şekil 6.10.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam kaçınılmaz içsel ve toplam kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımlarının dağılımı.....	63
Şekil 6.11.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam önlenebilir içsel ve toplam kaçınılmaz ekserji yıkımlarının dağılımı.....	63
Şekil 6.12.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin modifiye ekserji verimleri.	65
Şekil 6.13.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin modifiye ve geleneksel ekserji verimleri.	66
Şekil 6.14.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin yapılan analizler sonucundaki ekserji verimlerinin değişimi.	66
Şekil 6.15.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün ekserji dağılımı. ..	68
Şekil 6.16.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerindeki ekserji yıkım miktarları.....	69
Şekil 6.17.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin ekserji verimleri.....	70
Şekil 6.18.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin içsel ve dışsal ekserji yıkımları.	72
Şekil 6.19.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin kaçınılmaz ve önlenebilir ekserji yıkımları.	73
Şekil 6.20.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin kaçınılmaz içsel ve kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımları.	75
Şekil 6.21.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin önlenebilir içsel ve önlenemez dışsal ekserji yıkımları.....	76
Şekil 6.22.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam içsel ve toplam dışsal ekserji yıkımlarının dağılımı.....	78
Şekil 6.23.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam önlenebilir ve toplam kaçınılmaz ekserji yıkımlarının dağılımı.	78
Şekil 6.24.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam kaçınılmaz içsel ve toplam kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımlarının dağılımı.....	79
Şekil 6.25.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam önlenebilir içsel ve toplam kaçınılmaz ekserji yıkımlarının dağılımı.....	79
Şekil 6.26.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin modifiye ekserji verimleri.	81

Şekil 6.27. 240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin modifiye ve geleneksel ekserji verimleri.	82
Şekil 6.28. 240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin yapılan analizler sonucundaki ekserji verimlerinin değişimi.	82
Şekil 6.28. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin enerji tüketimi.	83
Şekil 6.29. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin ekserji yıkımı.	84
Şekil 6.30. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin içsel ekserji yıkımı.	85
Şekil 6.31. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin dışsal ekserji yıkımı.	86
Şekil 6.32. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin önlenebilir ekserji yıkımı.	87
Şekil 6.33. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin kaçınılmaz ekserji yıkımı.	88
Şekil 6.34. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin kaçınılmaz içsel ekserji yıkımı.	89
Şekil 6.35. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımı.	89
Şekil 6.36. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin önlenebilir içsel ekserji yıkımı.	90
Şekil 6.37. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin önlenebilir dışsal ekserji yıkımı.	91

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1.	Enerji ve Ekserji kavramlarının karşılaştırılması.	9
Çizelge 2.2.	Isı ve İş kavramlarının karşılaştırılması.	11
Çizelge 4.1.	Ana Hava Kompresörünün 210.000 Nm ³ /h'deki basınç ve sıcaklık değerleri.....	35
Çizelge 4.2.	Ana Hava Kompresörünün 240.000 Nm ³ /h'deki basınç ve sıcaklık değerleri.....	36
Çizelge 4.3.	Ana Hava Kompresörü ekipmanları için ekserji yıkımı ve ekserji verimini ifade eden denklemler.....	37
Çizelge 5.1.	Ana Hava Kompresörünün debi değerleri.....	39
Çizelge 5.2.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün gerçek çalışma koşulları altındaki her bir noktanın termodinamik değerleri ve ekserji yıkımı.....	40
Çizelge 5.3.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün gerçek çalışma parametrelerine bağlı olarak yapılan geleneksel ekserji analizinin sonuçları.	41
Çizelge 5.4.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün teorik ve kaçınılmaz ekserji yıkımlarının hesaplanabilmesi için yapılması gereken varsayımlar.	42
Çizelge 5.5.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün kaçınılmaz çalışma koşulları altındaki her bir noktanın termodinamik değerleri ve ekserji yıkımı.	43
Çizelge 5.6.	210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün teorik çalışma koşulları altındaki her bir noktanın termodinamik değerleri ve ekserji yıkımı.....	44
Çizelge 5.7.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün gerçek çalışma koşulları altındaki her bir noktanın termodinamik değerleri ve ekserji yıkımı.....	46
Çizelge 5.8.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün gerçek çalışma parametrelerine bağlı olarak yapılan geleneksel ekserji analizinin sonuçları.	47
Çizelge 5.9.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün teorik ve kaçınılmaz ekserji yıkımlarının hesaplanabilmesi için yapılması gereken varsayımlar.	48
Çizelge 5.10.	240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün kaçınılmaz çalışma koşulları altındaki her bir noktanın termodinamik değerleri ve ekserji yıkımı	48

Sayfa

Çizelge 5.11. 240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün teorik çalışma koşulları altındaki her bir noktanın termodinamik değerleri ve ekserji yıkımı.....	49
Çizelge 6.1. 210.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün ileri ekserji analizi sonuçları.	61
Çizelge 6.2. 240.000 Nm ³ /h debideki Ana Hava Kompresörünün ileri ekserji analizi sonuçları.	77



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

- c_p : sabit basınç altındaki özgül ısı değeri
 c_v : sabit hacim altındaki özgül ısı değeri
 D_2 : çıkış çapı
 E : toplam enerji
 e : özgül enerji
 \dot{E}_U : ürün ekserjisi
 \dot{E}_{YA} : yakıt ekserjisi
 \dot{E}_Y : ekserji yıkımı
 \dot{E}_K : sistemin genel ekserji kaybı
 $\dot{E}_{Y,k}^{IC}$: bileşendeki içsel ekserji yıkımı
 $\dot{E}_{Y,k}^{DIS}$: bileşendeki dışsal ekserji yıkımı
 $\dot{E}_{Y,k}^{KA}$: bileşendeki kaçınılmaz ekserji yıkımı
 $\dot{E}_{Y,k}^{ON}$: bileşendeki önlenebilir ekserji yıkımı
 $\dot{E}_{Y,k}^{KA,IC}$: bileşendeki kaçınılmaz içsel ekserji yıkımı
 $\dot{E}_{Y,k}^{KA,DIS}$: bileşendeki kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımı
 $\dot{E}_{Y,k}^{ON,IC}$: bileşendeki önlenebilir içsel ekserji yıkımı
 $\dot{E}_{Y,k}^{ON,DIS}$: bileşendeki önlenebilir dışsal ekserji yıkımı
 g : yer çekimi ivmesi
 h : özgül entalpi
 k : özgül ısılar oranı
 m : kütle
 N : çalışma hızı
 U : iç enerji

u	: özgül enerji
P	: basınç
Q	: ısı
R	: gaz sabiti
T	: sıcaklık
\dot{V}	: hacimsel akış kapasitesi
v	: özgül hacim
W	: iş
z	: yükseklik
ϑ	: akış katsayısı
ε	: ekserji verimi
T_0	: ölü hal sıcaklığı
P_0	: ölü hal basıncı
η	: adyabatik verim

KISALTMALAR

MAC : main air compressor

KE : kinetik enerji

PE : potansiyel enerji

DCS : disturbed control system



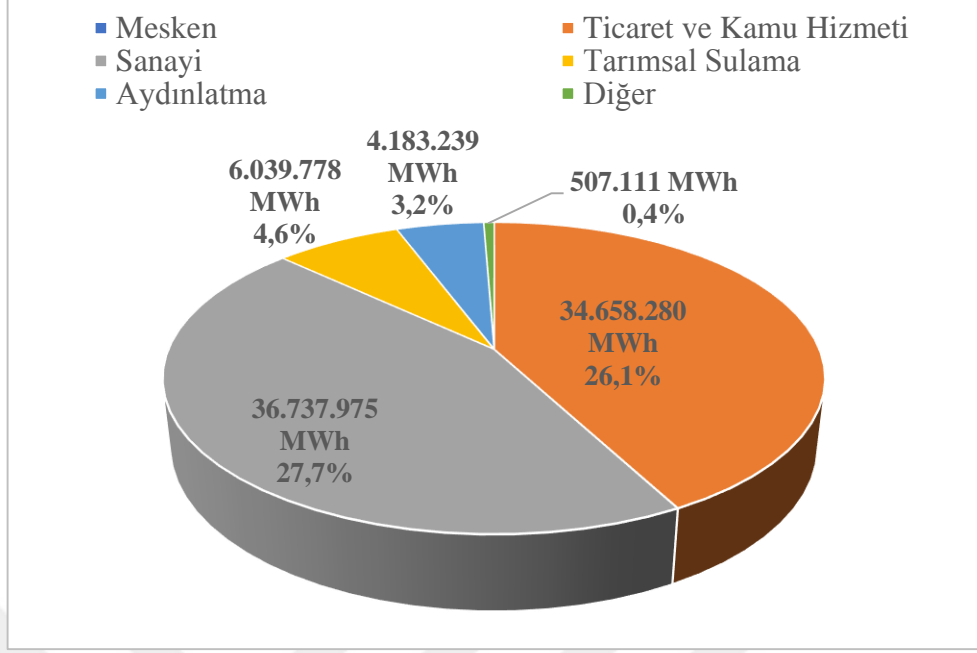
BÖLÜM 1

GİRİŞ

Dünyanın nüfuslanma süreci, insanın yerleşik hayata geçtiği Neolitik Dönemle başlar. Daha sonraki dönemlerde insanın meydana getirdiği teknolojik gelişmeler sayesinde hem insanın ortalama ömrü uzamış hem de nüfus artışı hızlanmıştır. Günümüzden 10-12 bin yıl önce 80 milyon civarında olan dünya nüfusu 1650'lerde 500 milyona ulaşmıştır. Son 350 yılda ise, 500 milyondan 6 milyara yükselmiştir ve her yıl yaklaşık 97 milyon insan katılmaktadır. Günümüzde dünya nüfusunun ortalama artış hızı %1,7'dir. Gelecekte aynı hızla artmaya devam ederse, yaklaşık 41 yıl sonra dünya nüfusu ikiye katlanacaktır. ABD'li uzmanlar 2075 yılında dünya nüfusunun 30 milyara yükseleceğini tahmin etmektedirler [1].

Artan insan nüfusu ve teknolojik gelişmeler doğada kullanılan fosil yakıtların kullanımının artmasına sebebiyet vermektedir. Ayrıca kullanılan yenilenebilir enerji teknolojileri şu an için fosil yakıtlardan elde edilen enerjiyi karşılayamamaktadır. Ülkemizin 2018 Haziran ayı itibari taş kömürü, ithal kömür, doğalgaz, jeotermal, hidrolik, rüzgâr, güneş vs. elektrik üretiminde kullandığı kaynaklara istinaden ulaştığı kurulu güç kapasitesi 87.138,7 MW ulaşmıştır. Yine 2018 yılı haziran ayı sonu itibari ile ülkemizde 141.844.340.870 kWh elektrik üretimi, 141.905.449.590 kWh elektrik tüketimi gerçekleşmiştir [2].

2016 yılında tüketime sunulan elektrik enerjisinin abone gruplarına göre dağılımı Şekil 1.1'de gösterilmektedir.



Şekil 1.1. Elektrik enerjisinin abone gruplarına göre dağılımı [3].

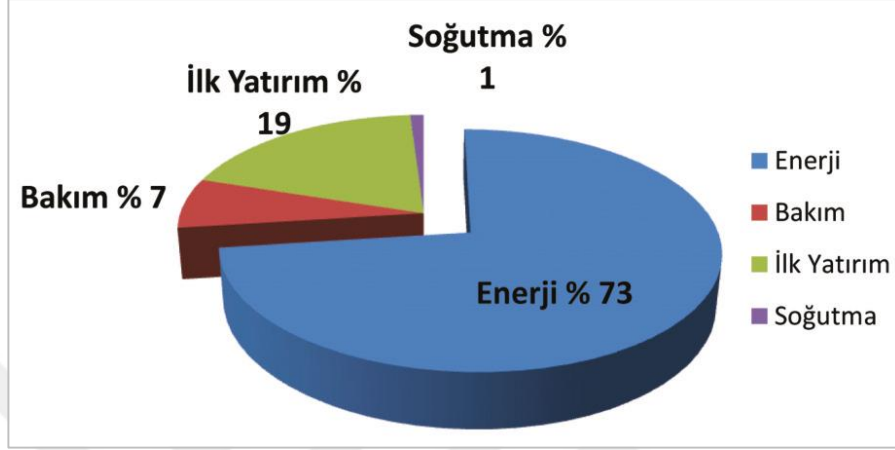
Şekilden de görülebileceği gibi sanayide tüketilen enerji miktarı ülkenin toplam tüketiminin %27,7'si kadardır. Tüketimin, yeni teknolojik ekipmanlara yatırım yapılması ile azaltılabileceği gibi ilgili sistemlerde yapılan verim analizleri ile de azaltılabilir.

Birçok sanayi dalında kompresörlerin kullanımı yaygın bir şekilde görülebilmektedir. Örneğin; proses havası temini için endüstriyel gaz sektöründe, demir çelik sektöründe, ısıtma ve soğutma sektöründe kullanımları bunlardan bazılarıdır.

Basınçlı hava sistemlerinin güç/ağırlık oranı düşüktür ve güç yoğunluğu yüksektir. Patlamalara ve aşırı yüke karşı dayanıklı olmaları, sıcaklık, nem, toz ve elektromanyetik gürültü gibi unsurlardan etkilenmemeleri, bakımlarının kolay olması ve uzak mesafelere taşınabilir olmaları dolayısıyla birçok işletme tarafından tercih edilmektedir.

Birçok avantaja sahip olması nedeniyle, basınçlı havanın yüksek maliyetli bir güç kaynağı olduğu gerçeği sık sık gözden kaçırılır. Basınçlı hava sistemleri enerji tüketimi oldukça yoğun sistemlerdir. Basınçlı havanın maliyeti elektrik fiyatlarından 7-10 kat daha fazladır. Şekil 1.2'de de görüldüğü gibi maliyetlerinin oldukça büyük bir kısmını

enerji tüketimi oluşturur. Bu nedenle, işletmenin basınçlı hava sistemine gerçekten ihtiyacı olduğundan emin olunmalı ve gerekli hesaplamalar ile ilgili analizler (enerji, ekserji, ekonomik, çevresel vb.) yapıldıktan sonra sistemin kurulup kurulmamasına karar verilmelidir [4].



Şekil 1.2. Basınçlı hava sistemlerinin bir yıllık giderlerin gösterimi [4].

Enerji ve ekserji analizi yöntemleri sistemlerde yapılacak iyileştirmeler ve verimler hakkında bilgiler sunan oldukça faydalı termodinamik analiz yöntemleridir. Enerji analizi termodinamiğin birinci kanununu ile ekserji analizi ise ikinci kanun ile ilgilidir. Geleneksel ekserji analizi yöntemi sistem bileşenlerinin birbirleri arasındaki etkileşimi hesaplamada yetersiz kalması nedeniyle sistemlerde geliştirme yapılabilecek hususlar hakkında kesin bilgi verememektedir. Bu yüzden de ileri ekserji analizi yöntemi son zamanlarda kullanımı hızlı bir şekilde artan yöntemler arasındadır.

Yapılan bu çalışmada bir Demir-Çelik fabrikasının Hava Ayırıştırma Ünitesi Ana Hava Kompresöründe farklı kapasite (debi) değerleri için geleneksel ve ileri ekserji analizi yöntemleri kullanılarak termodinamik olarak incelenmiştir. Sistemde yer alan ve analizi yapılan Ana Hava Kompresörünün kapasite değerleri 210.000 Nm³/h ile 240.000 Nm³/h olup, I. II. ve III. kademelerindeki sıkıştırma oranları sırasıyla; 1,32; 2,5 ve 1,67'dir. Yapılan analizler neticesinde de elde edilen sonuçlar detaylı bir şekilde tartışılarak ilgili grafik ve tablolar halinde sunulmuştur.

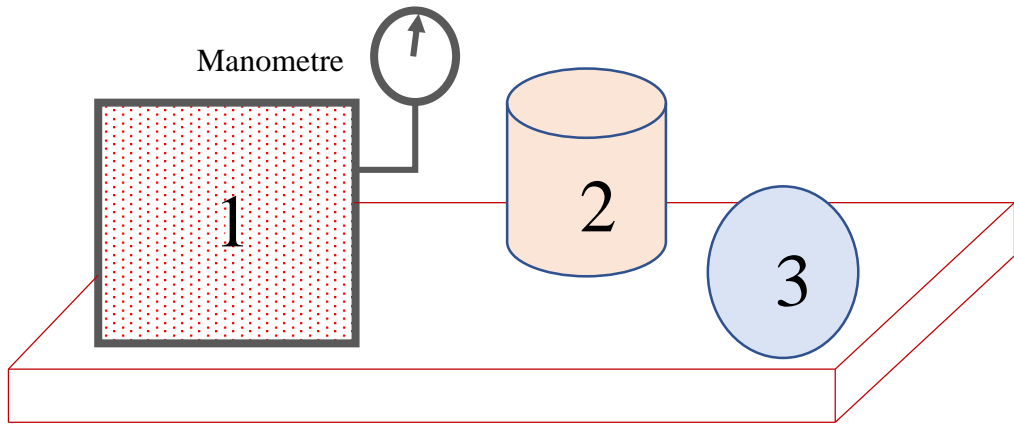
BÖLÜM 2

GENEL KAVRAMLAR

2.1. TERMODİNAMİK KANUNLARI

2.1.1. Termodinamiğin Sıfıncı Kanunu

İki sistem, sıcaklık bakımından üçüncü bir sistem ile dengede ise bu iki sistemin sıcaklıkları birbirine eşit olduğunu belirten kanundur. Örneğin; Şekil 2.1'deki 1 no'lu manometreli sabit hacimli bir kap sistemine yerleştirilmiş bir gaz kütlesinden oluştuğunu varsayalım. Bu sistem 2 no'lu demir bloğu sistemiyle temas ettiğinde basınçta bir değişiklik olmazsa, iki sistem sıcaklık bakımından eşittir diyebiliriz (sistemler 1 ve 2'nin birbirlerine kimyasal veya elektriksel olarak tepki vermediği varsayılarak). Deney, eğer 1 no'lu sistemi 3 no'lu demir bloğu sistemi ile de temas edip herhangi bir özellik değiştirmez ise 2 ve 3 no'lu sistemlerin de birbirleriyle ısı dengede olduğunu ve özelliklerinde hiçbir değişiklik gözlemlenmeyeceğini ortaya koymaktadır [5].



Şekil 2.1. Sıfıncı kanun deney cisimleri.

2.1.2. Termodinamiğin Birinci Kanunu

Bir sistem termodinamik bir süreçten geçtiğinde sisteme çevreden sağlanan net ısı, sistem tarafından çevresi üzerinde yapılan net işe eşit olduğunu, enerjinin her zaman korunduğunu ifade eden kanundur.

Termodinamiğin birinci kanunu analitik olarak kanıtlanamaz, ancak yapılan deneysel çalışmalar yukarıdaki tanımlamanın doğruluğunu tekrar tekrar onaylamıştır. Birinci kanunun sistemlere uygulanması şu şekildedir:

1. Bir işlem bir sistem tarafından gerçekleştirildiğinde sistemin depolanan enerjisindeki değişim, işlem sırasında net iş etkileşimine negatif olarak eşittir.

$$\int_1^2 d(Q - W) = \Delta E = E_2 - E_1 \quad (2.1)$$

2. Elektrik, manyetik ve kimyasal enerjiler olmadığında ve kapalı bir sistem için potansiyel ve kinetik enerjideki değişimler ihmal edilirse, 2.1 eşitliği aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\int_1^2 d(Q - W) = \Delta U = U_2 - U_1 \quad (2.2)$$

Genel olarak, bir sisteme ısı eklendiğinde sıcaklığı artar ve sistemin hacmindeki artış nedeniyle sistem tarafından iş yapılır. Sıcaklıktaki bu artış, iç enerjinin arttığının bir göstergesidir [5].

2.1.3. Termodinamiğin İkinci Yasası

Termodinamiğin ikinci yarasını anlatan iki ifade vardır. Birincisi ısının iki kaynak arasındaki dönüşümünü, ikincisi ısının işe dönüşümünü ele alır. Her iki ifade de temelde aynı olmasına rağmen, Clausius ve Kelvin-Planck tarafından biraz farklı şekilde ifade edilmiştir [5].

2.1.3.1. Clausius İfadesi

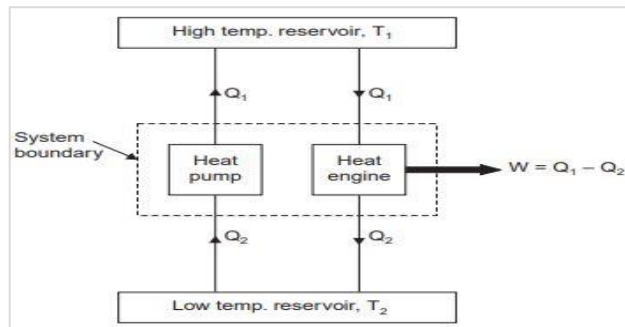
Herhangi bir dış kaynak tarafından beslenmeyen bir çevrimde çalışan bir makinenin, düşük sıcaklı kaynaktaki bir ısıyı daha yüksek sıcaklıktaki bir kaynağa transfer etmesi mümkün değildir. Başka bir deyişle ısı düşük sıcaklıklı kaynaktan yüksek sıcaklıklı kaynağa kendiliğinden geçemez. Bunun için sisteme enerji verilmesi gerekmektedir [5].

2.1.3.2. Kelvin-Planck İfadesi

Bir çevrimde çalışırken tek bir kaynaktan ısı alan makinenin iş üretmesi imkansızdır. Başka bir ifade ile bir ısı makinesinin sürekli olarak çalışabilmesi için hem yüksek sıcaklıklı ısı kaynağı ile hem de düşük sıcaklıklı ısı kaynağı ile temasta olması gerekmektedir [5].

2.1.3.3. Clausius ve Kelvin-Planck İfadelerin Denkliği

Şekil 2.2'de gösterildiği üzere T_1 sıcaklığına sahip yüksek sıcaklık deposu ve T_2 sıcaklığına sahip düşük sıcaklık deposunu göz önüne alındığında, çalışma gerektirmeyen ve düşük bir sıcaklıktan daha yüksek bir sıcaklık deposuna (Clausius bildirimini ihlal ederek) bir miktar Q_2 kadar ısı transferi gerçekleştiren ısı pompası ile Q_1 miktarındaki ısıyı ($Q_1 > Q_2$) yüksek sıcaklık deposundan bir net iş elde eden ısı motoruna transfer edilmesine izin verildiği takdirde üretilecek net iş $W = Q_1 - Q_2$ elde edilir. Böylece Q_2 'yi düşük sıcaklık deposuna gönderir [5].



Şekil 2.2. Clausius ve Kelvin-Planck ifadelerinin denkliği [5].

2.1.4. Termodinamiğin Üçüncü Kanunu (Nernst Kanunu)

Termodinamiğin üçüncü kanunu şu şekilde tanımlanır. Bütün mükemmel kristal katıların entropisi, mutlak sıfır sıcaklıkta ($0 \text{ K} = -273^\circ\text{C}$) sıfırdır. Yani bir diğer ifade ile bütün elementler ve bileşikler mutlak sıfır sıcaklıkta kristal yapıdadır. Nernst Yasası olarak adlandırılan termodinamiğin üçüncü yasası, maddelerin mutlak entropilerinin hesaplanmasında temel oluşturur [5].

2.2. TERMODİNAMİK ÖZELLİKLER

2.2.1. İç Enerji

Bir sistemin toplam enerjisi iç, kinetik ve potansiyel enerjiden oluşur ve Denklem 2.3 ile ifade edilir.

$$E = U + KE + PE = U + \frac{1}{2}mV^2 + mgz \text{ (kJ)} \quad (2.3)$$

Denklemler incelendiğinde kinetik enerji ve potansiyel enerji hız (V) ve yükseklik (z) fonksiyonlarına bağlıdır. Ancak Joule'un iç enerji kanunu, mükemmel bir gazın iç enerjisinin yalnızca sıcaklığın bir işlevi olduğunu belirtir. Örneğin; bir sabit hacimli veya sabit basınçlı bir kaptaki gaz depolandığını ve gaza ısı verilmesi durumunda sabit hacimde ise basıncının artacağı, sabit basınçlıda ise hacminin artacağı aşıkardır. Başka bir deyişle, bir gazın iç enerjisi yalnızca sıcaklık değişimine bağlı olup basınç ve hacimdeki değişikliklerden etkilenmez. İç enerji U ile gösterilmektedir [5].

2.2.2. Entalpi

Entalpi, termodinamikte değişmez olarak ortaya çıkan temel terimlerden biridir ve iç enerji (u) ile akış enerjisinin (Pv) toplamıdır. Bu toplam entalpi (h) olarak adlandırılır.

$$h = u + Pv \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad (2.4)$$

İş üretimi, iş tüketimi ve soğutma konuları ile ilgili sistemler incelenirken $u+Pv$ terimine sıkça rastlanmaktadır. Bu denkliğin kolayca anlatımı açısından entalpi olarak adlandırılmıştır ve h ile gösterilmektedir [5].

2.2.3. Entropi

Bir maddeye yüksek sıcaklıkta verilen ısı, aynı maddeye daha düşük bir sıcaklıkta verilen ısıdan daha çok işe dönüşme olasılığına sahiptir. Entropi, bu ısının işe dönüşme olasılığını gösteren bir miktar ısı fonksiyonudur [5].

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right) \quad (2.5)$$

2.2.4. Enerji

Enerji, dönüştürülen ve depolanan enerjii içinde barındıran genel bir terimdir. Bir maddenin depolanan enerjisi, mekanik enerji ve iç enerji formunda olabilir. Depolanan enerji potansiyel enerji veya hızda meydana gelen değişim ile oluşan kinetik enerji şeklinde olabilir. Akış olmayan bir işlemde genellikle potansiyel veya kinetik enerjide herhangi bir değişim gözlenmez ve bu nedenle mekanik enerjinin değişimi hesaplamalara girmez. Bununla birlikte bir akış işleminde hem potansiyel hem de kinetik enerjide değişiklikler olabilir ve depolanan enerjinin değişimleri göz önünde bulundurulurken bunlar dikkate alınmalıdır.

Isı ve iş, dönüşüm halindeki enerjinin formlarıdır. Bunlar, enerjinin bir sistemin sınırlarını aşabileceği tek biçimlerdir. Depolanan enerji için ısı ve işten söz etmek yanlış olur [5].

Enerjinin ısı, mekanik, kinetik, potansiyel, kimyasal ve manyetik gibi birçok çeşidi vardır. Bunların tümünün toplamı E ile ifade edilir ve Denklem 2.3 ile gösterilir. Fakat bu çeşitlerin temelinde kinetik ve potansiyel enerji yatmaktadır. Kinetik enerji, bir sistemin başlangıçtaki referans hızına bağlı olarak meydana gelen değişiminden kaynaklanan enerjidir ve Denklem 2.6 ile gösterilmektedir.

$$KE = \frac{1}{2} mV^2 \text{ (kJ)} \quad (2.6)$$

Potansiyel enerji ise, bir sistemin referans yüksekliğine bağlı olarak meydana gelen değişiminden kaynaklanan enerji olup Denklem 2.7 ile gösterilmektedir.

$$PE = mgz \text{ (kJ)} \quad (2.7)$$

2.2.5. Ekserji

Enerjinin işe veya işin enerjiye ne kadarının dönüştürüldüğünü, o sistemden ne kadar yararlanılacağını gösteren yararlı iş potansiyelidir ve ekserji olarak adlandırılır. Bir sistem belirli bir başlangıç halinden çevresinin haline (ölü hal: $T_0=6,6^\circ\text{C}$, $P_0=1 \text{ atm}$) geçtiği bir tersinir hal değişimi gerçekleştirdiğinde o sistemden en fazla iş elde edilebilir. Ekserji ise herhangi bir termodinamik kanununa aykırı hareket etmeksizin, bir sistemin verebileceği maksimum işin üst sınırını temsil eder. Belirli bir haldeki sistemin ekserjisinin sadece sistemin özelliklerine bağlı değildir, ekserjinin çevre şartlarına (ölü hal) bağlı olduğuna dikkat edilmelidir. Bu yüzden ekserji sadece sistemin değil sistem-çevre birleşiminin bir özelliğidir [6].

Çizelge 2.1. Enerji ve Ekserji kavramlarının karşılaştırılması.

Enerji	Ekserji
Enerji, Termodinamik Birinci Kanunu izler.	Ekserji, Termodinamiğin İkinci Kanununu izler.
Enerji, sadece maddenin fiziksel parametrelerine bağlıdır.	Ekserji, sadece maddenin fiziksel parametrelerine bağlı değildir. Çevre şartlarına da bağlıdır.
Enerji kesinlikle yok edilemez. Sadece biçim değiştirir.	Ekserji, değişen şartlara bağlı olarak artabilir veya azalabilir.
Enerji maddenin nicel parametrelerini dikkate alır.	Ekserji enerjinin kalitesini dikkate alır.
Enerji kullanılan ve kullanılmayan işlerin toplamını ifade eder.	Ekserji sadece kullanılabilen enerjiyi ifade eder.
Çevre şartlarına bağlı değildir.	Çevre şartlarında sıfırdır.

2.3. ISI VE İŞ

Isı, iki sistem arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanan enerjidir. Q ile gösterilir. İş ise, bir kuvvet yardımıyla sistem içerisinde bir hal değişikliği yaşanırken ortaya çıkan geçici bir niceliktir. W ile gösterilir. Yola bağımlı fonksiyonların tam olmayan diferansiyelleri vardır ve δ ile gösterilir. Bu nedenle ısı ve iş denklemlerinde δQ ve δW ile gösterilmektedir ve sırasıyla Denklem 2.8 ve Denklem 2.9'da gösterilmektedir.

$$\int_1^2 \delta Q = Q_{12} \quad (2.8)$$

$$\int_1^2 \delta W = W_{12} \quad (2.9)$$

Enerji kapalı bir sistemin sınırlarını iş ya da ısı olarak geçebilir. Yani kapalı bir sistem sınırlarını geçen enerji ısı değil ise iştir. Isı geçişi kolaylıkla belirlenebilir. Çünkü ona neden olan etken çevresi ile arasındaki sıcaklık farkıdır.

İş ve ısı olayları sistem tarafından mı yapıldığı veya sisteme mi yapıldığı durumlarına bağlı olarak denklemlerde farklı işaretlemeler ortaya çıkar [6].

- Sisteme ısı girdisi oldu ise +Q
- Sistem ısı kaybetti ise -Q
- Sisteme iş yapıldı ise -W
- Sistem tarafından iş yapıldı ise +W

Isı ve iş kavramlarının aralarındaki ilişkiyi daha iyi anlayabilmek için Çizelge 2.2'de bu iki kavramın benzerlikleri ve farklılıkları verilmiştir.

Çizelge 2.2. Isı ve İş kavramlarının karşılaştırılması.

Benzerlikler	Farklılıklar
Her iki ifadenin yola bağımlı fonksiyonlarının tam olmayan diferansiyelleri vardır.	Isı transferinde sıcaklık farkı gereklidir.
Her ikisi de sınır olgusudur, yani her ikisi de sistemin sınırlarını geçtiklerinde kendilerini belli eder.	Kararlı bir sistemde iş gerçekleşmez, ancak ısı transferi için herhangi bir kısıtlama yoktur.
Bir sistemin ısısı veya işi yoktur. Her ikisi de sistemlerin sahip olduğu enerji olarak tanımlanır.	Sistemin dışındaki tek etki yükün artması olabilir, ancak ısı transferi durumunda başka etkiler de gözlenir.

2.4. GELENEKSEL EKSERJİ ANALİZİ

Geleneksel ekserji analizi; iş üreten, iş tüketen ve soğutma makineleri gibi farklı amaçlar ile çalışan ekipmanlar için farklı tanımlanmıştır ve literatürde ikinci yasa analizi olarak da bilinir. İkinci yasa veriminin tanımlanmasındaki amaç tersinir hal değişimlerine ne kadar yaklaşıldığını belirlemektir. Bu durumda ikinci yasa veriminin en kötü olduğu durum ekserjinin tamamen yok oluşu, en iyi durum ise ekserjinin tamamen korunması olacaktır.

Ekserji özelliği, belirli şartlara sahip bir çevrede bulunan sistemin iş potansiyelidir ve sistemin çevre ile dengeye gelmesi ile elde edilen en fazla yararlı iş miktarını temsil eder. Çizelge 2.1’de de ifade edildiği gibi ekserjinin enerjiden farklı olarak çevrenin hallerine de bağlıdır. Bu yüzden ekserji birleşik özelliklere sahiptir. Ekserji analizleri prosesin yapısına göre de farklılık göstermekte olup, kapalı sistemler (kütle akışı olmayan) ve açık sistemler (akım ekserjisi) olmak üzere iki başlık altında incelenmektedir. Akış işi, temel olarak akış yönünde bir akışkan tarafından yapılan sınır işidir ve böylece akış işinin ekserjisi sınır işinin ekserjisine eşittir. Denklem 2.10 ile belirtile ifadeye P_0 atmosferik basınç altındaki havaya karşı yapılan fazladan işin, bir v hacminin yerini dolduran sınır işini göstermektedir. Akış işinin P_v olduğu ve atmosfere karşı yapılan işin $P_0 v$ olduğu düşünülürse akış işinin ekserjisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$x_{akış} = Pv - P_0v = (P - P_0)v \quad (2.10)$$

Akım halindeki bir akışkan için Denklem 2.12 kapalı sistemlerdeki ekserji bağıntısına (ϕ) ekleyerek Denklem 2.152te yer alan akış ekserjisi (e) bağlantısı elde edilmiş olur.

$$x_{akan akışkan} = x_{akmayan akışkan} + x_{akış} \quad (2.11)$$

$$x_{akan akışkan} = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz + (P - P_0)v \quad (2.12)$$

$$x_{akan akışkan} = (u + Pv) - (u_0 + P_0v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2.13)$$

$$x_{akan akışkan} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2.14)$$

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2.15)$$

Sistemde yer alan akışkanın kütsel debisi ile Denklem 2.15'ten yararlanılarak hesaplanan sistemin özgül ekserjisi çarpılarak sistemin toplam ekserjisi bulunur.

$$\dot{E} = \dot{m} \times e \quad (2.16)$$

Geleneksel ekserji analizi enerji dönüşümünün var olduğu sistemlerdeki verimsizlik ve kayıpların yerleri ile bunların nedenleri gösterir ve ayrıca enerji analizi ile bulunamayan nedenler hakkında da fikir sahibi olunmasını sağlar. Bir sistem için geleneksel ekserji analizi denge bileşen seviyesinde ifade edilen genel bir denklemden oluşur. Böylece bir sistem için geleneksel ekserji dengesi Denklem 2.17'deki gibi ifade edilir.

$$\dot{E}_{YA,top} = \dot{E}_{U,top} + \sum_k \dot{E}_{Y,k} + \dot{E}_{K,top} \quad (2.17)$$

Burada \dot{E}_U ürün ekserjisini, \dot{E}_{YA} yakıt ekserjisini, \dot{E}_Y ekserji yıkımını ve \dot{E}_K ise sistemin genel ekserji kaybını belirtmektedir. Sistem sınırlarının ölü halde olduğu

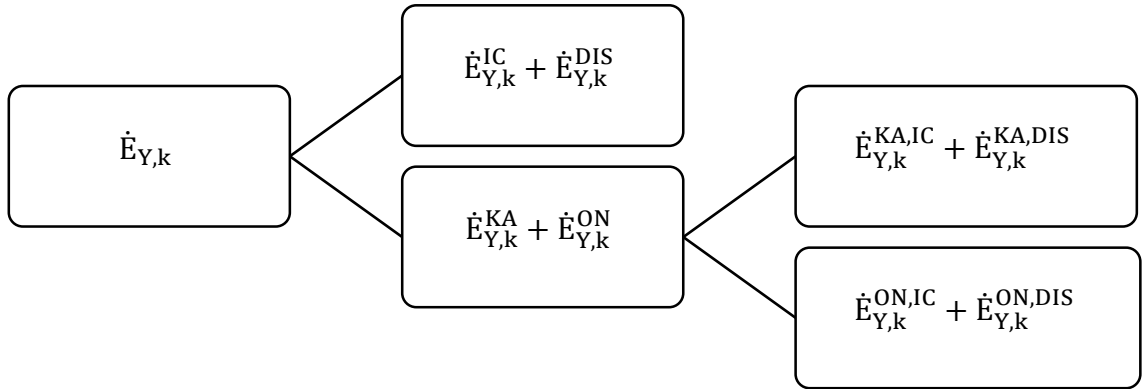
varsayılmaktadır. Yani k'nıncı bileşen ile bağlantılı ekserji kaybı yoktur [7]. Ekserji verim formülü, iş tüketen sistemler için Denklem 2.18 ile iş üreten sistemler için ise Denklem 2.19 yardımıyla hesaplanır.

$$\varepsilon_k = \frac{W_{tr}}{W_y} \quad (2.18)$$

$$\varepsilon_k = \frac{W_y}{W_{tr}} \quad (2.19)$$

2.5. İLERİ EKSERJİ ANALİZİ

Geleneksel bir ekserji analizi, sistem bileşenlerinin karşılıklı bağımlılıklarını ve teknolojik kısıtlamaları göz ardı ettiği için belirli bir sistemi uygun hale getirmede gerçek manada değerlendireme yapamaz. İleri ekserji analizi, ekserji yıkımını kaçınılmaz ve önlenemez kısımlar ile içsel ve dışsal kısımlara ayırarak geleneksel ekserji analizinin dezavantajını ortadan kaldırmaktadır ve bu ekserji yok oluşunun kırımları Şekil 2.4'te gösterilmektedir [8].



Şekil 2.3. Ekserji yok oluşunun kırımları.

2.5.1. İleri Ekserji Yıkımının Bileşenlerine Ayrılması

2.5.1.1. İçsel ve Dışsal Ekserji Yıkımları

Sistemde yer alan k bileşenin toplam ekserji yıkımı (Y), içsel (IC) ve dışsal (DIS) olarak ikiye ayrılır ve Denklem 2.20 ile ifade edilir.

$$\dot{E}_{Y,k} = \dot{E}_{Y,k}^{IC} + \dot{E}_{Y,k}^{DIS} \quad (2.20)$$

İçsel ekserji hesaplanırken sistemde yer alan k bileşenin gerçek şartlar altında çalıştığı, diğer tüm bileşenlerin ise ideal şartlar altında (tersinmezlikler ihmal) çalıştığı kabul edilmektedir.

Dışsal ekserji ise k bileşenindeki ekserji yıkımının harici bir parçasıdır ve k bileşeni hariç sistemdeki diğer bileşenlerde meydana gelen tersinmezliklerden kaynaklanır. Bu ayrılmalar, bir taraftan k bileşenin neden olduğu bir sistemde ortaya çıkan ekserji yıkımını tahmin etmek, diğer yandan ise diğer bileşenler tarafından sistemin çalışmasını en uygun hale getirmeye çalışan mühendisler için olanak sağlar. Bu bilgiler, genel performansı etkili bir şekilde iyileştirmek için mühendislerin değerlendirilen k bileşenine mi yoksa sistemde geriye kalan bileşenlere mi odaklanacağına karar vermek için kullanılabilir ve dışsal ekserji yıkımı Denklem 2.21 ile ifade edilir. [9].

$$\dot{E}_{Y,k}^{DIS} = \dot{E}_{Y,k} - \dot{E}_{Y,k}^{IC} \quad (2.21)$$

2.5.1.2. Kaçınılmaz ve Önlenebilir Ekserji Yıkımları

Bir sisteme ait bileşen içindeki ekserji yıkım oranının sadece bir kısmı önlenebilir. Malzemelerin bulunabilirliği, maliyeti ve üretim yöntemleri gibi teknolojik sınırlamalar nedeniyle azaltılamayan ekserji yıkım oranı, ekserji tahribatının kaçınılmaz (KA) bir parçası olup, Denklem 2.22 ile elde edilebilir. Kalan kısım, ekserji yıkımının önlenebilir (ON) bölümünü temsil eder ve Denklem 2.23 ile elde edilebilir. Bu nedenle, k bileşenindeki ekserji yıkımını kaçınılmaz (KA) ve önlenebilir (ON)

parçalara bölmek, bir bileşenin termodinamik etkinliğini geliştirme potansiyelinin gerçekçi olmasını sağlar [9].

$$\dot{E}_{Y,k}^{KA} = \dot{E}_{U,k}^{Gerçek} \left(\frac{\dot{E}_Y}{\dot{E}_U} \right)_k^{KA} \quad (2.22)$$

$$\dot{E}_{Y,k} = \dot{E}_{Y,k}^{ON} + \dot{E}_{Y,k}^{KA} \quad (2.23)$$

2.5.1.3. İçsel ve Dışsal Ekserji Yıkımlarının Kaçınılmaz ve Önlenebilir Olarak Ayrılması

Bölüm 2.5.1.1 ve 2.5.1.2’de yer alan ekserji yıkım tanımlamalarının birbiriyle birleştirildiğinde, içsel ve dışsal ekserji yıkımlarının kaçınılmaz ve önlenebilir olarak ayrı ayrı belirlendiğinde, ileri ekserji analizinin sonuçları daha faydalı olacaktır. Her bir bileşenin önlenebilir ekserji tahribatının miktarı, bir işlemde enerji tüketimini optimize etmek için uygun bir strateji belirleyebilir. Bu nedenle, sistemde yer alan k bileşeninin içsel ekserji yıkımının kaçınılmaz ekserji yıkımı Denklem 2.24 ile elde edilebilir.

$$\dot{E}_{Y,k}^{KA,IC} = \dot{E}_{U,k}^{IC} \left(\frac{\dot{E}_Y}{\dot{E}_U} \right)_k^{KA} \quad (2.24)$$

Bu sistemde yer alan k bileşeninin, teknolojik ve ekonomik sınırlamalar nedeniyle azaltılamaması tersinmezliğin bir parçasıdır. Bu parametreyi hesaplamak için Denklem 2.24 kullanılır ve sistemdeki k bileşeninin kaçınılmaz durumda çalıştığı, sistemdeki diğer bileşenlerin ise ideal şartlarda çalıştığı varsayılır. k bileşeninin kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımı ise Denklem 2.25 kullanılarak elde edilir.

$$\dot{E}_{Y,k}^{KA,DIS} = \dot{E}_{Y,k}^{KA} - \dot{E}_{Y,k}^{KA,IC} \quad (2.25)$$

$\dot{E}_{Y,k}^{KA,IC}$, in hesaplanan değerine dayanarak, k bileşeni için önlenebilir ekserji yıkımının içsel ve dışsal ekserji yıkımları Denklem 2.26 ve Denklem 2.27 ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}_{Y,k}^{ON,IC} = \dot{E}_{Y,k}^{IC} - \dot{E}_{Y,k}^{KA,IC} \quad (2.26)$$

$$\dot{E}_{Y,k}^{ON,DIS} = \dot{E}_{Y,k}^{DIS} - \dot{E}_{Y,k}^{KA,DIS} \quad (2.27)$$

Bu ekserji yıkımı parçalarının, bir bileşenin verimliliğini ve yapısal optimizasyonunu artırarak önlenmesi mümkündür. Yukarıda verilen denklemler ile ileri ekserji analizinin ana göstergeleri olan $\dot{E}_{Y,k}^{KA,IC}$, $\dot{E}_{Y,k}^{KA,DIS}$, $\dot{E}_{Y,k}^{ON,IC}$ ve $\dot{E}_{Y,k}^{ON,DIS}$ değerleri elde edilir. İleri ekserji analizi, yapılan çalışmalara daha faydalı bilgiler sunar ve bu sayede tasarımcıya bir işlemin enerji verimliliğini bilerek iyileştirme konusunda yardımcı olan stratejik bir yöntem olarak karşımıza çıkar. İleri ekserji analizinin değerlendirilmesi ise modifiye ekserji olarak ifade edilen Denklem 2.28 ile belirlenebilir [10].

$$\varepsilon_{\text{modifiye}} = \frac{\dot{E}_{U,k}}{\dot{E}_{YA,k} - \dot{E}_{Y,k}^{KA} - \dot{E}_{Y,k}^{ON,DIS}} \quad (2.28)$$

BÖLÜM 3

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Tezin bu bölümünde enerji, geleneksel ekserji ve ileri ekserji analizleri ile ilgili yapılan çalışmalara yer verilmiştir.

Doğan (2017), yaptığı çalışmada; dört kademeli ara soğutmalı pistonlu tip kompresörü incelemiştir. Çalışmada enerji ve ekserji analizi yapılırken termodinamiğin ikinci yasası ifadelerinden hareket edilerek kompresörden ve soğutma sisteminden kaynaklı tersinmezlikler hesaplanmıştır. Kompresörde verim; izantropik, politropik ve izotermal hal değişimleri model alınarak hesaplanmış ve aynı kompresörde CNG ve hava sıkıştırılması durumu ele alınarak karşılaştırma yapılmıştır [11].

Akgül ve Bulut (2013), yaptıkları çalışmada; CO₂ Recycle istasyonunda bulunan dört kademeli pistonlu bir kompresör sisteminde enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada örnek uygulama incelenmiş ve termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına göre sistemin teorik analizini yapmışlardır. Ayrıca, sahada sistem üzerinde alınan günlük çalışma verilerine göre kompresör, ara soğutucu, glikol kulesi ve sistemin tamamında enerji, tersinmezlik ve ekserji hesaplamalarını yapmışlardır. Bu analizler sonucu, sistemin verimlilik açısından iyi durumda olduğu ancak tersinmezlikleri daha da azaltmanın ve verimliliği arttırmanın imkân dahilinde olduğu görülmüştür. Bu tür analizlerin katkısıyla işletmelerde işgücü ve üretim kaybı, arıza sıklığı, yüksek işletme ve bakım maliyetleri, çevre kirliliği ve iş kazası gibi olumsuzlukların önüne geçilebileceği görülmüştür [12].

Çakmak (2017), yaptığı çalışmada; scroll ve yarı-hermetik pistonlu kompresör için, R-134A, R-404A ve R-507A soğutucu gazlar referans alınarak tanımlanan soğutma kapasitesi için enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Çalışmasında +10 °C ile -25 °C arasındaki buharlaşma sıcaklıkları için kompresör güç tüketimleri R-134A soğutucu

akışkanı kullanıldığında 3 kW ile 6,1 kW arasında değişkenlik gösterirken, R-404A ve R-507A soğutucu akışkanları kullanılırken 5,2 kW ile 10,6 kW arasında değişkenlik gösterdiğini saptamıştır. Çalışmada, kütleli debiler R-134A soğutucu akışkanı için 129 kg/h ile 601 kg/h arasında, R-404A ve R-507A soğutucu akışkanları için ise sırasıyla 307 kg/h ile 1.045 kg/h arasında değişkenlik göstermiştir. Kompresör çıkış sıcaklıkları R-134A soğutucu akışkanı kullanıldığında R-404A ve R-507A'ya göre %5 ile %15 daha düşük olduğu görülmüştür. Bununla birlikte sistemin soğutma performansları (COP) ve ekserji verimlerinin değişimleri farklı buharlaşma sıcaklıkları için ayrı ayrı incelenmiştir. Çalışmanın sonunda scroll ve yarı hermetik pistonlu kompresör ekserji verimleri, R-134A, R-404A ve R-507A için bulunarak entropi üretimi ve performans etkileri hakkında değerlendirmeler yapmıştır [13].

Ural (2016), bir Hava Ayırıştırma Tesisinin enerji ve ekserji analizi konusu üzerinde çalışmıştır. Çalışmada; bir proses simülatör programı kullanılarak, gaz/sıvı oksijen, azot ve argon üreten bir hava ayırıştırma tesisinin simülasyon modeli kurularak, sistemin enerji ve ekserji verimlilikleri hesaplanmıştır. Birim üretim başına tüketilen enerji, ürün kazanım yüzdeleri, ekipmanların ekserji kayıpları ve ekserji verimlilikleri, tüm tesisin ekserji verimlilikleri hesaplanarak sonuçları Grassmann Diyagramı ile gösterilmiştir. Kolonlarda %20,3, hava kompresöründe %13,7, ana ısı değiştiricisinde %12,0 ve türbinde %3,8 ekserji kaybı hesaplanmıştır. Diğer ekipmanlar da göz önünde bulundurulduğunda tüm tesisin standart ekserji verimliliği %27,0 olarak hesaplanmıştır. Tesisin ekserji verimliliğini yükseltmek amacıyla simülasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu amaçla, soğutma suyu debisi yükseltilmiş, sıvı oksijen debisi artırılmış, atık azot debisini düşürülmüş, argon saflığı artırılmış ve kolonlardaki tepsi sayılarının makul bir seviyeye düşürüldüğü ifade edilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda standart ekserji verimliliğinin %31,4'e kadar yükseltilebildiği belirtilmiştir [14].

Wagner, vd. (1994), yaptıkları çalışmada bir scroll kompresörün enerji ve ekserji analizini incelemişlerdir. Çalışmalarında, scroll kompresörün kayıp mekanizmalarının analizi için bir bilgisayar kodunu açıklamışlardır. Bu kod hem enerji analizini hem de ekserji analizini içermektedir. Analizler, motordaki kayıplar, sürtünme, karıştırma, ısı transferi ve sıkıştırma işlemlerinden oluşmaktadır. Modelin doğrulama verilerini elde

etmek için deneysel bir araştırma da yapmışlardır. Analitik ve deneysel sonuçları, çeşitli çalışma koşulları ve kompresör akış konfigürasyonları için sunmuşlar ve karşılaştırmışlardır [15].

Aydın (2018), deneysel bir TRS18 turbojet motorunun ekserji analizini yapmıştır. Motora ait deneysel ölçüm verileri ile ölçülemeyen motor performans değerlerini hesaplayarak, termodinamik bağıntılar yardımıyla ekserji analiz parametreleri ve ekserjetik-sürdürülebilirlik değerlerini hesaplamıştır. Yapılan testlerde, deneysel turbojet motorunun itkisi 1320 N, hava ve yakıt debisi sırasıyla 2,27 kg/s ve 0,042 kg/s olarak ölçülmüştür. Çalışmanın sonunda, kompresör, yanma odası ve türbin için ekserji verimlerini sırasıyla %91, %60,4 ve %77 olarak, TRS18 turbojet motoru için %42 olarak hesaplamıştır. Yanma odası, kompresör ve türbin için ayrıca iyileştirilebilir ekserji potansiyel oranı, verimlilik kayıp oranı, yakıt yıkım oranı, bağıl ekserji yıkımı, yakıt/ürün ekserji faktörleri ve bağıl tersinmezlik parametrelerine göre motorun ekserjetik performansını da hesaplamıştır. Ayrıca atık ekserji oranı, ekserji geri kazanabilirlik oranı, ekserji yıkım faktörü, çevre etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilirlik indeksi olmak üzere 5 parametre kullanılarak motorun ekserjetik-sürdürülebilirlik analizini yapmıştır [16].

Gökgedik (2013), yaptığı çalışmada mevcut jeotermal bir ikili güç sisteminin (Bereket Jeotermal Güç Sistemi) geleneksel ve ileri ekserji analizlerini yapmıştır. Bu sayede sistem ve bileşenlerinde yok olan ekserji hakkında derinlemesine bilgiler toplanmış; sistemin termodinamik performansı değerlendirilerek geliştirilmesine odaklanılmıştır. İleri ekserji analizi yapılarak sistem bileşenleri arasındaki etkileşimler (içsel/dışsal kısımlar) ve yapılabilecek iyileştirmenin gerçek performanslarını (kaçınılmaz/önlenebilir kısımlar) araştırmıştır. Çalışma sonucunda öncelikli iyileştirilecek bileşenler geleneksel ekserji analizinde KON 1, TURB 1 ve BUH 2 ve ileri ekserji analizinde KON 1, KON 2 ve ON-ISI 1 olarak sıralandığını görmüştür. Böylece ileri ekserji analizinin sonuçlarının geleneksel ekserji analizinkinden daha nitelikli olduğunu ortaya koymuştur. Sonuç olarak sistemin gerçek şartlarda toplam sistem verimi %9,60 iken sistem üzerindeki iyileştirmelerle modifiye ekserji veriminin %18,26'ya çıkarılabileceğini göstermiştir [17].

Açıklalp (2013), yaptığı çalışmada; Eskişehir’de kurulu olan bir doğal gaz yakıtlı elektrik üretim tesisi ve bir gaz-dizel motorlu trijenerasyon tesisi için ileri ekserji ve ileri eksergoekonomik analizlerini yapmıştır. Elektrik üretim tesisinin ekserji verimi 0,402, eksergoekonomik faktörü 0,279, toplam ekserji yok oluşu 78.242 MW olduğunu hesaplamıştır. Elektrik üretim tesisi için ileri ekserjiyi temel alarak incelemiş, sistemin bileşenlerinin geliştirme potansiyelinin düşük olduğu, ancak elektrik üretim sistemi için geliştirme önceliğinin öncelikle gaz türbinine ve yanma odasına verilmesi gerektiğini saptamıştır. Geleneksel temelli ekserji analizine göre yapılan değerlendirmede ise önceliğin yanma odasından sonra hava kompresörüne sonrasında düşük basınç buhar türbini ve atık ısı kazanlarına verilmesi gerektiğini ortaya koymuştur. Trijenerasyon tesisi için ekserji verimi 0,354, eksergoekonomik faktörü 0,069 ve toplam ekserji yok oluşu 16.695 MW olduğunu hesaplamıştır. Trijenerasyon tesisi için ileri ekserji analizi temelli incelemeler sonucunda, sistemle bileşenleri arasındaki etkileşimlerin kuvvetli olduğunu ve bu sistem için geliştirme potansiyellerinin yüksek olduğunu belirlemiştir. Trijenerasyon sistemi için geliştirme önceliğinin öncelikle turbo hava kompresörüne ve motora verilmesi gerektiğini ortaya koymuştur [18].

Parıltı (2019), yaptığı çalışmada; güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu bir soğutma sisteminin ileri ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Ayrıca çalışmada absorpsiyonlu çalışma sistemlerinin türleri ve çalışma sıvılarının çeşitliliğinden bahsedilmiştir. EES programında tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin analizini yapmak için amonyak-su akışkan çiftini, seçmiştir. Termodinamiğin birinci yasası kullanılarak her bir komponent için kütle ve enerji denge denklemlerini oluşturmuştur. Böylece çevrimdeki her bir noktanın entalpi ve entropi değerlerini hesaplamıştır. Sistemin enerji analizi yapıldıktan sonra termodinamiğin ikinci yasasını kullanarak sistemde bulunan komponentlerin geleneksel ekserji değerlerini hesaplamıştır. Sistemin soğutma performansı (COP), ekserji verimi ve her bir komponentin ekserji yıkımlarını bulmuştur. İleri ekserji analizi sayesinde sistemde bulunan komponentler arasındaki ilişkiyi ve geliştirme potansiyellerini belirlemiştir. Sistemin toplam ekserji yıkımının 16,45 kW, soğutma performansının 0.3 ve ekserji verimini de %30 olarak hesaplamıştır. Sistemde yer alan genişleme valfi 1 ve pompanın en küçük kaçınılmaz ekserji yıkım oranına sahip komponentler olduğunu belirlemiştir [19].

Liu vd. (2019), çalışmalarında; geleneksel ve ileri ekserji analizleri kullanarak yeni bir iki aşamalı transkritik sıkıştırılmış karbondioksit enerji depolama sistemi üzerine kapsamlı bir araştırma yapmışlardır. Geleneksel ekserji analizi ile her bir bileşenin ekserji yıkımını bağımsız bir şekilde ölçülmekte ve böylece %19,23'lük ekserji yıkımı oranı ile 256,71 kW'lık en büyük ekserji yıkımına sahip soğuk depolamayı iyileştirmek için en önemli bileşen olarak tanımlanmaktadır. Ancak geleneksel ekserji analizi sistem bileşenlerinin birbirleri arasındaki bağlantıyı tam olarak karşılayamadığı için ileri ekserji analizini kullanmışlardır. İleri ekserji analiz yöntemi kullanılarak sistem bileşenleri arasındaki etkileşimlerinin incelenmesinin ardından kompresörün toplam kaçınılabilir ekserji yıkımının %22,55'ini ve toplam ekserji yıkımının da 159,01 kW değerinde %11,91'ini oluşturduğunu ve bu değerlere en yüksek iyileştirme potansiyeline sahip sistem bileşeninin kompresör olduğunu göstermektedir. Yukarıdaki iki analiz yaklaşımının sonuçları arasındaki bir karşılaştırma, geleneksel ekserji analizinin tasarımcıyı yanlış yönlendirebileceğini ve ileri ekserji yaklaşımına dayanan sonuçların daha faydalı olduğunu göstermişlerdir [20].

Petrakopoulou vd. (2012), yaptıkları çalışmada; geleneksel ve ileri ekserji analiz yöntemlerini kullanarak bir kombine çevrimli enerji santralini analiz etmişlerdir. Gaz türbini sisteminin genişletilmesi ve yüksek basınçlı buhar türbini dışında, tesis bileşenlerinde ortaya çıkan ekserji yıkımının çoğu kaçınılmazdır. Bu kaçınılmaz kısım, iç teknolojik sınırlamalar, yani her bir bileşenin iç kaynaklı ekserji yıkımıyla sınırlandırılmıştır. Yüksek iç kaynaklı ekserji yıkımı, bileşen etkileşimlerinin termodinamik verimsizliklere önemli katkı yapmadığını göstermişlerdir [21].

Ambriz-Diaz vd. (2020), yaptıkları çalışmada; jeotermal kaskad prensibine göre çalışan bir polijenerasyon tesisin ileri bir ekserji ve eksergoekonomik analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu polijenerasyon tesisinin enerji ve ekserji analizi gerçek, kaçınılmaz ve ideal koşullar altındaki analizlerini gerçekleştirmiş olup, gerçek koşullar göz önüne alındığında tesisin 40 kWe güç çıkışına, 175.8 kWf soğutma etkisine ve 30 kWt dehidrasyon için faydalı ısıya ulaşabilir olduğunu hesaplamışlardır. Geleneksel ekserji analizinde tesisin en fazla ekserji yıkımına sahip bileşenin 44.05 kW'lık ana ısı değiştirici (HX-I) olduğunu ve bunu 38.58 kW ile ORC izlediğini gözlemlemişlerdir. İleri ekserji analizi yardımıyla HX-I ve ORC'de sırasıyla 10.61 kW ve 2.28 kW'lık

ekserji yıkımını bileşenlerde yapılacak tasarım değişiklikleri yardımıyla iyileştirilebileceğini hesaplamışlardır. Geleneksel eksergoekonomik analiz ile 8.54 \$/s elektrik üretim maliyeti, 7.78 \$/s soğutma üretim maliyeti ve 3.52 \$/s dehidrasyon için faydalı ısı üretim maliyetini ortaya çıktığını göstermişlerdir [22].

Ebrahimia vd. (2019), yaptıkları çalışmada; Sualtı Basınçlı Hava Enerjisi Depolama tesisinin ekserji analizini yapmışlardır. Tesisin geleneksel ekserji analizi ile incelenmesinin yanı sıra sisteme ileri ekserji analizi de uygulanmış ve ekserji yıkımının içsel ve dışsal bileşenlere bölünmesiyle daha kesin sonuçlar elde etmişlerdir. Geleneksel ekserji analizi, gerçek şartlar altında ekserji yıkım oranının %47,1 olduğunu, teorik ve kaçınılmaz operasyon koşulları altında ise %15,9'a düşürülebildiğini göstermişlerdir. Geleneksel ekserji analizinin genel sonucu ile ileri ekserji analizi sonuçlarının tutarlı olduğunu ancak ekserji yıkım değerlerinde farklılıklar olduğunu gözlemlədiler. İleri ekserji analizinin sonucunda iyileştirme önceliğinin sırasıyla ısı eşanjörü, ardından türbin ve kompresörün üçüncü kademesi olduğunu ortaya koymuşlardır. Buna karşılık geleneksel ekserji analizinde ise türbinin toplam ekserji yıkımının ısı eşanjöründen daha yüksek olduğunu hesaplamışlardır. İleri ekserji analizi yardımıyla ekserji yıkımının %76,4'ünün önlenabilir olduğunu ve sistemin performans iyileştirme için önemli potansiyelini olduğunu ortaya koymuşlardır [23].

Shaygan vd. (2019), yaptıkları çalışmada; hidrojen depolamasında kullanan bir enerji üretim sistemini incelenmiştir. Çalışmalarında 2.16 m² alana sahip 64 fotovoltaik modül ve bu hibrit sistemde 329 PW ve 5.5 kW PEM yakıt hücresi ve elektrolizör kullanılmışlardır. Sistem ekserji analizine tabi tutulmuş ve böylelikle ekserji bileşenlerinin yıkımlarını hesaplamışlardır. Fotovoltaik sisteme göre yıllık ortalama elektrik üretimi 4.850 W olan sistemde kompresör, elektrolizör, yakıt hücresi ve fotovoltaik hücre dahil her bileşenin yıllık ortalama ekserji verimliliğini sırasıyla %75,9, %11,2, %32,8 ve %10,8 olarak hesaplamışlardır. Sistemin enerji ve ekserji verimliliği farklı günler için hesaplanmış ve ortalama yıllık değerleri sırasıyla %20,4 ve %21,8 olarak belirlemişlerdir. İleri ekserji analizinde fotovoltaik hücre dışındaki tüm sistem bileşenlerinin en yüksek ekserji yıkımının kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımından kaynaklandığını ortaya koymuşlardır [24].

Yapılan bu çalışmada incelenen literatür çalışmaları ışığında enerji ve ekserji analizinin önemi vurgulanarak geleneksel ve ileri ekserji analizi yöntemleri açıklanmıştır. Geleneksel ve ileri ekserji analizi yöntemleri ülkemizin önde gelen bir Demir Çelik fabrikasının “Hava Ayırıştırma Tesisi” üretim sürecinin başlangıcında yer alan 3 kademeli Turbo/Santrifüj Tip Ana Hava Kompresör sistemine uygulanmıştır. Farklı kapasite değerleri için kompresör sisteminin tüm ölçüm noktalarındaki ekserji ve ileri ekserji değerleri hesaplanarak verimlilikleri belirlenmiştir. Analizler neticesi elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak sistem üzerinde yapılması gereken iyileştirme çalışmaları ile kompresör sisteminin veriminin artırılabilceği tespit edilmiştir.



BÖLÜM 4

ANA HAVA KOMPRESÖRÜ SİSTEMİNİN TANITIMI

4.1. KOMPRESÖRLER

4.1.1. Kompresör Çeşitleri

Gaz veya hava basınçlandırmada iki temel prensip vardır; “Pozitif Deplasmanlı Basınçlandırma” ve “Dinamik Basınçlandırma.” Pozitif deplasmanlı kompresörler Şekil 4.1’de gösterildiği gibi pistonlu kompresörler, scroll (zemberek) kompresörler ve farklı tipte döner (vidalı, dişli vb.) kompresörleri içermektedirler. Pozitif deplasmanlı basınçlandırmada hava, bir veya daha fazla sayıdaki sonrasında giriş kesitinin kapandığı basınçlandırma odasına çekilir. Yavaş yavaş oda hacmi düşürülerek hava içeride basınçlandırılır. Basınç önceden hesaplanmış ve tasarlanmış basınç oranı değerine ulaştığında çıkış kesiti açılarak basınçlı havanın, hala hacmi azalmakta olan oda dışarısına gönderilmesi sağlanır. Dinamik basınçlandırmada ise hava, impeller kanatları arasına çekilir ve yüksek hıza çıkartılır. Daha sonra bu hava, kinetik enerjiyi statik basınca dönüştüren, difüzörden geçirilir. Birçok dinamik kompresörler yine Şekil 4.1’de gösterildiği gibi aksiyel veya radyal akış modeline sahip turbo kompresörlerdir. Tamamı yüksek kapasitede basınçlı hava için tasarlanmışlardır.

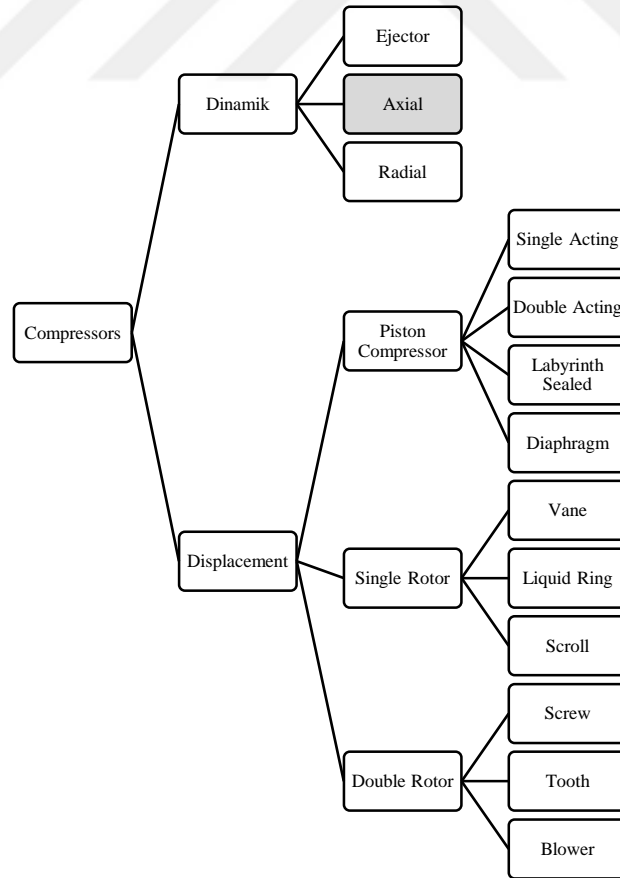
4.1.1.1. Pozitif Deplasmanlı Kompresörler

Bisiklet pompası pozitif deplasmanlı kompresörlerin en basit örneğidir. Burada hava silindir içine çekilir ve pistonun ileri hareketi ile sıkıştırılarak basınçlandırılır. Pistonlu kompresörlerde aynı prensibe sahiptir ve pistonun ileri geri hareketi sırasında havayı basınçlandırmaktadır. Bu işlem için pistonun bir tarafı kullanılıyorsa “Tek Etkili Pistonlu Kompresör” eğer her iki tarafı da kullanılıyorsa “Çift Etkili Pistonlu

Kompresör” adı verilmektedir. Basınç oranını açıklamak gerekirse, giriş ve çıkışkesitindeki mutlak basınç ilişkisine basınç oranı denilmektedir. Örneğin; kompresör atmosfer basıncındaki havayı alır (1 bar(a)) ve onu 7 bar’a basınçlandırır ise basınç oranı $(7+1) / 1=8$ olmaktadır.

4.1.1.2. Dinamik Kompresörler

Dinamik kompresörlerde gaz veya hava akışı sırasında basınç artışı gerçekleşir. Akmakta olan hava impeller kanatlarında yüksek hızlara ulaşır, daha sonra difüzöre gelen hava burada genleşme altında yavaşlamaya zorlanır ve böylece kinetik enerjisi statik basınca dönüşür. Havanın ana akış yönüne göre de radyal veya aksiyel tip olarak adlandırılırlar. Her bir impeller hızının minimum ve maksimum limit değeri vardır. Maksimumda hava hızı ses hızına ulaşır, minimumda ise karşı basınç, kompresörün tasarım basıncı üzerine çıkar. Bu durumda hava kompresör içine dönebilir, titreşim, ses ve mekanik hasarlara yol açabilir [25].



Şekil 4.1. Kompresör çeşitleri [25].

Bu çalışmada incelenecek olan kompresörler Dinamik Kompresörler grubuna giren Eksenel Tip (Turbo/Santrifüj) kompresörlerdir.

4.2. TURBO/SANTRİFÜJ KOMPRESÖR PARÇALARI

4.2.1. Impeller

Turbo kompresörlerde impeller yardımı ile kinetik enerjisi artırılan akışkanın basıncı, kinetik enerjiden kazanılan enerjinin %70'i kadardır. Yani kademede kazanılan kinetik enerjinin %70'i basınca dönüştürülür. İyi tasarlanmış bir impeller %96 verimlilikle çalışır. Kalan %4'lük kısım enerji genişlemesinden dolayı oluşan kayıptır.

Turbo Kompresörlerin impellerları bandajlı (shrouded/close) ve bandajsız (unshrouded/open) olmak üzere ikiye ayrılır. Bunlar Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'te gösterilmiştir. Bir kapağın olmaması, bandajsız impellerların daha yüksek dönme veya uç hızlarında çalışmasına izin verir. İmpellerların ürettiği basınç oranı, çalışma hızının karesiyle orantılıdır. Bu nedenle, bandajsız impellerlar, bandajlı impellerlara göre çok daha yüksek basınç oranları üretebilmektedir. Çoğu bandajlı impellerlar 3:1 veya daha düşük basınç oranına neden olurken, bandajsız impellerlar 10:1 veya daha yüksek basınç oranlarına ulaşabilir. Fakat bandajlı olmayan impeller, kanat ucu kaçağı akışıyla ilişkili yüksek kayıplar nedeniyle daha az etkili olma eğilimindedir (dönen bıçakların üzerinde akan akış). Bandajlı bir impellerda uç kaçağı olmaz. Bıçak stilinin seçimi birçok faktöre bağlıdır; aerodinamik perspektifinden en önemlisi impeller akış katsayısıdır. Akış katsayısı ϑ , Denklem 4.1'de ifade edildiği gibi hacimsel akış kapasitesi Q , çalışma hızı N , çıkış çapı D_2 ile gösterilmektedir.

$$\vartheta = \frac{\dot{V}}{N \times D_2^3} \quad (4.1)$$

Düşük akış katsayısı impellerlar uzun, dar geçişler ile karakterize edilirken, yüksek akış katsayılı impellerlar daha yüksek akış hızlarına uyum sağlamak için daha geniş geçişlere sahiptir [26].



Şekil 4.2. Bandajlı tip (shrouded/close) impeller [26].



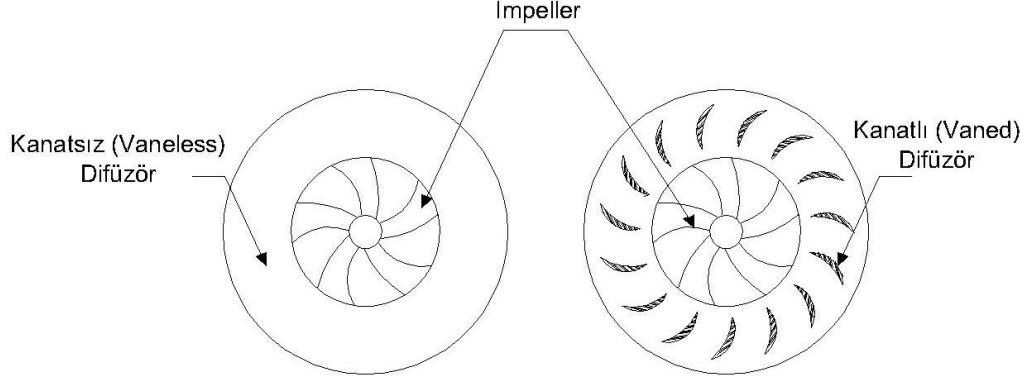
Şekil 4.3. Bandajsız tip (unshrouded/open) impeller [26].

4.2.2. Difüzör

Bir santrifüjlü kompresördeki difüzörün birincil işlevi, impellerden çıkan akışı yavaşlatmak ve yüksek dinamik basıncı statik basınca dönüştürmektir. Bu, akış alanı oranının girişten çıkışa artırılmasıyla sağlanır.

Santrifüjlü kompresörler için difüzörler kanatlı (vaned) ve kanatsız (vaneless) olmak üzere ikiye ayrılır. Şekil 4.4'te kanatlı ve kanatsız difüzörler gösterilmektedir. Kanatsız difüzörler, impeller çıkışından gelen akışı yine impellerin çıkış bölgesinden başlayarak genişlemenin sürtünme kayıpları ile gerçekleştiği volüt kasasına doğru radyal geçiş yoluyla akmasına izin verilir. Kanatsız difüzörde yarıçap artar ise daha

yüksek bir akış alanına neden olur ve daha geniş bir akış aralığında daha düşük verimlilik ve basınç geri kazanımı sunar.

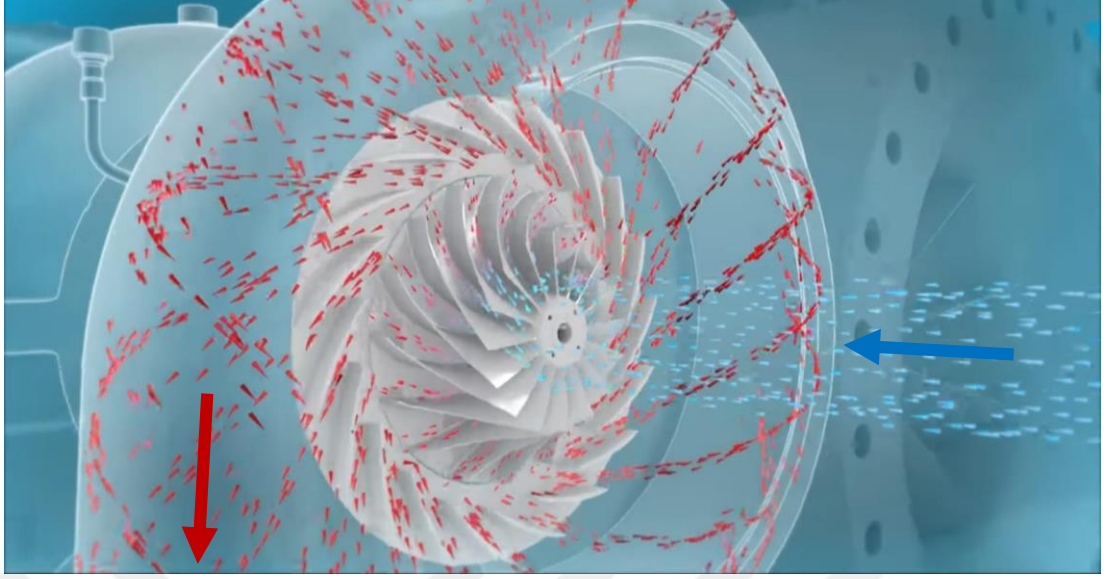


Şekil 4.4. Kanatlı (Vaned) ve Kanatsız (Vaneless) difüzörlerin gösterimi.

Kanatlı difüzörde ise akış kanatçıklar tarafından yönlendirilir. Bu kanatçıklar impellerden çıkan akışın açisal momentumunu statik basınca dönüştürür ve basıncın artmasını sağlar. Kanatlı difüzörlerin akış koşullarına duyarlılığı kanatsızlara göre daha iyidir. Kanatlı difüzör, yüksek tasarım noktası veriminden dolayı kapasitenin büyük olduğu kompresörlerde daha çok tercih edilir. Dolayısıyla genişlemenin büyük olduğu yüksek basınç oranına sahip Santrifüjlü kompresörlerde kanatlı difüzör kullanımı uygun olacaktır. Kanatsız difüzörlere göre tek dezavantajı düşük çalışma aralığıdır. Çalışma koşullarında geniş debi aralığı uygulanan sistemlerde düşük verimli olacağından tercih edilmemelidir.

Kanatlı difüzörlerin sunduğu bu sınırlı akış aralığı, birçok endüstriyel uygulamada beklenen çalışma aralığını karşılamamaktadır. Bu tür uygun olmayan bir difüzör tasarımı yerine kanatsız difüzör kullanılmalıdır.

Şekil 4.5'te impeller ve difüzörün bir simülasyon programı yardımıyla çalıştırılması ve kademe çıkışındaki havanın ısındığı gösterilmiştir.



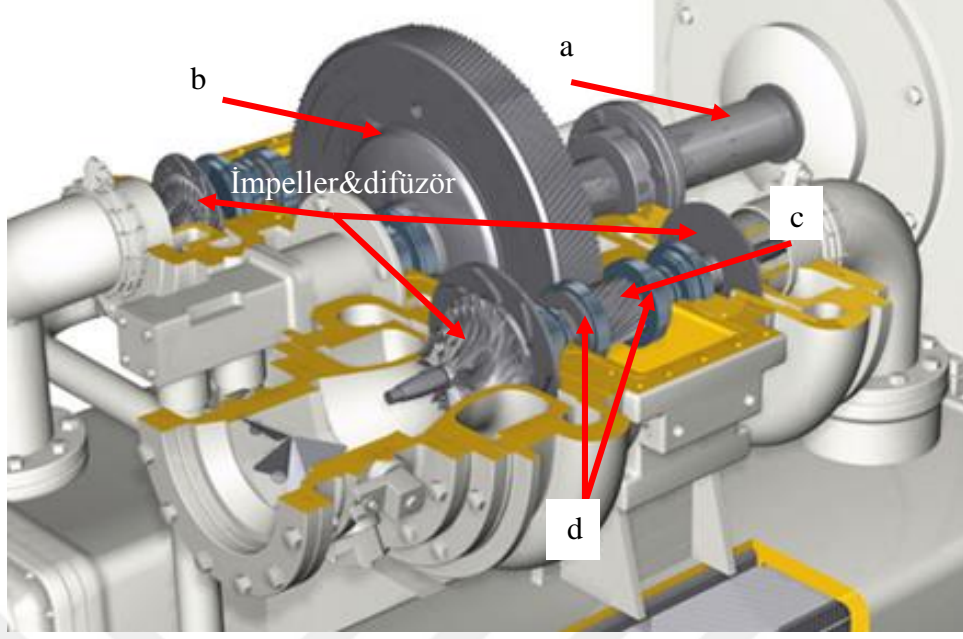
Şekil 4.5. Impeller ve difüzörün simülasyon programında çalışması [27].

4.2.3. Dişli Kutusu

Her iki kompresörün impellerları kendilerine tek bir dişli kutusuna bağlıdır ve yine kendilerine ait bir elektrik motoru tarafından tahrik edilir. Kompresörlerde kademe başına düşen sıkıştırma oranı düşüktür, ancak istenen çıkış basıncını elde etmek için çok sayıda kademeye ihtiyaç vardır. Hava sıkıştırma uygulamalarında kompresör kademelerini yüksek hızlı pinyonlar yardımıyla döndürülür ve bu pinyonlar da yüksek hızlı bir dişli kutusu ile birleştirilmiştir.

Şekil 4.6’de bir Santrifüj Kompresöre ait dişli kutusu bileşenleri ile gösterilmektedir. Bileşenlerin görevleri şu şekildedir;

- a) **Şaft:** Elektrik motorunda elde edilen mekanik enerjinin dişli çarka iletilmesini sağlayan ekipmandır.
- b) **Dişli Çark (Bull Gear):** Şafttan aldığı mekanik enerjiyi pinyonlara ileten ekipmandır.
- c) **Pinyon:** Dişli çarktan aldığı mekanik enerjiyi kademelere (impeller) ileten ekipmandır.
- d) **Baskı Yatağı:** Pinyonlarda meydana gelebilecek titreşim ve gürültüleri en aza indirmek için kullanılan ekipmandır.



Şekil 4.6. Santrifüj kompresör dişli kutusu [28].

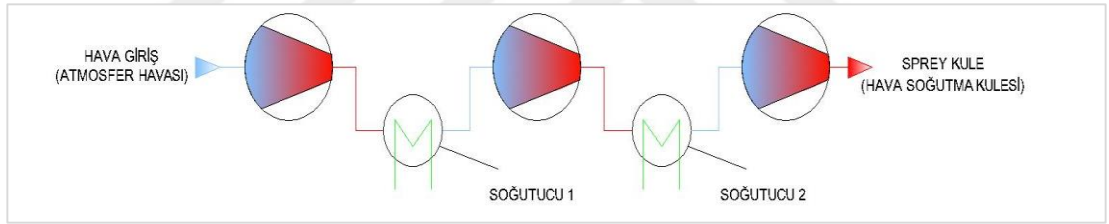
Hava Ayrıştırma Tesislerinin diğer basınçlı hava sistemlerine göre hava kalitesinin mükemmel olması gerekir. Bunun için mekanik sistemlerde kullanılan yağ ile proses akışkanı olan havanın kesinlikle karışmaması önemlidir. Bu gerekliliğin sağlanması için gerekli yağsız bir makine için hava filmi yatakları veya aktif manyetik rulmanlar kullanılabilir.

Ayrıca kademeler arası basınç farklarının neden olduğu aksel yükleri engellemek için aynı pinyona akuple olan şaftın her iki ucuna iki kademe monte edilmiştir. Kademe sayısı tek sayı olan kompresörlerde ise genellikle son kademenin diğer tarafı boştaadır.

Santrifüj hava kompresörünün modern bir konfigürasyonunda, impellerları doğrudan tahrik etmek için ultra yüksek hızlı elektrik motorları kullanılır. Bu teknoloji dişli kutusu ve buna bağlı yağlama sistemi bulunan kompakt bir kompresör yapısı oluşturur. Her santrifüj kompresör, kompresör mahfazasından geçtiği şaft boyunca sızıntıyı azaltmak için uygun bir şekilde kapatılmalıdır. Bu tür sistemlerde yüksek basınçlara dayanıklı birçok conta tipi kullanılır. En yaygın türler labirent contaları, halka contaları veya kontrollü boşluk contaları (genellikle grafit contaları) ve mekanik contalardır.

4.2.4. Soğutucular

Kompresörde gerçekleştirilen sıkıştırma işlemi için gerekli iş en az tersinir hal değişimlerinde meydana gelir. Ancak bu hem ekonomik açıdan hem de uygulamaya koyulması açısından imkansızdır. Fakat ekonomik ve uygulanabilirlik açısından yapılabilir olan durum ise havanın özgül hacmini olabildiğince küçük tutmaktır. İdeal gaz denklemini göz önüne aldığımızda özgül hacmin sıcaklık ile doğru orantılı olduğunu görmekteyiz. Bu yüzden işi azaltmak için, kademelerde basıncı ve sıcaklığı artan havanın soğutulması gerekir. Bunun için her kademe arası soğutucu kullanılmaktadır. Soğutma işlemi hemen hemen sabit basınç altında gerçekleşir ve soğutuculara giren sıcak hava su yardımıyla yaklaşık olarak kademeye girdiği sıcaklığa kadar soğutulur. Bahsi geçen soğutucular iki kademe arasında ise intercooler, soğuttuğu hava başka kademeye girmiyor ise aftercooler olarak adlandırılır. Teze konu olan Ana Hava Kompresörü soğutucularının isimleri Şekil 4.7’de gösterilmiştir.



Şekil 4.7. Ana Hava Kompresörü (MAC) soğutucuları.

Soğutmanın, sıkıştırma işlemi üzerindeki etkisinin kavrayabilmek için, üç değişik hal değişimi sırasında yapılan sıkıştırma işlemi incelenecek olursa: bir izantropik hal değişimi (soğutma içermeyen), bir politropik hal değişimi (bir miktar soğutma içeren) ve bir izotermal hal değişiminden (en fazla miktarda soğutma içeren) oluştuğu görülür. Her üç hal değişiminin tersinir olarak, aynı basınçlar altında (P_1 ve P_2) ve akışkanın mükemmel bir gaz olduğu ($Pv=RT$) kabul edilir ise: [6].

$$w_{tr,g} = \int_1^2 v dP \quad (4.2)$$

Sıkıştırma işi, Denklem 4.2’ye entegre edilerek hesaplanabilir ve aşağıdaki Denklemler (4.3-4.5) ile verilen sonuçlar elde edilir.

İzantropik ($Pv^k=\text{sabit}$):

$$w_{\text{komp,g}} = \frac{kR(T_2 - T_1)}{k - 1} = \frac{kRT_1}{k - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4.3)$$

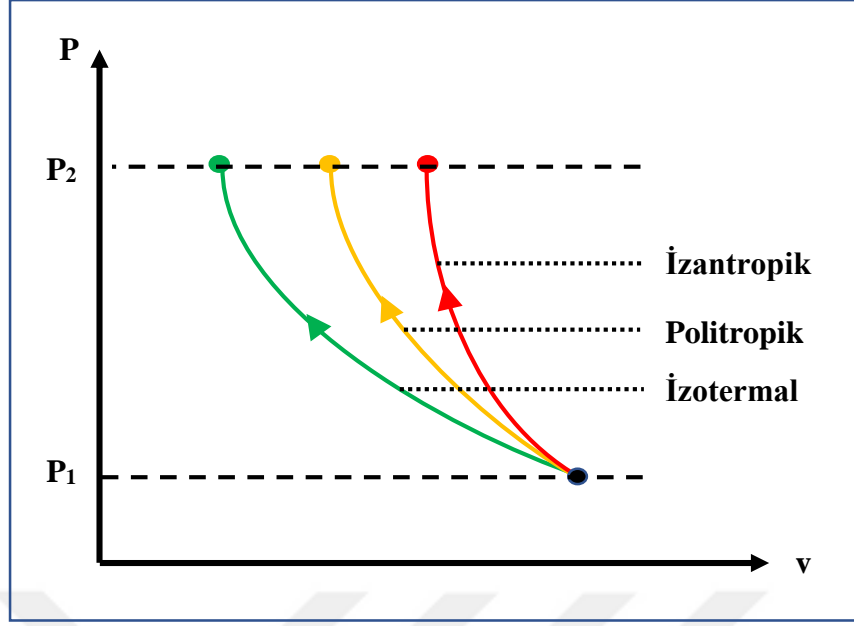
Politropik ($Pv^n=\text{sabit}$):

$$w_{\text{komp,g}} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n - 1} = \frac{nRT_1}{n - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4.4)$$

İzotermal ($Pv=\text{sabit}$):

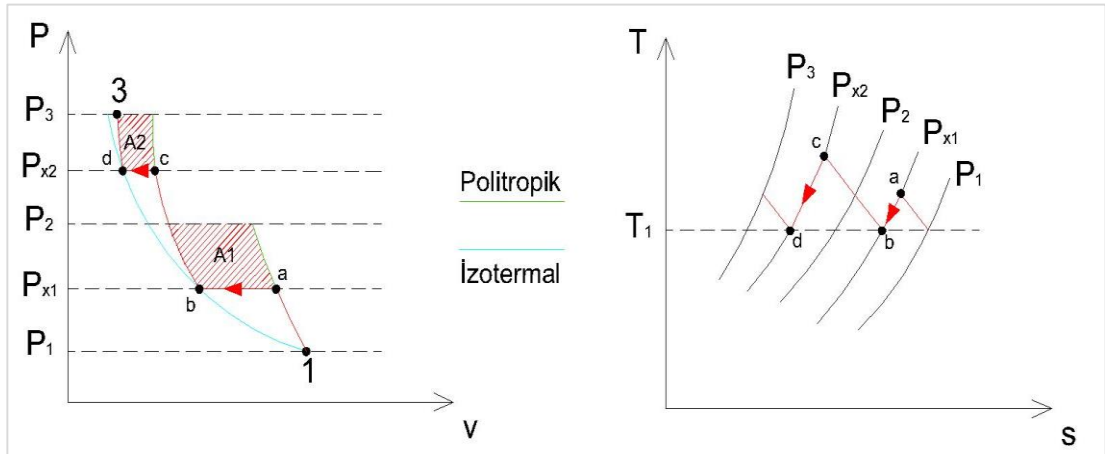
$$w_{\text{komp,g}} = RT \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (4.5)$$

Aynı giriş ve çıkış basınçları arasında gerçekleşen üç hal değişiminin P-v diyagramı Şekil 4.8'de gösterilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı üzere özgül hacimde en fazla küçülmenin olduğu hal değişimi izotermal hal değişimidir. En az enerji bu hal değişiminde tüketilir. En fazla enerji tüketimi ise izantropik hal değişiminde meydana gelir. Politropik hal değişiminde ise ne kadar fazla soğutma yapılır ise o kadar az enerji tüketilir. Ancak politropik hal değişimindeki tüketilen enerji izotermal hal değişiminde harcanan enerjinin hiçbir zaman altına inemez.



Şekil 4.8. Aynı basınç altında gerçekleşen izantropik, politropik ve izotermal hal değişimlerinin P-v diyagramı [6].

Tekrar ifade etmek gerekirse soğutucularda meydana gelen soğutma işlemi sabit basınç altında gerçekleşir ve havanın sıcaklığı kademeye giriş sıcaklığına kadar düşürülür. 1'den 2'ye, 2'den 3'e sıkıştırma işleminin gerçekleştiği ara soğutmalı bir sistemin P-v ve T-s diyagramları Şekil 4.10'da verilmiştir. Hava T_1 sıcaklığında girdiği birinci kademede P_1 basıncından P_{x1} soğutma basıncına sıkıştırılır ve sonra T_1 sıcaklığına kadar soğutulur. Sonra ikinci kademede P_2 basıncına kadar sıkıştırılan hava P_{x2} soğutma basıncında tekrar T_1 sıcaklığına kadar soğutulur ve son olarak üçüncü kademede P_3 basıncına kadar sıkıştırılır.



Şekil 4.9. Üç kademeli sıkıştırma işleminin P-v ve T-s diyagramları.

Diyagramlarda gösterilen a-b arası birinci kademe soğutucudaki soğutmayı, c-d arası ise ikinci kademe soğutucudaki soğutmayı gösterir. P-v diyagramındaki A_1 ve A_2 alanları ise soğutma işlemi sayesinde kazanılan işi temsil etmektedir.

A_1 ve A_2 alanlarının büyüklüğü P_{x1} ve P_{x2} ile değişmektedir. Sıkıştırma işleminde en fazla geri kazanılan işin bulunabilmesi için P_{x1} ve P_{x2} değerlerinin bulunması kritik önem taşımaktadır. Toplam işi en küçük yapacak P_{x1} ve P_{x2} değerleri Denklem 4.6 ve Denklem 4.7 ile bulunabilir.

$$P_{x1} = \sqrt{P_1 P_2} \quad (4.6)$$

$$P_{x2} = \sqrt{P_2 P_3} \quad (4.7)$$

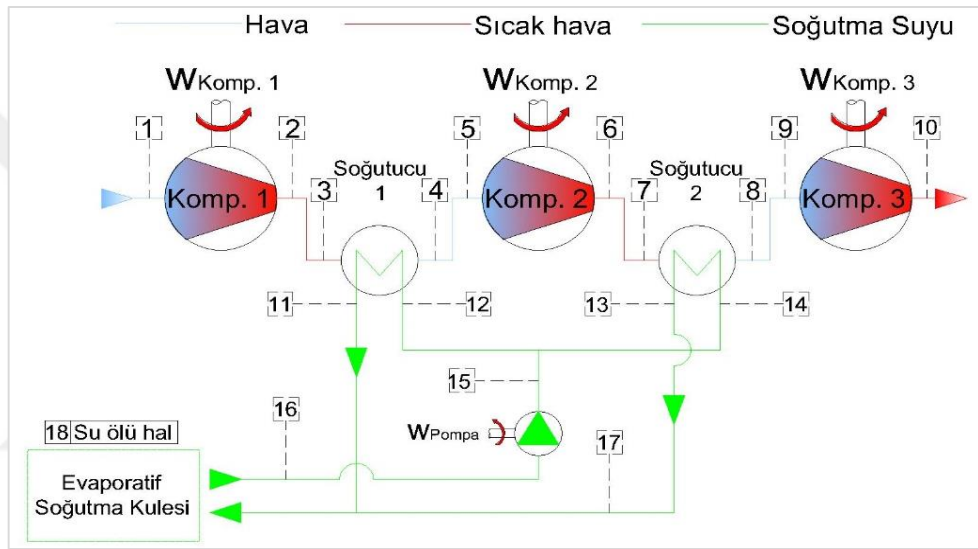
4.3. SİSTEMİN TANITIMI VE PROSES ŞEMASI

Yüksek saflıkta ve yüksek miktarlarda oksijen, azot ve argon endüstriyel gazlarının üretilmesi için kaynama sıcaklıklarına getirilmesi gerekir. Bu değerler kriyojenik sıcaklık diye tabir edilen -150°C 'nin altındadır. Bu sıcaklıkları yakalayabilmek için sistemde sıvı türbini kullanılmaktadır. Türbinin giriş basıncı ne kadar yüksek olur ise bu sıcaklığı yakalaması o kadar kolaydır. Bu amaçla sistemde Booster Hava Kompresörü (BAC) kullanılmaktadır. Ayrıca sistemin genel hava teminini karşılamak için sistemde Booster Hava Kompresöründen daha yüksek kapasiteye sahip Ana Hava Kompresörü (MAC) bulunmaktadır.

Atmosferden alınan hava filtrelerden geçirilir ve hava $5 \mu\text{m}$ büyüklüğündeki partiküllere kadar bu filtrelerde temizlenir. Ana Hava Kompresörü atmosferden aldığı filtrelenmiş havayı birinci kademede 1.2 bar(g), ikinci kademede 3 bar(g) ve üçüncü kademede 4.85 bar(g) basınçlandırarak sistemin ihtiyaç duyduğu bütün havayı temin etmektedir.

Hava kademeler arasında geçiş yaparken bir soğutucuya girer ve su yardımıyla soğutulur. Fakat bu kompresör 3 kademeli olmasına rağmen üçüncü kademe çıkışında soğutucu yoktur. Bunun nedeni havanın içerisinde filtrelerin tutamadığı boyutlardaki

partiküllerin Sprey Kule diye tabir edilen bir kulede su yardımıyla çöktürülmesidir. Bu çöktürme sırasında tozdan vs. arındırılan havanın sıcaklığı da düşmektedir. Çalışmada kompresör sisteminin enerji ve ekserji analizi 210.000 Nm³/h ile 240.000 Nm³/h debi değerleri referans alınarak yapılmış olup kompresörün soğutma suyu ihtiyacı 3.4 bar(g), 20,4°C ve 21°C şartlarında 2.200 m³/h'tir. Kompresörün proses şeması Şekil 4.10.'de, 210.000 Nm³/h ile 240.000 Nm³/h debi değerlerinde kademeler arası geçiş sırasında havanın ve soğutma suyunun basınç ve sıcaklık değerleri sırasıyla Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2'de verilmiştir.



Şekil 4.10. Ana Hava Kompresörü (MAC) proses şeması.

Çizelge 4.1. Ana Hava Kompresörünün 210.000 Nm³/h'deki basınç ve sıcaklık değerleri.

Debi Değeri	Akışkan	Ölçüm Noktası Tanımı	Ölçüm Noktası	Basınç bar (g-a)	Sıcaklık (°C)
210.000 Nm ³ /h	Hava	Kompresör 1 girişi	1	0,98	06,6
		Kompresör 2 çıkışı	2	1,29	93,6
		Soğutucu 1 girişi	3	1,29	93,4
		Soğutucu 1 çıkışı	4	1,29	22,2
		Kompresör 2 girişi	5	1,29	22,2
		Kompresör 2 çıkışı	6	3,01	95,5
		Soğutucu 2 girişi	7	2,90	95,2

Çizelge 4.1. (devam ediyor).

210.000 Nm ³ /h	Hava	Soğutucu 2 çıkışı	8	2,90	21,6
		Kompresör 3 girişi	9	2,90	21,6
		Kompresör 3 çıkışı	10	4,85	90,0
1.100 m ³ /h	Su	Soğutucu 1 çıkışı	11	2,90	29,0
		Soğutucu 1 girişi	12	3,40	20,4
1.100 m ³ /h	Su	Soğutucu 2 çıkışı	13	3,20	29,0
		Soğutucu 2 girişi	14	3,40	20,4

Çizelge 4.2. Ana Hava Kompresörünün 240.000 Nm³/h'deki basınç ve sıcaklık değerleri.

Debi Değeri	Akışkan	Ölçüm Noktası Tanımı	Ölçüm Noktası	Basınç bar (g-a)	Sıcaklık (°C)
240.000 Nm ³ /h	Hava	Kompresör 1 girişi	1	0,98	6,6
		Kompresör 1 çıkışı	2	1,29	98,4
		Soğutucu 1 girişi	3	1,29	98,2
		Soğutucu 1 çıkışı	4	1,29	24,2
		Kompresör 2 girişi	5	1,29	24,2
		Kompresör 2 çıkışı	6	3,01	97,8
		Soğutucu 2 girişi	7	2,90	97,7
		Soğutucu 2 çıkışı	8	2,90	23,7
		Kompresör 3 girişi	9	2,90	23,7
		Kompresör 3 çıkışı	10	4,85	91
1.100 m ³ /h	Su	Soğutucu 1 çıkışı	11	2,90	31
		Soğutucu 1 girişi	12	3,40	21
1.100 m ³ /h	Su	Soğutucu 2 çıkışı	13	3,20	31
		Soğutucu 2 girişi	14	3,40	21

Ana Hava Kompresörünün 210.000 Nm³/h ve 240.000 Nm³/h kapasite değerleri için Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2’de verilen değerlerden yola çıkarak ekserji yıkımlarının ve ekserji verimlerinin hesaplanabilmesi için Çizelge 4.3’te verilen denklemler kullanılır.

Çizelge 4.3. Ana Hava Kompresörü ekipmanları için ekserji yıkımı ve ekserji verimini ifade eden denklemler.

Bileşen, k	Ekserji yıkım denklemi	Ekserji verim denklemi
Kompresör 1	$\dot{E}_{Y,Komp.1} = \dot{W}_{Komp.1} - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1)$	$\epsilon_{Komp.1} = \frac{(\dot{E}_2 - \dot{E}_1)}{\dot{W}_{Komp.1}}$
Kompresör 2	$\dot{E}_{Y,Komp.2} = \dot{W}_{Komp.2} - (\dot{E}_6 - \dot{E}_5)$	$\epsilon_{Komp.2} = \frac{(\dot{E}_6 - \dot{E}_5)}{\dot{W}_{Komp.2}}$
Kompresör 3	$\dot{E}_{Y,Komp.3} = \dot{W}_{Komp.3} - (\dot{E}_{10} - \dot{E}_9)$	$\epsilon_{Komp.3} = \frac{(\dot{E}_{10} - \dot{E}_9)}{\dot{W}_{Komp.3}}$
Soğutucu 1	$\dot{E}_{Y,Soğ.1} = (\dot{E}_3 - \dot{E}_4) - (\dot{E}_{11} - \dot{E}_{12})$	$\epsilon_{Soğ.1} = \frac{(\dot{E}_{11} - \dot{E}_{12})}{(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)}$
Soğutucu 2	$\dot{E}_{Y,Soğ.2} = (\dot{E}_7 - \dot{E}_8) - (\dot{E}_{13} - \dot{E}_{14})$	$\epsilon_{Soğ.2} = \frac{(\dot{E}_{13} - \dot{E}_{14})}{(\dot{E}_7 - \dot{E}_8)}$

BÖLÜM 5

GELENEKSEL EKSERJİ VE İLERİ EKSERJİ ANALİZLERİNİN SİSTEME UYGULANMASI

Bu bölümde Ana Hava Kompresörüne (MAC) ait kademelerin ve soğutucuların, geleneksel ve ileri ekserji analizleri yapılarak meydana gelen kayıplar hesaplanmıştır.

5.1. HAVA YOĞUNLUKLARININ VE KÜTLESEL DEBİNİN BELİRLENMESİ

Çalışmaya konu olan Ana Hava Kompresörünün çalışma prensipleri ve basınçlandırdıkları havanın fiziksel şartları Bölüm 4'te anlatılmıştır.

Ana Hava Kompresörünün atmosferden çektiği havanın yoğunluğunu bulmak için tesisin kurulu olduğu Karabük ilinin yıllık ortalama bağıl nem oranının bilinmesi gerekmektedir. Bunun için Türk Standartları Enstitüsünü TS 825 Standardı yol gösterici olacaktır [29]. Karabük için verilen bağıl nem oranlarının yıllık ortalaması %64,9'dur. 6,6°C'de 1 atm basınç altında %64,9 bağıl nem oranındaki havanın yoğunluğu da 1,245 kg/m³'tür.

Kompresörün hava debisi nominal hacim cinsinden olup ekserji kayıplarının hesaplanabilmesi için standart hacme dönüşümünün yapılması gerekmektedir ve bu dönüşüm için Denklem 5.1 kullanılmaktadır.

$$\frac{1,013 \times \dot{V}_{\text{nominal}}}{273,15} = \frac{0,981 \times \dot{V}_{\text{standart}}}{(273,15 + 15)} \quad (5.1)$$

Hesaplamalarda kullanılmak üzere havanın kütleli debisini belirleyebilmek için Denklem 5.1'den yola çıkarak kompresörlere ait nominal debi değerleri standart metreküp değerine çevirmelidir ve ardından kompresörlerin basınçlandığı havanın bağıl nemi ve sıcaklığına göre belirlenen yoğunluklar ile çarptıktan sonra Çizelge 5.1'de verilen değerlere ulaşılmaktadır.

Çizelge 5.1. Ana Hava Kompresörünün debi değerleri.

Ekipman	Nominal Debi (Nm ³ /h)	Standart Debi (m ³ /h)	Yoğunluk (kg/m ³)	Kütleli Debi (kg/s)
Ana Hava	210.000	223.609	1,245	77,3
Kompresörü	240.000	261.438	1,450	90.4

5.2. 210.000 Nm³/h DEBİDEKİ ANA HAVA KOMPRESÖRÜNE EKSERJİ ANALİZLERİNİN UYGULANMASI

Ana Hava Kompresörünün çalışma prensibi 4. Bölümde anlatılmıştır. Kompresöre ait kademeler ortak bir dişli yardımıyla döndürülerek havayı basınçlandırır ve bu tahrik elektrik motoru yardımıyla sağlanır. Ana Hava Kompresörü 210.000 Nm³/h debide çalıştığında elektrik motorunun 17.635 kW enerji tükettiği tesisin bütün kontrol mekanizmalarının yönetildiği DCS ekranından gözlemlenmiştir.

Bu bölümde gerçek işletme şartlarında yapılan geleneksel ekserji hesaplamaları için Çizelge 4.1'deki sıcaklık ve basınç değerleri, Çizelge 5.1.'de verilen kütleli debi değeri ve Çizelge 4.3'te verilen denklemler kullanılmıştır. Bu sayede Şekil 4.10'da verilen noktaların ekserji değerleri bulunmuştur.

Denklemlerde akışkanların ölü hal değerlerini alırken hava için $T_0=6,6^{\circ}\text{C}$, 0,981 bar (a) eşiti olan $P_0=1$ atm, su için ise $T_0=6,6^{\circ}\text{C}$, 0,98 bar (a) eşiti olan $P_0=1$ atm referans alınmıştır. Bu değerlerden yola çıkarak h_0 ve s_0 için değerler bulunmuştur.

Ana Hava Kompresörü 210.000 Nm³/h debide çalışırken bu değeri 4,85 bar(g) değerine getirebilmek için 3 kademedan geçirir. Kompresör 1'de havayı 1,293 bar (g)

değerine getirebilmek amacıyla 8.731 kW enerji harcanır. Bu sıkıştırma sırasında havanın sıcaklığı 6,6 °C'den 93,6°C'ye ulaşır. Hava ardından 8.057,58 m² ısı transfer yüzeyine ve 10.408,18 kW'lık ısı geçişi yapabilecek kapasiteye sahip gövde borulu tip Soğutucu 1'e girer. Hava Soğutucu 1'den 22,2 °C'ye kadar soğuduktan sonra aynı debide Kompresör 2'ye girer. Burada 3,01 bar(g) basıncına ve 95,5 °C sıcaklığa ulaşan hava için harcanan güç 5.263 kW'tır. Daha sonra 6.848,94 m² ısı transfer yüzeyine ve 7.062,17 kW'lık ısı geçişi yapabilecek kapasiteye sahip gövde borulu tip Soğutucu 2'ye girer. Hava bu soğutucudan 21,6 °C sıcaklık değerinde çıkar ve havayı 4,85 bar(g) basınca ulaştırmak amacıyla 3.641 kW'lık enerji tüketen Kompresör 3'e girer. Hava bu kademedden 90°C sıcaklığında çıkarak Sprey Kuleye gider.

Çizelge 5.2. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün gerçek çalışma koşulları altındaki her bir noktanın termodinamik değerleri ve ekserji yıkımı.

Ölçüm Noktası	Akışkan Tipi	Basınç bar (a – g)	Sıcaklık (°C)	Debi (kg/s)	Entalpi Değeri (kJ/kg)	Entropi Değeri (kJ/kg K)	Nokta Ekserjisi (kW)
1	Hava	0,98	6,6	77,33	279,87	1,632	0
2	Hava	1,29	93,6	77,33	367,39	1,904	883,11
3	Hava	1,29	93,4	77,33	367,18	1,903	889,12
4	Hava	1,29	22,2	77,33	295,52	1,686	41,41
5	Hava	1,29	22,2	77,33	295,52	1,686	41,41
6	Hava	3,01	95,5	77,33	369,30	1,909	923,18
7	Hava	2,90	95,2	77,33	369,00	1,908	921,39
8	Hava	2,90	21,6	77,33	294,91	1,684	38,12
9	Hava	2,90	21,6	77,33	294,91	1,684	38,12
10	Hava	4,85	90,0	77,33	363,75	1,894	818,50
11	Soğutma Suyu	2,90	29,0	305,55	121,55	0,423	1.540,29
12	Soğutma Suyu	3,40	20,4	305,55	85,58	0,302	722,38
13	Soğutma Suyu	3,20	29,0	305,55	121,55	0,423	1.540,29

Çizelge 5.2. (devam ediyor).

14	Soğutma Suyu	3,40	20,4	305,55	85,58	0,302	722,38
15	Soğutma Suyu	3,40	20,4	611,11	85,58	0,302	1.444,79
16	Soğutma Suyu	1,00	20,2	611,11	84,75	0,299	1.438,34
17	Soğutma Suyu	3,20	29,0	611,11	121,55	0,423	3.080,64
18	Su	1,00	2,0	611,11	8,38	0,030	0

Kompresörde havayı soğutmak amacıyla kullanılan Soğutucu 1 ve Soğutucu 2'ye giren suyun toplam debisi 611,11 kg/s'dir. Bu debideki suyu sisteme sağlayan pompanın gücü ise 323 kW'tır. Su sisteme entegrasyonu yapılan bir Evaporatif Soğutma Kulesi yardımıyla sağlanır. Isınan su tekrar soğutulmak üzere bu kuleye gönderilir.

Sistemin gerçek çalışma parametrelerine bağlı olarak yapılan geleneksel ekserji analizinin sonuçları Çizelge 5.3'te verilmiştir. Yapılan hesaplamalarda tüm sisteme 17.958 kW ekserji girişi olduğunu ve bu ekserjinin 1.635,82 kW'lık (%9,11) kısmı ısı kaybından dolayı, 15.501,44 kW'lık (%86,32) kısmı ise ekserji yıkımından kaynaklandığı görülmüştür. Sistemde 820,74 kW ekserji üretimi olmuş ve bu değer toplam giren ekserjinin %4,57'sine denk gelmektedir.

Çizelge 5.3. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün gerçek çalışma parametrelerine bağlı olarak yapılan geleneksel ekserji analizinin sonuçları.

Bileşen, k	$\dot{E}_{YA,k}$ (kW)	$\dot{E}_{U,k}$ (kW)	$\dot{E}_{Y,k}$ (kW)	$\dot{E}_{KA,top}$ (kW)
Kompresör 1	8.731,00	889,60	7.847,89	-
Kompresör 2	5.263,00	881,77	4.381,23	-
Kompresör 3	3.641,00	780,37	2.860,62	-
Soğutucu 1	847,71	817,91	29,80	-

Çizelge 5.3. (devam ediyor).

Soğutucu 2	883,26	817,91	65,35	-
Pompa	323,00	6,45	316,55	-
Tüm Sistem	17.958	820,74	15.501,44	1.635,82

Çizelge 5.4'te ise 210.000 Nm³/h debide çalışan Ana Hava Kompresörünün teorik ve kaçınılmaz şartlar altında çalıştırmak amacıyla varsayımı yapılan kompresörler ve pompaya ait izantropik ve mekanik kayıp yüzdeleri, soğutuculara ait sıcaklık ve basınç kayıpları ile elektrik motoruna ait mekanik ve shaft kayıp yüzdeleri verilmiştir.

Çizelge 5.4. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün teorik ve kaçınılmaz ekserji yıkımlarının hesaplanabilmesi için yapılması gereken varsayımlar.

Bileşen, <i>k</i>	Teorik şartlar	Kaçınılmaz şartlar
Kompresör 1	$\eta_{is} = \%91,5$ $\eta_{mek} = \%100$	$\eta_{is} = \%82,3$ $\eta_{mek} = \%100$
Kompresör 2	$\eta_{is} = \%90$ $\eta_{mek} = \%100$	$\eta_{is} = \%62,2$ $\eta_{mek} = \%100$
Kompresör 3	$\eta_{is} = \%96,6$ $\eta_{mek} = \%100$	$\eta_{is} = \%75,7$ $\eta_{mek} = \%100$
Soğutucu 1	$\Delta T_{min} = 0$ $\Delta P_{min} = 0$	$\Delta T_{min} = 3$ $\Delta P_{min} = 0$
Soğutucu 2	$\Delta T_{min} = 0$ $\Delta P_{min} = 0$	$\Delta T_{min} = 3$ $\Delta P_{min} = 0$
Pompa	$\eta_{is} = \%100$ $\eta_{mek} = \%100$	$\eta_{is} = \%90$ $\eta_{mek} = \%100$
Elektrik Motoru	$\eta_{motor} = \%100$ $\eta_{shaft} = \%100$	$\eta_{motor} = \%99,5$ $\eta_{shaft} = \%97$

Çizelge 5.4'te yer alan teorik ve kaçınılmaz şartlara bağlı olarak hazırlanan ve Şekil 4.10'daki noktaların termodinamik özellikleri sırasıyla Çizelge 5.5 ve Çizelge 5.6'da verilmiştir.

Çizelge 5.5. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün kaçınılmaz çalışma koşulları altındaki her bir noktanın termodinamik değerleri ve ekserji yıkımı.

Ölçüm Noktası	Akışkan Tipi	Basınç bar (a – g)	Sıcaklık (°C)	Debi (kg/s)	Entalpi Değeri (kJ/kg)	Entropi Değeri (kJ/kg K)	Nokta Ekserjisi (kW)
1	Hava	0,98	6,6	77,3	279,87	1,632	0
2	Hava	1,22	95,0	77,3	368,80	1,908	905,67
3	Hava	1,22	95,0	77,3	368,80	1,908	905,67
4	Hava	1,19	24,0	77,3	297,32	1,692	51,270
5	Hava	1,19	24,0	77,3	297,32	1,692	51,270
6	Hava	2,90	109,5	77,3	383,44	1,946	1.194,99
7	Hava	2,80	109,3	77,3	383,24	1,946	1.190,74
8	Hava	2,80	23,0	77,3	296,32	1,689	38,839
9	Hava	2,70	23,0	77,3	296,32	1,689	38,840
10	Hava	4,50	77,5	77,3	351,14	1,859	600,37
11	Soğutma Suyu	3,00	26,0	305,5	109,01	0,381	1.237,89
12	Soğutma Suyu	3,30	20,1	305,5	84,12	0,297	695,42
13	Soğutma Suyu	3,00	26,0	305,5	109,01	0,381	1.237,89
14	Soğutma Suyu	3,30	20,1	305,5	84,12	0,297	695,42
15	Soğutma Suyu	3,80	20,1	611,1	84,12	0,297	1.390,86
16	Soğutma Suyu	1,00	20,0	611,1	83,91	0,297	1.347,21
17	Soğutma Suyu	2,90	27,0	611,1	113,19	0,395	2.677,43
18	Su	1,00	2,0	611,1	8,38	0,030	0

Çizelge 5.6. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün teorik çalışma koşulları altındaki her bir noktanın termodinamik değerleri ve ekserji yıkımı.

Ölçüm Noktası	Akışkan Tipi	Basınç bar (a – g)	Sıcaklık (°C)	Debi (kg/s)	Entalpi Değeri (kJ/kg)	Entropi Değeri (kJ/kg K)	Nokta Ekserjisi (kW)
1	Hava	0,98	6,6	77,3	279,87	1,632	0
2	Hava	1,29	89,5	77,3	363,25	1,892	806,11
3	Hava	1,29	89,5	77,3	363,25	1,892	806,11
4	Hava	1,29	6,6	77,3	279,87	1,632	0
5	Hava	1,29	6,6	77,3	279,87	1,632	0
6	Hava	3,01	77,0	77,3	350,64	1,857	593,68
7	Hava	3,01	77,0	77,3	350,64	1,857	593,68
8	Hava	3,01	6,6	77,3	279,87	1,632	0
9	Hava	3,01	6,6	77,3	279,87	1,632	0
10	Hava	4,85	87,0	77,3	360,73	1,885	760,85
11	Soğutma Suyu	3,80	28,5	305,5	119,46	0,415	1.496,61
12	Soğutma Suyu	3,80	17,1	305,5	84,12	0,297	695,41
13	Soğutma Suyu	3,80	26,5	305,5	111,10	0,388	1.281,56
14	Soğutma Suyu	3,80	17,1	305,5	84,12	0,297	695,41
15	Soğutma Suyu	3,80	17,1	611,1	84,12	0,297	1.390,85
16	Soğutma Suyu	1,00	17,0	611,1	83,91	0,296	1.347,20
17	Soğutma Suyu	3,80	27,0	611,1	104,8	0,367	2.240,58
18	Su	1,00	2,0	611,1	8,38	0,030	0

5.3. 240.000 Nm³/h DEBİDEKİ ANA HAVA KOMPRESÖRÜNE EKSERJİ ANALİZLERİNİN UYGULANMASI

Bu bölümde Bölüm 5.2’de incelenen 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün 240.000 Nm³/h debideki değerleri incelenecektir. Ana Hava Kompresörü 240.000 Nm³/h debide çalıştığında elektrik motorunun 18.914 kW enerji tükettiği tesisin bütün kontrol mekanizmalarının yönetildiği DCS ekranından gözlemlenmiştir.

Bu bölümde yapılan gerçek işletme şartlarında yapılan hesaplamalar için Çizelge 4.2’deki sıcaklık ve basınç değerleri, Çizelge 5.1.’de verilen kütleli debi değeri ve Çizelge 4.3’te verilen denklemler kullanılmıştır. Bu sayede Şekil 4.10’da verilen noktaların ekserji değerleri bulunmuştur.

Denklemlerde akışkanların ölü hal değerlerini alırken hava için $T_0=6,6^{\circ}\text{C}$, 0,981 bar (a) eşiti olan $P_0=1$ atm, su için ise $T_0=6,6^{\circ}\text{C}$, 0,981 bar (a) eşiti olan $P_0=1$ atm referans alınmıştır. Bu değerlerden yola çıkarak h_0 ve s_0 için değerler bulunmuştur.

Ana Hava Kompresörü 240.000 Nm³/h debide çalışırken bu değeri 4,85 bar(g) değerine getirebilmek için 3 kademedен geçirir. Kompresör 1’de havayı 1,29 bar (g) değerine getirebilmek amacıyla 9.239 kW enerji harcanır. Bu sıkıştırma sırasında havanın sıcaklığı 6,6 °C’den 98,4°C’ye ulaşır. Hava ardından 8.057,58 m² ısı transfer yüzeyine ve 10.408,18 kW’lık ısı geçişi yapabilecek kapasiteye sahip gövde borulu tip Soğutucu 1’e girer. Hava Soğutucu 1’den 24,2 °C’ye kadar soğuduktan sonra aynı debide Kompresör 2’ye girer. Burada 3,01 bar(g) basıncına ve 97,8 °C sıcaklığa ulaşan hava için harcanan güç 5.570 kW’tır. Daha sonra 6.848,94 m² ısı transfer yüzeyine ve 7.062,17 kW’lık ısı geçişi yapabilecek kapasiteye sahip gövde borulu tip Soğutucu 2’e girer. Hava bu soğutucudan 23,7 °C sıcaklık değerinde çıkar ve havayı 4,85 bar(g) basınca ulaştırmak amacıyla 3.853 kW’lık enerji tüketen Kompresör 3’e girer. Hava bu kademedен 91°C sıcaklığında çıkarak Sprey Kuleye gider.

Çizelge 5.7. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün gerçek çalışma koşulları altındaki her bir noktanın termodinamik değerleri ve ekserji yıkımı.

Ölçüm Noktası	Akışkan Tipi	Basınç bar (a – g)	Sıcaklık (°C)	Debi (kg/s)	Entalpi Değeri (kJ/kg)	Entropi Değeri (kJ/kg K)	Nokta Ekserjisi (kW)
1	Hava	0,98	6,6	90,4	279,87	1,632	0
2	Hava	1,29	98,4	90,4	372,23	1,917	1.141,63
3	Hava	1,29	98,2	90,4	372,03	1,917	1.123,37
4	Hava	1,29	24,2	90,4	297,52	1,693	52,82
5	Hava	1,29	24,2	90,4	297,52	1,693	52,82
6	Hava	3,01	97,8	90,4	371,62	1,915	1.137,43
7	Hava	2,90	97,7	90,4	371,52	1,915	1.128,29
8	Hava	2,90	23,7	90,4	297,02	1,691	58,02
9	Hava	2,90	23,7	90,4	297,02	1,691	58,02
10	Hava	4,85	91,0	90,4	364,76	1,896	974,21
11	Soğutma Suyu	2,90	31,0	305,5	129,92	0,450	1.825,36
12	Soğutma Suyu	3,40	21,0	305,5	88,09	0,310	816,74
13	Soğutma Suyu	3,20	31,0	305,5	129,92	0,450	1.825,36
14	Soğutma Suyu	3,40	21,0	305,5	88,09	0,310	816,74
15	Soğutma Suyu	3,80	21,0	611,1	88,09	0,310	1.633,50
16	Soğutma Suyu	1,00	20,9	611,1	87,67	0,309	1.508,02
17	Soğutma Suyu	3,20	31,0	611,1	129,92	0,450	3.650,77
18	Soğutma Suyu	1,00	2,0	611,1	8,34	0,030	0

Kompresörde havayı soğutmak amacıyla kullanılan Soğutucu 1 ve Soğutucu 2'ye giren suyun toplam debisi 611,11 kg/s'dir. Bu debideki suyu sisteme sağlayan pompanın gücü ise 323 kW'tır. Su sisteme entegrasyonu yapılan bir Evaporatif

Soğutma Kulesi yardımıyla sağlanır. Isınan su tekrar soğutulmak üzere bu kuleye gönderilir.

Sistemin gerçek çalışma parametrelerine bağlı olarak yapılan geleneksel ekserji analizinin sonuçları Çizelge 5.8’de verilmiştir. Yapılan hesaplamalarda tüm sisteme 18.985 kW ekserji girişi olduğunu ve bu ekserjinin 2.017,24 kW’lık (%10,62) kısmı ısı kaybından dolayı, 15.840,68 kW’lık (%83,44) kısmı ise ekserji yıkımından kaynaklandığı görülmüştür. Sistemde 1.127,08 kW ekserji üretimi olmuş ve bu değer toplam giren ekserjinin %5,93’sine denk gelmektedir.

Çizelge 5.8. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün gerçek çalışma parametrelerine bağlı olarak yapılan geleneksel ekserji analizinin sonuçları.

Bileşen, k	$\dot{E}_{YA,k}$ (kW)	$\dot{E}_{U,k}$ (kW)	$\dot{E}_{Y,k}$ (kW)	$\dot{E}_{KA,top}$ (kW)
Kompresör 1	9.239	1.149,22	8.097,32	-
Kompresör 2	5.570	1.084,60	4.485,40	-
Kompresör 3	3.853	916,18	2.936,81	-
Soğutucu 1	1.070,54	1.008,62	61,92	-
Soğutucu 2	1.070,27	1.008,62	61,65	-
Pompa	323	125,48	197,52	-
Tüm Sistem	18.985	1.127,08	15.840,68	2.017,24

Çizelge 5.9’da ise 240.000 Nm³/h debide çalışan Ana Hava Kompresörünün teorik ve kaçınılmaz şartlar altında çalıştırmak amacıyla varsayımı yapılan kompresörler ve pompaya ait izantropik ve mekanik kayıp yüzdeleri, soğutuculara ait sıcaklık ve basınç kayıpları ile elektrik motoruna ait mekanik ve şaft kayıp yüzdeleri verilmiştir.

Çizelge 5.9. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün teorik ve kaçınılmaz ekserji yıkımlarının hesaplanabilmesi için yapılması gereken varsayımlar.

Bileşen, <i>k</i>	Teorik şartlar	Kaçınılmaz şartlar
Kompresör 1	$\eta_{is} = \%86,5$ $\eta_{mek} = \%100$	$\eta_{is} = \%82,7$ $\eta_{mek} = \%100$
Kompresör 2	$\eta_{is} = \%87,2$ $\eta_{mek} = \%100$	$\eta_{is} = \%63,8$ $\eta_{mek} = \%100$
Kompresör 3	$\eta_{is} = \%95,4$ $\eta_{mek} = \%100$	$\eta_{is} = \%78,7$ $\eta_{mek} = \%100$
Soğutucu 1	$\Delta T_{min} = 0$ $\Delta P_{min} = 0$	$\Delta T_{min} = 3$ $\Delta P_{min} = 0$
Soğutucu 2	$\Delta T_{min} = 0$ $\Delta P_{min} = 0$	$\Delta T_{min} = 3$ $\Delta P_{min} = 0$
Pompa	$\eta_{is} = \%100$ $\eta_{mek} = \%100$	$\eta_{is} = \%90$ $\eta_{mek} = \%100$
Elektrik Motoru	$\eta_{motor} = \%100$ $\eta_{shaft} = \%100$	$\eta_{motor} = \%99,5$ $\eta_{shaft} = \%97$

Çizelge 5.9’da yer alan teorik ve kaçınılmaz şartlara bağlı olarak hazırlanan ve Şekil 4.10’deki noktaların termodinamik özellikleri sırasıyla Çizelge 5.10 ve Çizelge 5.11’de verilmiştir.

Çizelge 5.10. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün kaçınılmaz çalışma koşulları altındaki her bir noktanın termodinamik değerleri ve ekserji yıkımı.

Ölçüm Noktası	Akışkan Tipi	Basınç bar (a – g)	Sıcaklık (°C)	Debi (kg/s)	Entalpi Değeri (kJ/kg)	Entropi Değeri (kJ/kg K)	Nokta Ekserjisi (kW)
1	Hava	0,98	6,6	90,4	279,87	1,632	0
2	Hava	1,22	90,8	90,4	364,56	1,896	969,97
3	Hava	1,22	90,7	90,4	364,46	1,896	967,85
4	Hava	1,19	13,5	90,4	286,79	1,656	10,43
5	Hava	1,19	13,5	90,4	286,79	1,656	10,43
6	Hava	2,90	86,6	90,4	360,32	1,884	881,49
7	Hava	2,80	86,4	90,4	360,32	1,884	881,49

Çizelge 5.10 (devam ediyor).

8	Hava	2,80	13,2	90,4	286,49	1,655	9,71
9	Hava	2,70	13,2	90,4	286,49	1,655	9,71
10	Hava	4,50	75,5	90,4	349,13	1,853	667,89
11	Soğutma Suyu	3,00	27,5	305,5	115,28	0,402	1.389,09
12	Soğutma Suyu	3,30	17,4	305,5	73,02	0,259	495,29
13	Soğutma Suyu	3,00	25,5	305,5	106,92	0,374	1.174,03
14	Soğutma Suyu	3,30	17,4	305,5	73,02	0,259	495,29
15	Soğutma Suyu	3,80	17,4	611,1	73,02	0,259	990,59
16	Soğutma Suyu	1,00	17,1	611,1	71,77	0,255	949,45
17	Soğutma Suyu	2,90	26,5	611,1	111,10	0,388	2.563,17
18	Su	1,00	2,0	611,1	8,38	0,030	0

Çizelge 5.11. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün teorik çalışma koşulları altındaki her bir noktanın termodinamik değerleri ve ekserji yıkımı.

Ölçüm Noktası	Akışkan Tipi	Basınç bar (a – g)	Sıcaklık (°C)	Debi (kg/s)	Entalpi Değeri (kJ/kg)	Entropi Değeri (kJ/kg K)	Nokta Ekserjisi (kW)
1	Hava	0,98	6,6	90,4	279,87	1,632	0
2	Hava	1,29	94,3	90,4	368,09	1,90	1.044,05
3	Hava	1,29	94,3	90,4	368,09	1,906	1.044,05
4	Hava	1,29	6,6	90,4	279,87	1,632	0
5	Hava	1,29	6,6	90,4	279,87	1,632	0
6	Hava	3,01	79,3	90,4	352,96	1,864	738,99
7	Hava	3,01	79,3	90,4	352,96	1,864	738,99
8	Hava	3,01	6,6	90,4	279,87	1,632	0

Çizelge 5.11 (devam ediyor).

9	Hava	3,01	6,6	90,4	279,87	1,632	0
10	Hava	4,85	88	90,4	361,74	1,888	910,71
11	Soğutma Suyu	3,80	30,5	305,5	121,55	0,422	1.550,38
12	Soğutma Suyu	3,80	17,7	305,5	74,28	0,263	515,86
13	Soğutma Suyu	3,80	26	305,5	109,01	0,381	1.227,80
14	Soğutma Suyu	3,80	17,7	305,5	74,28	0,263	515,86
15	Soğutma Suyu	3,80	17,7	611,1	74,28	0,263	1.031,74
16	Soğutma Suyu	1,00	17,6	611,1	73,86	0,261	1.018,02
17	Soğutma Suyu	3,80	28	611,1	117,37	0,409	2.885,75
18	Su	1,00	2	611,1	8,38	0,030	0

BÖLÜM 6

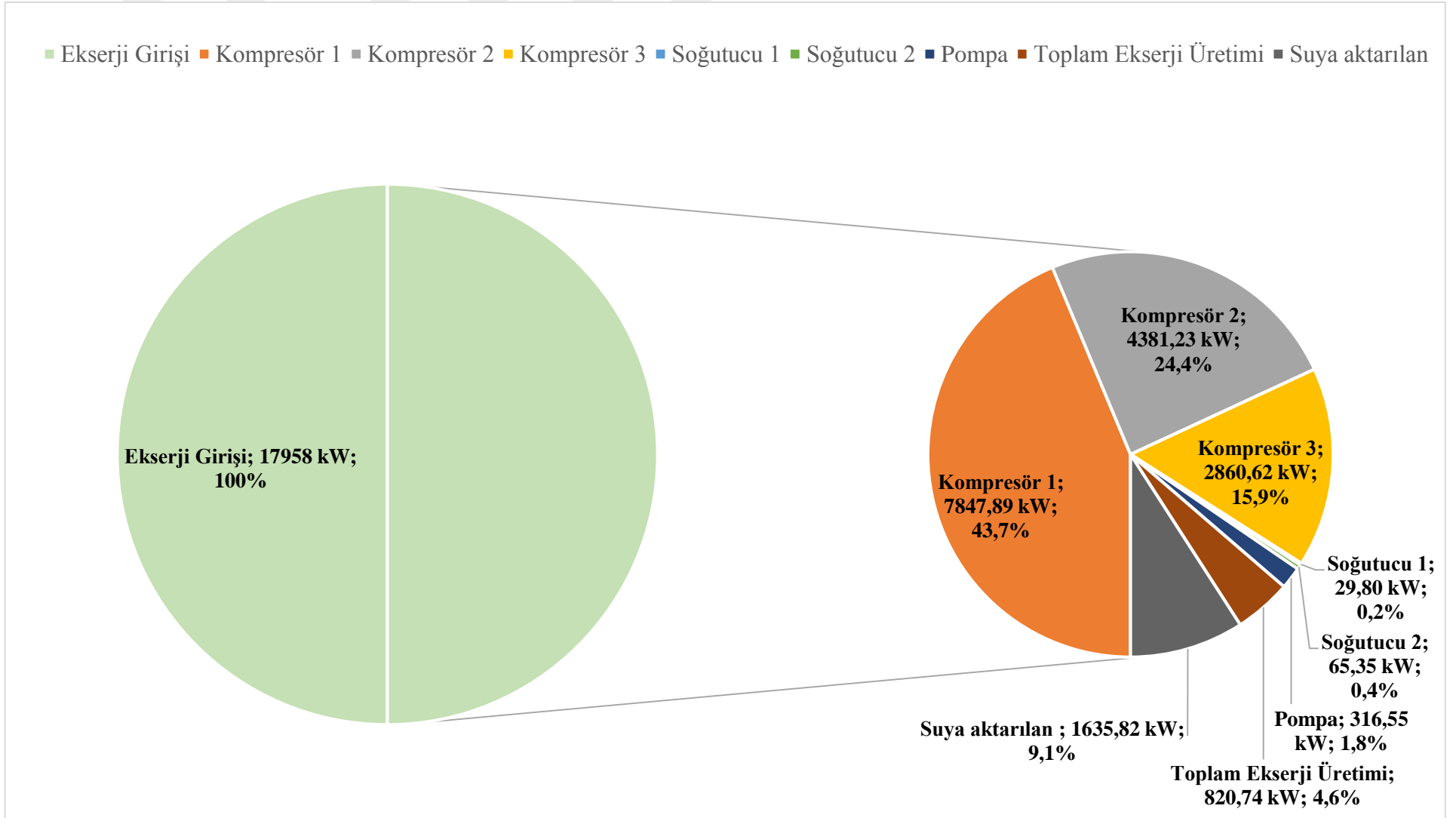
BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada bir turbo/santrifüj kompresörün iki farklı debi değerindeki geleneksel ve ileri ekserji analizi yapılmıştır. Endüstriyel tesislerde farklı amaçlar için kullanılan bu kompresörlerin termodinamik analizlerinin yapılması, özellikle ülkemiz gibi enerjide dışa bağımlı olan ülkelerdeki enerji sarfiyatının düşürülebilmesi için teşvik edici olmalıdır. Bu çalışmada yapılan işlemler için gerekli olan termodinamiksel değerler tamamen ilgili termodinamik tablolarından alınmış olup, Microsoft Excel çalışma dosyası yardımıyla hesaplanmıştır.

6.1. 210.000 Nm³'LÜK DEBİYE SAHİP ANA HAVA KOMPRESÖRÜ

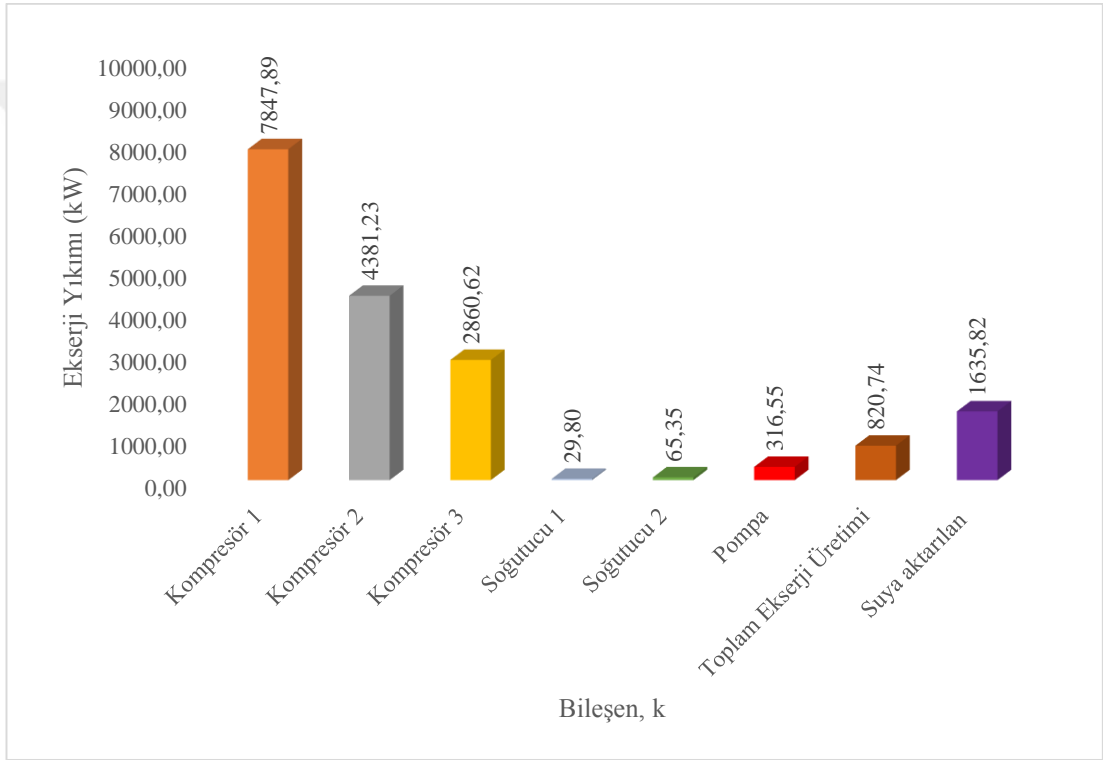
Ana Hava Kompresörünün geleneksel ekserji ve ileri ekserji analizleri yapılırken sistemde yer alan üç farklı güç ve sıkıştırma oranına sahip kompresörün, farklı soğutma kapasitelerine sahip iki gövde borulu tip soğutucunun ve bu soğutucuların su ihtiyacını karşılayan bir pompa göz önüne alınmıştır.

Ana Hava Kompresöründe basınçlandırılan hava atmosferik özelliklere sahip hava olduğundan dolayı termodinamik açıdan düşünüldüğünde ölü hal ile aynı özelliktedir. Bu yüzden kompresöre giren havanın ekserjisi 0'dır. Şekil 6.1 incelendiğinde kompresöre elektrik enerjisi yardımıyla 17.958 kW'lık ekserji girişi olduğu görülebilmektedir. Gerçekleşen sıkıştırma ve soğutma işlemlerinin ardından kompresöre giren ekserjinin %86,32'si sistem bileşenlerinde meydana gelen ekserji yıkımında kaybolmaktadır. Geriye kalan ekserjinin %9,11'i suya aktarılan, %4,5'i ise sistemde meydana gelen toplam ekserji üretimidir.



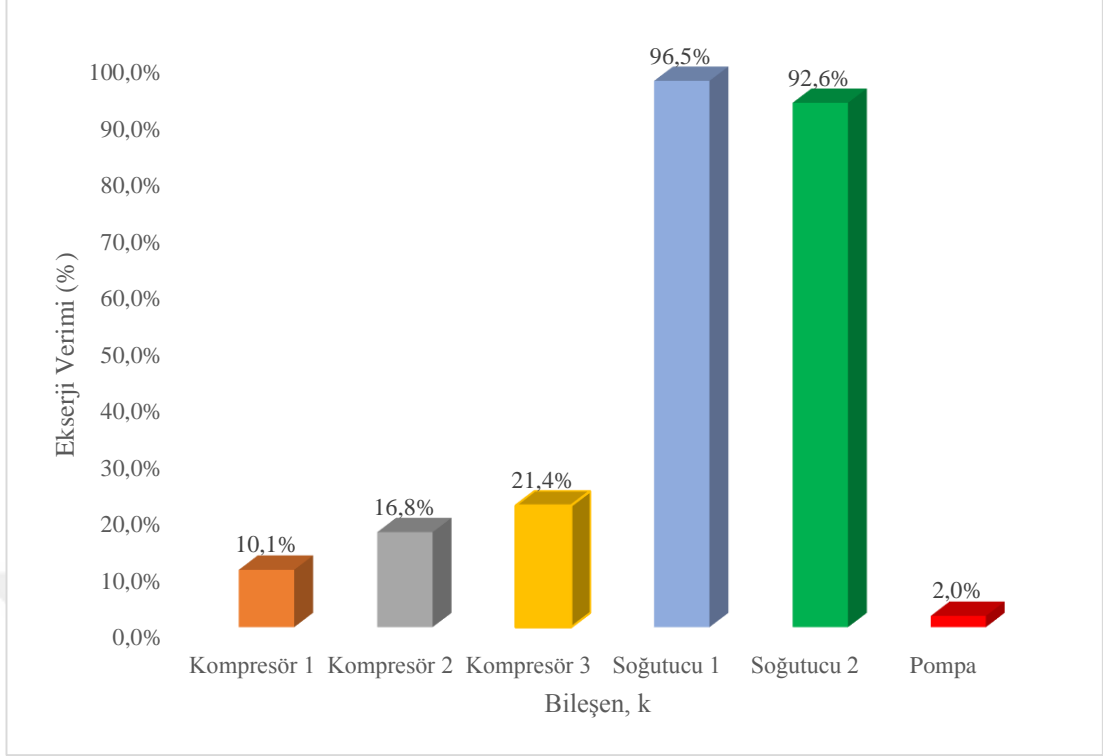
Şekil 6.1. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün ekserji dağılımı.

210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün ekserji yıkım miktarları Şekil 6.2’de gösterilmektedir. Sisteme giren 17.958 kW ekserji miktarında yıkımının en fazla gerçekleştiği üç sistem bileşeni havayı basınçlandırmak için kullanılan kompresör kademeleridir. En fazla ekserji yıkım miktarı 7.847,89 kW ile Kompresör 1’de gerçekleşmiştir. Daha sonra sırasıyla 4.381,23 kW ve 2.860,62 kW ile Kompresör 2 ve Kompresör 3’te en fazla ekserji yıkımı gerçekleşmiştir. Elde edilen sonuçlardan da görülebileceği gibi sistemde iyileştirme çalışmalarının yapılması gereken sistem bileşenlerinin kompresör kademeleri olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 6.2. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerindeki ekserji yıkım miktarları.

Sistem bileşenlerinin ekserji verimlerinde meydana gelen değişim ise Şekil 6.3’te gösterilmektedir. En yüksek ekserji verimine sahip bileşenin %96,5 orana sahip Soğutucu 1’in, en düşük ekserji verimine sahip olan bileşenin ise kompresör kademeleri ve sistemin soğutma suyu ihtiyacını karşılayan pompanın olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 6.3. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin ekserji verimleri.

210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörü için yapılan geleneksel ekserji analizinde en verimli ilk üç ekipmanın %96,5 oranla Soğutucu 1, %92,6 oranla Soğutucu 2 ve %21,4 oranla Kompresör 3 olduğu görülebilmektedir. Ayrıca sistemde en fazla ekserji yıkımına sahip üç ekipman ise %43,7 oranla Kompresör 1, %24,4 oranla Kompresör 2 ve %15,9 ile Kompresör 3'tür.

Gerçekleşen ekserji yıkımlarının nedenini öğrenebilmek amacıyla şu ana kadar yapılan geleneksel ekserji analizi yetersiz kalmakta ve bileşende gerçekleşen yıkımın bileşenin kendisinden mi yoksa diğer bileşenlerin çalışmasından mı kaynaklandığını belirlemek amacıyla ileri ekserji analizinin sisteme uygulanması gerekmektedir. Eğer uygulanmadığı takdirde geleneksel ekserji analizinin sonucuna bağlı olarak yapılan herhangi bir değişiklik bizlere zaman ve para kaybına neden olabilecektir.

İleri ekserji analizinin sisteme nasıl uygulanacağı Bölüm 2.5'te belirtilmiştir. Analiz için gerekli olan varsayımlar Çizelge 5.4'te verilmiş ve bu varsayımlara bağlı olarak hesaba katılan kaçınılmaz ve teorik değerler Şekil 4.10 üzerindeki noktaların

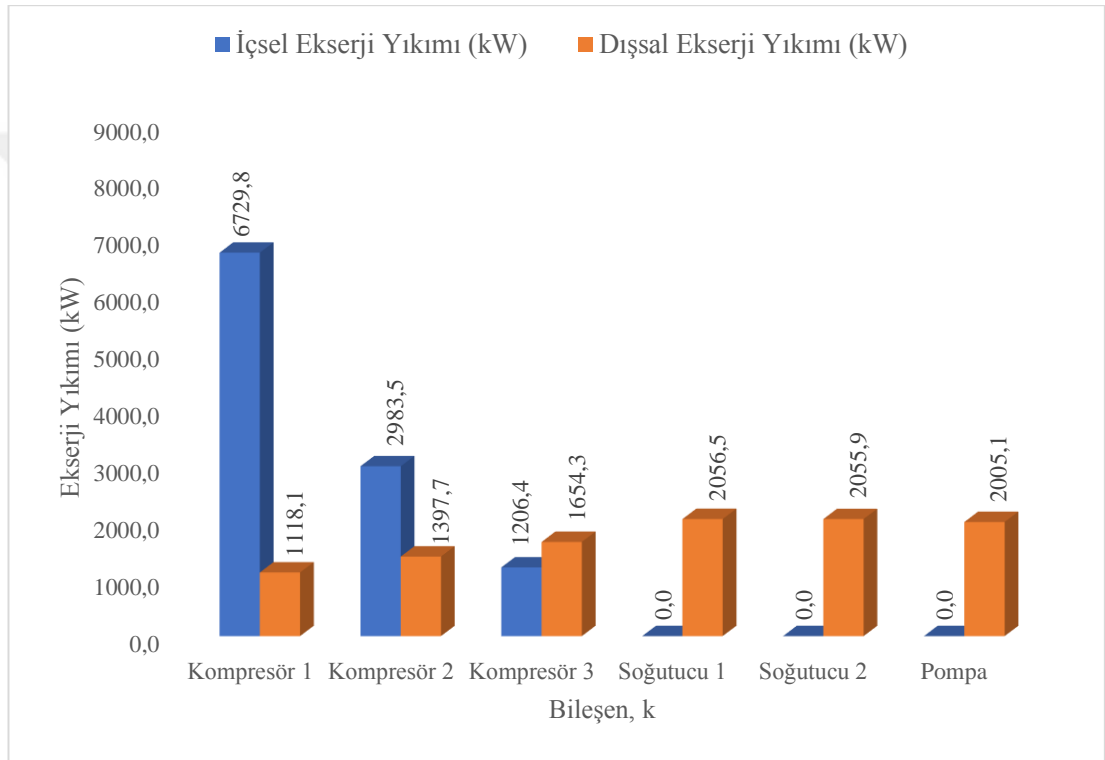
özelliklerini gösterecek şekilde sırasıyla Çizelge 5.10 ve Çizelge 5.11’de verilmiştir. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörü için ileri ekserji analizi metodu uygulandığı zaman sistemde yer alan bileşenlerin ekserji yıkımları içsel/dışsal ve kaçınılmaz/önlenebilir olarak ayrılacaktır. Bu sayede Şekil 6.2’de verilen yıkım değerlerinin bileşenin kendisinden mi yoksa diğer bileşenlerin çalışmasından mı kaynaklandığı belirlenebilecektir.

Sistem bileşenlerinin içsel ekserji yıkımlarının hesaplamak için içsel ekserji yıkımı hesaplanacak olan k bileşeni Şekil 4.10’da hangi noktalar arasında çalışıyor ise o noktalardaki Çizelge 5.2’de verilen gerçek şartlar altında, k bileşeni haricindeki diğer tüm bileşenler Çizelge 5.4’teki varsayımlar kullanılarak çalıştırılmıştır. Böylece ortaya çıkan sonuç o bileşenin içsel ekserji yıkımı olmuş olup, elde edilen bu değer k bileşeninin kendi çalışma koşullarının oluşturduğu ekserji yıkımını temsil etmektedir. Elde edilen içsel ekserji yıkımı yine k bileşenine ait gerçek ekserji yıkımından çıkarttığımızda (Denklem 2.21) k bileşenine ait dışsal ekserji yıkımını temsil etmekte olup, bulunan bu değer k bileşeni haricindeki diğer sistem bileşenlerinden kaynaklanan yıkım olduğunu göstermektedir.

Şekil 6.4’te 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin içsel ve dışsal ekserji yıkımları grafiksel olarak verilmiştir. Sistemde yer alan Kompresör 1 ve Kompresör 2 bileşenlerinde meydana gelen ekserji yıkımının büyük miktarı bileşenlerin kendinden kaynaklanmaktadır. Kompresör 3’te dışsal ekserji yıkımının içsel ekserji yıkımından fazla olmasının sebebi, süreç içerisinde en son konumda olan bu bileşenin diğer Kompresör 1 ve Kompresör 2’de oluşan verim kayıplarından kaynaklanmaktadır. Soğutucu 1, Soğutucu 2 ve Pompa bileşenlerinde ise kendilerinden kaynaklanan herhangi bir ekserji yıkımı olmadığı anlaşılmaktadır.

Soğutucu 1 ve Soğutucu 2 bileşenlerinde herhangi içsel ekserji yıkımının olamamasının nedeni büyük kapasitede seçilmeleridir. Kapasitenin büyük seçilmesinin iki farklı nedeni vardır:

- Zamanla soğutucu içerisinde yer alan boru demetlerinin hem iç hem de dış çeperlerinde meydana gelebilecek kirlenmelere karşı oluşabilecek verim kaybının önüne geçilmek istenmesi,
- Soğutma için kullanılan su şartlandırılmış (asit, biyosit vs. gibi kimyasal içeren su) olduğu için boru demetlerinde meydana gelebilecek aşınmaların sonucunda hava ile suyun karışmaması için aşınma olan boru tespit edilir ve kalıcı olarak körlenerek içerisinde su geçmesi engellenir.



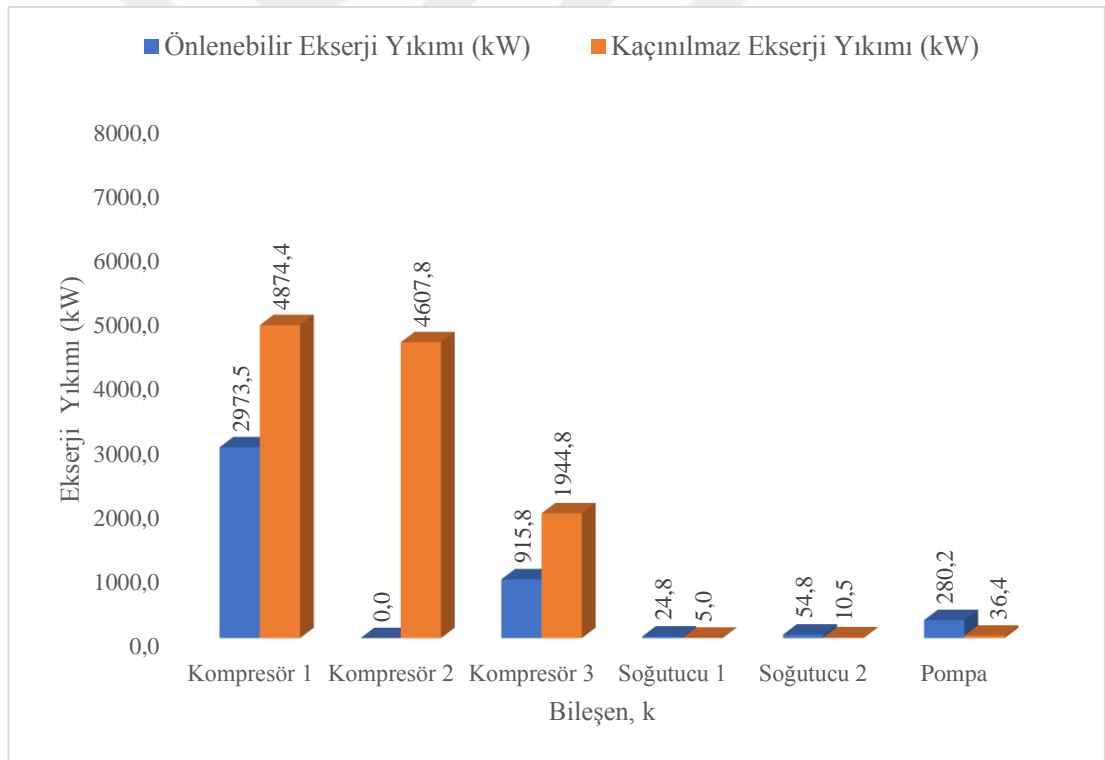
Şekil 6.4. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin içsel ve dışsal ekserji yıkımları.

Sistem bileşenleri incelendiğinde en fazla içsel ekserji yıkımına sahip olan bileşenler aynı çalışma prensibine göre çalışan kompresör kademeleridir. Bu durumun nedeni Kompresör 1, Kompresör 2 ve Kompresör 3 ekipmanlarının üçü için de aynıdır.

- Şafttan kompresör dişlilerine aktarılan güç sırasında meydana gelen sürtünme kayıpları,
- Impeller'da havaya kinetik enerji kazandırılırken hacim içerisinde hava kaybının olması,

- Sistemdeki hava basınç düşümleri,

Sistemde yer alan bileşenlerin kaçınılmaz ekserji yıkımını hesaplamak için Çizelge 5.4'te belirlenen varsayımlardan yola çıkılmıştır. Çizelge 5.5'te verilen noktasal verilerden elde edilen kaçınılmaz ekserji yıkımlarını Denklem 2.22'de yer alan diğer bulgular ile işleme alındığında sistemde yer alan k bileşeninin kaçınılmaz ekserji yıkımı bulunmuş olur. Bulunan bu değer Denklem 2.23 vasıtasıyla sistemdeki k bileşeni için bulunan gerçek şartlar altındaki ekserji yıkımından çıkarıldığında elde edilen değer, k bileşeni üzerinde yapılabilecek iyileşme çalışması sonrasında ortaya çıkacak kazanımı temsil etmektedir. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerine ait kaçınılmaz ve önlenebilir ekserji kayıp değerleri Şekil 6.5'te gösterilmiştir.



Şekil 6.5. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin kaçınılmaz ve önlenebilir ekserji yıkımları.

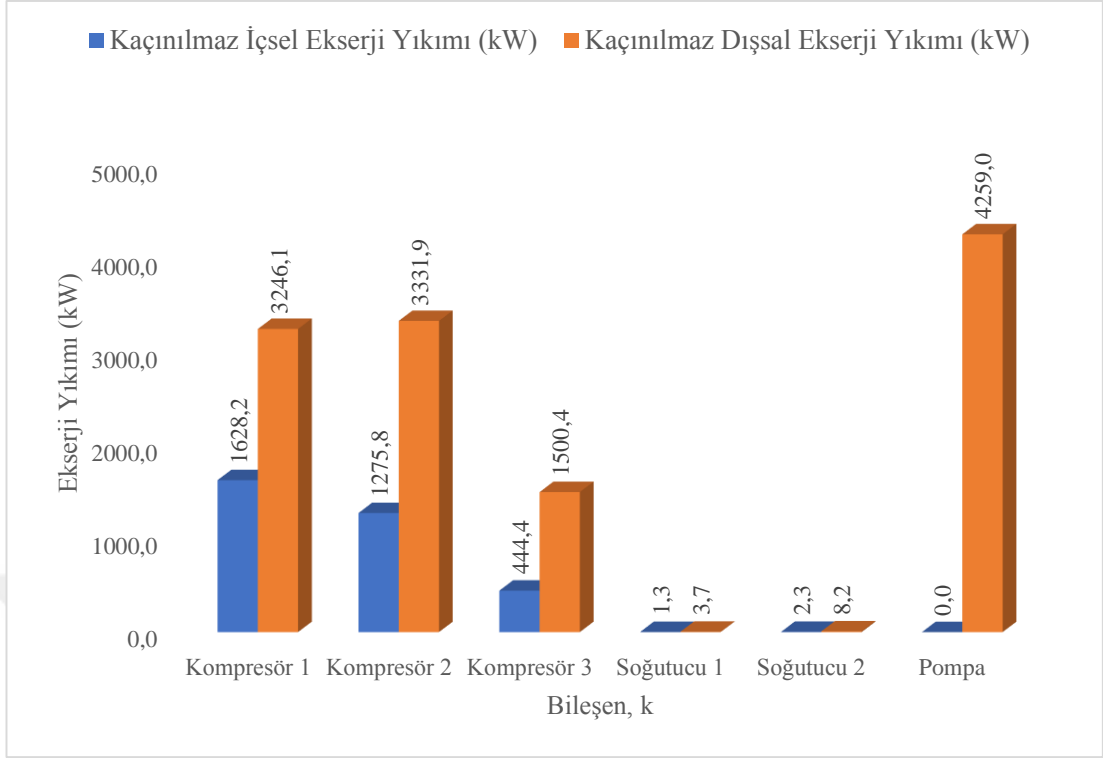
Şekil 6.5 incelendiğinde Kompresör 1, Kompresör 2 ve Kompresör 3'ün kaçınılmaz ekserji yıkımlarının önlenebilir ekserji yıkımlarından daha fazla olduğu görülmektedir. Bu durum kompresör dişli kutusunun, impellerlarının, difüzörlerin veya kompresör

salyangozu gibi havanın basınçlanmasına yardım eden ve ortam oluşturan parçaların daha teknolojik ürünler ile değiştirilmesi veya bakıma alınması anlamına gelmektedir.

Diğer yandan sistemin önlenebilir ekserji yıkımlarına bakıldığında Kompresör 2 bileşeni dışındaki diğer bileşenlerde işletmesel ve teknik bir iyileştirme sonucunda iyileştirme potansiyeli en yüksek bileşenden en düşük bileşene doğru sırasıyla; Kompresör 1'de 2973,50 kW, Kompresör 2'de 915,80 kW, Pompada 280,20 kW, Soğutucu 2'de 54,8 kW ve Soğutucu 1'de 24,80 kW'lık bir iyileştirme yapılabilir.

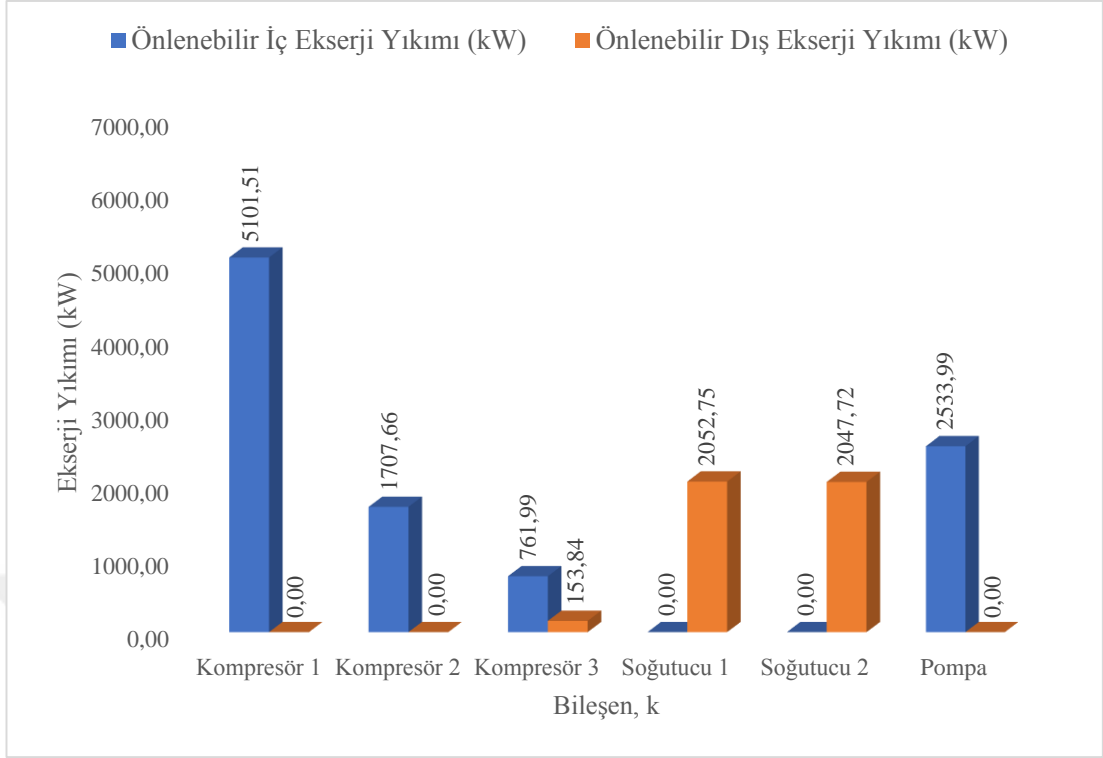
Bölüm 2'de de belirtildiği gibi sistem üzerine uygulanan ileri ekserji analizi ne kadar bileşenlerine ayrılabilirse sistem içerisindeki ekipmanlarda meydana gelen ekserji yıkımının neden kaynaklandığı açıkça ortaya konabilir ve bu da bileşenlerde yapılacak bakım ve revizyon işlemleri için kullanıcıları net bir sonuca götürür. İleri ekserji analizini daha da bileşenlerine ayırmak istenildiğinde içsel ve dışsal ekserji yıkımları içerisindeki kaçınılmaz ve önlenebilir kısımların belirlenmesi gerekir. Bu hesaplamaların yapılması için öncelikle Denklem 2.24 kullanılarak kaçınılmaz içsel ekserji yıkım değerinin belirlenmesi gerekir. Ortaya çıkan bu değeri k bileşeni için daha önce bulunan kaçınılmaz ekserji yıkımından çıkardığımızda ise kaçınılmaz dışsal ekserji yıkım değeri bulunmuş olur.

Şekil 6.6'da yer alan değerlere bakıldığında Kompresör bileşenlerinde ve Pompadaki dışsal ekserji yıkımlarındaki kaçınılmaz ekserji miktarının daha büyük olduğu, Soğutucularda ise kapasitelerin büyük olmasına bağlı olmasından dolayı kompresör kademeleri veya pompa kaynaklı herhangi bir kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımının çok düşük olduğu gözlemlenmiştir. Sistemde en çok kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımına sahip ekipman olan pompa, kompresörlerde meydana gelen yıkımdan en fazla etkilenen ekipmandır. Bu yüzden Evaporatif Soğutma Kulesinden gelen suyun yani pompanın emiş yaptığı suyun sıcaklığının düşürülmesi gerekmektedir.



Şekil 6.6. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin kaçınılmaz içsel ve kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımları.

Sistemde yer alan bileşenlerin önlenebilir içsel ve önlenebilir dışsal ekserji yıkımları ise Denklem 2.26 ve Denklem 2.27 kullanılarak hesaplanmış olup, Şekil 6.7’de gösterilmiştir. En yüksek önlenebilir içsel ekserji yıkımına sahip olan sistem bileşeni 5.101,51 kW ile Kompresör 1’dir. Bu değere göre Kompresör 1’de meydana gelen içsel ekserji yıkımının %75,80’i yapılan iyileştirmeler sonucunda önlenebilir. Diğer bileşenlerin içsel ekserji yıkımı önlenebilirliğine bakacak olursak; Kompresör 2’nin %57,23 oranındaki, Kompresör 3’ün ise %63,16 oranındaki içsel ekserji yıkımları önlenebilir olduğu sonucuna varılır. Soğutucu 1, Soğutucu 2 ve Pompanın ise kendi çalışma mekanizmasından kaynaklanan herhangi bir önlenebilir içsel ekserji yıkımı yoktur.



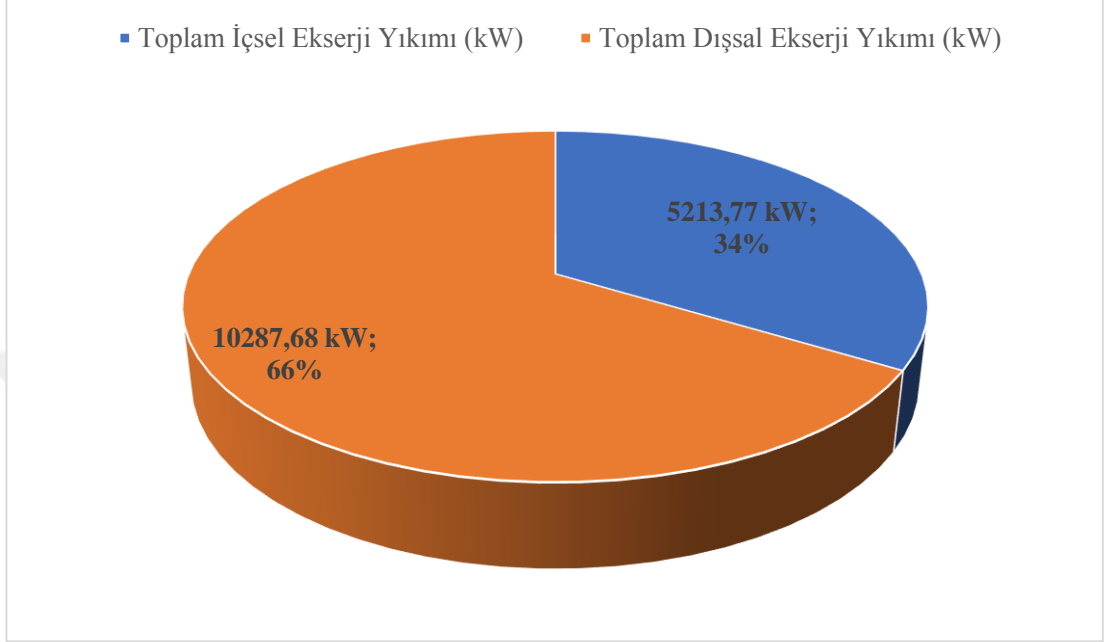
Şekil 6.7. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin önlenebilir içsel ve önlenebilir dışsal ekserji yıkımları.

Yapılan ileri ekserji analizinin sonucuna bakıldığında en verimli sistem bileşenlerinin Soğutucu 1 ve Soğutucu 2 olduğu görülecektir. İyileştirme potansiyeline sahip sistem bileşenleri potansiyeli en yüksek olandan en düşük olana doğru sıralandığında Kompresör 1, Kompresör 2 ve Kompresör 3 şeklinde olacaktır. Geleneksel ekserji analizinde de iyileştirme potansiyeline sahip ekipmanların yine Kompresör 1, Kompresör 2 ve Kompresör 3 olduğu bulunmuştur.

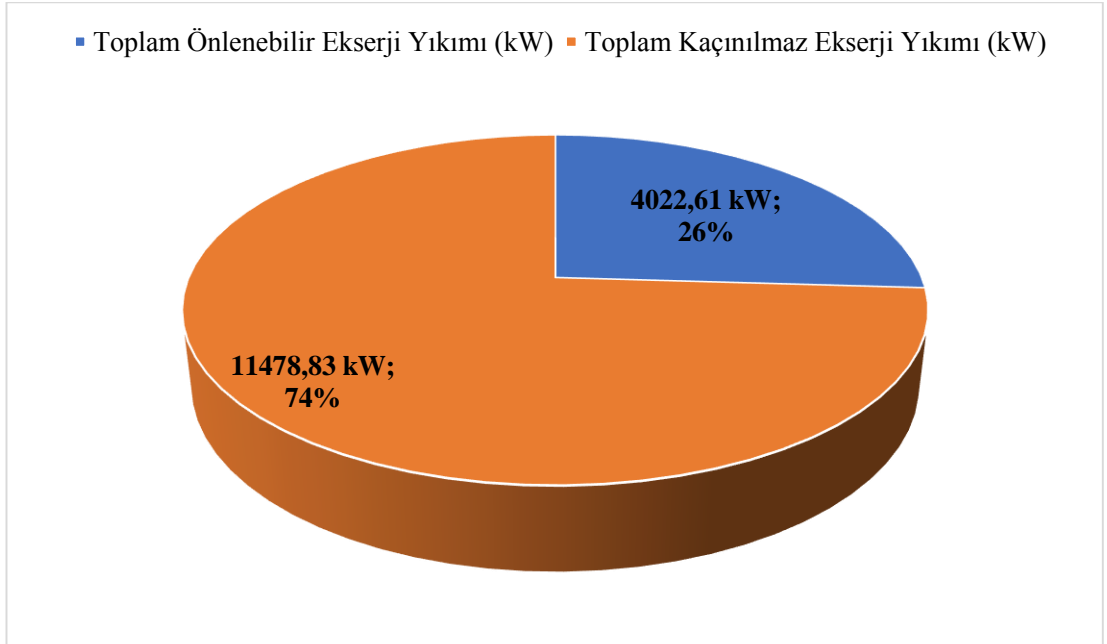
Çizelge 6.1. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün ileri ekserji analizi sonuçları.

Bileşen, k	Gerçek Ekserji Yıkımı (kW)	İçsel Ekserji Yıkımı (kW)	Dışsal Ekserji Yıkımı (kW)	Önlenebilir Ekserji Yıkımı (kW)	Kaçınılmaz Ekserji Yıkımı (kW)	Kaçınılmaz Ekserji Yıkımı (kW)		Önlenebilir Ekserji Yıkımı (kW)	
						Kaçınılmaz İçsel Ekserji Yıkımı (kW)	Kaçınılmaz Dışsal Ekserji Yıkımı (kW)	Önlenebilir İçsel Ekserji Yıkımı (kW)	Önlenebilir Dışsal Ekserji Yıkımı (kW)
Kompresör 1	7.847,89	6.729,76	1.118,13	2.973,52	4.874,37	1.628,25	3.246,12	5.101,51	-2.127,99
Kompresör 2	4.381,23	2.983,50	1.397,72	-226,53	4.607,76	1.275,85	3.331,91	1.707,66	-1.934,19
Kompresör 3	2.860,62	1.206,37	1.654,26	915,83	1.944,79	444,37	1.500,42	761,99	153,84
Soğutucu 1	29,80	-2026,69	2.056,49	24,79	5,01	1,27	3,74	-2.027,97	2.052,75
Soğutucu 2	65,35	-1990,58	2.055,93	54,84	10,51	2,30	8,22	-1.992,88	2.047,72
Pompa	316,55	-1688,59	2.005,14	280,16	36,39	-4.222,57	4.258,96	2.533,99	-2.253,82

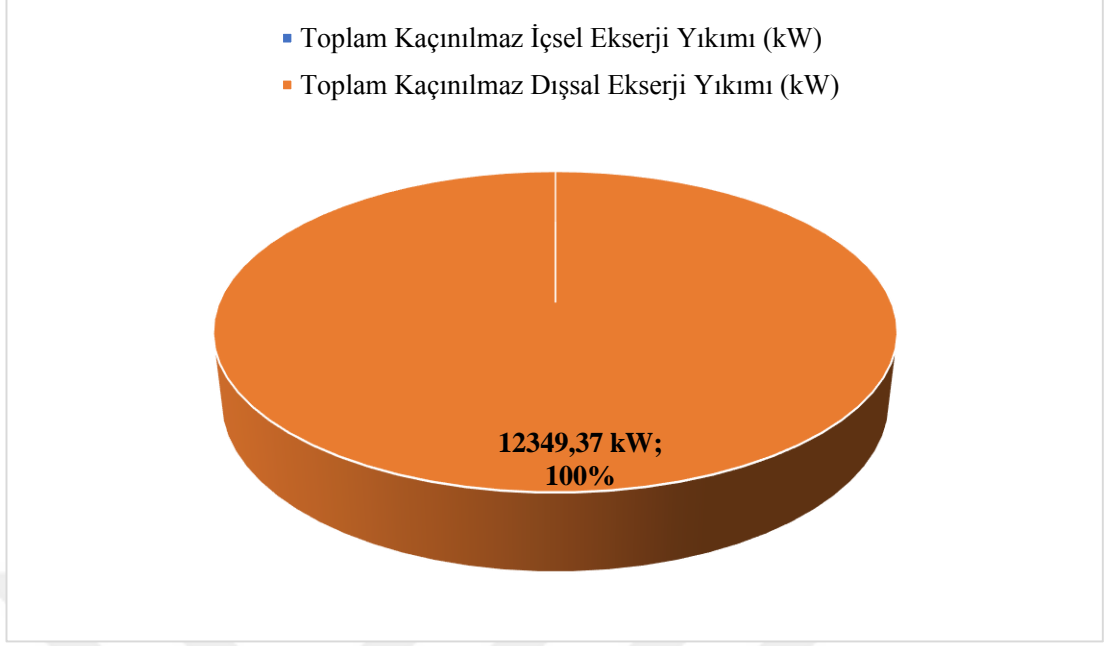
210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün ileri ekserji analiz sonuçları Çizelge 6.1’de verilmiştir. Hesaplamalar sonucunda ortaya çıkan bu değerleri iyi yorumlamak amacıyla aşağıdaki grafiklerden yararlanılabilir.



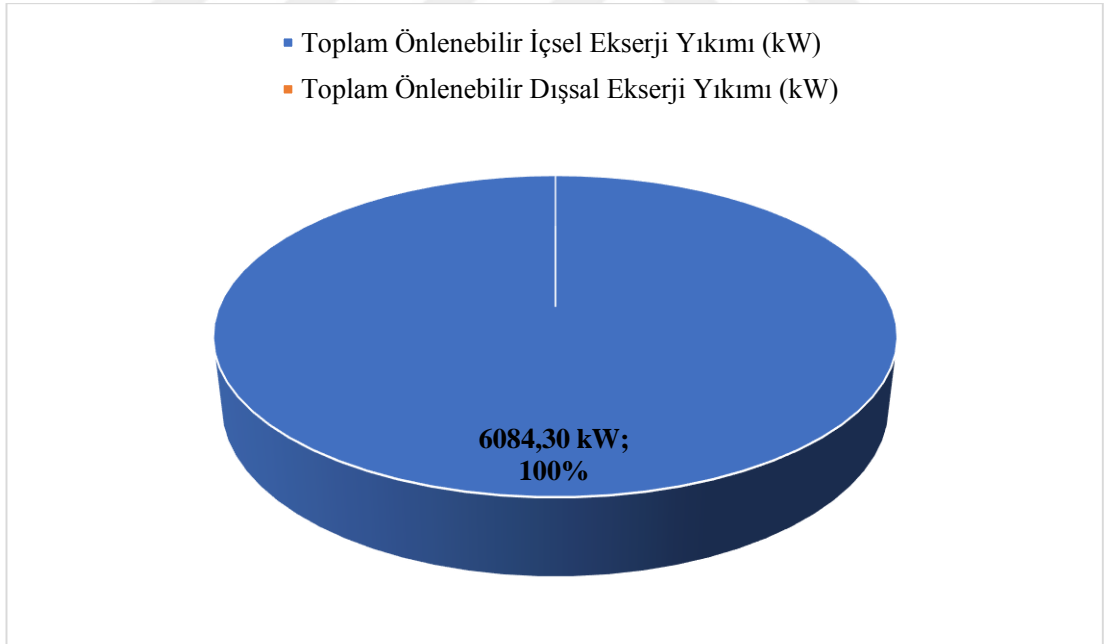
Şekil 6.8. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam içsel ve toplam dışsal ekserji yıkımlarının dağılımı.



Şekil 6.9. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam önlenebilir ve toplam kaçınılmaz ekserji yıkımlarının dağılımı.



Şekil 6.10. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam kaçınılmaz içsel ve toplam kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımlarının dağılımı.



Şekil 6.11. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam önlenebilir içsel ve toplam kaçınılmaz ekserji yıkımlarının dağılımı.

Şekil 6.8’de yer alan grafik incelendiğinde sistemin 15.501,44 kW olan toplam ekserji yıkımının 5.213,77 kW’lık (%34) kısmı içsel nedenlerden dolayı meydana gelirken,

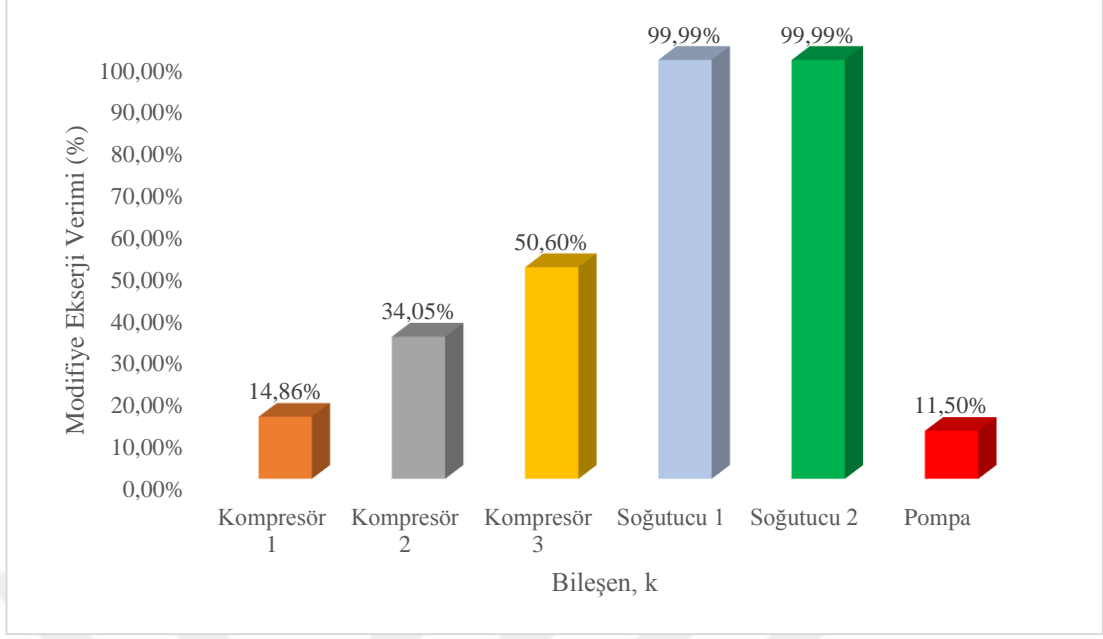
kalan 10.287,68 kW'lık (%66) kısmı ise sistemde yer alan diğer bileşenlerin birbirleri üzerindeki etkilerden kaynaklanan nedenlerden dolayı oluştuğu görülmektedir. Özellikle Kompresör 1, Kompresör 2 ve Kompresör 3 bileşenlerinde yapılacak olan bakım veya revizyon işlemi oluşan bu dışsal ekserji yıkımını azaltarak sistemin daha verimli hal almasını sağlayacaktır.

Şekil 6.9'da yer alan grafik incelendiğinde ise sistemin 15.501,44 kW olan toplam ekserji yıkımının 4.022,61 kW'lık (%26) kısmı önlenabilir, kalan 11.478,63 kW'lık (%74) kısmı ise kaçınılmaz ekserji yıkımıdır. Bu değerler sistemde yapılacak geliştirmeler ile en fazla %26'lık bir iyileştirme gerçekleşeceğini göstermektedir.

Şekil 6.10 incelendiğinde sistemde teknolojik ve ekonomik kısıtlamalardan dolayı meydana gelen kaçınılmaz ekserji yıkımının tamamının bileşenlerin süreç esnasında birbirleri üzerindeki etkilerinden kaynaklanan dışsal ekserji yıkımından kaynaklandığı görülmektedir. Şekil 6.11'de ise bileşenlerin kendi çalışma ortam, şart, kayıp vs. gibi nedenlerden dolayı oluşan içsel ekserji yıkımının tamamı yapılan hesaplamalar sonucunda önlenabilir olarak karşımıza çıkmaktadır.

Sistem üzerinde yapılacak bakım, revizyon vb. iyileştirme çalışmaları sonucunda bileşenlerin verimleri yüzdesel olarak ne kadar artırılabilir olduğunu belirlemek için ileri ekserji analizi verilerinden yararlanılır. Hesaplanan verilerden yola çıkarak Denklem 2.25 ile bu oranlar elde edilebilir.

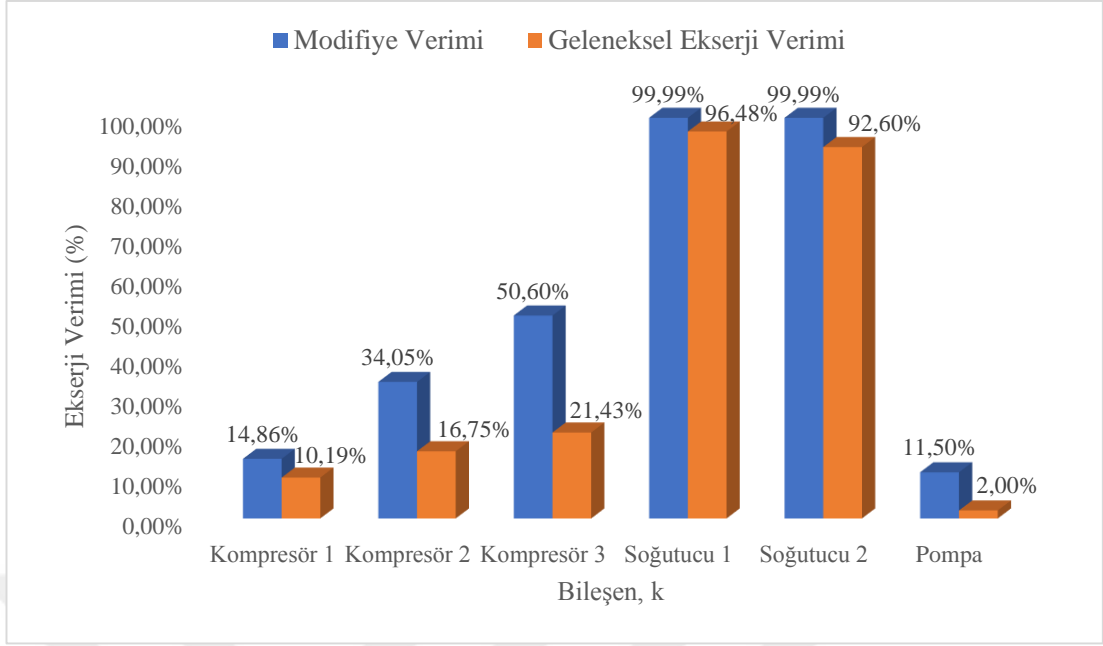
Şekil 6.12'de sistem bileşenlerine uygulanan ileri ekserji analizinin modifiye verimleri hesaplanmıştır. Ortaya çıkan verilere göre Soğutucu 1 ve Soğutucu 2 bileşenlerinin verimleri %99,99 olduğu görülmektedir. Diğer bileşenlere bakıldığından ise yapılacak bakım, revizyon vb. işlemler sonucunda Kompresör 1'in verimi en fazla %14,86, Kompresör 2'nin verimi en fazla %34,05, Kompresör 3'ün verimi en fazla %50,60 ve Pompanın verimi ise en fazla %11,50 olacaktır.



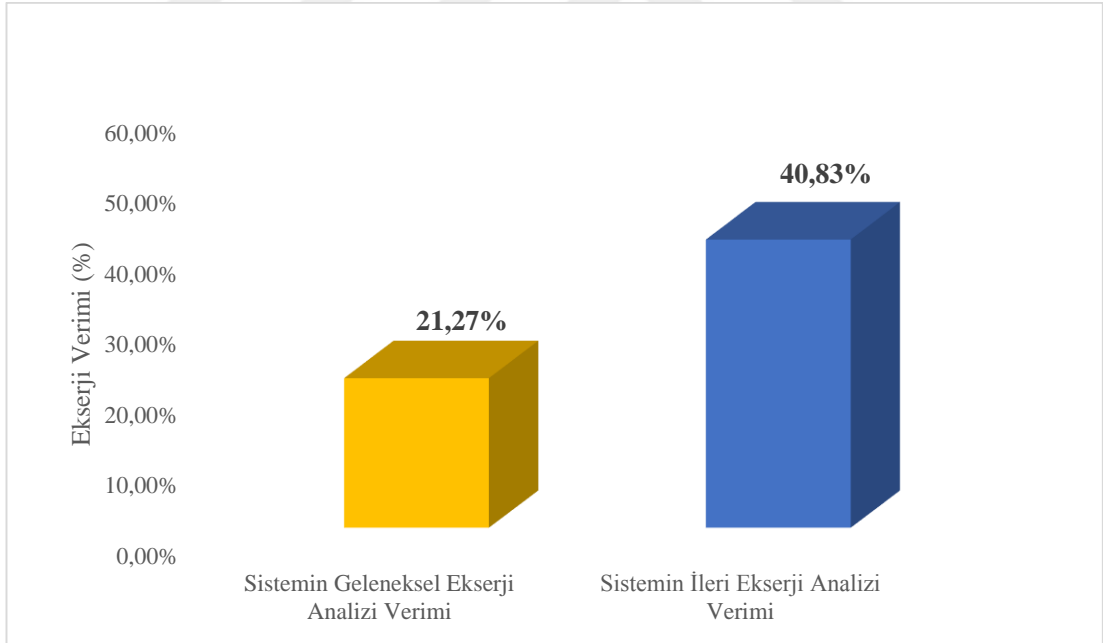
Şekil 6.12. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin modifiye ekserji verimleri.

210.000 Nm³/h debiyeye sahip Ana Hava Kompresörü için yapılan geleneksel ve ileri ekserji analizleri sonucunda ortaya çıkan verimlerin karşılaştırılması ise Şekil 6.13'te verilmiştir. Bulunan veriler incelendiğinde yapılan bakım, revizyon vb. işlemler sonucunda sistem bileşenlerinde en fazla verim artışı %29,16 oranında Kompresör 3'te gerçekleştirilir. Diğer bileşenlerde ise bu oranlar şöyledir: Kompresör 1'de %4,68, Kompresör 2'de %17,30, Soğutucu 1'de %3,51, Soğutucu 2'de %7,39 ve Pompada %9,50.

Sisteme uygulanan iki farklı ekserji analiz yöntemlerinin toplam verimlerinin karşılaştırılması Şekil 6.14'te verilmiştir ve sistem bileşenleri üzerinde yapılan bakım, revizyon vb. işlemlerin sonucunda sistemin genel veriminin %21,27'den %40,83'e çıkartılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 6.13. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin modifiye ve geleneksel ekserji verimleri.

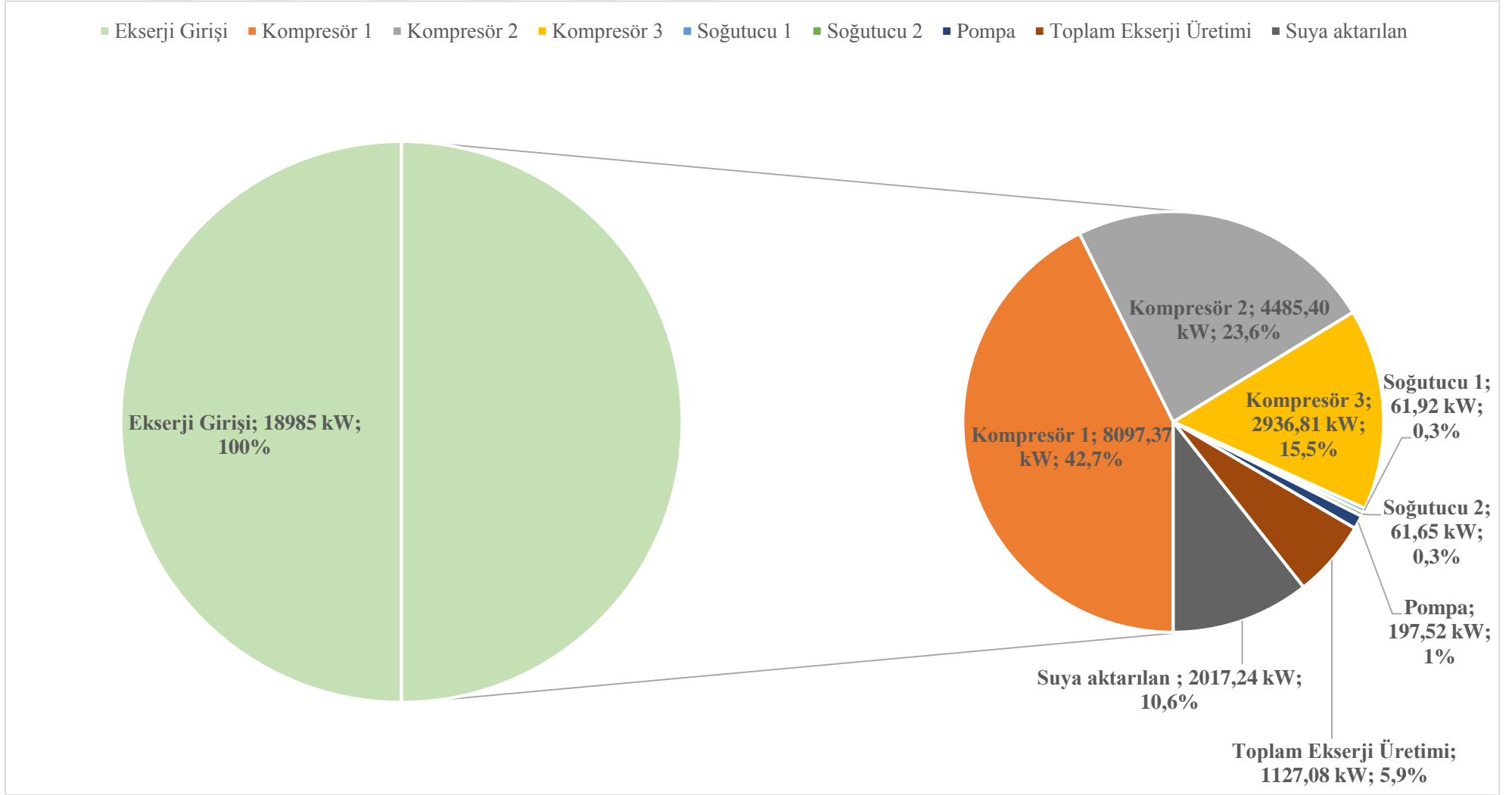


Şekil 6.14. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin yapılan analizler sonucundaki ekserji verimlerinin değişimi.

6.2. 240.000 Nm³/h LÜK DEBİYE SAHİP ANA HAVA KOMPRESÖRÜ

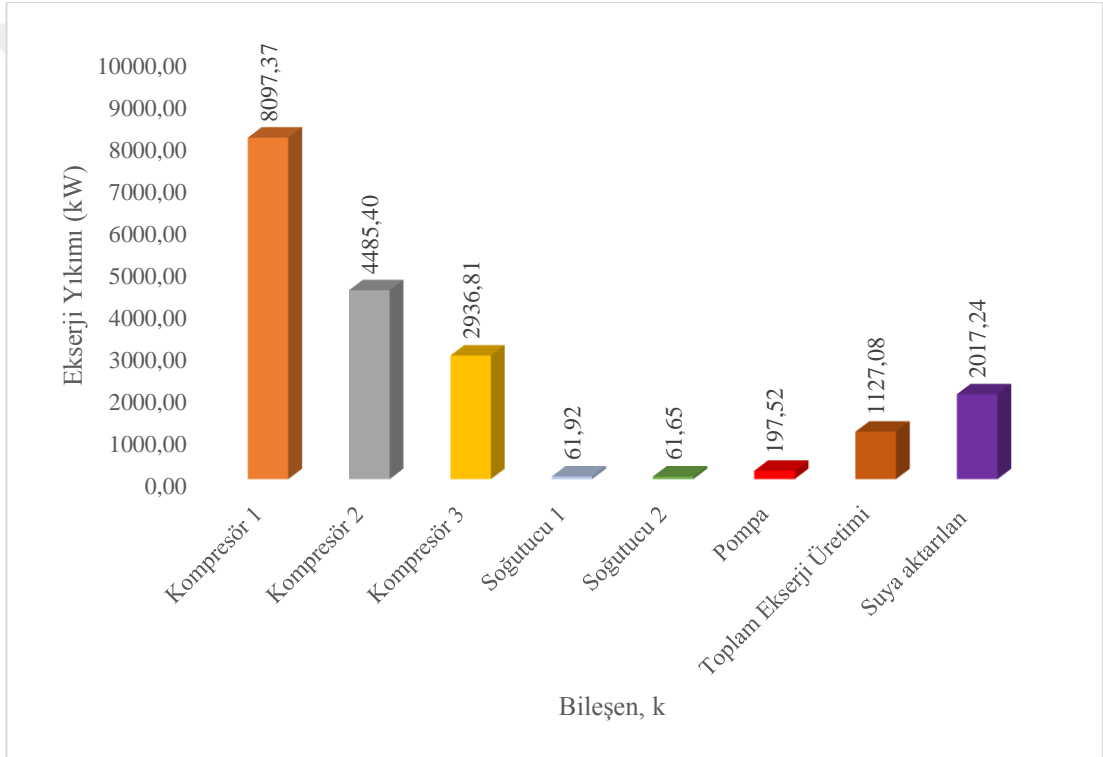
240.000 Nm³/h debi ile çalışan Ana Hava Kompresörünün 210.000 Nm³/h debi ile çalışması sırasında ekipmanların görevlerinde, yapısında ve soğutma suyu ihtiyacında herhangi bir değişiklik yoktur.

Ana Hava Kompresöründe basınçlandırılan hava atmosferik özelliklere sahip hava olduğundan dolayı termodinamik açıdan düşünüldüğünde ölü hal ile aynı özelliktedir. Bu yüzden kompresöre giren havanın ekserjisi 0'dır. Şekil 6.15 incelendiğinde kompresöre elektrik enerjisi yardımıyla 18.985 kW'lık ekserji girişi olduğu görülebilmektedir. Gerçekleşen sıkıştırma ve soğutma işlemlerinin ardından kompresöre giren ekserjinin %83,44'ü sistem bileşenlerinde meydana gelen ekserji yıkımında kaybolmaktadır. Geriye kalan ekserjinin %10,62'si suya aktarılan, %5,93'ü ise sistemde meydana gelen toplam ekserji üretimidir.



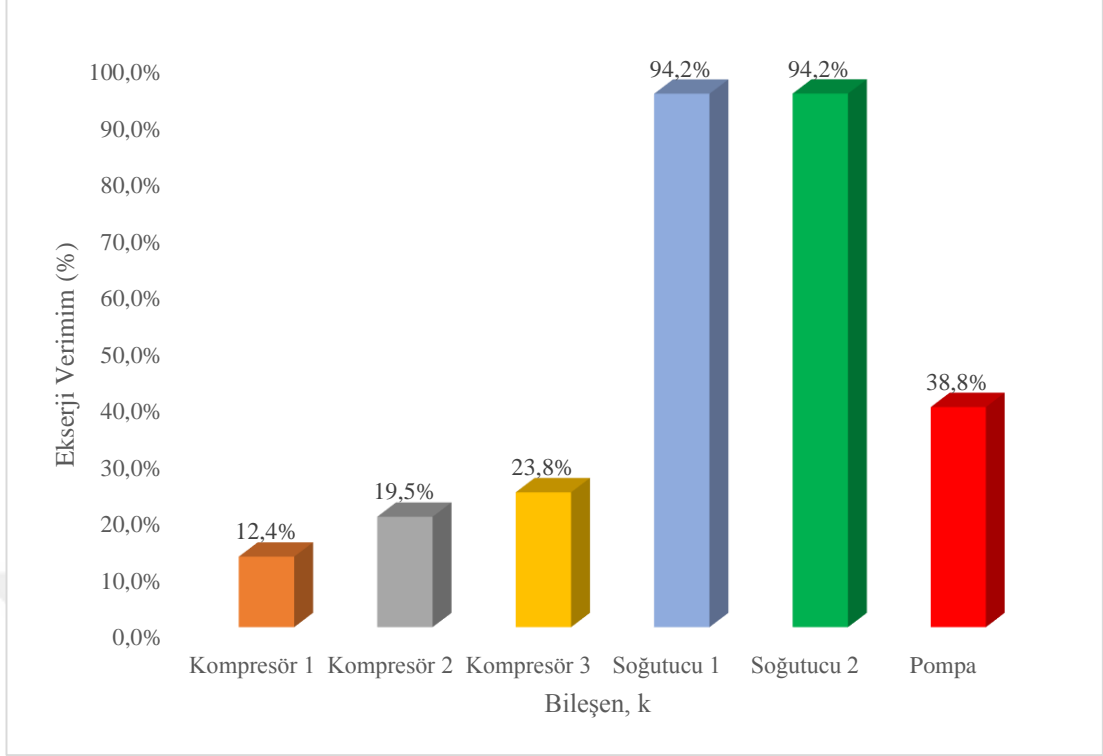
Şekil 6.15. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün ekserji dağılımı.

240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün ekserji yıkım miktarları Şekil 6.16'da gösterilmektedir. Sisteme giren 18.985 kW ekserji miktarında yıkımının en fazla gerçekleştiği üç sistem bileşeni havayı basınçlandırmak için kullanılan kompresör kademeleridir. En fazla ekserji yıkım miktarı 8.097,37 kW ile Kompresör 1'de gerçekleşmiştir. Daha sonra sırasıyla 4.485,40 kW ve 2.936,81 kW ile Kompresör 2 ve Kompresör 3'te en fazla ekserji yıkımı gerçekleşmiştir. Elde edilen sonuçlardan da görüleceği gibi sistemde iyileştirme çalışmalarının yapılması gereken sistem bileşenlerinin kompresör kademeleri olduğu anlaşılmaktadır ve bu sonuç kompresörün 210.000 Nm³/h debide çalışmasıyla aynıdır.



Şekil 6.16. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerindeki ekserji yıkım miktarları.

Sistem bileşenlerinin ekserji verimlerinde meydana gelen değişim ise Şekil 6.17'te gösterilmektedir. En yüksek ekserji verimine sahip bileşenin %96,5 orana sahip Soğutucu 1'in, en düşük ekserji verimine sahip olan bileşenin ise kompresör kademeleri ve sistemin soğutma suyu ihtiyacını karşılayan pompanın olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 6.17. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin ekserji verimleri.

240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörü için yapılan geleneksel ekserji analizinde en verimli ilk üç ekipmanın %94,2 oranla Soğutucu 1, %94,2 oranla Soğutucu 2 ve %38,8 oranla Pompa olduğu görülebilmektedir. Ayrıca sistemde en fazla ekserji yıkımına sahip üç ekipman ise %42,7 oranla Kompresör 1, %23,6 oranla Kompresör 2 ve %15,5 ile Kompresör 3'tür.

Gerçekleşen ekserji yıkımlarının nedenini öğrenebilmek amacıyla şu ana kadar yapılan geleneksel ekserji analizi yetersiz kalmakta ve bileşende gerçekleşen yıkımın bileşenin kendisinden mi yoksa diğer bileşenlerin çalışmasından mı kaynaklandığını belirlemek amacıyla ileri ekserji analizinin sisteme uygulanması gerekmektedir. Eğer uygulanmadığı takdirde geleneksel ekserji analizinin sonucuna bağlı olarak yapılan herhangi bir değişiklik bizlere zaman ve para kaybına neden olabilecektir.

İleri ekserji analizinin sisteme nasıl uygulanacağı Bölüm 2.5'te belirtilmiştir. Analiz için gerekli olan varsayımlar Çizelge 5.9'da verilmiş ve bu varsayımlara bağlı olarak hesaba katılan kaçınılmaz ve teorik değerler Şekil 4.10 üzerindeki noktaların

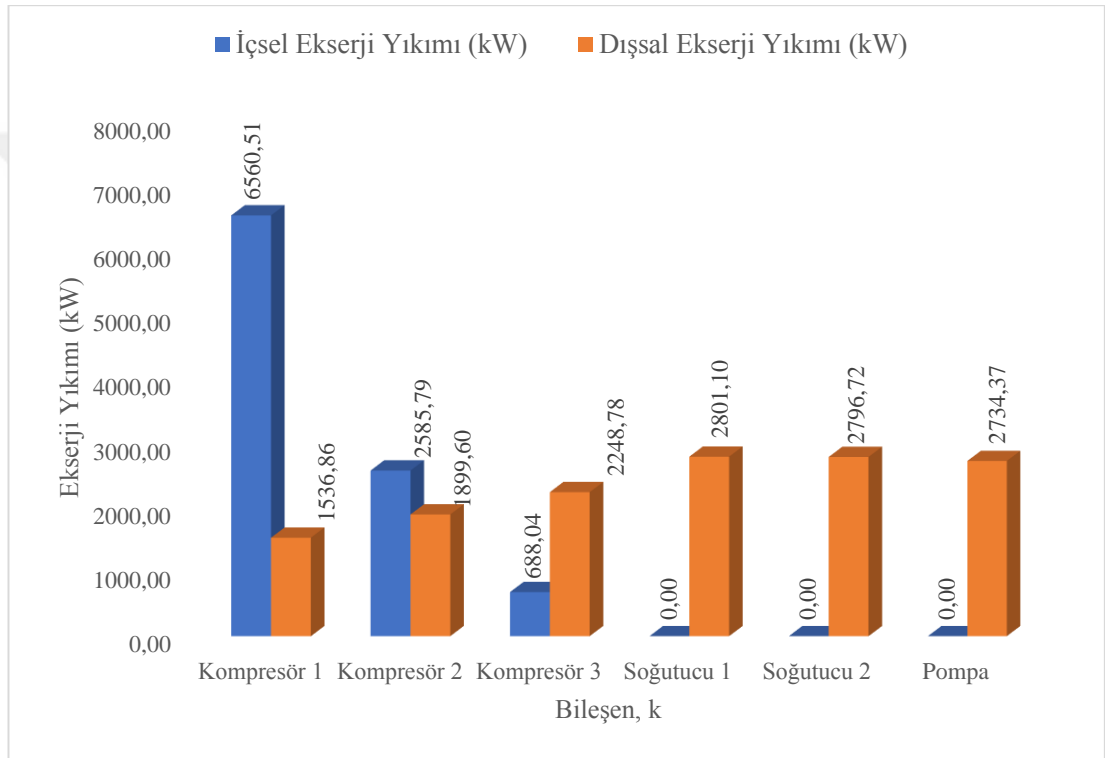
özelliklerini gösterecek şekilde sırasıyla Çizelge 5.10 ve Çizelge 5.11’de verilmiştir. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörü için ileri ekserji analizi metodu uygulandığı zaman sistemde yer alan bileşenlerin ekserji yıkımları içsel/dışsal ve kaçınılmaz/önlenebilir olarak ayrılacaktır. Bu sayede Şekil 6.16’da verilen yıkım değerlerinin bileşenin kendisinden mi yoksa diğer bileşenlerin çalışmasından mı kaynaklandığı belirlenebilecektir.

Sistem bileşenlerinin içsel ekserji yıkımlarının hesaplamak için içsel ekserji yıkımı hesaplanacak olan k bileşeni Şekil 4.10’da hangi noktalar arasında çalışıyor ise o noktalardaki Çizelge 5.7’de verilen gerçek şartlar altında, k bileşeni haricindeki diğer tüm bileşenler Çizelge 5.9’daki varsayımlar kullanılarak çalıştırılmıştır. Böylece ortaya çıkan sonuç o bileşenin içsel ekserji yıkımı olmuş olup, elde edilen bu değer k bileşeninin kendi çalışma koşullarının oluşturduğu ekserji yıkımını temsil etmektedir. Elde edilen içsel ekserji yıkımı yine k bileşenine ait gerçek ekserji yıkımından çıkartığımızda (Denklem 2.21) k bileşenine ait dışsal ekserji yıkımını temsil etmekte olup, bulunan bu değer k bileşeni haricindeki diğer sistem bileşenlerinden kaynaklanan yıkım olduğunu göstermektedir.

Şekil 6.18’de 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin içsel ve dışsal ekserji yıkımları grafiksel olarak verilmiştir. Tablo incelendiğinde sistemde yer alan Kompresör 1 ve Kompresör 2 bileşenlerinde meydana gelen ekserji yıkımının büyük miktarı bileşenlerin kendinden kaynaklanmaktadır. Kompresör 3’te dışsal ekserji yıkımının içsel ekserji yıkımından fazla olmasının sebebi, süreç içerisinde en son konumda olan bu bileşenin diğer Kompresör 1 ve Kompresör 2’de oluşan verim kayıplarından kaynaklanmaktadır. Soğutucu 1, Soğutucu 2 ve Pompa bileşenlerinde ise kendilerinden kaynaklanan herhangi bir ekserji yıkımı olmadığı anlaşılmaktadır.

Soğutucu 1 ve Soğutucu 2 bileşenlerinde herhangi içsel ekserji yıkımının olamamasının nedeni büyük kapasitede seçilmeleridir. Kapasitenin büyük seçilmesinin iki farklı nedeni vardır:

- Zamanla soğutucu içerisinde yer alan boru demetlerinin hem iç hem de dış çeperlerinde meydana gelebilecek kirlenmelere karşı oluşabilecek verim kabının önüne geçilmek istenmesi,
- Soğutma için kullanılan su şartlandırılmış (asit, biyosit vs. gibi kimyasal içeren su) olduğu için boru demetlerinde meydana gelebilecek aşınmaların sonucunda hava ile suyun karışmaması için aşınma olan boru tespit edilir ve kalıcı olarak körlenerek içerisinde su geçmesi engellenir.



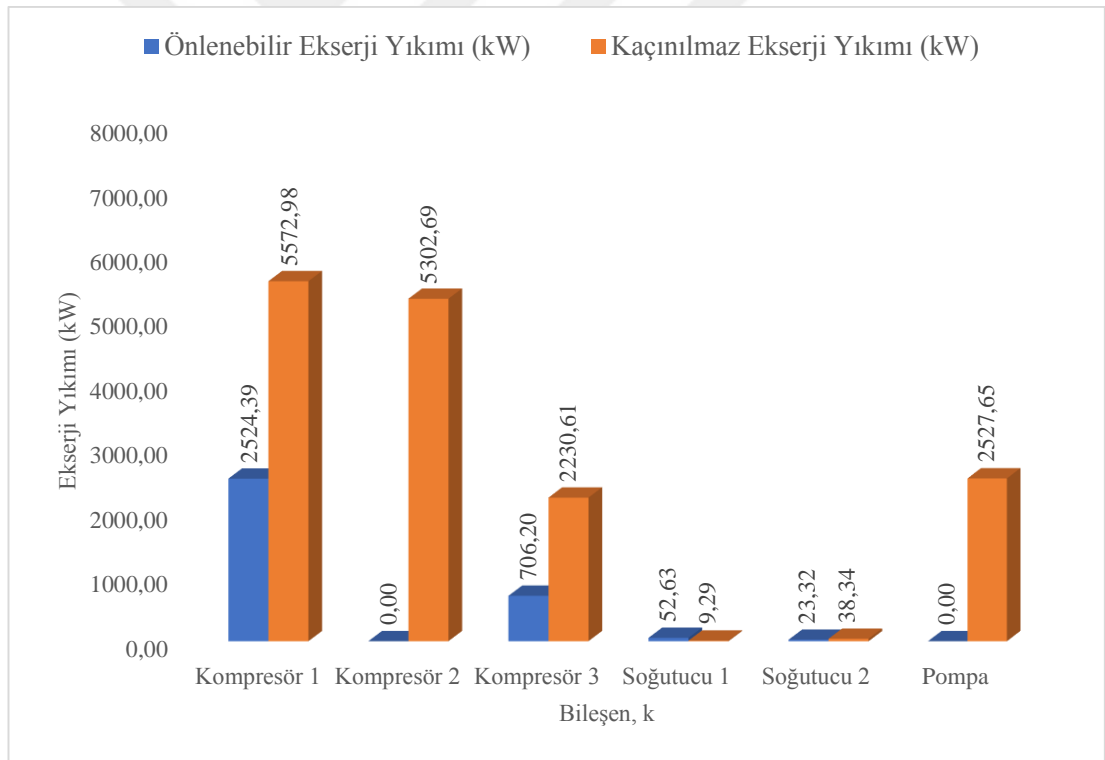
Şekil 6.18. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin içsel ve dışsal ekserji yıkımları.

Sistem bileşenleri incelendiğinde en fazla içsel ekserji yıkımına sahip olan bileşenler aynı çalışma prensibine göre çalışan kompresör kademeleridir. Bu durumun nedeni Kompresör 1, Kompresör 2 ve Kompresör 3 ekipmanlarının üçü için de aynıdır.

- Şafttan kompresör dişlilerine aktarılan güç sırasında meydana gelen sürtünme kayıpları,
- Impeller'da havaya kinetik enerji kazandırılırken hacim içerisinde hava kaybının olması,

- Sistemdeki hava basınç düşümleri,

Sistemde yer alan bileşenlerin kaçınılmaz ekserji yıkımını hesaplamak için Çizelge 5.9'da belirlenen varsayımlardan yola çıkılmıştır. Çizelge 5.10'da verilen noktasal verilerden elde edilen kaçınılmaz ekserji yıkımlarını Denklem 2.22'de yer alan diğer bulgular ile işleme alındığında sistemde yer alan k bileşeninin kaçınılmaz ekserji yıkımı bulunmuş olur. Bulunan bu değer Denklem 2.23 vasıtasıyla sistemdeki k bileşeni için bulunan gerçek şartlar altındaki ekserji yıkımından çıkarıldığında elde edilen değer, k bileşeni üzerinde yapılabilecek iyileşme çalışması sonrasında ortaya çıkacak kazanımı temsil etmektedir. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerine ait kaçınılmaz ve önlenebilir ekserji kayıp değerleri Şekil 6.19'da gösterilmiştir.



Şekil 6.19. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin kaçınılmaz ve önlenebilir ekserji yıkımları.

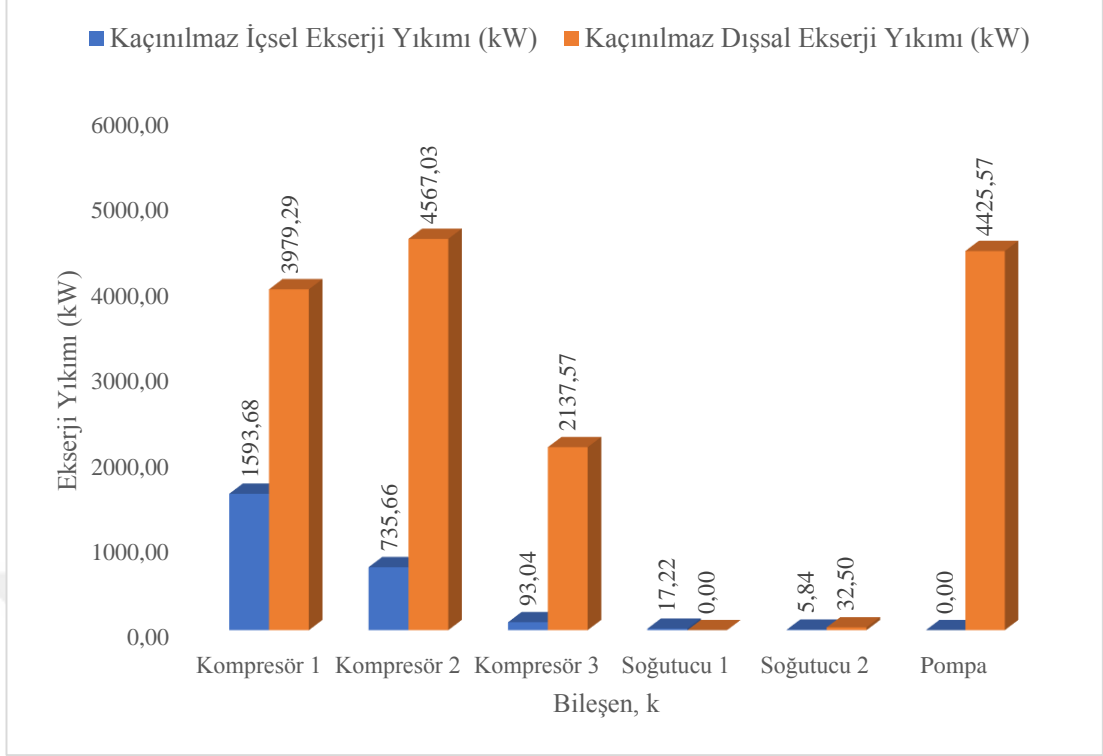
Şekil 6.19 incelendiğinde Kompresör 1, Kompresör 2, Kompresör 3 ve Pompanın kaçınılmaz ekserji yıkımlarının önlenebilir ekserji yıkımlarından daha fazla olduğu görülmektedir. Bu durum kompresör dişli kutusunun, impellerlerinin, difüzörlerin

veya kompresör salyangozu gibi havanın basınçlanmasına yardım eden ve ortam oluşturan parçaların daha teknolojik ürünler ile değiştirilmesi veya bakıma alınması anlamına gelmektedir. Pompada meydana gelen dışsal ekserji yıkımının fazla olmasının nedeni ise kompresörün 240.000 Nm³/h debide çalıştığı zaman suya verilen ısının artması ve dolayısıyla Evaporatif Kulede soğutulan su sıcaklığının artmasına sebebiyet vermektedir. Dolayısıyla pompa giriş sıcaklığından dolayı pompada dışsal ekserji yıkımının içsel ekserji yıkımından fazla olduğu görülmektedir.

Diğer yandan sistemin önlenebilir ekserji yıkımlarına bakıldığında Kompresör 2 ve Pompa bileşenleri dışındaki diğer bileşenlerde işletmesel ve teknik bir iyileştirme sonucunda iyileştirme potansiyeli en yüksek bileşenden en düşük bileşene doğru sırasıyla; Kompresör 1’de 2.524,39 kW, Kompresör 2’de 706,20 kW, Soğutucu 1’de 52,63 kW ve Soğutucu 2’de 23,32 kW’lık bir iyileştirme yapılabilir.

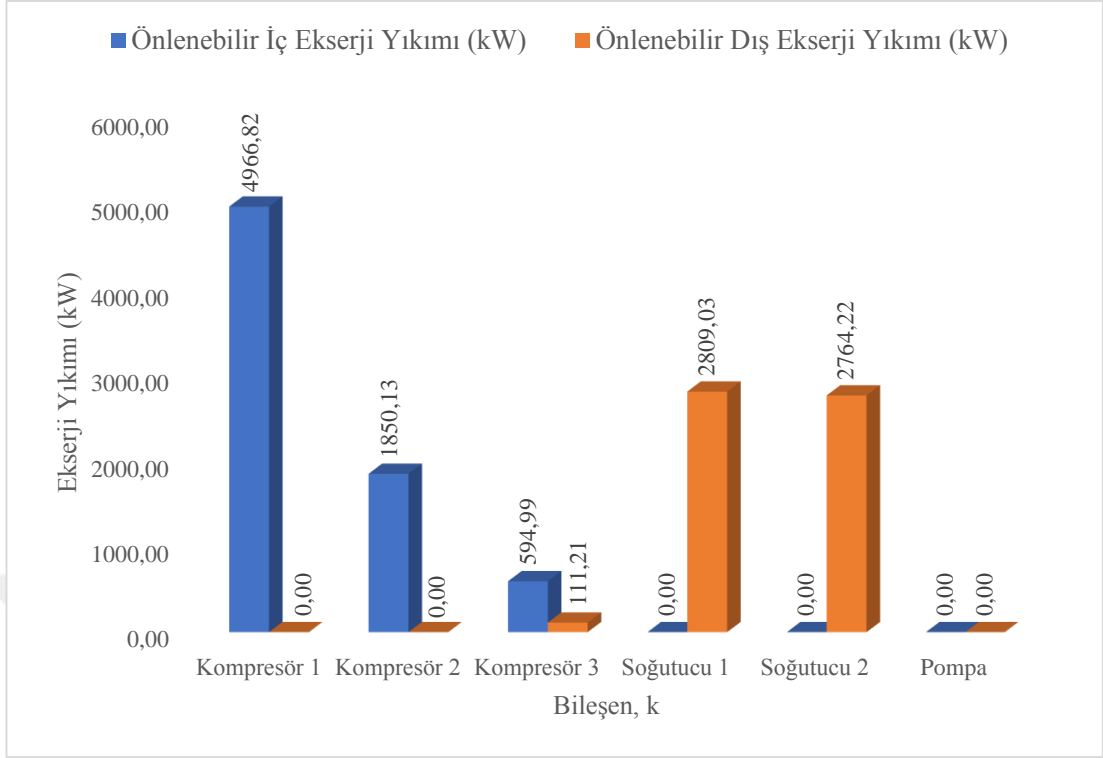
Bölüm 2’de de belirtildiği gibi sistem üzerine uygulanan ileri ekserji analizi ne kadar bileşenlerine ayrılabilirse sistem içerisindeki ekipmanlarda meydana gelen ekserji yıkımının neden kaynaklandığı açıkça ortaya konabilir ve bu da bileşenlerde yapılacak bakım ve revizyon işlemleri için kullanıcıları net bir sonuca götürür. İleri ekserji analizini daha da bileşenlerine ayırmak istenildiğinde içsel ve dışsal ekserji yıkımları içerisindeki kaçınılmaz ve önlenebilir kısımların belirlenmesi gerekir. Bu hesaplamaların yapılması için öncelikle Denklem 2.24 kullanılarak kaçınılmaz içsel ekserji yıkım değerinin belirlenmesi gerekir. Ortaya çıkan bu değeri k bileşeni için daha önce bulunan kaçınılmaz ekserji yıkımından çıkardığımızda ise kaçınılmaz dışsal ekserji yıkım değeri bulunmuş olur.

Şekil 6.20’de yer alan değerlere bakıldığında Kompresör bileşenlerinde ve Pompadaki dışsal ekserji yıkımlarındaki kaçınılmaz ekserji miktarının daha büyük olduğu, Soğutucularda ise kapasitelerin büyük olmasına bağlı olmasından dolayı kompresör kademeleri veya pompa kaynaklı herhangi bir kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımının çok düşük olduğu gözlemlenmiştir. Sistemde en çok kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımına sahip ekipman olan Kompresör 2, Kompresör 1 ve Kompresör 3 bileşenlerinde meydana gelen yıkımdan en fazla etkilenen ekipmandır.



Şekil 6.20. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin kaçınılmaz içsel ve kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımları.

Sistemde yer alan bileşenlerin önlenebilir içsel ve önlenebilir dışsal ekserji yıkımları ise Denklem 2.26 ve Denklem 2.27 kullanılarak hesaplanmış olup, Şekil 6.21’de gösterilmiştir. En yüksek önlenebilir içsel ekserji yıkımına sahip olan sistem bileşeni 4.966,82 kW ile Kompresör 1’dir. Bu değere göre Kompresör 1’de meydana gelen içsel ekserji yıkımının %75,70’i yapılan iyileştirmeler sonucunda önlenebilir. Diğer bileşenlerin içsel ekserji yıkımı önlenebilirliğine bakacak olursak; Kompresör 2’nin %71,54 oranındaki, Kompresör 3’ün ise %86,47 oranındaki içsel ekserji yıkımları önlenebilir olduğu sonucuna varılır. Soğutucu 1, Soğutucu 2 ve Pompanın ise kendi çalışma mekanizmasından kaynaklanan herhangi bir önlenebilir içsel ekserji yıkımı yoktur.



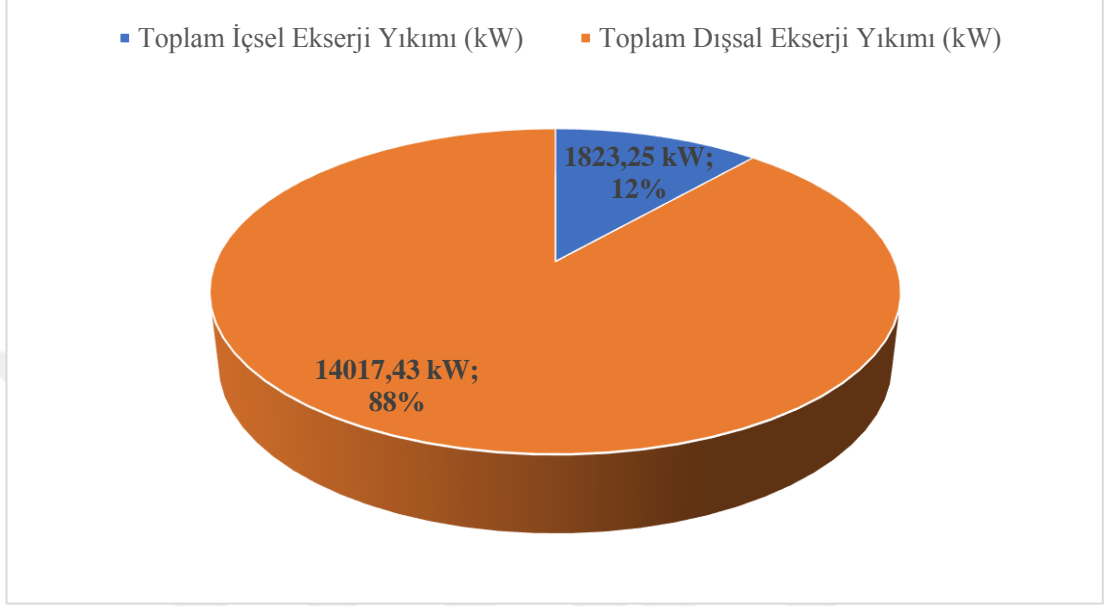
Şekil 6.21. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin önlenebilir içsel ve önlenebilir dışsal ekserji yıkımları.

Yapılan ileri ekserji analizinin sonucuna bakıldığında en verimli sistem bileşenlerinin Soğutucu 1 ve Soğutucu 2 olduğu görülecektir. İyileştirme potansiyeline sahip sistem bileşenleri potansiyeli en yüksek olandan en düşük olana doğru sıralandığında Kompresör 3, Kompresör 1 ve Kompresör 2 şeklinde olacaktır. Geleneksel ekserji analizinde de iyileştirme potansiyeline sahip ekipmanların yine Kompresör 1, Kompresör 2 ve Kompresör 3 olduğu bulunmuştur.

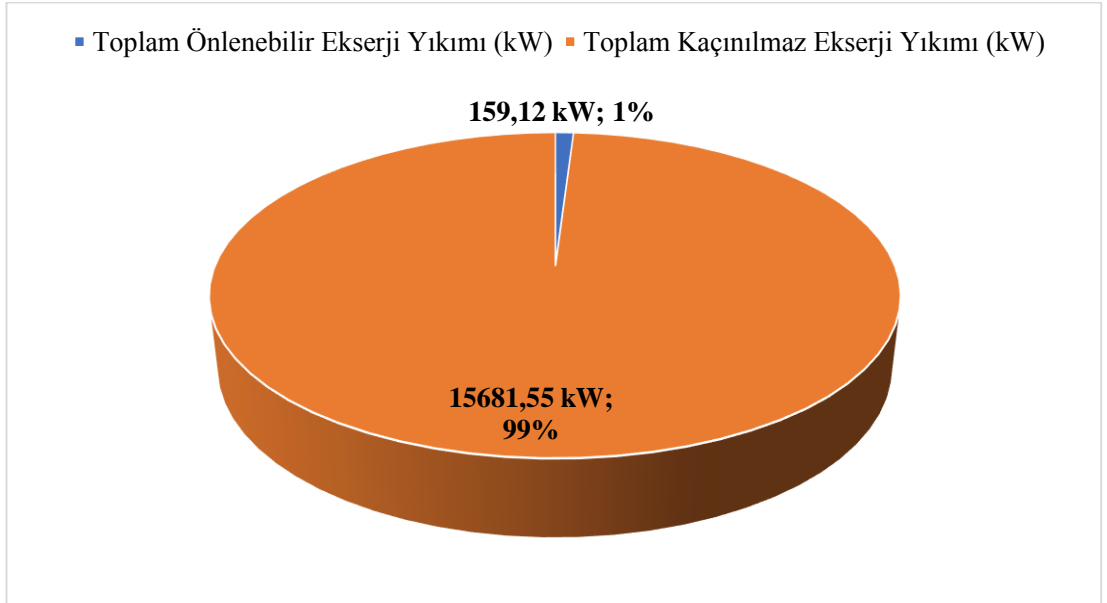
Çizelge 6.2. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün ileri ekserji analizi sonuçları.

Bileşen, k	Gerçek Ekserji Yıkımı (kW)	İçsel Ekserji Yıkımı (kW)	Dışsal Ekserji Yıkımı (kW)	Önlenebilir Ekserji Yıkımı (kW)	Kaçınılmaz Ekserji Yıkımı (kW)	Kaçınılmaz Ekserji Yıkımı (kW)		Önlenebilir Ekserji Yıkımı (kW)	
						Kaçınılmaz İçsel Ekserji Yıkımı (kW)	Kaçınılmaz Dışsal Ekserji Yıkımı (kW)	Önlenebilir İçsel Ekserji Yıkımı (kW)	Önlenebilir Dışsal Ekserji Yıkımı (kW)
Kompresör 1	8.097,37	6.560,51	1.536,86	2.524,39	5.572,98	1.593,68	3.979,29	4.966,82	-2.442,43
Kompresör 2	4.485,40	2.585,79	1.899,60	-817,29	5.302,69	735,66	4.567,03	1.850,13	-2.667,43
Kompresör 3	2.936,81	688,04	2.248,78	706,20	2.230,61	93,04	2.137,57	594,99	111,21
Soğutucu 1	61,92	-2.739,18	2.801,10	52,63	9,29	17,22	-7,93	-2.756,40	2.809,03
Soğutucu 2	61,65	-2.735,06	2.796,72	23,32	38,34	5,84	32,50	-2.740,90	2.764,22
Pompa	197,52	-2.536,85	2.734,37	-2.330,13	2.527,65	-1.897,92	4.425,57	-638,92	-1.691,21

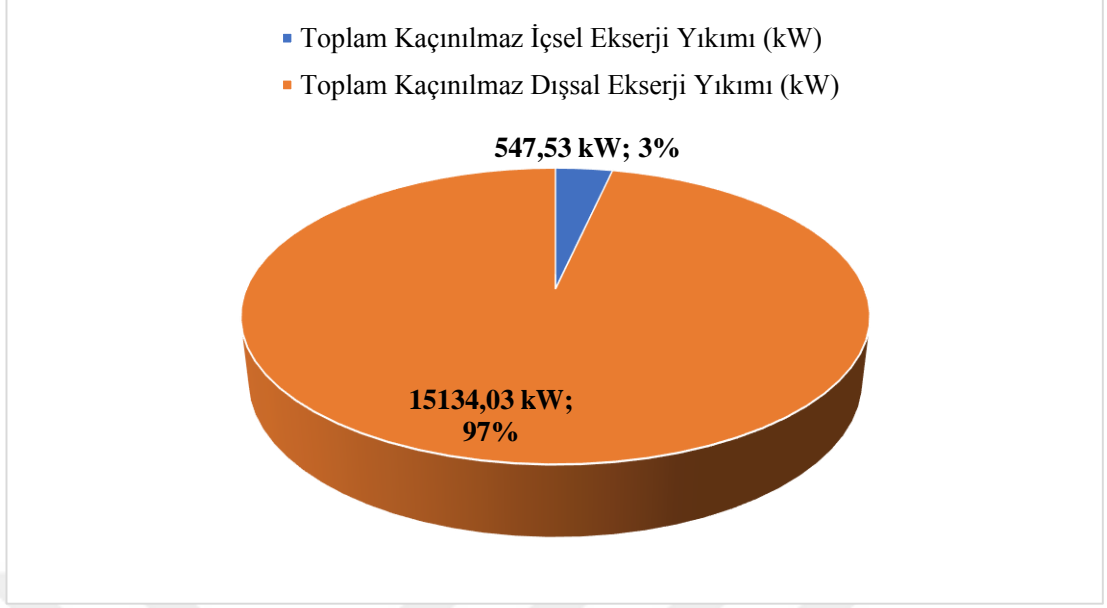
240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün ileri ekserji analiz sonuçları Çizelge 6.2’de verilmiştir. Hesaplamalar sonucunda ortaya çıkan bu değerleri iyi yorumlamak amacıyla aşağıdaki grafiklerden yararlanılabilir.



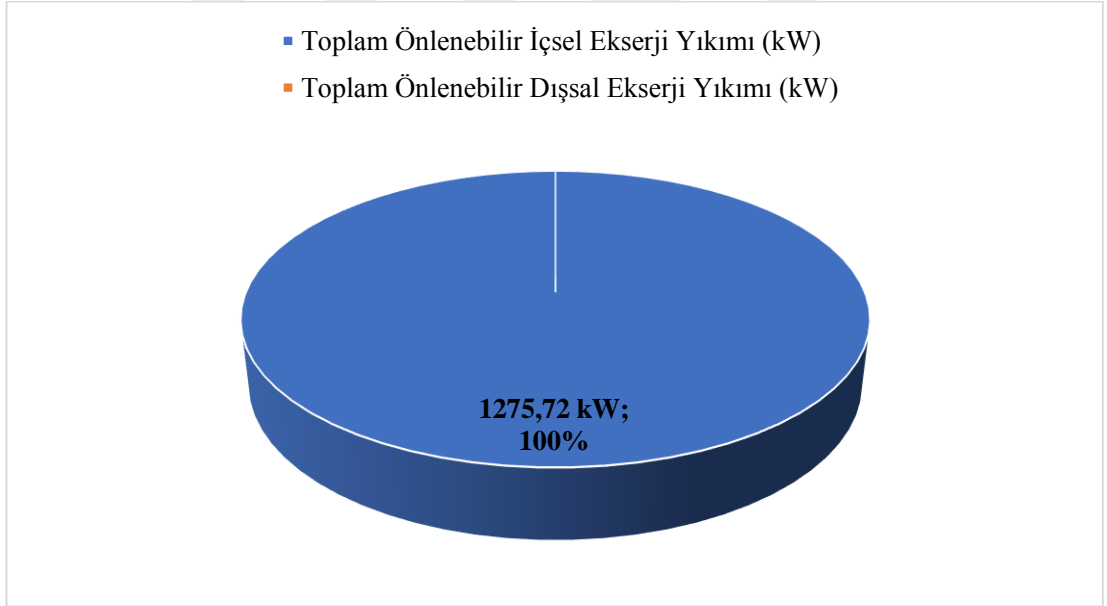
Şekil 6.22. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam içsel ve toplam dışsal ekserji yıkımlarının dağılımı.



Şekil 6.23. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam önlenebilir ve toplam kaçınılmaz ekserji yıkımlarının dağılımı.



Şekil 6.24. 210.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam kaçınılmaz içsel ve toplam kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımlarının dağılımı.



Şekil 6.25. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin toplam önlenebilir içsel ve toplam kaçınılmaz ekserji yıkımlarının dağılımı.

Şekil 6.22’de yer alan grafik incelendiğinde sistemin 15.840,68 kW olan toplam ekserji yıkımınının 1.823,25 kW’lık (%12) kısmı içsel nedenlerden dolayı meydana gelirken, kalan 14.017,43 kW’lık (%88) kısmı ise sistemde yer alan diğer bileşenlerin birbirleri üzerindeki etkilerden kaynaklanan nedenlerden dolayı oluştuğu

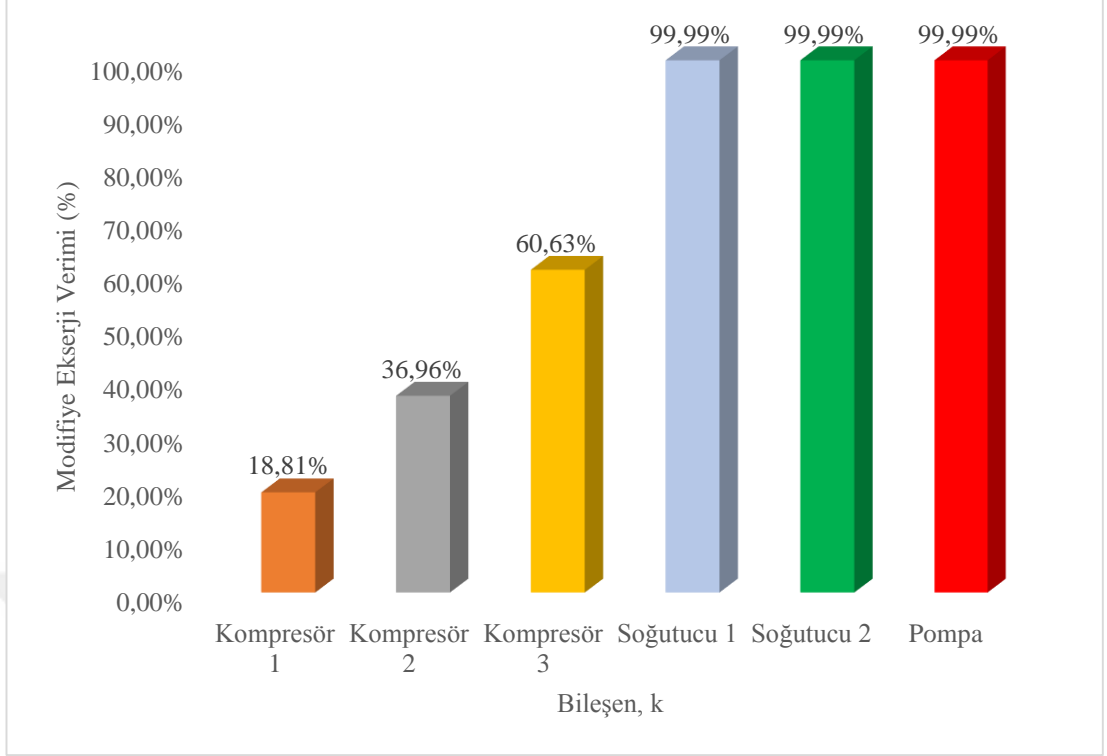
görülmektedir. Özellikle Kompresör 1, Kompresör 2 ve Kompresör 3 bileşenlerinde yapılacak olan bakım veya revizyon işlemi oluşan bu dışsal ekserji yıkımını azaltarak sistemin daha verimli hal almasını sağlayacaktır.

Şekil 6.23'te yer alan grafik incelendiğinde ise sistemin 15.840,68 kW olan toplam ekserji yıkımının 159,12 kW'lık (%1) kısmı önlenebilir, kalan 15.681,55 kW'lık (%99) kısmı ise kaçınılmaz ekserji yıkımıdır. Bu değerler sistemde yapılacak geliştirmeler ile en fazla %1'lik bir iyileştirme gerçekleşeceğini göstermektedir.

Şekil 6.24 incelendiğinde sistemde teknolojik ve ekonomik kısıtlamalardan dolayı meydana gelen kaçınılmaz ekserji yıkımının %97'sinin bileşenlerin süreç esnasında birbirleri üzerindeki etkilerinden kaynaklanan dışsal ekserji yıkımından kaynaklandığı görülmektedir. Şekil 6.25'te ise bileşenlerin kendi çalışma ortam, şart, kayıp vs. gibi nedenlerden dolayı oluşan içsel ekserji yıkımının tamamı yapılan hesaplamalar sonucunda önlenebilir olarak karşımıza çıkmaktadır.

Sistem üzerinde yapılacak bakım, revizyon vb. iyileştirme çalışmaları sonucunda bileşenlerin verimleri yüzdesel olarak ne kadar artırılabilir olduğunu belirlemek için ileri ekserji analizi verilerinden yararlanılır. Hesaplanan verilerden yola çıkarak Denklem 2.25 ile bu oranlar elde edilebilir.

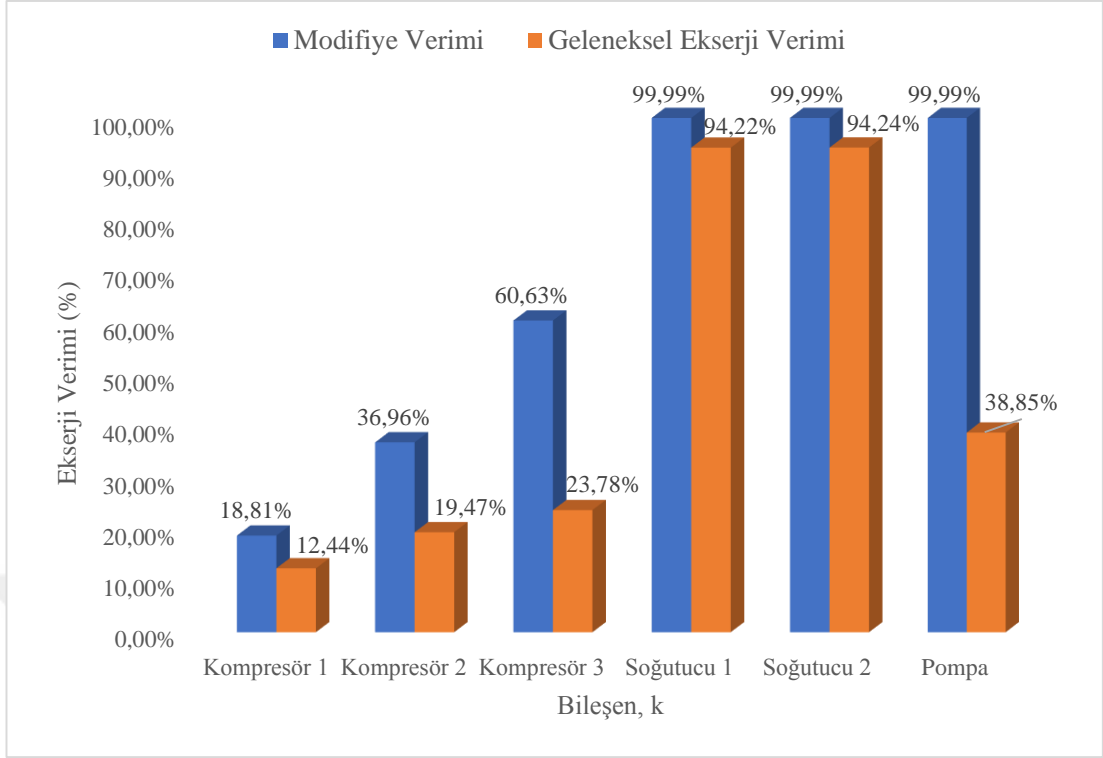
Şekil 6.26'da sistem bileşenlerine uygulanan ileri ekserji analizinin modifiye verimleri hesaplanmıştır. Ortaya çıkan verilere göre Soğutucu 1, Soğutucu 2 ve Pompa bileşenlerinin verimleri %99,99 olduğu görülmektedir. Diğer bileşenlere bakıldığında ise yapılacak bakım, revizyon vb. işlemler sonucunda Kompresör 1'in verimi en fazla %18,81, Kompresör 2'nin verimi en fazla %36,96, Kompresör 3'ün verimi en fazla %60,63 olacaktır.



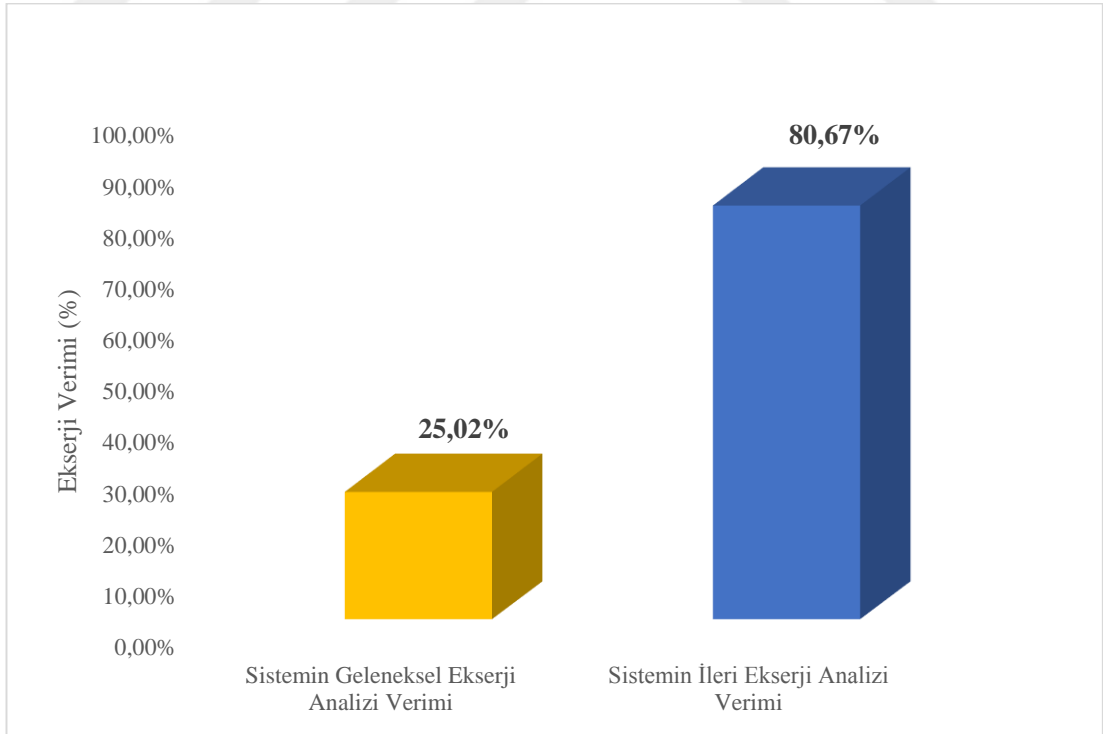
Şekil 6.26. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin modifiye ekserji verimleri.

240.000 Nm³/h debiye sahip Ana Hava Kompresörü için yapılan geleneksel ve ileri ekserji analizleri sonucunda ortaya çıkan verimlerin karşılaştırılması ise Şekil 6.27’de verilmiştir. Bulunan veriler incelendiğinde yapılan bakım, revizyon vb. işlemler sonucunda sistem bileşenlerinde en fazla verim artışı %61,14 oranında Pompada gerçekleştirilir. Diğer bileşenlerde ise bu oranlar şöyledir: Kompresör 1’de %6,37, Kompresör 2’de %17,49, Kompresör 3’te %36,85, Soğutucu 1’de %5,77 ve Soğutucu 2’de %5,75.

Sisteme uygulanan iki farklı ekserji analiz yöntemlerinin toplam verimlerinin karşılaştırılması Şekil 7.28’de verilmiş ve sistem bileşenleri üzerinde yapılan bakım, revizyon vb. işlemlerin sonucunda sistemin genel veriminin %21,27’den %40,83’e çıkartılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 6.27. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin modifiye ve geleneksel ekserji verimleri.

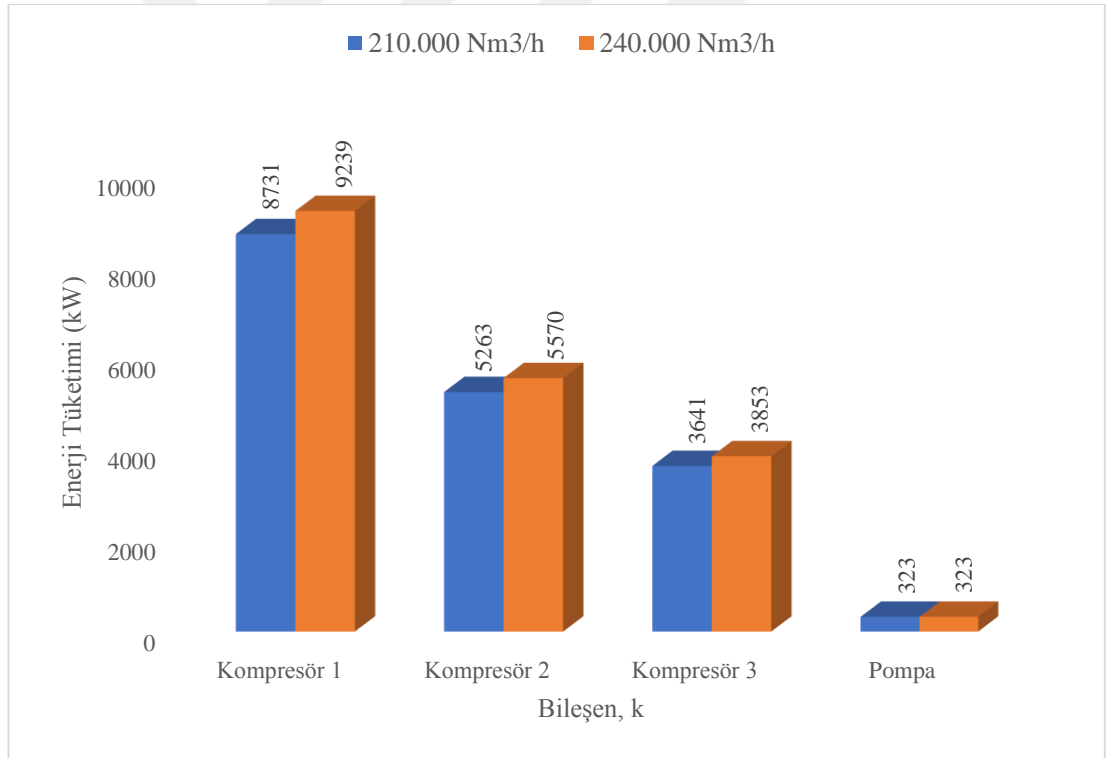


Şekil 6.28. 240.000 Nm³/h debideki Ana Hava Kompresörünün sistem bileşenlerinin yapılan analizler sonucundaki ekserji verimlerinin değişimi.

6.3. ANA HAVA KOMPRESÖRÜNÜN İKİ FARKLI DEBİDEKİ EKSERJİ VE İLERİ EKSERJİ ANALİZLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Bu çalışmada bir Hava Ayrıştırma Tesisinde bulunan ve tesisin ihtiyacı olan havanın temin edilmesinde kullanılan Ana Hava Kompresörünün 210.000 Nm³/h ve 240.000 Nm³/h debilerdeki geleneksel ve ileri ekserji analizi yapılmıştır. Kompresörün farklı debilerde çalıştırılmasının sebebi ise tamamen üretim ihtiyacından kaynaklanmaktadır ve dolayısıyla Ana Hava Kompresörünün debisi değiştirilir.

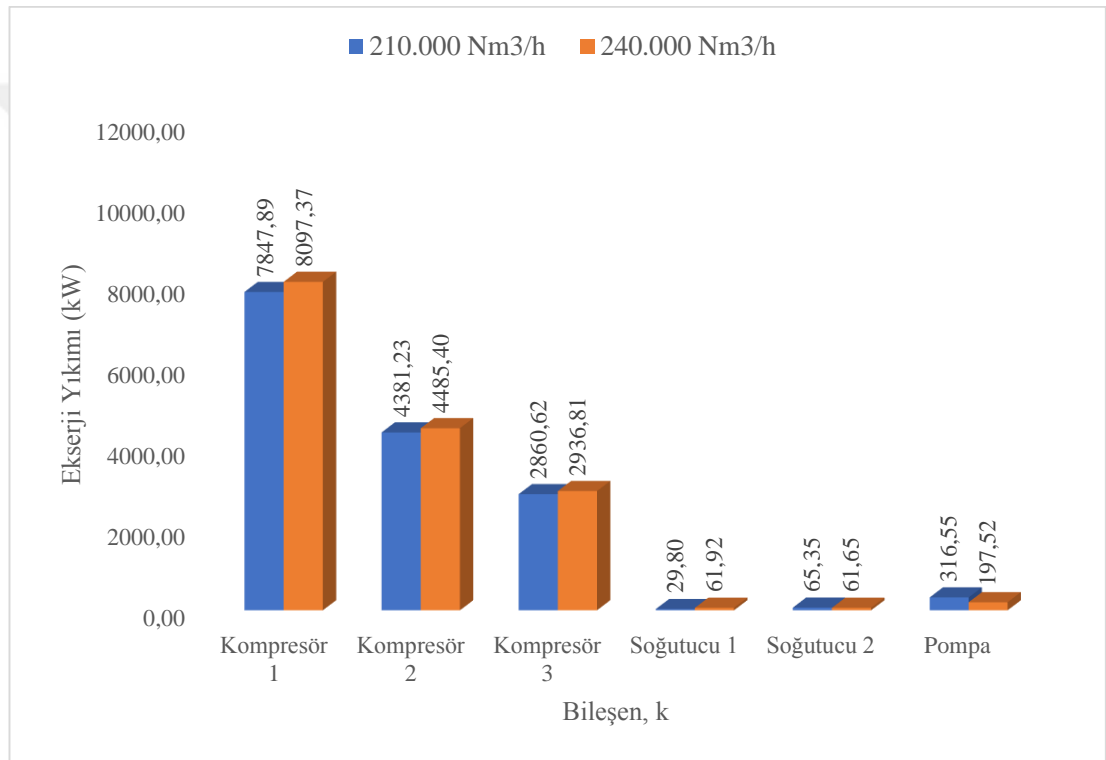
Bölüm 6.1 ve 6.2’de yapılan analiz sonuçlarını birbirleri ile karşılaştırmak gerekirse farklı debi değerleri neticesinde sistemde yer alan bileşenlerin güç ve verim gibi istatistiksel verilerde değişiklikler gözlemlenmektedir.



Şekil 6.28. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin enerji tüketimi.

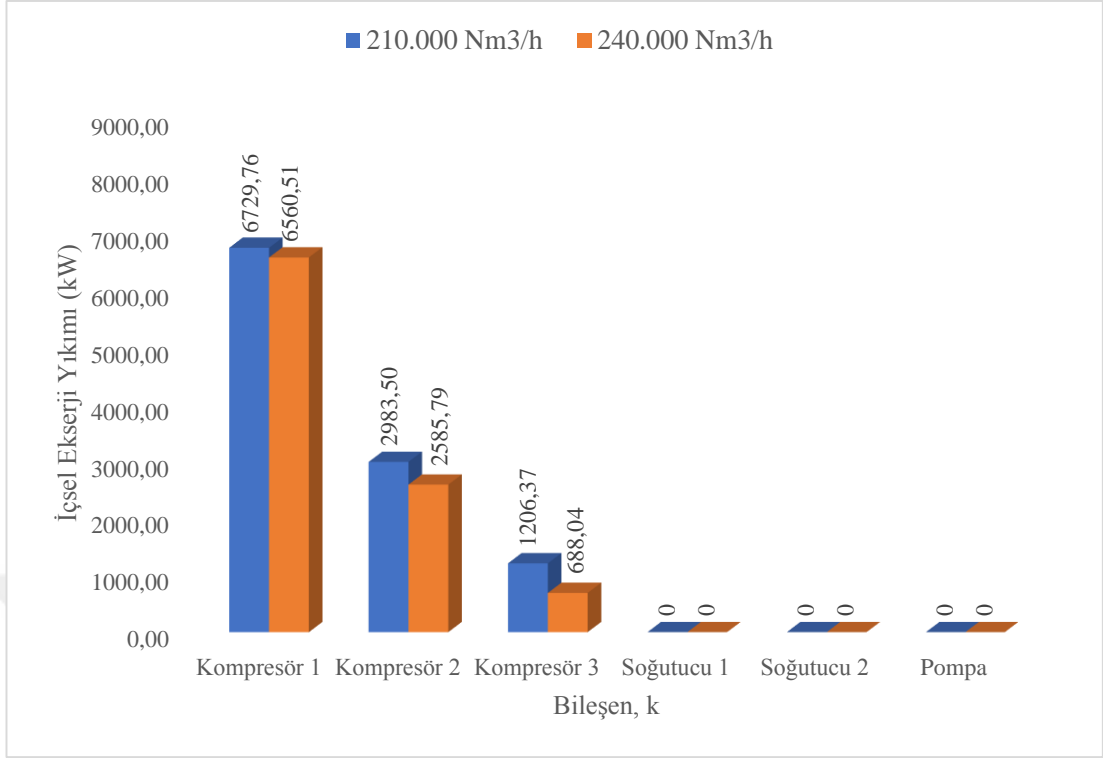
Şekil 6.28’de dverilen değerler incelendiğinde Ana Hava Kompresöründe oluşan debi artışına bağlı olarak Kompresör bileşenlerinin enerji tüketiminde artış meydana geldiği görülmektedir. Debi artışı olduğunda Kompresör bileşenlerinde meydana gelen enerji

tüketim artış oranları ise %5,8'dir. Yani debi artışına bağlı olarak kompresör bileşenlerinin enerji tüketimi de doğru orantılı olarak artmaktadır. Sisteme su tedarikini gerçekleştiren pompanın enerji tüketiminin aynı kalmasının nedeni ise işletmesel olarak pompanın devir ayarı ve buna bağlı olarak debi kontrolü yapamamasıdır. Elektriksel olarak ifade etmek gerekirse bu pompa soft starter olarak tanımlanmakta olup, pompa motor frekansında konvertörlü pompalar gibi herhangi bir değişim olmamaktadır. Frekans konvertörlü pompalarda frekans ayarı yapılarak pompanın sisteme gönderdiği debinin kontrolü yapılabilir.



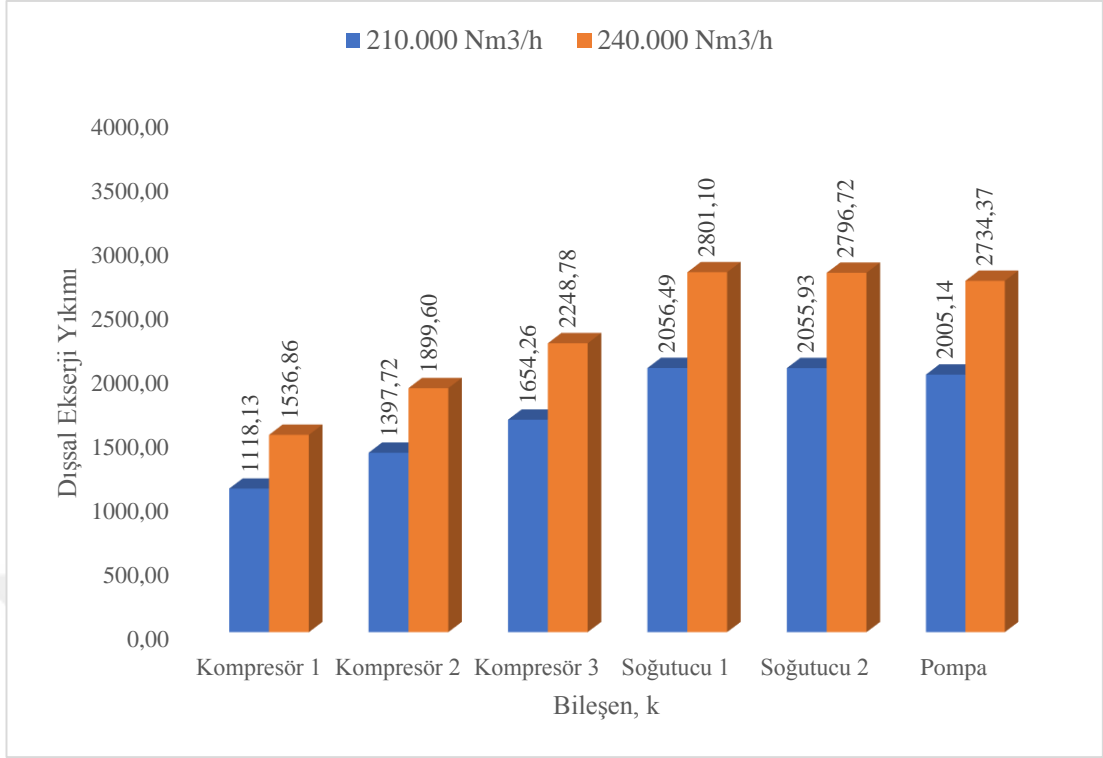
Şekil 6.29. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin ekserji yıkımı.

Şekil 6.29'da verilen değerler incelendiğinde Ana Hava Kompresöründe meydana gelen debi artışına bağlı olarak pompa haricindeki diğer sistem bileşenlerinde ekserji yıkımında artış gerçekleştiği görülmektedir. Kompresörlerdeki yıkımın artış sebebi sistemdeki kayıpların debiye bağlı olarak artış göstermesi, soğutucularda gerçekleşen artış ise kademe çıkış sıcaklıklarının artmasına bağlı olarak soğutma suyu sıcaklığının artmasıdır. Pompanın ekserji kaybı ise soğutucuların aksine su sıcaklığının artması ile azalma göstermiştir.



Şekil 6.30. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin içsel ekserji yıkımı.

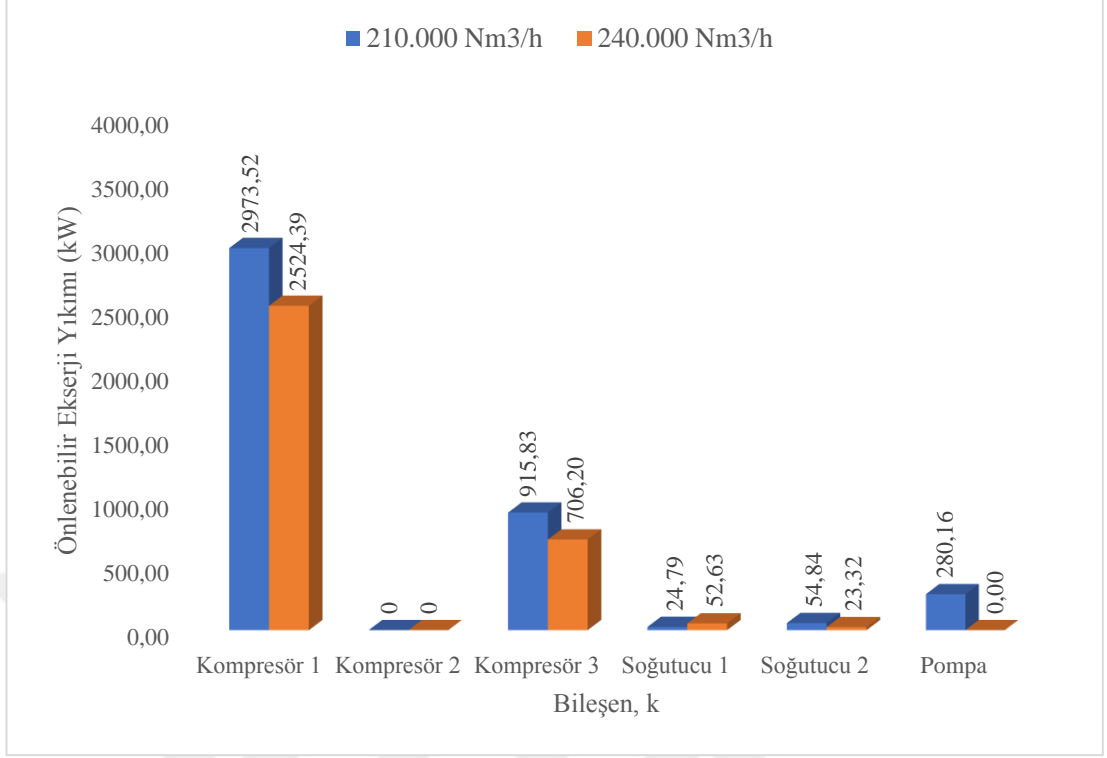
Şekil 6.30'da verilen değerler incelendiğinde Ana Hava Kompresöründe meydana gelen debi artışına bağlı olarak kompresör bileşenlerinin içsel ekserji yıkımında düşüş gerçekleştiği görülmektedir. Bu durumun nedeni ise kompresörün nominal çalışma değeri olan 240.000 Nm³/h debiye yaklaştıkça ekserji yıkımının azaldığı ve sistem veriminin arttığı belirlenmiştir. İçsel ekserji yıkımı doğrudan sistemin genel verimi ile ilişkili olduğundan bileşenlerin içsel ekserji yıkımında düşüş gözlemlenmiştir. Ancak şafttan kompresör dişlilerine aktarılan güç sırasında meydana gelen sürtünme kayıpları, impeller'da havaya kinetik enerji kazandırılırken hacim içerisinde hava kaybının olması ve sistemdeki hava basınç düşümleri nedeniyle tam olarak engellenememektedir. Soğutucu 1 ve Soğutucu 2 bileşenlerinde her iki debi değeri için de içsel ekserji yıkımının olmamasının nedeni büyük kapasitede seçilmesidir.



Şekil 6.31. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin dışsal ekserji yıkımı.

Şekil 6.31’de verilen değerler incelendiğinde Ana Hava Kompresöründe meydana gelen debi artışına bağlı olarak kompresör bileşenlerinin dışsal ekserji yıkımında artış gerçekleştiği görülmektedir. Soğutucularda meydana gelen dışsal ekserji yıkımındaki artışın nedeni soğutma suyu sıcaklığının artması ve soğutma suyu debi artışının yapılamamasıdır. Kompresörlerde meydana gelen artışın nedeni ise debi artışına bağlı olarak sistemden çekilen enerji artışıyla doğru orantılı olarak artmaktadır.

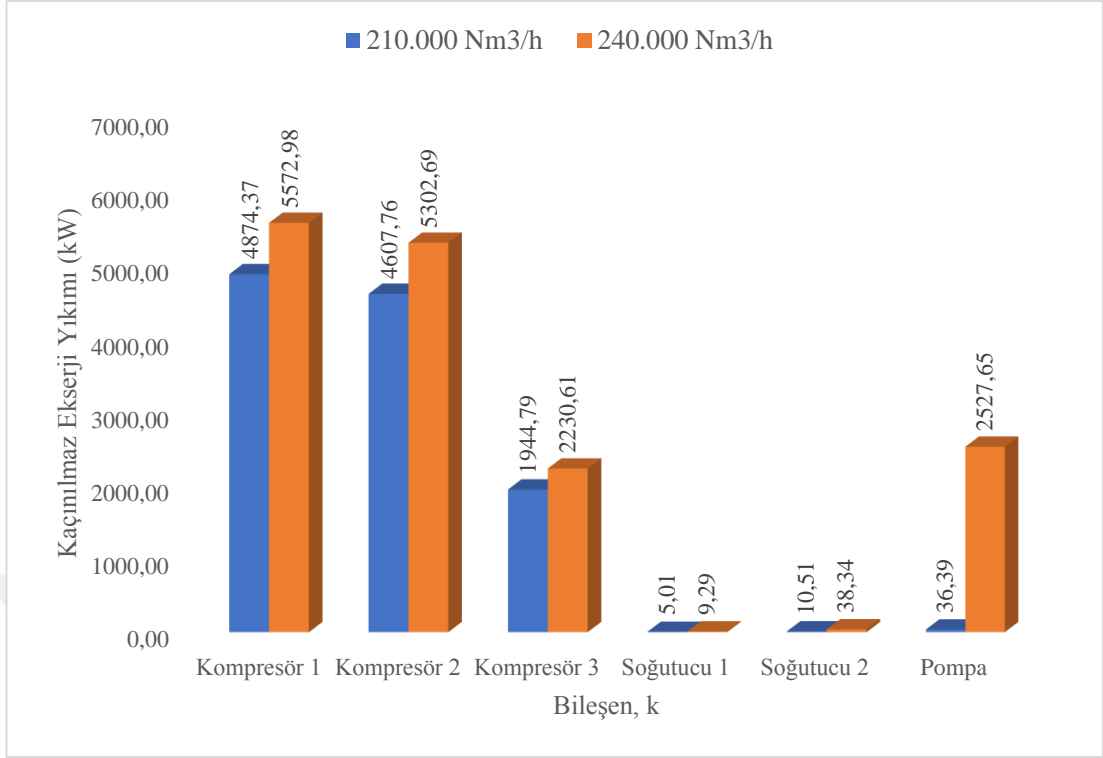
Şekil 6.32’de yer alan grafikte Ana Hava Kompresörünün iki farklı debi değerinde çalıştığında sistem bileşenlerinde meydana gelen önlenebilir ekserji değişimleri verilmiştir. Kompresör 1 ve Kompresör 3 bileşenlerinde meydana gelen düşüşün sebebi hava debisi artarken sıkıştırma esnasında kompresör impellerında bulunan verimsizliğe bağlı olarak hava çıkış sıcaklığının yükselmesi ve ekserji üretiminin artmasına bağlı olarak artış göstermektedir. Pompada meydana gelen düşüşün sebebi ise yine hava debisi kaynaklı soğutma ihtiyacının artması ve Evaporatif Soğutma Kulesinde meydana gelen sıcaklık artışına bağlı olarak düşüşün olmasıdır.



Şekil 6.32. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin önlenebilir ekserji yıkımı.

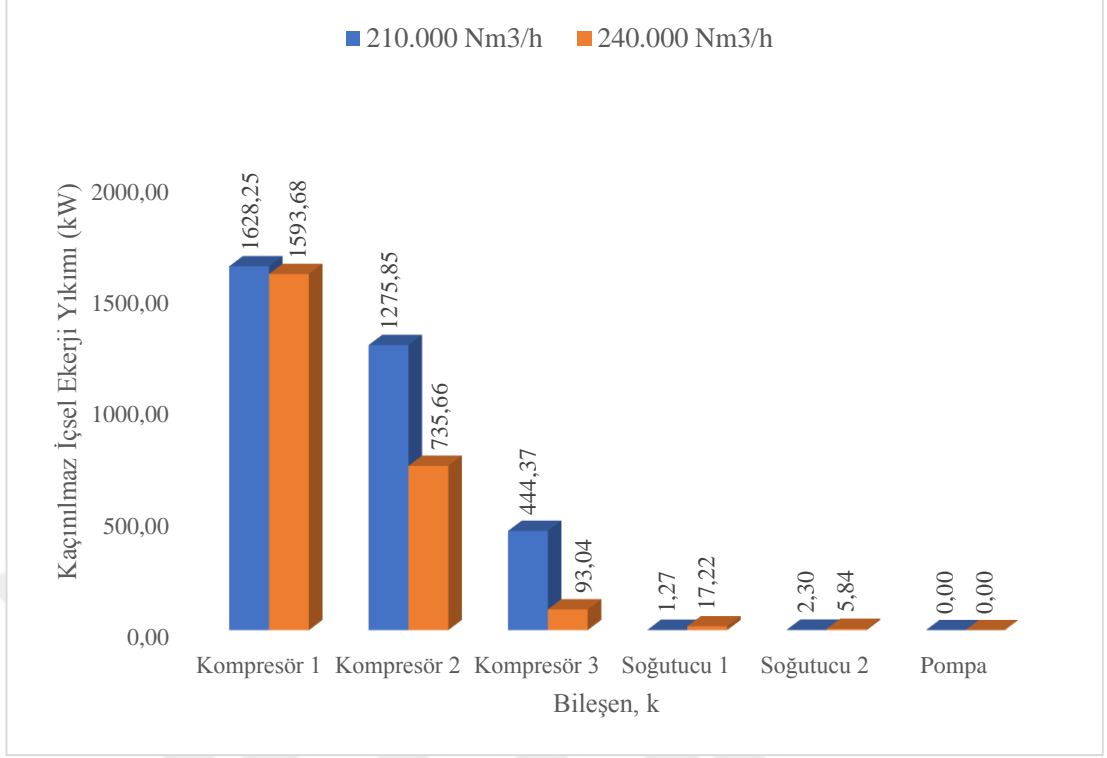
Şekil 6.33'te yer alan grafikte, Ana Hava Kompresörünün iki farklı debi değerinde çalıştığında sistem bileşenlerinde meydana gelen kaçınılmaz ekserji değişimleri verilmiştir. Debi değişimi sonrası kaçınılmaz ekserji miktarlarında artış gözlemlenmiş ve bu artışların en büyük miktarları Kompresör bileşenleri ve Pompada meydana gelmiştir. Bu artışların nedeni Kompresörlerde debi artışı ve sıkıştırma işlemi sonrasında hava sıcaklığının ve buna bağlı olarak soğutma suyu sıcaklığının artmasıdır.

Bu durumdan kaçınmak için yapılması gereken önlemler kompresör impellerlarının daha teknolojik olanlar ile değiştirilmesi ve soğutma suyu sıcaklığının Ana Hava Kompresörün debi artışına bağlı olarak sürekli sabit kalacak şekilde sistemin iyileştirilmesi gerekmektedir.

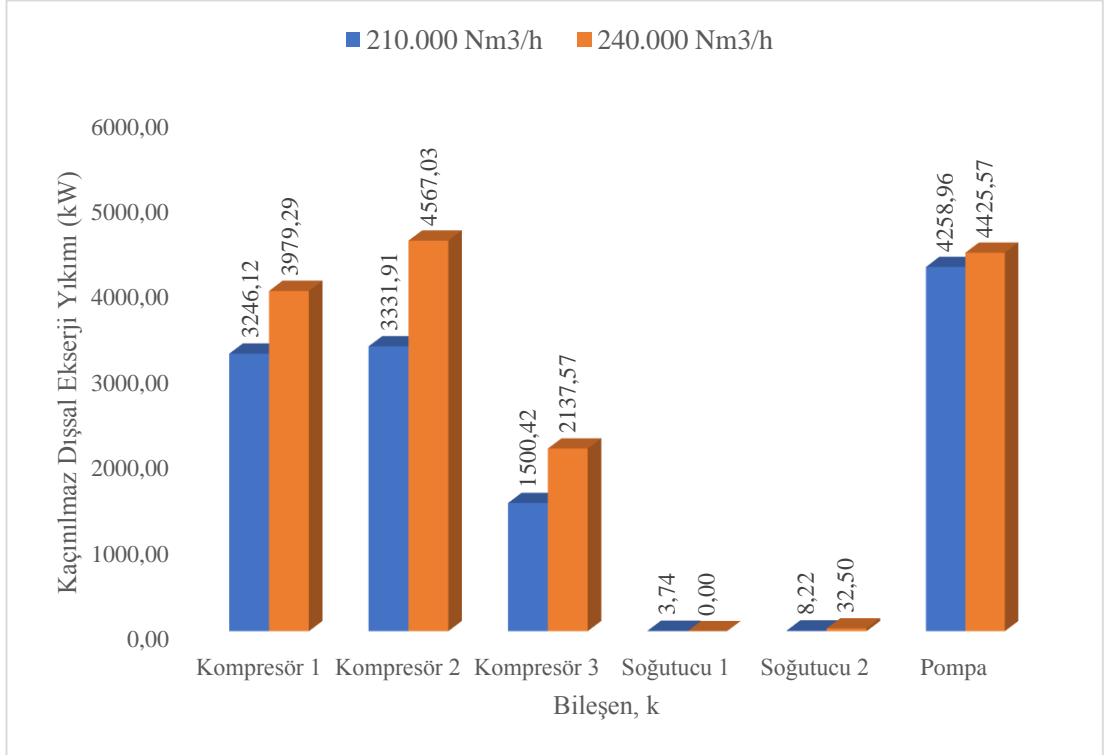


Şekil 6.33. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin kaçınılmaz ekserji yıkımı.

Şekil 6.34'te yer alan grafikte, Ana Hava Kompresörünün iki farklı debi değerinde çalıştığına sistem bileşenlerinde meydana gelen kaçınılmaz içsel ekserji değişimleri verilmiştir. Değerler incelendiğinde en fazla miktardaki ekserji yıkım düşüşünün Kompresör 2 ve Kompresör 3'te gerçekleştiği tespit edilmiştir. Bu durumun nedeni ise kompresörün 210.000 Nm³/h debiden 240.000 Nm³/h debiye çıkması ile sistem veriminin artmasıdır. Her iki çalışma koşulu için sistemlerin gerçek şartlar altındaki geleneksel ekserji verimleri Şekil 6.14'te ve Şekil 6.28'de verilmiştir. Bu değerler 210.000 Nm³/h için %21,27, 240.000 Nm³/h için ise %25,07'dir. Yani bu durumdan anlaşılacağı üzere soğutucuların yüksek kapasite seçilmesi sistemdeki kayıpların sadece Kompresör ve Pompada ele almayı sağlamıştır ve gerekmediği takdirde Kompresörde uzun süreli kapasite düşüşü enerji kaybı açısından tavsiye edilmemektedir.

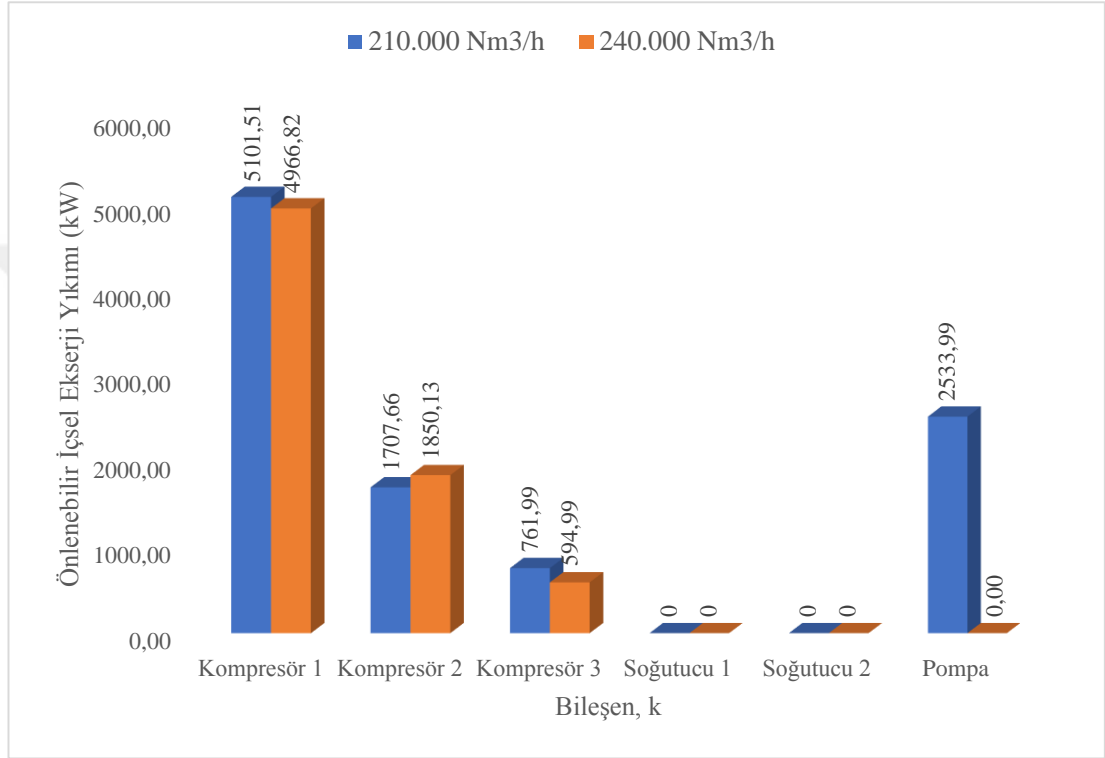


Şekil 6.34. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin kaçınılmaz içsel ekserji yıkımı.



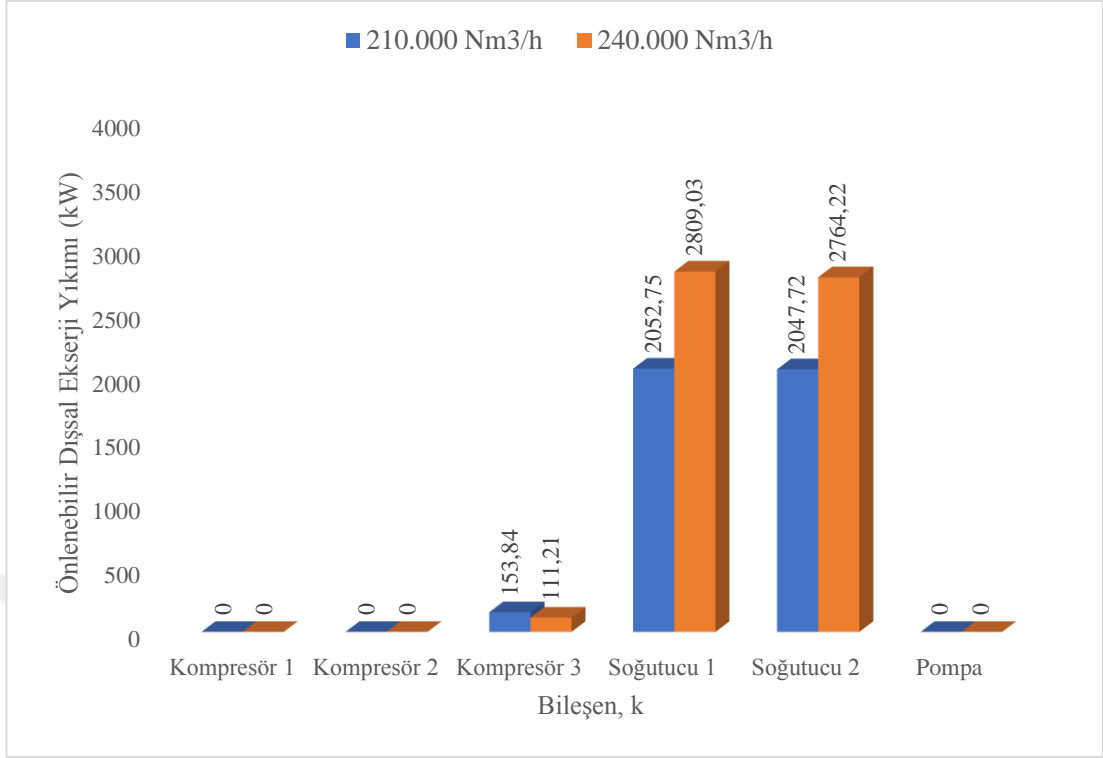
Şekil 6.35. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımı.

Şekil 6.35'te yer alan değerler incelendiğinde Ana Hava Kompresöründe meydana gelen debi artışına bağlı olarak en fazla kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımı kompresör ve pompa bileşende gerçekleştiği görülmektedir. Bu artışların nedeni Kompresörlerde debi artışı ve sıkıştırma işlemi sonrasında hava sıcaklığının ve buna bağlı olarak soğutma suyu sıcaklığının artmasıdır.



Şekil 6.36. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin önlenebilir içsel ekserji yıkımı.

Şekil 6.36'da yer alan değerler incelendiğinde Ana Hava Kompresöründe meydana gelen debi artışına bağlı olarak Kompresör 1 ve Kompresör 3'te meydana gelen önlenebilir içsel ekserji yıkımında azalma, Kompresör 2'nin önlenebilir içsel ekserji yıkımında ise artış gözlemlenmiştir. Kompresör 1, Kompresör 3 ve Pompa'da meydana gelen düşüşün nedeni debi artışıyla sistem veriminin artışıdır. Soğutucularda önlenebilir içsel ekserji yıkımının olmaması kapasitelerinin sisteme göre büyük seçilmesidir.



Şekil 6.37. İki farklı debide Ana Hava Kompresörü sistem bileşenlerinin önlenebilir dışsal ekserji yıkımı.

Şekil 6.37’de verilen değerler incelendiğinde Ana Hava Kompresöründe meydana gelen debi artışına bağlı olarak Soğutucu 1 ve Soğutucu 2’de kaçınılmaz dışsal ekserji yıkımında artış gözlemlenmiştir. Bu durumun nedeni ise, soğutma suyu sıcaklığının artması ve Kompresör 2’de meydana gelen önlenebilir içsel ekserji yıkımının artmasıdır.

BÖLÜM 7

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada başlangıç olarak bir Demir Çelik Üretim Tesisinde yer alan Hava Ayırıştırma Tesisi üretim sürecinde ilk ekipman olan Ana Hava Kompresörünün 210.000 Nm³/h ve 240.000 Nm³/h debi değerlerinin aynı çevre şartları altındaki ölçüm noktalarının sıcaklık ve basınç değerleri elde edilmiştir. Sonrasında bu ölçüm sonuçlarına göre kompresörün iki debi değerindeki geleneksel ekserji analizi ve ardından sistemin yine her iki debi değeri için teorik ve kaçınılmaz varsayımları belirlenerek ileri ekserji analizi yapılmıştır.

İlk olarak gerçekleştirilen geleneksel ekserji analizinde 210.000 Nm³/h debide çalıştırılan Ana Hava Kompresörüne 17.958 kW ekserji girişi olduğu ve sistemin en fazla ekserji yıkımı %43,70 oranla Kompresör 1’de, %24,40 oranla Kompresör 2’de, %15,90 oranla Kompresör 3’te meydana geldiği bulunmuştur. Ayrıca sistemde suya aktarılan ekserji miktarı toplam girişin %9,10’u kadardır. Sistemin genel verimi %21,27 olarak hesaplanmıştır. 240.000 Nm³/h debide çalıştırılan Ana Hava Kompresörüne ise 18.975 kW ekserji girişi olduğu ve sistemin en fazla ekserji yıkımı %42,70 oranla Kompresör 1’de, %23,60 oranla Kompresör 2’de, %15,50 oranla Kompresör 3’te meydana geldiği bulunmuştur. Ayrıca sistemde suya aktarılan ekserji miktarı toplam girişin %10,60’ı kadardır. Sistemin genel verimi %25,02 olarak hesaplanmıştır. Her iki farklı çalışma koşulları altında bulunan bu oranlar yardımıyla sistemdeki iyileştirme yapılması gereken sistem bileşenlerinin Kompresörler olduğu açıkça ortaya çıkmaktadır.

Yapılan analizler neticesinde Ana hava Kompresör sistemi üzerinde meydana gelen ekserji yıkımları bileşen seviyelerine indirgenerek, bileşenler arasındaki etkileşimler ve iyileştirme yapıldığı takdirde ne kadarlık bir geri kazanım sağlanacağı net bir şekilde ortaya koyulmuştur.

Ana Hava Kompresörü 210.000 Nm³/h debi değerlerinde çalışırken sistemde yer alan Soğutucular ve Pompanın kendi çalışmalarından kaynaklanan herhangi bir ekserji yıkımının olmadığı hesaplanmıştır. Ancak Kompresör bileşenlerinin kendi çalışma koşullarından dolayı (içsel) gerçekleşen ekserji yıkımının, kendisinde gerçekleşen toplam ekserji yıkımına oranları şu şekildedir; Kompresör 1 %85,75, Kompresör 2 %68,09, Kompresör 3 %42,17. 240.000 Nm³/h debi değerleri altında çalışan Ana Hava Kompresörü bileşenlerinde de 210.000 Nm³/h debi değerinde çalıştığı gibi Soğutucular ve Pompada kendi çalışmalarından kaynaklanan herhangi bir ekserji yıkımının olmadığı hesaplanmıştır. Ancak Kompresör bileşenlerinin kendi çalışma koşullarından dolayı (içsel) gerçekleşen ekserji yıkımının, kendisinde gerçekleşen toplam ekserji yıkımına oranları şu şekildedir; Kompresör 1 %81,02, Kompresör 2 %57,65, Kompresör 3 %23,42.

Sistem bileşenleri arasında meydana gelen etkileşimlerin ne kadarının yapılacak iyileştirme çalışmalarına göre önlenabilir olduğu ileri ekserji analizinin önlenabilir içsel ekserji analizleri yapılarak hesaplanmıştır. Ana Hava Kompresörünün 210.000 Nm³/h debisinde Kompresör 1'in 6.729,76 kW'lık içsel ekserji yıkımının %75,80'i, Kompresör 2'nin 2.983,50 kW'lık içsel ekserji yıkımının %57,23'i ve Kompresör 3'ün 1206,37 kW'lık içsel ekserji yıkımının %63,16'sı yapılacak olan iyileştirme çalışmaları sonucunda önlenebilir. Ana Hava Kompresörünün 240.000 Nm³/h debisinde ise Kompresör 1'in 6.560,51 kW'lık içsel ekserji yıkımının %75,70'i, Kompresör 2'nin 2.585,79 kW'lık içsel ekserji yıkımının %71,55'i ve Kompresör 3'ün 688,04 kW'lık içsel ekserji yıkımının %86,47'si yapılacak olan iyileştirme çalışmaları sonucunda önlenebilir. Ana Hava Kompresörünün her iki debi değeri için de Soğutucu 1, Soğutucu 2 ve Pompada içsel ekserji yıkımı gerçekleşmemektedir.

Sistem bileşenlerinin modifiye verimlerinin de değerlendirmesi yapılırsa; her iki kapasitede de çalışan kompresör için Soğutucu verimlerinin yüksek olduğu, en düşük verime sahip bileşenlerin ise Kompresörler olduğu tespit edilmiştir. Ana Hava Kompresörünün 210.000 Nm³/h debi değerinde Kompresör 1'in modifiye verimi %14,86, Kompresör 2'nin modifiye verimi %34,05, Kompresör 3'ün modifiye verimi ise %50,60'tır. 240.000 Nm³/h debide ise Kompresör 1'in modifiye verimi %18,81, Kompresör 2'nin modifiye verimi %36,86, Kompresör 3'ün modifiye verimi ise

%60,63'tür. Her iki debi değerinde Kompresör bileşenleri için verilen bu oranlara göre iyileştirme yapılması gereken sistem bileşenlerinin Kompresörler olduğu görölmektedir. Geleneksel ekserji analizinde de iyileştirme yapılması gereken sistem bileşenleri Kompresörlerdir. İyileştirme yapıldığı takdirde sistemin genel verimi 210.000 Nm³/h debi değerinde %21,27'den %40,43'e, 240.000 Nm³/h debi değerinde ise %25,02'den %80,67'ye çıkacağı yapılan analizler sonucu hesaplanmıştır.



KAYNAKLAR

- [1] Çamurcu, H., “Dünya Nüfus Artışı ve Getirdiği Sorunlar”, **Sosyal Bilimler Dergisi**, 13(8): 87-105 (2005).
- [2] İnternet: Türkiye Elektrik İletim A.Ş., “Türkiye Elektrik Üretim-İletim 2018 Yılı İstatistikleri”, <https://www.teias.gov.tr/tr-TR/turkiye-elektrik-uretim-iletim-istatistikleri> (2019).
- [3] İnternet: Türkiye Elektrik İletim A.Ş., “Türkiye Elektrik Üretim-İletim 2016 Yılı İstatistikleri”, <https://www.teias.gov.tr/tr-TR/turkiye-elektrik-uretim-iletim-istatistikleri> (2017).
- [4] Karataş, M. A., “Basınçlı Hava Sistemlerinde Enerji Verimliliği: Bir Çelik Fabrikasının Basınçlı Hava Denetleme Çalışması”, **Türkiye Makine Mühendisleri Odası Birliği Makalesi**, 132: 19-26, (2012).
- [5] Rajput, R. K., “Engineering Thermodynamics Third Edition SI Unit Version”, Engineering Series, **Laxmi Publication (P) LTD**, Boston, 23, 101-102, 108, 229-230, 265 (2007).
- [6] Çengel, Y. A. ve Boles M. A., “Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla”, Çev: Pınarbaşı, A., **Palme Yayıncılık**, Ankara, 62-63, 360-361, 420-421, (2013).
- [7] Tsatsaronis, G., “Design optimization using exergoeconomics, in: Thermodynamic optimization of complex energy systems”, **Kluwer Academic Publishers**, Dordrecht, Netherlands, (1999).
- [8] Bühler, F., Nguyen T. V., Jensen, J. K., Holm, F. M. and Elmegaard B., “Energy, exergy and advanced exergy analysis of a milk processing factory”, **Department of Mechanical Engineering**, 162: 576-592 (2018).
- [9] Mosuruk, T. and Tsatsaronis, G., “A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines”, **Institute for Energy Engineering**, 33: 890-907 (2008).
- [10] Palizdar, A., Ramezani, T., Nargessi, Z., AmirAfshar, S., Abbasi, M. and Vatani, A., “Thermodynamic evaluation of three mini-scale nitrogen single expansion processes for liquefaction of natural gas using advanced exergy analysis”, **Institute of Liquefied Natural Gas (I-LNG)**, 150: 637-650 (2017).
- [11] Doğan, B., “Dört kademeli pistonlu tip bir CNG Kompresöründe ekserji analizi”, **Sinop Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi**, 2(1): 159 – 169 (2017).

- [12] Bulut, H. ve Akgül, M., A., “Dört kademeli pistonlu tip bir CO₂ kompresör sisteminde enerji ve ekserji analizi”, *11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 1179 (2013).
- [13] Çakmak, Ç., “Pistonlu ve scroll tipi kompresörlerin soğutma performansının karşılaştırmalı enerji ve ekserji analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bilecik, (2017).
- [14] Ural, G., “Hava Ayırıştırma Tesisinde enerji verimliliği ve ekserji analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Gebze, (2016).
- [15] Wagner, T., C., DeBlois, R., L. and Young, D., L., “Energy and exergy analyses of the scroll compressor”, *International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, 1053 (1994).
- [16] Aydın, E., “Füzelerde kullanılan deneysel bir turbomakinenin ekserji analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Eskişehir, (2018).
- [17] Gökgedik, H., “İleri ekserji analizi ile jeotermal güç sisteminde termodinamik performansın iyileştirilmesinin tespiti” Yüksek Lisans Tezi, *Muğla Sıtkı Kocaman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Muğla, (2013).
- [18] Açikkalp, E., “Doğal gaz yakıtlı bir elektrik üretim tesisi ve bir trijenerasyon sisteminin ileri ekserji ve eksergoekonomik yöntemleri kullanarak analizi” Doktora Tezi, *Eskisehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Eskişehir, (2013).
- [19] Parıltı, M., B., “Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu bir soğutma sisteminin ileri ekserji analizi” Yüksek Lisans Tezi, *Bartın Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 5 (2019)
- [20] Liu, Z., Liu, B., Guo, J., Xin, X. and Yang, X., “Conventional and advanced exergy analysis of a novel transcritical compressed carbon dioxide energy storage system” *Energy Conversion and Management*, 198 (2019).
- [21] Petrakopoulou, F., Tsatsaronis, G., Morosuk, T. and Carassai, A., “Conventional and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant”, *Energy*, 146-152 (2012).
- [22] Ambriz-Diaz, V., M., Rubio-Maya, C., Ruiz-Casanova, E., Martinez-Patino, J. and Pastor-Martinez, E., “Advanced exergy and exergoeconomic analysis for a polygeneration plant operating in geothermal cascade”, *Energy Conversion and Management*, 203 (2020).
- [23] Ebrahimi, M., Carriveau, R., Ting, D., S., K. and McGillis A., “Conventional and advanced exergy analysis of a grid connected underwater compressed air energy storage facility”, *Applied Energy*, 1198-1208 (2019).

- [24] Shaygan, M., Ehyaei, M., A., Ahmadi, A., El Haj Assad M. and Silveira J., L., “Energy, exergy, advanced exergy and economic analyses of hybrid polymer electrolyte membrane (PEM) fuel cell and photovoltaic cells to produce hydrogen and electricity”, *Journal of Cleaner Production*, 1082-1093 (2019).
- [25] İnternet: Atlas Copco Kompresör Günlüğü, “Kompresör Tipleri”, <http://kompresorgunlugu.com/kompresor-tipleri/> (2015).
- [26] Sorokes, J. M., “Selecting a Centrifugal Compressor”, *American Institute of Chemical Engineers (AIChE) and Dresser-Rand*, June 2013, 44-51 (2013).
- [27] İnternet: Atlas Copco Integrally-Geared Compressor, <https://www.youtube.com/watch?v=CxUQxY85UqQ> (2017).
- [28] İnternet: Compressed Air Duction, <http://compressedairduction.com/category/compressor/page/2/> (2016).
- [29] TS 825, “Binalarda Isı Yalıtım Kuralları”, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara, RG.27291, 65 (2009).

ÖZGEÇMİŞ

Emrehan GÜRSOY 1994 yılında Ordu'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Ordu Perşembe Beyli İlköğretim okulunda tamamladı. Liseyi ise Ordu Teknik ve Endüstri Meslek Lisesinde tamamladıktan sonra 2012 yılında Karabük Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği bölümünde lisans eğitimine başlayıp 2017 senesinde 3,69 ortalama ile mezun oldu. Mezuniyet yılında bölüm birinciliği ve Teknoloji Fakültesi ikinciliğini elde etti. 2017 yılı haziran ayında üniversite öğreniminin ardından Kardemir Karabük Demir Çelik Sanayi ve Ticaret A.Ş. Hava Ayırıştırma Tesisleri Müdürlüğünde İşletme Mühendisi olarak göreve başladı ve halen aynı iş pozisyonunda çalışmaya devam etmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Yenişehir Mah. Çamlık Cad. 2/14

Merkez/KARABÜK

Tel : (535) 687 1526

E-posta : emrehangursoy@gmail.com