



**OKSİJEN, AZOT VE ARGON ÜRETEEN BİR HAVA  
AYRIŞTIRMA TESİSİNİN ENERJİ, EKSERJİ VE  
TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

**Hatice ÖZDEMİR**

**2020  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı  
Dr. Öğr. Üyesi Selçuk SELİMLİ**

**OKSİJEN, AZOT VE ARGON ÜRETEN BİR HAVA AYRIŞTIRMA  
TESİSİNİN ENERJİ, EKSERJİ VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

**Hatice ÖZDEMİR**

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

**Tez Danışmanı  
Dr. Öğr. Üyesi Selçuk SELİMLİ**

**KARABÜK  
Aralık 2020**

Hatice ÖZDEMİR tarafından hazırlanan “OKSİJEN, AZOT VE ARGON ÜRETEN BİR HAVA AYRIŞTIRMA TESİSİNİN ENERJİ, EKSERJİ VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Dr. Öğretim Üyesi Selçuk SELİMLİ .....  
Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 15/12/2020

<u>Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)</u>	<u>İmzası</u>
Başkan : Prof. Dr. Kurtuluş BORAN (GÜ)	.....
Üye : Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)	.....
Üye : Dr. Öğretim Üyesi Selçuk SELİMLİ (KBÜ)	.....

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ .....  
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

*“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.”*

Hatice ÖZDEMİR

## **ÖZET**

**Yüksek Lisans Tezi**

### **OKSİJEN, AZOT VE ARGON ÜRETEN BİR HAVA AYRIŞTIRMA TESİSİNİN ENERJİ, EKSERJİ VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

**Hatice ÖZDEMİR**

**Karabük Üniversitesi**

**Lisansüstü Eğitim Enstitüsü**

**Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı:**

**Dr. Öğretim Üyesi Selçuk SELİMLİ**

**Eylül 2020, 85 sayfa**

Üretim süreçleri ve teknolojilerinde meydana gelen gelişim endüstriyel gazlara olan ihtiyacı önemli ölçüde artırmıştır. Havanın bileşenleri olan oksijen, azot ve argon farklı endüstriyel sektörlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada, entegre bir demir-çelik fabrikasının ihtiyaç duyduğu oksijen, azot ve argon üretilmesi amacı ile kurulmuş olan hava ayırıştırma tesisinin enerji ve ekserji analizleri yapılarak, tesis ekonomik açıdan incelenmiştir. Üretilen birim ürün gaz başına enerji tüketimi, ana ekipmanların ve tesisin enerji ve ekserji verimlilikleri hesaplanmıştır. Sonuçta, distilasyon kolonlarında %11,16, ana hava kompresöründe %8,92, booster kompresöründe %14,09, ana ısı değiştiricilerinde %8,03, genleşme türbininde ise %5,24 ekserji kaybı hesaplanmıştır. Diğer cihaz ve ekipmanlar göz önüne alındığında tüm tesisin enerji ve ekserji verimliliği sırasıyla %51,8 ve %30,77 'dir. Gerekleştirilen

maliyet analizi neticesinde, birim ürün başına harcanan enerji miktarı 0,452 kWh/Nm<sup>3</sup> olup, birim ürün maliyeti 0,032 \$/Nm<sup>3</sup> olarak hesaplanmıştır. Mevcut tesisin 2020 yılı ilk altı ay piyasa koşulları baz alındığında kurulum maliyeti 40.050.000 \$ olarak belirlenmiştir. Tesisin yıllık üretim kazanımı yaklaşık 45.509.922 \$'dır. Yıllık enerji ve işletme maliyetleri ise 22.514.020 \$ ve 4.930.155 \$ olarak hesaplanmıştır. Bu bağlamda yıllık net kâr 18.065.747 \$'dır. Tesisin 2020 yılı ilk altı ayı piyasa şartları için geri ödeme süresi yaklaşık 2,5 yıl olarak belirlenmiştir.

**Anahtar Sözcükler :** Oksijen, azot, argon, hava ayrıştırma, enerji, ekserji

**Bilim Kodu** : 91408

## **ABSTRACT**

**M. Sc. Thesis**

### **ENERGY, EXERGY AND THERMOECONOMIC ANALYSIS OF AN AIR SEPARATION PLANT PRODUCING OXYGEN, NITROGEN AND ARGON**

**Hatice ÖZDEMİR**

**Karabuk University**

**Institute of Graduate Programs**

**Department of Energy Systems Engineering**

**Thesis Advisor:**

**Dr. Selçuk SELİMLİ**

**September 2020, 85 pages**

The development in production processes and technologies has significantly increased the need for industrial gases. Oxygen, nitrogen and argon, which are components of air, are widely used in different industrial sectors. In this study, the energy and exergy analysis of the air separation plant, which was established to produce oxygen, nitrogen and argon needed by an integrated iron and steel factory, was analyzed in terms of economy. Energy consumption per unit product gas produced, energy and exergy efficiencies of the main equipment and facility were calculated. As a result, exergy loss was calculated as 11.16% in distillation columns, 8.92% in main air compressor, 14.09% in booster compressor, 8.03% in main heat exchanger and 5.24% in expansion turbine. Considering the other devices and equipment, the energy and exergy efficiency of the entire facility is 51.8% and 30.77%, respectively. As a result of the required cost analysis, the amount of energy consumed per unit product was 0.452 kWh / Nm<sup>3</sup> and the unit product cost was calculated as 0.032 \$ / Nm<sup>3</sup>. Based on market

conditions for the first six months of 2020, the installation cost of the existing facility has been determined as \$ 40,050,000. The annual production gain of the facility is approximately \$ 45,509,922. Annual energy and operating costs are calculated as \$ 22,514,020 and \$ 4,930,155. In this context, the annual net profit is \$ 18,065,747. The payback period for the first six months of 2020 for the market conditions of the facility has been determined as approximately 2.5 years.



## TEŞEKKÜR

Bu tez çalıőmasının planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıőmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocam Dr. Öğretim Üyesi Selçuk SELİMLİ'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans eğitimim sürecinde desteklerini esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK'a teşekkürlerimi sunarım.

Tüm eğitim hayatım boyunca destek ve yardımlarını esirgemeyen değerli aileme ve sevgili eşim Mehmet ÖZDEMİR'e sevgi ve teşekkürlerimle.

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL .....	ii
ÖZET .....	iv
ABSTRACT .....	vi
TEŞEKKÜR .....	viii
İÇİNDEKİLER .....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	xv
BÖLÜM 1 .....	1
GİRİŞ .....	1
BÖLÜM 2 .....	8
HAVA AYRIŞTIRMA TEKNOLOJİLERİNİN TANITIMI .....	8
2.1. GENEL TANIMLAMA .....	8
2.2. HAVA AYRIŞTIRMA TEKNOLOJİLERİ .....	9
2.1.1. Membranlı Hava Ayrıştırma Sistemleri .....	10
2.1.2. Basınç Salımlı Adsorpsiyon Sistemleri .....	11
2.1.2. Kriyojenik Ayrıştırma Sistemleri .....	12
BÖLÜM 3 .....	14
ÇALIŞMA YAPILAN HAVA AYRIŞTIRMA TESİSİNİN BİLEŞENLERİ VE TANITIM .....	14
3.1. HAVA AYRIŞTIRMA SİSTEMİ ATMOSFER BÖLÜMÜ .....	14
3.1.1. Hava Emiş Filtresi .....	14
3.1.2. Havanın Ana Hava Kompresöründe Basınçlandırılması .....	15
3.1.3. Sprey Kule .....	18
3.1.3.1. Evaporatif Kule .....	19

	<b><u>Sayfa</u></b>
3.1.4. Molsieve Ünitesi.....	20
3.1.5. Booster Hava Kompresörü .....	21
3.1.6. Genleşme Türbini ve Körüğü .....	22
3.2. HAVA AYRIŞTIRMA TESİSİ SOĞUK BÖLÜMÜ .....	23
3.2.1. Ana Isı Değiştiricileri .....	24
3.2.2. Yüksek Basıncılı (Alt) Kolon .....	24
3.2.3. Düşük Basıncılı (Üst) Kolon .....	25
3.2.4 Kondenser (Reboiler) .....	25
3.2.5 Ham Argon Kolonları.....	25
3.2.6 Saf Argon Kolonu.....	26
BÖLÜM 4 .....	27
HAVA AYRIŞTIRMA TESİSİN ENERJİ, EKSERJİ VE EKONOMİK ANALİZİ ....	
.....	27
4.1. TESİS EKİPMANLARININ TERMODİNAMİK MODELİ VE YAPILAN KABULLER.....	27
4.2 TESİS EKİPMANLARININ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİ.....	33
4.2.1. Ana Hava Kompresörü Enerji ve Ekserji Hesapları.....	33
4.2.1.1. Ana Hava Kompresörü 1. Kademe Analizi .....	34
4.2.1.2. Ana Hava Kompresörü 1. Kademe Eşanjör Analizi .....	35
4.2.2. Sprey Kule, Evaporatif Kule ve Soğutma Suyu Pompaları Enerji ve Ekserji Hesapları.....	37
4.2.3. Sprey Kule Enerji ve Ekserji Hesapları .....	39
4.2.4. Molsieve Ünitesi Enerji ve Ekserji Hesapları.....	41
4.2.5. Molsieve Ünitesi Elektrikli Isıtıcısı Enerji ve Ekserji Hesapları.....	42
4.2.6. Booster Hava Kompresörü Enerji ve Ekserji Hesapları .....	44
4.2.6.1. Booster Hava Kompresörü 1. Kademe Eşanjör Analizi .....	44
4.2.6.2. Booster Hava Kompresörü 1. Kademe Eşanjör Analizi .....	45
4.2.7. Genleşme Türbini ve Körüğü Enerji ve Ekserji Hesapları .....	47
Genleşme türbini iyi yalıtılmış olup adyabatik bir sistemdir.....	47
4.2.7.1. Genleşme Türbini Enerji ve Ekserji Hesapları .....	47
4.2.7.2. Genleşme Türbin Körüğü Enerji ve Ekserji Hesapları .....	48

	<b><u>Sayfa</u></b>
4.2.8. Ana Isı Değiştirici Enerji ve Ekserji Hesapları.....	50
4.2.9. Alçak Basınç Kolonu Enerji ve Ekserji Hesapları.....	52
4.2.10. Yüksek Basınç Kolonu Enerji ve Ekserji Hesapları.....	53
4.2.11. Argon Kolonu Enerji ve Ekserji Hesapları.....	54
4.3. TESİS İÇ TÜKETİM HESABI VE ÜRÜN MALİYETİ HESAPLANMASI... .....	57
4.5. TESİSİN EKONOMİK ANALİZİ.....	59
BÖLÜM 5 .....	62
ARAŞTIRMA BULGULARI .....	62
BÖLÜM 6 .....	69
TARTIŞMA VE SONUÇ .....	69
KAYNAKLAR .....	70
EK AÇIKLAMALAR A. ....	75
HAT AKIŞ ŞEMASI .....	75
EK AÇIKLAMALAR B. ....	78
HAT DÜĞÜM NOKTALARININ TANIMLARI.....	78
EK AÇIKLAMALAR C. ....	81
HAT DÜĞÜM NOKTALARININ TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ .....	81
ÖZGEÇMİŞ .....	85

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 2.1. Hava içerisinde bulunan gaz bileşenlerin oranları.....	8
Şekil 2.2. Hava ayrıştırma ve pazara sunum süreci .....	9
Şekil 2.3. Havanın azot ile zenginleştirme ünitesi akış şeması.....	10
Şekil 2.4. PSA prosesi ile azot üretim sistemi .....	11
Şekil 2.5. VPSA prosesi ile oksijen üretim süreci akış şeması .....	12
Şekil 2.6. Kriyojenik ayrıştırma süreci akış şeması .....	13
Şekil 3.1. Ana hava kompresörü kademe ve soğutucuları akış şeması.....	17
Şekil 3.2. Sprey kule sistemi akış şeması.....	19
Şekil 3.3. Sprey kule ve evaporatif su soğutma sistemi akış şeması.....	20
Şekil 3.4. Molsieve ünitesi akış şeması.....	21
Şekil 3.5. Booster hava kompresörünün kademe ve soğutucuları akış şeması .....	21
Şekil 3.6. Genleşme türbini ve körüğü akış şeması .....	23
Şekil 4.1. Ana hava kompresör akış şeması.....	33
Şekil 4.2. Sprey kule pompası akış şeması .....	37
Şekil 4.3. Evaporatif kule pompası akış şeması.....	38
Şekil 4.4. Soğutma suyu pompası akış şeması.....	39
Şekil 4.5. Sprey kule akış şeması .....	39
Şekil 4.6. Molsieve ünitesi akış şeması.....	41
Şekil 4.7. Elektrikli ısıtıcı akış şeması .....	42
Şekil 4.8. Booster kompresörü ve soğutucuları akış şeması .....	44
Şekil 4.9. Genleşme türbini ve körüğü akış şeması. ....	47
Şekil 4.10. Yüksek basınçlı ana ısı değiştirici akış şeması .....	50
Şekil 4.11. Düşük basınçlı ana ısı değiştirici akış şeması .....	51
Şekil 4.12. Alçak basınç kolonu akış şeması .....	52
Şekil 4.13. Yüksek basınç kolonu akış şeması.....	53
Şekil 4.14. Argon kolonu akış şeması.....	54

	<b><u>Sayfa</u></b>
Şekil Ek A.1. Atmosfer bölümü.....	76
Şekil Ek A.2. HAT soğuk bölümü .....	77

## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b><u>Sayfa</u></b>
Çizelge 3.1. Filtre sınıfları ve uygulama alanları.....	15
Çizelge 3.2. Ana hava kompresörü teknik özellikleri.....	17
Çizelge 3.3. Booster hava kompresörü teknik özellikleri.....	22
Çizelge 4.1. Tesisin I. Kanun verimi, II. Kanun verimi ve kayıp ekserji değerleri. ..	56
Çizelge 4.2. Tesis iç tüketim değerleri.....	57
Çizelge 4.3. Ürünlerin saflıkları ve üretim miktarları.....	58
Çizelge 4.4. Tesis ekipmanlarının ekonomik analiz değerleri.....	60
Çizelge 4.5. Ürünlerin yıllık üretimi ve kazanç.....	61
Çizelge Ek B.1. HAT düğüm noktaları tanımlama.....	79
Çizelge Ek C.1. Düğüm noktaları termodinamik özellikleri.....	82

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### SİMGELER

Ar	: argon
O <sub>2</sub>	: oksijen
N <sub>2</sub>	: azot
H <sub>2</sub> O	: su
CO <sub>2</sub>	: karbondioksit
CH <sub>4</sub>	: metan
µm	: mikrometre
°C	: santigrat
E	: enerji
U	: iç enerji
PE	: potansiyel enerji
KE	: kimyasal enerji
P	: basınç
m	: kütle
g	: yer çekimi
z	: yükseklik
V <sub>ç</sub>	: sistemden çıkan akış hızı
V <sub>g</sub>	: sisteme giren akış hızı
η	: verim
h	: entalpi
s	: entropi
Ψ	: özgül ekserji
Ẋ	: termofiziksel ekserji toplamı
I	: ekserji yıkımı
η <sub>I</sub>	: 1.yasa verimi
η <sub>II</sub>	: 2.yasa verimi



- $\eta_T$  : türbin izantropik verimi  
 $\eta_K$  : kompresör izantropik verimi  
 $\eta_P$  : pompa izantropik verimi  
 $\dot{m}$  : kütleli debi  
 $W$  : iş  
 $W_s$  : izentropik özgül iş  
 $Q$  : Isı  
 $\dot{S}$  : entropi üretimi  
 $W_{tr}$  : tersinir iş  
 $W_y$  : faydalı iş  
 $T_y$  : yüzey sıcaklığı  
 $T_0$  : ölü hal sıcaklığı  
 $P_0$  : ölü hal basıncı  
 $W_e$  : elektril enerjisi girişı  
 $Q_e$  : ısı çıkışı  
 $C_p$  : suyun özgül ısısı

## KISALTMALAR

- HAT : Hava Ayrıştırma Tesisi  
PSA : Basınç Değişim Adsorpsiyonu  
VPSA : Vakum Basınç Değişim Adsorpsiyonu  
TEP : Ton Eşdeğer Petrol  
EES : Engineering Equation Solver  
LAR : Likit Argon  
LOX : Likit Oksijen  
LIN : Likit Azot  
GOX : Gaz Oksijen  
GAN : Gaz Azot  
ppm : Ağırlıkça Milyon Mertebesinde Miktar  
SKP : Sprey Kule Pompası  
EP : Evaporatif Kule Pompası  
YBID : Yüksek Basınçlı Isı Değiştirici  
DBID : Düşük Basınçlı Isı Değiştirici

## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Bir toplumunun sosyal, ekonomik ve sürdürülebildiklerinin en önemli etkenlerinden biri enerji tüketimidir. Toplumların sürdürülebilir kalkınmalarını sağlamak için enerji üretiminden ilettime, iletiminden tüketime kadar etkili ve doğru kullanımı hususu, enerjinin olumsuz çevresel etkilerini en aza indirilmesi açısından büyük önem arz etmektedir. Enerji kullanımını minimum seviyeye getirerek maksimum verim sağlamak amacı ile yapılan çalışmalar o toplumun gelişmişlik seviyesini ve ekonomisini pozitif yönde etkilemektedir. Enerji tasarrufu, hayatımızın her alanında olduğu gibi enerjinin çok büyük bir kısmının kullanıldığı endüstriyel tesisler için de büyük önem taşımaktadır. Tasarruf kelime anlamı ile bir işi minimum enerji girdisi ve maksimum çıktı ile gerçekleştirmektir. Enerji tasarrufu; teknolojik gelişmeleri, geliştirme prosedürlerinin kullanılarak enerjinin daha etkili kullanılması anlamına gelmektedir. Günümüzde araştırmacıların öncelikli amacı artan enerji ihtiyacı karşısında yenilenebilir ve yeni enerji kaynakları belirleyerek kullanmak, ayrıca elde bulunan enerji kaynaklarını maksimum verimlilikte kullanmak konusunda insanlığa yol göstermektir. Dünya üzerindeki sınırlı enerji kaynağı bulunması sebebiyle toplumların her geçen gün artan enerji ihtiyaçlarını karşılanabilmek için sahip olunan mevcut enerjiyi verimli kullanmaları oldukça önemlidir.

Ülkemizde enerji tüketiminin dağılımı incelendiğinde; endüstriyel tesislerde %41, binalarda %31, taşımacılıkta %20 olarak görülmektedir. Türkiye'deki endüstriyel tesislerin yıllık enerjinin tüketiminin 3,7 milyon TEP'e (ton eşdeğer petrol) eşdeğer olduğu bilinmektedir. Yapılan araştırmalar, Türk sanayisinin kullandığı enerjinin %30'unun tasarruf edilebilir olduğu öngörülmektedir. Endüstride üretilen ürün miktarını ve kalitesinin olumsuz yönde etkilenmeden birim ürün başına düşen enerji tüketiminin minimum seviyeye düşürülmesi Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığının hedefleri arasında olduğu belirtilmiştir [1].

Enerji tasarrufu çalışmalarının yapıldığı tasarruf edilebilecek enerji potansiyelinin yüksek olduğu alanlardan biri de basınçlandırma sistemleri olduğu görülmüştür. Amerikan Hidrolik Enstitüsü'nün yapmış olduğu araştırmalarda gelişmiş ülkelerin tüketmiş oldukları enerjinin %20'sinin bu basınçlandırma ekipmanları tarafından tüketildiği görülmüştür. Doğru sistem tasarımı ve uygun basınçlandırma ekipmanlarının seçimiyle kullanılan enerjinin tasarruf edilebilecek miktarının %30'u bulabileceği açıklanmıştır [2]. Bu çalışmada entegre bir demir-çelik fabrikası bünyesindeki hava ayrıştırma tesisinin enerji ve ekserji analizi yapılarak tesis için enerji verimliliğine katkı sağlayacak öneriler sunulması hedeflenmektedir. Aynı zamanda piyasa değerleri baz alınarak tesis yatırım maliyeti, amortisman değeri ve ürün maliyetleri hesaplanmıştır.

Kriyojenik hava ayrıştırma tesisleri endüstriyel uygulaması kullanımı kolaylığı, herhangi bir solvent gerektirmemesi, ürünlerin sıvı olarak depolanabilir olması ve saflık değerleri yüksek olması sebebi ile avantaj sağlasa da diğer yöntemlere göre oldukça yüksek enerjiye ihtiyaç duyulmaktadır. Kriyojenik hava ayrıştırma sistemi, düşük saflıkta kriyojenik ayrıştırma sistemleri (%95 saf oksijenin) ve yüksek saflıkta kriyojenik ayrıştırma sistemleri (%99'dan yüksek saf oksijen) olmak üzere iki guruba ayrılmaktadır. Yüksek saflıkta kriyojenik hava ayırma sistemleri, düşük saflıktaki sistemlere göre pahalıdır ve enerji tüketimi daha fazladır. Endüstri de çok sık karşılaşılan ekipmanlar incelendiğinde kompresörler, pompalar, basınçlı hava ve aydınlatma sistemleri vb. ekipmanların enerji maliyetinin ciddi rakamlara ulaştığı görülmektedir. Hava ayrıştırma sistemlerinde özellikle basınçlı hava sistemlerine fazla ihtiyaç duyulmakta olup, sarf edilen enerji miktarı yüksek sistemler arasında yer almaktadır.

Çalışmanın giriş bölümünde özet ve literatür araştırmasına yer verilmiştir. İkinci bölümde ise yapılan çalışma bir hava ayrıştırma tesisi uygulaması olduğu için hava ayrıştırma tesislerinin çeşitleri, çalışma prensibi ve temel bileşenleri hakkında bilgiler verilmiştir. Üçüncü bölümde enerji analizi uygulamasının planlandığı tesisle ilgili bilgiler verilmiş ve ekipmanların tanıtımı yapılmıştır. Dördüncü bölümde enerji analizi, çalışma parametreleri kullanılarak yapılan analizin karşılaştırılması, elde

edilen sonuçlar ile amortisman ve kazanç değerleri hesaplanarak geri ödeme süreleri hesaplanmıştır. Beşinci bölümde ise sonuçların değerlendirilmesi yapılmıştır.

Bu teorik bir çalışma olup, analizi yapılması planlanan sistem için simülasyon parametreleri belirlenerek analiz gerçekleştirilmiştir. Böylece literatürde bu konudaki reel uygulamalara katkı sağlanmış olup, konunun önemi vurgulanmıştır. Çalışmada hava ayrıştırma tesislerinde iç tüketimlerin azaltılarak enerji verimliliği sağlanmasının önemi incelenmiştir. Literatür araştırmasında bu alanda yapılan çalışmaların sayıca çok fazla olmadığı gözlemlenmiş olup, yapılan çalışma ile literatüre katkı sağlanması amaçlanmaktadır.

Cornelissen ve Hırs yapmış oldukları çalışmalarında, bir simülasyon programı ile 3 kolonlu oksijen, azot ve sıvı argon üreten bir hava ayrıştırma prosesini incelemiştir. Tesis %99,95 saflıkta gaz azot ve oksijen, %99 saflıkta sıvı argon üretilmektedir. Hesaplamalarda, 8810 kW toplam ekserji kaybı ve %28 ekserji verimlilik değerlerine ulaşılmıştır. Sonuçlar dahilinde prosesin çeşitli bölümlerinde iyileştirme önerilerinde bulunarak ekserji kaybının %25 azaltılabileceğini göstermişlerdir [3].

Mehrpooya vd. yaptıkları çalışmada bir hava ayrıştırma tesisi termoeconomik açıdan incelenmiştir. Sistem ekipmaları ekserji yıkımı ve ekipman iyileştirme yatırım maliyetleri değerlendirilmiştir. Sistem termoeconomik değerlendirmesi sonucunda öncelikli iyileştirmelerin sistem kompresör ve ısı eşanjörlerinde gerçekleştirilmesi gereğini belirtmişlerdir [4].

Tesch vd. bir endüstriyel hava ayrıştırma tesisi üzerine gerçekleştirdikleri enerji ve ekserji analizi çalışmasında tesis ekserji verimini dört farklı sistem konfigürasyonu için incelemiştir. Dört farklı sistem durumu için ekserji verimlerinin %54,34 ile %42,85 arasında değiştiği ifade edilmiştir [5].

Mehrpooya ve Masood yaptıkları çalışmada kroyojenik bir hava ayrıştırma tesisi için ekserji verimini %67,1 tespit ederek sunmuştur [6].

Zhu vd. çalışmalarında kroyojenik bir hava ayrıştırma tesisi üzerine yaptıkları termodinamik incelemede ekserji yıkımı kimyasal döngülü hava ayrıştırma birimi için %6.79 olarak belirtilmiştir [7].

Seyitoglu vd. çalışmalarında hidrojen üretimi sağlayan kömür bazlı bir gazlaştırma tesisi üzerine yaptıkları enerji ve ekserji incelemesi çalışmasında, tesis genel enerji ve ekserji verimlerini %41 ve %36,5 olarak belirlemişlerdir [8].

Açıkalp vd. yaptıkları çalışmada iki kolonlu bir hava ayrıştırma tesisi için enerji ve ekserji verimliliği çalışması gerçekleştirmişler ve sistem enerji ve ekserji verimini %45,3 ve %13,1 olarak ifade etmişlerdir [9].

Mehrpooya vd. çalışmalarında azot, oksijen ve argon ayrıştıran bir hava ayrıştırma tesisi için enerji ve ekserji verimliliğini incelemişlerdir. Sistemin enerji ve ekserji verim değerleri %50,1 ve %33 olarak tespit edilmiştir [10].

Zonouz ve Mehrpooya çalışmalarında bir hava ayrıştırma tesisini termo ekonomik açıdan değerlendirmiş olup sistemdeki kompresör ve pompalara yapılması muhtemel yenileme yatırımı ile sistem performansının iyileştirilmesinin yanında ekonomik kaybın minimize edilebileceğini değerlendirmişlerdir [11].

Yao vd. çalışmalarında demir çelik üretiminde kullanılan 40000 m<sup>3</sup>/h kapasiteli bir hava ayrıştırma tesis modeli üzerinde ekserji analizi gerçekleştirmişlerdir. Hava ayrıştırma tesisi hava kompresörleri, sprey kule ve molsieve birimlerinin maksimum ekserji yıkım bölgeleri olduğunu belirtmişlerdir [12].

Smith ve Klosek yapmış oldukları çalışmalarında, endüstriyel hava ayrıştırma sistemlerini incelemişler, her işlem için fiziksel ve ekonomik sınırları belirtmişlerdir. Hava ayrıştırma işlemleri ile tesisteki diğer birimler arası entegrasyonu incelemiş olup, çeşitli yöntemlerle verimliliğin artırılabilir ve maliyetin düşürebileceğini tespit etmişlerdir. Kriyojenik ve kriyojenik olmayan endüstriyel gaz santrallerinde enerji dönüşüm süreçleri için kavramsal entegrasyon yöntemleri önermişlerdir [13].

Vinson çalışmasında, kriyojenik ve adsorpsiyon prosesler için kontrol zorlukları üzerine çalışmış, güncel araştırmalar özetlenmiş ve çeşitli önerilerde bulunmuştur. Günümüzde yüksek performanslı proses kontrolü (HPPC) için sektördeki en iyi uygulamanın model kestirimci kontrol (MPC) olduğu, değişken ünite çalışma şartlarında herhangi bir hataya karşı MPC kullanılabileceğini, MPC'nin daha küçük ve hızlı işlemlere uygulanmasına izin veren tekniklerinin hava ayrıştırma teknolojisi için önemli oranda fayda sağlayabileceğini, tamamen işlevsel bir MPC'ye sahip bir tesiste minimum devreye alma süreleri, azalan işgücü ve azalan enerji tüketimi gibi sanayiye ek faydalar sağlayabileceği vurgulamıştır [14].

Aneke vd. yapmış oldukları çalışmalarında, ASPEN Plus programı ile modelleme ve simülasyon yöntemi kullanılarak hava ayrıştırma proseslerinin enerji verimliliğinin artırılması potansiyelini araştırmışlardır. Isı değiştiricilerinde soğutma sıvısı olarak kullanılan su, ikinci modelde soğutucu akışkan R134a ile değiştirilerek meydana gelen ısı kaybı geleneksel hava ayrıştırma sistemi ile karşılaştırıldı. Simülasyon sonuçlarında kriyojenik hava ayrıştırma sistemlerinin enerji yoğun prosesler olduğu bir kez daha vurgulanmıştır. Enerji tüketiminin büyük bir kısmının azot kompresörleri ve hava kompresörlerinde meydana geldiği görülmüştür. Tesiste enerji verimliliği sağlanarak yüksek saflıkta ürün üretilmesi için kompresörler ve ısı değiştiricilerinin enerji verimliliklerinin farklı soğutucu sistemleri kullanılarak iyileştirilmesi ve tam zamanlı kontrol sistemlerinin kullanılarak enerji tasarrufu sağlanabildiği değerlendirilmiştir [15].

Fu vd. yapmış oldukları çalışmada, gelişmiş bir kriyojenik hava ayrıştırma sürecini incelemişlerdir. Simülasyon sonuçları, önerilen kriyojenik hava ayrıştırma işleminin enerji ihtiyacının geleneksel yöntemle karşılaştırıldığında %20,2 azaldığını göstermektedir. Kompresör verimlilikleri, ana kolonların sıcaklık farkları ve genel enerji ihtiyacının oksijen saflığı üzerindeki etkisi belirtilmiştir [16].

Liu vd. yapmış oldukları çalışmada, bir hava ayrıştırma tesisine ait argon kolonlu kriyojenik damıtma sisteminin enerji dengesini, bileşen malzeme dengesini ve faz dengesini de içeren optimizasyon modelini oluşturmuşlardır. Simülasyon sonucu,

optimizasyon yoluyla elde ettikleri oksijen ekstraksiyon yüzdesinin orijinalinden yaklaşık %29,6 oranında önemli bir artış gösterdiğini gözlemlemişlerdir [17].

Thorogood yapmış olduğu çalışmasında, son birkaç yılda hava ayırıştırma teknolojisindeki önemli gelişmeleri incelemiştir. Çalışmasında azotun enerji tüketimini azaltmak ve argon geri kazanımını arttırmak için gerçekleştirilen önemli iyileştirmeleri, yeni oksijen teknolojilerinin gaz türbini kombine çevrimi ile enerji üretimi entegrasyonunu incelemiştir. Araştırmaları sonucu yeni teknolojiler ile azot ve argon üretim seviyeleri, son on yılda %50 ile %60 arttığını belirtmiştir [18].

Bartela vd. çalışmalarında 460 MW brüt güce sahip bir oksijen-yanma güç santraline oksijen ayırma yöntemi açısından birbirinden farklı iki tür ayırıştırma tesisini entegre etmişlerdir. Öncelikle tüm sistemin ve üniteyi oluşturan bileşenlerin güç ve verim değerlerini hesaplamış ve analizlerin sonuçları sunulmuştur. Hibrit hava ayırma ünitesine sahip bir sistem daha ekonomik performansa sahip olup, elektriğin fiyat farkı, kriyojenik birime sahip sisteme göre yaklaşık 3,4 €/MW daha düşük olduğu gözlemlenmiştir [19].

Ebrahimi vd. yapmış oldukları çalışmalarında, endüstriyel alanda saf oksijen ve azot üretimi için kullanılan iki kolonlu kriyojenik hava ayırıştırma tekniğini, simülasyon verilerini kullanarak enerji, ekserji ve ekonomik değerlendirmelerde bulunmuşlardır. Sonuçlar damıtma ve sıkıştırma ünitelerinde sırası ile %34,48 ve %52,89 ekserji yıkımı olduğunu göstermiştir. Çalışmanın sonunda sistem ekonomik olarak incelenmiştir [20].

Mahmutoğlu çalışmasında; bir hava ayırıştırma tesisinde proses aşamalarını ayrıntılı olarak işlemiş olup, Joule-Thomson teoremini açıklamış, uygulamaları ve gelişen sistemlerde aktifleşmesi için bilgilendirmelerde bulunmuştur. Aynı zamanda tesis için yatırım ve üretim maliyet analizi yapmış olup, kurulum maliyetinin 5 yılda geri kazanılabileceğini belirtmiştir [21].

Ural, bir hava ayırıştırma tesisinin enerji ve ekserji analizi üzerine çalışmıştır. Çalışmasında, simülasyon programı kullanılarak, gaz/sıvı oksijen, azot ve argon üreten



bir hava ayrıştırma tesisinin simülasyon modeli kurmuştur. Kolonlarda %20,3, hava kompresöründe %13,7, ana ısı değiştiricisinde %12 ve türbinde %3,8 ekserji kaybı hesaplamıştır. Diğer ekipmanlar da göz önünde bulundurulduğunda tüm tesisin standart ekserji verimliliği %27 olarak hesaplamıştır. Tesisin ekserji verimliliğini yükseltmek amacıyla çeşitli simülasyon çalışmaları yapıldı. Sonuç olarak simülasyon programı ile prosesin standart ekserji verimliliğinin %31,4'e kadar yükseltilebileceği görüldü [22].

Karabuğa çalışmasında hava ayrıştırma ünitesine entegre bir gerçek bir azot sıvılaştırma ünitesinin enerji ve ekserji analizini incelemiştir. Yapılan nümerik hesaplamalarda ve grafik çizimlerinde EES programı kullanmıştır. Termodinamik yasalar çerçevesinde incelenen azot sıvılaştırma ünitesinin sırasıyla  $COP_{gerçek}$  ve  $COP_{tersinir}$  değerleri 0,28 ve 0,77 olduğu bulunmuştur. Sistemin ekserji verimi %36 olarak hesaplanmıştır [23].

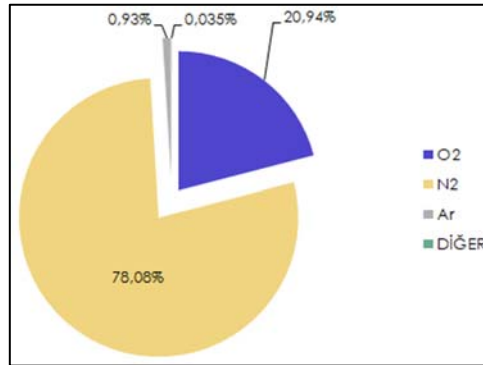
Ersoy çalışmasında, 250 ton/gün kapasiteli bir kriyojenik hava ayrıştırma ünitesini termodinamik ve ekonomik olarak incelemiş olup, sistemin cihaz ve ekipmanların enerji ve ekserji verimliliklerini belirlemiştir. Tesisin şebekeden 7,77 MW güç ile beslenmesi durumu için birim ürün maliyetini hesaplamıştır. Mevcut tesisin, trijenerasyon sistemi ile entegre olarak çalıştığı belirtilmiştir. Trijenerasyon sisteminde elde edilen enerjinin kullanımı ile harcanan 7.7MW güç, 5,5 MW'a düşürülmüştür. Hava Ayrıştırma Tesisi için tüm gücün trijenerasyondan karşılanması hedeflenerek bir 5,5 MW elektrik üretimi kapasitesine sahip, gaz türbinli, doğalgaz yakıtlı, tek kademe absorpsiyona sahip soğutma sistemli trijenerasyon ünitesi tasarlanmıştır. Çalışma sonucunda kompresör ekserji veriminin %18, enerji veriminin %25 arttığı görülmüştür. Tesisin enerji verimi %63'ten %82'ye, ekserji verimi %23'ten %35'e yükselmiştir. Trijenerasyon ile işletilecek tesisin ürün maliyetinde %33 azalma olduğu görülmüştür [24].

## BÖLÜM 2

### HAVA AYRIŞTIRMA TEKNOLOJİLERİNİN TANITIMI

#### 2.1. GENEL TANIMLAMA

Hava bazı temel bileşenleri bünyesinde taşımaktadır. Bu bileşenler temel gaz dönüşümlerinin gerçekleşmesi sonucunda meydana gelmektedir. Azot döngüsü, karbon döngüsü, oksijen ve su döngüsü havanın gaz bileşenlerini meydana getirmektedir. Canlılık faaliyetlerinin devam etmesi, azot ve karbon döngüleri başta olmak üzere su döngüsüne bağlıdır. Hava da temel bileşenlerini bu döngülerden elde edilen maddeler sayesinde oluşturmaktadır. Bu bileşenler havanın temel özelliklerini ortaya koyar. Şekil 2.1’de belirtildiği gibi hava hacimsel olarak %78 azot, %21 oksijen, %1 karbondioksit ve diğer gazlardan oluşmaktadır. Aynı zamanda hava içerisinde temel gazların yanı sıra su buharı, çeşitli boyutlarda katı tanecikler (toz) ve çok az miktarda diğer bileşenler bulunmaktadır.



Şekil 2.1. Hava içerisinde bulunan gaz bileşenlerin oranları.

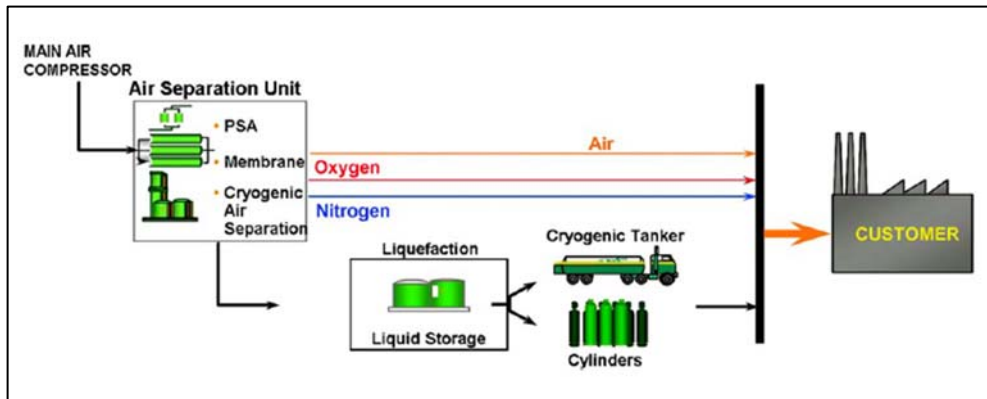
Havanın ayrıştırılması, hava bileşenlerinin ayrılarak endüstriyel ve medikal alanlarda hizmete sunulması sürecidir. Bu işlemlere örnek olarak düşük sıcaklıklarda malzeme özelliklerinin ve süper iletkenlerin incelenmesi, roketler için sıvı yakıtların hazırlanması gösterilebilir. Gelişen teknoloji ile endüstriyel sıvı ve gazların kullanım

alanlarının arttığı görülmektedir. Gazlar teknolojik gelişmelere önemli katkılar sağlamakta ve teknolojinin gelişmesinde katkı sağlayacak çeşitli amaçlarda hizmet etmektedir. Sağlıktan demir-çeliğe, gıdadan ilaca, kimyadan tekstile her alanda gazlara olan önemini artırmaktadır. Sıvı, gaz azot, petrol-kimya, gıda, plastik vb. alanlarda kullanılmaktadır. Argon ise metal kesme, elektronik üretim proseslerinde ve kaynak işlemlerinde kullanılır.

Bu çalışmada bir demir-çelik fabrikasının üretim sırasında ihtiyaç duyduğu sıvı, gaz oksijen, azot ve argon üretmek amacı ile kurulmuş bir kriyojenik hava ayırıştırma tesisi incelenmiştir. Bu amaçla üretilen gazlar, metalurjik proseslerin vazgeçilmez unsurlarıdır. Oksijen kullanılarak ergitmeyi hızlandırılır, performansı yükseltmektedir. Sıvı fazdaki çeliğe katkı maddeleri ilave etmek için inert süpürme gazı işlevi olarak azot gazı kullanılmaktadır. Sıvı çelikteki bazı gazların tasfiyesinde argon kullanılmaktadır.

## 2.2. HAVA AYRIŞTIRMA TEKNOLOJİLERİ

Havayı bileşenlerine ayırma işlemlerinde; Basınç salımlı adsorpsiyon, membranlı ve kriyojenik ayırıştırma (distilasyon) olmak üzere üç farklı yöntem kullanılmaktadır. Şekil 2.2’de hava ayırıştırma sistemlerinin üretim ve kullanıcılara sunum süreci gösterilmiştir.

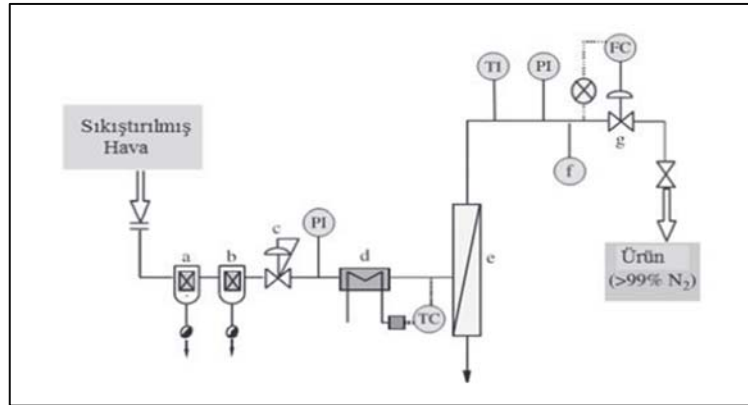


Şekil 2.2. Hava ayırıştırma ve pazara sunum süreci [14].

### 2.1.1. Membranlı Hava Ayırıştırma Sistemleri

Membranlar, belli başlı türlerin hareketlerini kısıtlayarak anorganik, organik ve metal polimerler kullanılarak elde edilen geçirgen ve yarı geçirgen malzemelerdir. İki farklı fazı veya ortamı birbirlerinden ayırıştırın ve maddelerin seçilerek taşınmasını sağlayan geçirgen bir tabakadır. Sağlanan seçici kütle geçişi; basınç farkı, elektriksel potansiyel farklar ve konsantrasyon farkı gibi etken faktörler yardımı ile gerçekleşmektedir. Aynı zamanda ayırıştırma yapılacak maddelerin boyutları ve kimyasal yapısı membran seçiminde büyük rol oynamaktadır.

Azot veya oksijen oranı fazla hava membran ayırma sistemleri ile elde edilebilmektedir. Hava ayırıştırma teknolojilerinde membranlı ayırma sistemlerinde Şekil 2.3'te gösterildiği gibi kabuk ve tüpten oluşan ısı eşanjörüne benzer tarzda tasarlanmış polimer tüp bandıllar kullanılmaktadır. Bu yöntem ile ayırıştırmanın ana prensibi; ayırıştırılan gazların polimer filme doğru yayılımının farklı oranlara sahip olmasıdır. Lifli yapıdaki polimer malzeme, hızlı gazlar olarak bilinen karbondioksit, oksijen, su buharının yavaş gaz olarak bilinen azota oranla daha hızlı membran duvarlarına emilmesine olanak sağlamaktadır.



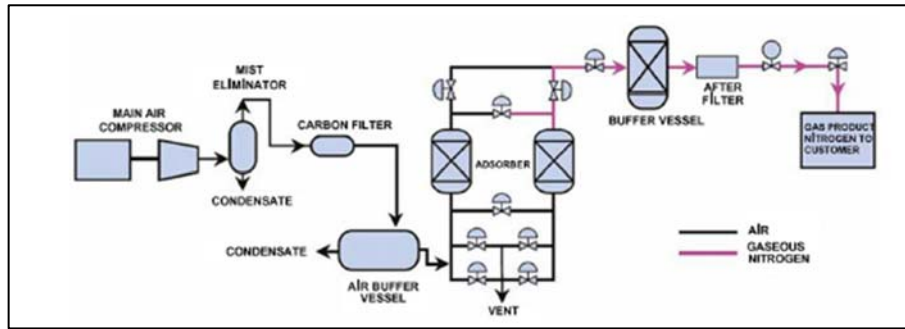
Şekil 2.3. Havanın azot ile zenginleştirme ünitesi akış şeması [24].

Membranlı ayırıştırma işlemi; tasarım yönü ile basit, bakım maliyeti düşük, ekonomik, başlangıçta az donanımın ayırıştırma için yeterli olması bakımından avantajlı olup, yeterli oranda saflık elde edilememesi bakımından dezavantajlı bir sistemdir [25].

### 2.1.2. Basınç Salımlı Adsorpsiyon Sistemleri

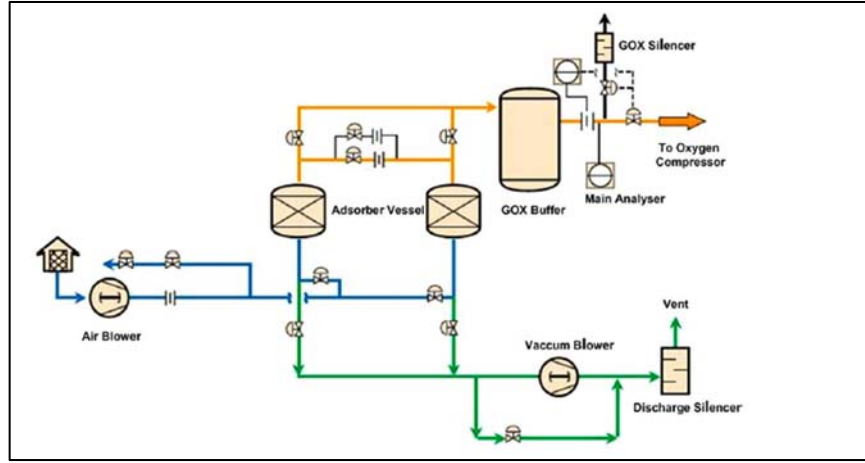
Adsorpsiyon sistemlerinde PSA ve VPSA olmak üzere iki farklı uygulama kullanılmaktadır. Bu sistemler, sıkıştırılan havanın tutucu metaryellerin bulunduğu çeşitli katı yüzeyler tarafından adsorbe edilmesi ile oksijen ve azot üretilen sistemlerdir. Tutucular adsorbe edilecek olan gazın kimyasal özelliklerine göre seçilmektedir. Sistemde ayrıştırmak istenilen ürünler üretime katılırken diğer metaryeller tutulmaktadır.

PSA prosesi ile, oksijen ve diğer istenmeyen gazların arındırılması için aktifleştirilmiş karbon malzeme kullanılarak %95-99,5 saflıkta azot üretilmektedir. PSA bir yığılma prosesi olup, belli periyotlar ile temizlenme (deorpsiyon) işlemine gerek duymaktadır. PSA sistemi akış şeması Şekil 2.4'te gösterilmiştir. Sistemin devamlılığının sağlanması için iki adet tutucu tank tercih edilmektedir. Tankların biri üretimi sağlarken, diğerinde rejenerasyon işlemi gerçekleştirilmektedir [21].



Şekil 2.4. PSA prosesi ile azot üretim sistemi [14].

VPSA oksijen üretim sistemleri ile %90-94 saflıkta oksijen üretilmektedir. Proses PSA ünitesinin çalışma prensibine benzemektedir. VPSA sisteminden farklı olarak giriş gazının redüksiyona uğratılmaktadır. VPSA prosesi akış süreci Şekil 2.5'te görsellenmiştir.



Şekil 2.5. VPSA prosesi ile oksijen üretim süreci akış şeması [14].

Basınç salınımlı adsorpsiyon sistemleri hava ayrıştırma ve aynı zamanda biyogazın içinde bulundurduğu  $CO_2$ 'i ayırarak  $CH_4$  oranının artırılması amacı ile kullanılmaktadır.

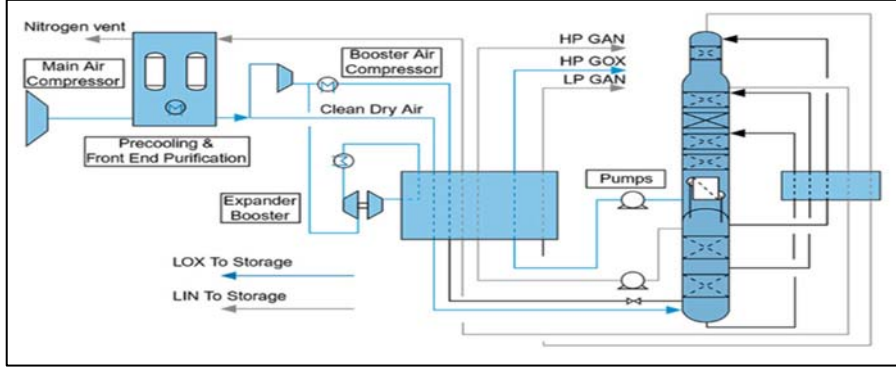
PSA VE VPSA prosesleri karşılaştırıldığında, VPSA'nın aynı üretim akışında enerji veriminin yüksek olduğu, fakat kurulum maliyetinin de daha yüksek olduğu görülmektedir.

Basınç salınımlı adsorpsiyon sistemleri; ihtiyaç duyulan ürünün  $20.000 \text{ m}^3/\text{s}$ 'den az olduğu durumlarda kriyojenik ünitelere göre daha ekonomik olup,  $40.000 \text{ m}^3/\text{s}$ 'den daha fazla olduğunda ise kriyojenik sistemlere göre daha pahalı olmaktadır [25].

### 2.1.2. Kriyojenik Ayrıştırma Sistemleri

Kriyojenik ayrıştırma, sisteme basınçlı hava beslenilerek saflaştırılan, oksijen, azot ve argonun sıvı veya gaz olarak ayrılmasını sağlayan bir dizi işlemdir. Havanın ayrıştırma işlemi, birincil safsızlıklarının ( $CO_2$ ,  $H_2O$  vb.) adsorpsiyon yoluyla ayrıştırılmasından önce sıkıştırılması ile başlamaktadır. Daha sonra kuru hava soğutulur ve ayrıştırmanın gerçekleşeceği kütle entegre damıtma kolonuna gönderilerek ayrıştırma sağlanır. Nihai sıvı ve gaz ürünler depoya yönlendirilerek kullanıcıya sunulur. Sistem temel olarak kompresör, kurutucu, genişletici ve kolon konfigürasyonlarından oluşmaktadır. Bu yöntem yüksek kapasiteli tesislerde en fazla tercih edilen ayrıştırma yöntemidir.

Bu ayrıştırma yöntemi kullanılarak yüksek saflıkta sıvı ve gaz formunda oksijen, azot ve argon elde edilmektedir. Kriyojenik hava ayrıştırma süreci akış şeması Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Kriyojenik ayrıştırma süreci akış şeması [14].

Kriyojenik ayrıştırma ile diğer sistemlere göre daha yüksek saflıkta ve fazla miktarda azot, oksijen ve argonun uygun maliyet ile üretilebilmesi mümkündür ve tercih edilmektedir. Fakat ekipman maliyetinin yüksek olması, geniş sahaya ihtiyaç duyulması ve tesis devreye alma süresinin uzun olması göz önüne alındığında dezavantajlı olduğu görülmektedir [26].

## BÖLÜM 3

### HAVA AYRIŞTIRMA TESİSİNİN BİLEŞENLERİ VE TANITIM

Hava ayırıştırma tesislerinde hava içerisinde bulunan tüm gazlar ayrıştırılabilmektedir. Bu bölümde bir demir çelik fabrikasının oksijen, azot ve argon gazı ihtiyacını karşılamak amacıyla kurulmuş kriyojenik hava ayırıştırma tesisinin ekipmanları tanıtılmaktadır.

#### 3.1. HAVA AYRIŞTIRMA SİSTEMİ ATMOSFER BÖLÜMÜ

##### 3.1.1. Hava Emiş Filtresi

Hava emiş filtreleri, havanın tesise ilk alınması sırasında büyük önem taşıyan ekipmanlardan biridir. Çünkü hava filtresi, kompresörün içerisine emilen havanın süzülmesini, toz, pislik ve her türlü yabancı maddenin sebep olduğu aşınmadan kompresörü ve tesisin korunmasını sağlayan bir ekipmandır.

Kullanılan hava filtreleri kompresörün büyüklüğüne bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Hava filtrelerinin seçiminde, kullanılan sektör ve ortamda bulunan toz partikül büyüklüğü dikkate alınarak ihtiyaç duyulan filtre sınıfı belirlenir. Hava filtrelerinin geçirgenlikleri mikron birimi ile ölçülür. Bir hava filtresinin geçirgenliği ne kadar az ise kompresöre emilen hava içerisinde yer alan son derece küçük çapta toz veya partikülleri tutabilecektir. Cizelge 3.1’de Filtrelerin uygulama alanları ve sınıfları verilmektedir. Aynı zamanda hava filtresinin özelliklerine bağlı olarak kompresörün çıkarmış olduğu sesin büyük bir kısmını kesebilmektedir.



Çizelge 3.1. Filtre sınıfları ve uygulama alanları.

Partikül Boyutu	Filtre Sınıfı	Uygulamalar
10 µm <	G1-G2	Kompakt cihazlarda haşarat koruması vb.
	G3-G4	Klima vb kirlenme korunması (ön filtreleme)
1µm ≤ partikül ≤ 10µm	F5	Dış hava filtresi (depo, garaj vb.)
	F5-F6-F7	Çalışma ortamlarında bulunan klima vb. son filtre.
	F7-F8-F9	Üretim tesisleri, hastaneler vb. son filtre.
1 µm >	H10-H11- H12	Laboratuvarlar, gıda üretim tesisler vb. mekanlardaki mikrop, bakteri, tütün dumanı, metal oksit dumanı, aerosoller vb filtreleme uygulamaları.
	H11	
	H12-H13	
	H14-H15- H16	

Çalışma kapsamında incelenen hava ayırıştırma tesisinde, atmosfer basınç ve sıcaklığındaki hava emilerek, kompresör girişinde bulunan filtre odasında filtrelenir ve kompresöre girer. Havanın filtrelenmesi genellikle ön ve arka kademe olmak üzere iki kademede filtrelenmektedir. Büyük katı parçacıkların tutulmasını ön filtre sağlamaktadır. Arka filtrelerin geçirgenlikleri ise ön filtreye göre daha sık olup, ön filtrede tutulamayan parçacıkların tutulması aşamasında kullanılırlar. Bu filtrelerin kirlilik derecelerini ölçmek amacıyla fark basınç sistemleri kullanılmaktadır.

Kompresör emiş hattında en fazla tercih edilen filtre çeşitleri; kaset filtre, torba tip filtre, silindirik tip filtredir. Analizi yapılan tesiste silindirik tip filtreler kullanılmaktadır.

### 3.1.2. Havanın Ana Hava Kompresöründe Basınçlandırılması

Hava ayırıştırma tesislerinde kullanılan kompresörler, gaz ve hava basılması amacıyla kullanılan turbo dinamik kompresörlerdir. Turbo kompresörler, çarkların oluşturduğu santrifüj kuvvetin etkisiyle gaza veya havaya kinetik enerji kazandıran ve bu kinetik enerjinin yolunun kısalması ile yayıcı da basınç enerjisine dönüştürüldüğü kompresör

tipidir. Turbo kompresörlerde havanın santrifüj kuvvetle (kompresör çarkı dışına) savrulularak hızlanması ve çark çıkışında yığılması, taşıdığı kinetik enerjinin basınç enerjisine dönüşmesini sağlar.

HAT'de kullanılan ana hava kompresörü 3 kademededen oluşmaktadır. Ana hava kompresörü sistemin ihtiyaç duyduğu bütün havayı temin etmektedir. Kompresör fanları, redüktör üzerine monte edilmiş olan pinyon dişliler vasıtası ile hareket kazanmaktadır. Ana hava kompresörü elektrik motorundan aldığı tahriği redüktöre ve redüktör üzerinde bulunan pinyon dişliler vasıtası ile fanlara iletmekte ve onlara hareket kazandırmaktadır.

Hava Kompresörlerinde enerji tüketimleri; akışkan debisine, havanın her bir kademe giriş sıcaklığına ve basınç oranına bağlıdır. Tüm şartlar sabit kalmak şartı ile hava debisinde görülen %10 artış, enerjinin tüketimini aynı oranda arttırmaktadır [21].

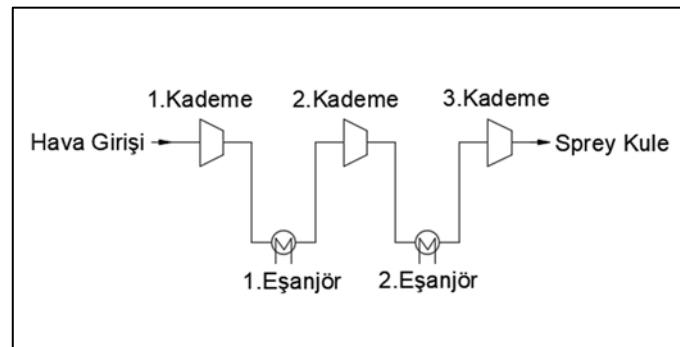
Kademelerdeki sıkıştırma işlemi sırasında gazların hacmi küçülürken, sıkıştırma etkisi ile sıcaklık yükselmektedir. Sıcaklık malzeme ve sistemi olumsuz yönde etkileyecek seviyeye gelir. Genellikle yüksek kapasiteli ve yüksek basınçlara çıkabilen kompresörlerde kademe soğutucuları kullanılır. Verimli bir sıkıştırmanın gerçekleştirilebilmesi amacı ile her sıkıştırma işleminden sonra bulunun kademe soğutucuları ile hava soğutulur.

Üzerinde çalışılan tesisin ana hava kompresörünün analizi 208.000 Nm<sup>3</sup>/h debi altında çalışması durumu referans alınarak gerçekleştirilmiştir. Kompresörün soğutma suyu ihtiyacı yaklaşık 390 kPa ve 20 °C şartlarında soğutma suyu pompaları vasıtası ile eşanjörlere taşınmaktadır. Ana hava kompresörünün teknik özellikleri Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Ana hava kompresörü teknik özellikleri.

ANA HAVA KOMPRESÖRÜ			
Senkron Motor		Turbo Santrifüj Kompresör	
Nominal Güç	22.000 kW	Kapasite	240.000 Nm <sup>3</sup> /h
Koruma Sınıfı	IP54/IP55	Dizayn Basıncı	1,73 MPa
İzolasyon Sınıfı	F	Dizayn Sıcaklığı	-15 °C / 150 °C
Voltaj	10.500 V	Güç	22.000 kW
Frekans	50 Hz	Hız	5912 1/min
Akım	1053 A		6153 1/min
Hız	1500 1/min		7354 1/min

Şekil 3.1.'te üzerinde çalışılan hava ayrıştırma tesisinde, havanın filtreleme işlemi sonrası ana hava kompresöründe izlediği yol gösterilmiştir. Filtreleme işlemi ile katı partiküllerden ayrılan hava, 98 kPa ve 20 °C ile ana hava kompresörünün 1. kademesine girmektedir. 1. Kademe sonunda 129 kPa, 2. Kademe sonunda 312 kPa ve 3. Kademe sonunda 494 kPa basınç değerine ulaşarak kompresörü terk etmektedir. Her kademe sonrası sıkışarak ısınan hava kademe soğutucularından geçirilerek soğutulmaktadır. 1. Kademe sıkışarak ısınan hava 1. kademe soğutucusuna yaklaşık 100 °C sıcaklıkta girerek yaklaşık 25 °C'ye soğutulmaktadır. 2. Kademe basınçlandırılan hava 2. kademe soğutucusuna ise 95 °C sıcaklık ile girip 23 °C'de çıkmaktadır.

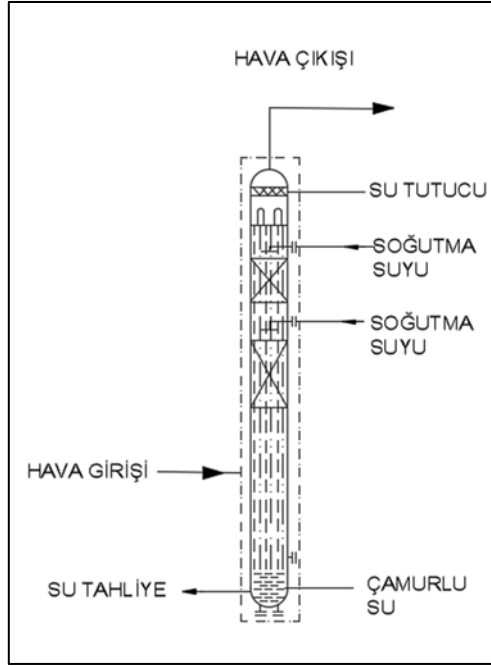


Şekil 3.1. Ana hava kompresörü kademe ve soğutucuları akış şeması.

### 3.1.3. Sprey Kule

Sprey kulede, soğutma kulesinden gelen soğuk su ve evaporatif kuleden gelen soğutulmuş su, ana hava kompresöründen ayrılan basınçlı havanın üstüne püskürtülerek soğutma sürecini gerçekleştirmektedir. Sprey kule pompaları vasıtası ile soğutma kulesinden gelen su basınçlandırılır. Ana hava kompresöründen 73 °C sıcaklıkta ayrılan hava işlem sonucunda 25 °C nin altına düşürülmektedir. Tesislerindeki proses havası, hava emiş filtrelerinde filtrelenmesine rağmen katı parçacıklar tam olarak tutulamaz. Sprey kuleye giren havanın üzerine duşlama yöntemiyle su püskürtülür. Böylece hava hem soğutulmuş hem de içerisindeki katı parçacıklar kulenin altına çöktürülmüş olur. Sprey kuledeki duşlama işlemi Şekil 3.2'de gösterildiği gibi iki kademe gerçekleşmektedir. Basınçlı hava sprej kulenin altından girerek ilk olarak soğutma kulesinden gelen soğutma suyu ile duşlama yapılır. İkinci duşlama ise evaporatif kulede atık azot kullanılarak soğutulmuş su ile gerçekleştirilir. Soğutulan ve aynı zamanda katı partiküllerden arınan proses havası sprej kuleden alınarak molsieve ünitesine gönderilir.

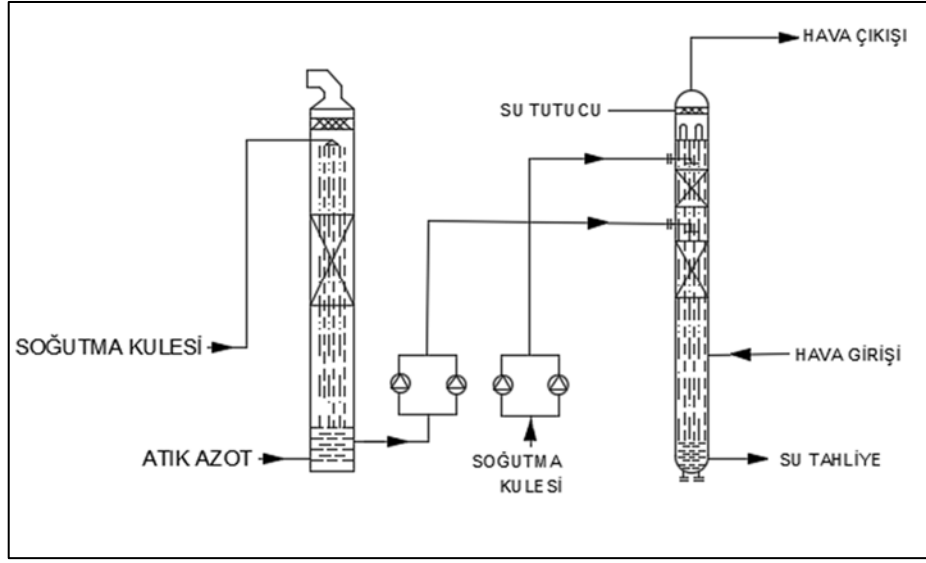
Duşlamalı soğutma sistemlerinde su ve havanın temas yüzeylerini arttırmak amacı ile rashing halkası adı verilen paslanmaz veya polipropilen kullanılarak yapılan malzemeler kullanılmaktadır. Rashing halkaları kule içerisinde rastgele doldurulmuş şekildedir.



Şekil 3.2. Sprey kule sistemi akış şeması.

### 3.1.3.1. Evaporatif Kule

Sprey kulede havanın soğutulması ve duşlanması için kullanılan soğutma kulesi suyunun daha fazla soğutulduğu bölümdür. Burada su, cold-box ünitesinden gelen atık azot yardımıyla soğutulur. Soğutulacak olan su evaporatif kulenin üzerinden, atık azot ise evaporatif kulenin alt kısmından girerek birbirleriyle herhangi bir yardımcı eleman olmadan temas ederek ısı transferi gerçekleştirirler. Sprey kulede olduğu gibi evaporatif kule içerisinde de yüzey alanını arttırmak amacı ile kullanılan rashing halkaları bulunmaktadır. Bu durumda soğutma kulesinden gelen su soğur ve evaporatif kulenin altından pompalar vasıtasıyla spray kuleye havanın soğutulması amacı ile gönderilmektedir. Şekil 3.3. Sprey kule ve evaporatif su soğutma sistemi akış şeması verilmektedir. Isınan atık azot ise evaporatif kulenin tepesinden atmosfere verilir. Evaporatif kuleye giren suyun sıcaklığı 22 °C olup çıkışta yaklaşık 10 °C'ye kadar soğutulur.

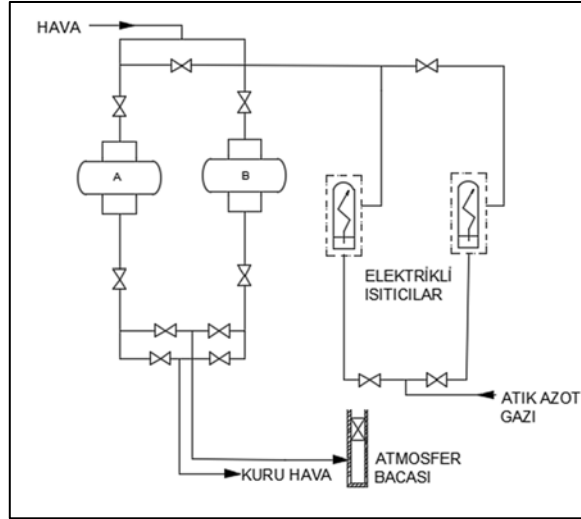


Şekil 3.3. Sprey kule ve evaporatif su soğutma sistemi akış şeması.

### 3.1.4. Molsieve Ünitesi

Havanın içerisinde bulunan  $CO_2$ , su ve hidrokarbonların sisteme zarar vermesini önlemek amacıyla molsieve ünitesi kullanılmaktadır. Bu sistem Şekil 3.4'de görüldüğü gibi birbiri ile belli periyotlar ile çalışan, içerisinde zeolit, alümina taşları ve silikajel bulunan absorpsiyon tüpü, sıcak gaz temin eden elektrikli ısıtıcı ve ısı depolayıcıdan (ısı akümülatörü) meydana gelmektedir.

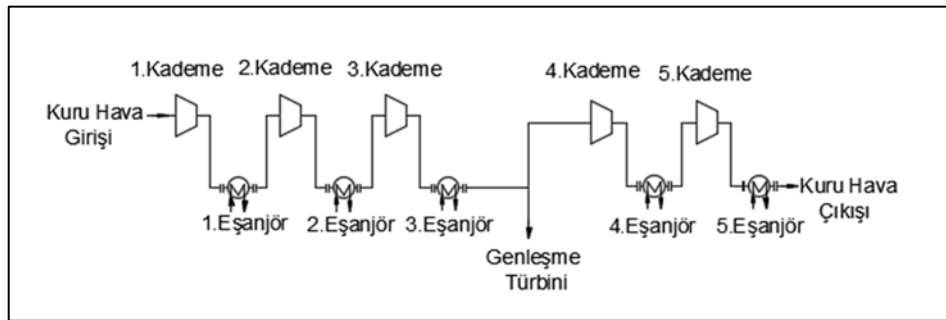
Molsieve ünitesi, rejenerasyon ve adsorpsiyon işlemlerini gerçekleştirmektedir. Adsorpsiyon işlemi, alümina ve zeolit taşları kullanılarak havayı nem,  $CO_2$ , ve hidrokarbonlarından ayırma işlemidir. Alüminanın nem tutma kapasitesi zeolit taşına göre daha yüksek olduğundan adsorber tüplerinin alt kısmına konulur ve hava adsorber tüpüne alt kısımdan girer. Bir süre sonra absorpsiyon tüpleri tesis kapasitesine göre havanın içerisindeki nemi, suyu ve  $CO_2$ 'i tutamamaya başlar. Bu durumda rejenerasyon (yenileme) işlemine geçilir. Rejenerasyon işleminde tesiste üretilen atık azotun, elektrikli ısıtıcılar vasıtasıyla ısıtılarak absorpsiyon tüplerine hava akışının ters yönünde üflenilmesi ile gerçekleşir. Molsieve ünitesinde bulunan iki tüpün biri havayı temizlerken/kuruturken, diğeri rejenerasyon aşamasını gerçekleştirmektedir. Rejenerasyon süreleri tesis kapasitesine göre değişmekte olup, tesisi kontrol eden yazılımlar ile otomatik olarak gerçekleşmektedir.



Şekil 3.4. Molsieve ünitesi akış şeması.

### 3.1.5. Booster Hava Kompresörü

Booster kompresörü yapı olarak ana hava kompresörü ile aynıdır. Fakat booster kompresörü beş kademedan oluşmaktadır. Kompresör kademelerine hava aksel doğrultuda girerek çarkta dönme hareketi kazanır ve radyal doğrultuda yayıcıya gönderilir. Booster kompresör, ana hava kompresöründe yaklaşık 450-600 kPa basınç aralığına sıkıştırılıp son olarak molsieve ünitesinde kurutularak gelen havayı 3800-5000 kPa basınç değerine ulaştıran kompresördür. Booster kompresörünün amacı havanın içinde bulundurduğu bileşenlerin ayrıştırılması aşamasında kritik basınç değerine ulaşmalarını sağlamaktır. Booster hava kompresörünün ana hava kompresöründen farkı son kademesinde de soğutucu ünite bulunmasıdır. Bu aşamadan sonra amaç havanın ileri derecelere soğutulmasıdır.



Şekil 3.5. Booster hava kompresörünün kademe ve soğutucuları akış şeması.

Booster hava kompresörünün analizi 112.000 Nm<sup>3</sup>/h debi değerleri referans alınarak yapılacaktır. Şekil 3.5’de booster hava kompresörünün kademe ve soğutucuları akış şeması gösterilmektedir. Booster kompresörü 3. kademe çıkışında 2 ikiye ayrılmaktadır. 77.000 Nm<sup>3</sup>/h hava 4. ve 5. kademelere yol alarak cold-box ısı değiştiricilerine, 35.000 Nm<sup>3</sup>/h hava ise 3. kademedan ayrılarak genişleme türbin körüğüne girmektedir. Kompresörün soğutma suyu ihtiyacı 390 kPa, 20,5 °C şartlarındadır. Kompresörün teknik özellikleri Çizelge 3.3’te verilmiştir.

Çizelge 3.3. Booster hava kompresörü teknik özellikleri.

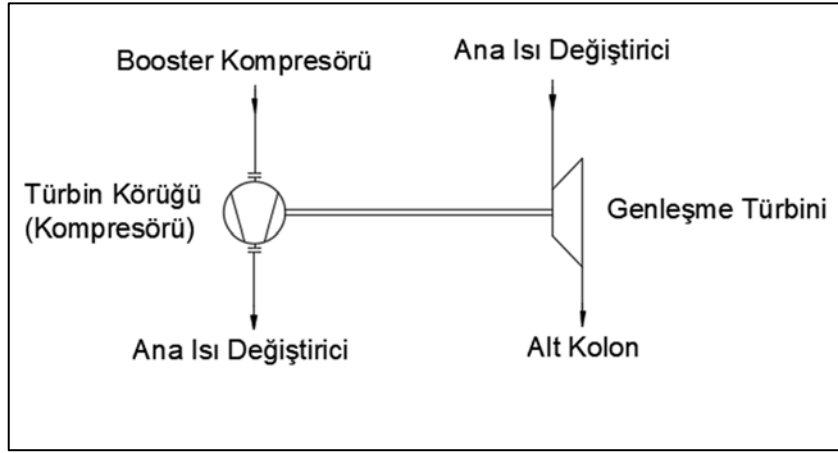
<b>BOOSTER HAVA KOMPRESÖRÜ</b>			
<b>Asenkron Motor</b>		<b>Kompresör</b>	
<b>Nominal Güç</b>	14.000 kW	<b>Kapasite</b>	150.000 Nm <sup>3</sup> /h
<b>Koruma Sınıfı</b>	IP55	<b>Dizayn Basıncı</b>	3,8 / 5 MPa
<b>İzolasyon Sınıfı</b>	F	<b>Dizayn Sıcaklığı</b>	-15°C / 150 °C
<b>Voltaj</b>	10.500 V	<b>Güç</b>	14.000 kW
<b>Frekans</b>	50 Hz	<b>Hız</b>	13.235 l/min 14.943 l/min
<b>Akım</b>	912 A		
<b>Hız</b>	1495 l/min		21.056 l/min

### 3.1.6. Genleşme Türbini ve Körüğü

Genleşme türbini, Joule Thomson ifadesi ile açıklanan “havanın bir valften geçirilerek basıncının düşürülmesi ile soğumaya uğraması” prensibine göre çalışmaktadır. Genleşme türbini, soğumanın hızlı ve enerji harcamadan havanın basınç düşümünden meydana gelen işin enerjiye çevrilme prensibine göre çalışan ekipmandır. Türbin ve körüğü bir mil ile birleştirilmiş olup, türbin aynı zamanda kompresörü çalıştırmaktadır. Türbin körüğü ise bu esnada oluşan enerjiden faydalanılarak kompresörden çıkan havanın basıncını daha yüksek değerlere çıkarmak amacı ile kullanılmaktadır [21].



Şekil 3.6’da genişleme türbini ve körüğü akış şeması gösterilmektedir. Booster kompresörü 3. kademedan 2800 kPa basınç ve 35 °C sıcaklığında ayrılan hava genişleme türbin körüğüne girerek yaklaşık 88°C ve 4200 kPa basınç değerine ulaşarak körükten ayrılmaktadır. Ana ısı değişiriciden yaklaşık 4000 kPa ve 110 °C sıcaklıkta ayrılan hava, genişleme türbinine girmektedir. Burada basıncı düşürülen ve aşırı soğutulan hava yaklaşık 500 kPa ve -173°C değerlerinde genişleme türbininden ayrılarak cold-box’a yol almaktadır.



Şekil 3.6. Genişleme türbini ve körüğü akış şeması.

### 3.2. HAVA AYRIŞTIRMA TESİSİ SOĞUK BÖLÜMÜ

Bu ünite, atmosfer bölümünde basınçlandırılmış, kurutulmuş ve saflaştırılmış havanın içerisinde bulunan oksijen, azot ve argon gazlarının distilasyon yöntemi ile ayrıştırılarak sıvılaştırılması işlemi yapılmaktadır. Cold-box, havanın ayrıştırma ve saflaştırılma işleminin yapıldığı bölümdür. Ayrıştırma işlemi havanın bileşenlerinde bulunan gazların kaynama noktalarının farklılıklarından yararlanılarak yapılmaktadır. Hava bileşenlerinin 100 kPa basınç altında kaynama noktaları birbirine çok yakın olması sebebiyle birden fazla distilasyon düzeneği kullanılmaktadır. Burada gerçekleştirilen ayrıştırma işlemi ayrımsal (fraksiyonlu) damıtma yöntemidir. Bu ünite içerisinde ana ısı değişiricileri, yüksek basınçlı kolon, kondense, düşük basınçlı kolon, ham argon kolonu, saf argon kolonu, genişleme valfleri ve kriyojenik pompalar meydana gelmektedir. Kolonlardaki distilasyon işlemlerinin gerçekleşebilmesi için delikli tepsiler ve yapısal dolgu malzemeleri kullanılmaktadır. Yapısal dolgu malzemeleri tek başlarına kullanılabilecekleri gibi delikli tepsilerle de beraber

kullanılabilir. Günümüzde modern tesislerde düşük basınç kolonlarında yapısal dolgu malzemesi, yüksek basınç kolonlarında ise delikli tepsiler kullanılmaktadır [27].

### **3.2.1. Ana Isı Değiştiriciler**

Cold-box'ta sıvı halde elde edilen oksijen ve azotun ısısının proses havasına aktarılmasını sağlayarak havanın soğumasını, sıvı oksijen ve azotun da gazlaşarak şebekeye gönderilmesini sağlayan ekipmandır. Sıvı ürünler burada gazlaşarak şebekeye gönderilir. Ana ısı değiştiricilerde farklı basınç ve sıcaklık değerlerine sahip sıvı ve gaz ürünler arasında gerçekleşen ısı transferi ile ürünlerin sıcaklıkları ve faz durumları istenilen değere ulaştırılır. Ana ısı değiştirici sayısı, ısı değiştiricilerden geçirilen ürünlerin miktarı, debisi ve tesis kapasitesine göre değişmekle birlikte ürünlerin basıncına göre alçak ve yüksek basınçlı ana ısı değiştirici olarak sınıflandırılmaktadır [27].

### **3.2.2. Yüksek Basınçlı (Alt) Kolon**

Yüksek basınç kolon, düşük sıcaklıkta gelen havanın gaz azota ve oksijence zengin havaya ayrıştırıldığı bölümdür. Beş kademeli booster kompresörü bulunan bir sistemde 3. kademe çıkışında bir dağıtıcı bulunur. Havanın belirli bir kısmı booster kompresörün 5. kademesinden, ana ısı değiştiriciden ve genişleme valfinden geçerek sıvı-gaz ayırıcısına gider. Dağıtıcıdan geriye kalan hava ise türbin körüğünde tekrar sıkıştırılıp ana ısı değiştiricisinden geçirilerek genişleme türbini ve yüksek basınç kolonuna yönlendirilir. Ana hava kompresöründen çıkan havanın büyük bir kısmı booster hava kompresörüne giderken geri kalan kısımda moleküler elek sisteminden geçirilerek ana ısı değiştiricilerinde soğutulurak kolona girmektedir. Bu kolonun basınçlı kolon olarak adlandırılmasının nedeni yaklaşık 0,45 – 0,6 MPa basınç aralığında çalışması ve üst kolona göre basıncının yüksek olmasıdır. Molsieve ünitesi ve genişleme türbini çalışma basınçları bu kolonun çalışma basıncına uygundur. Ancak booster kompresörden gelen havanın basıncı yaklaşık 5,5 MPa'dır ve genişleme valfi kullanılarak kolonun çalışma basıncına düşürülür.

### 3.2.3. Düşük Basıncılı (Üst) Kolon

Hava ayrıştırma tesislerinde yüksek basınçlı kolona düşük basınç kolon eklenerek saf oksijen ve azot aynı anda elde edilebilmektedir. Yüksek basınç kolonundan gelen ürünler reflux akış yapılması ve genişleme valflerinden geçirilip 0,05 – 0,15 MPa basınç arasında çalışması sebebiyle bu kolon düşük basınç kolonu olarak adlandırılmaktadır [27]. Düşük basınç kolonunun sıcaklığı basınç düşümünden dolayı yüksek basınçlı kolona göre daha düşüktür. Düşük basınç kolonunda da akışkanların birbirleriyle ısı transferi gerçekleştirebilmeleri için genellikle yapısal dolgu malzemeleri kullanılmaktadır.

### 3.2.4 Kondenser (Reboiler)

Düşük basınçlı kolonun en alt kısmında içerisinde bulunan gaz azotun sıvılaştırılmasını sağlayan bir ısı değiştiricidir. Yüksek basınçlı kolondan gelen ve genişleme valfi yardımıyla düşük basınçlı kolona reflux akış yaptırılan oksijence zengin sıvı hava yapısal dolgu malzemelerinden süzülerek kolonun en altında bulunan kondensenin dış hacmini doldurmaktadır. Kondensenin iç hacminde yüksek basınçlı kolonda meydana gelen ayrıştırma işlemi sonucu ortaya çıkan gaz azot bulunmaktadır. Azot gazının sıcaklığı kondensenin dış hacminde biriken oksijence zengin sıvı havadan daha yüksek olması nedeniyle aralarında ısı transferi gerçekleşir. Gerçekleşen ısı transferi sonucunda kondensenin içerisinde bulunan azot gazı sıvı faza geçerek sıvı azot, kondensenin dış hacminde bulunan oksijence zengin hava içindeki azot ve argon ise buharlaşarak saf sıvı oksijen elde edilmiş olur.

### 3.2.5 Ham Argon Kolonları

Düşük basınçlı kolonun argon transfer bölgesinden alınan ve içerisinde yaklaşık %9,9 Ar, %90  $O_2$  ve %0,1  $N_2$  bulunan gazın oksijenden arındırıldığı bölümdür. Ham argonun içerisinde bulundurduğu oksijen içeriği argon ürün saflığı olarak adlandırılır ve bu saflık 1 ppm  $O_2$ 'den küçüktür.  $O_2$ 'nin ham argon kolonundan alınmasının nedeni; çok fazla ısı transfer yüzeyine ihtiyaç duyulmasıdır. İşlem sonucunda basınç

kaybı artacaktır. Bu basınç kaybını minimize etmek için yapısal dolgu malzemesi kullanılmaktadır.

### 3.2.6 Saf Argon Kolonu

Ham argon kolonunda meydana gelen işlemler sonucu argon içerisinde yaklaşık 1ppm  $O_2$  ve %1  $N_2$  bulunmaktadır. Sıvı-gaz seperatöründen çıkan argon gazı genişleme valfinden vasıtasıyla -183 °C'de saf argon kolonu orta kısımdan giriş yapar. Saf argon kolonu içerisinde bulunan yapısal dolgu malzemesi üzerinden yükselerek kolon tepesinde bulunan kondenseri dolduran argon gazı burada sırasıyla kondense ile aşırı soğutucudan geçirilerek gelen sıvı azot ile ısı transferi gerçekleştirerek sıvılaşır. Sıvı faz durumuna geçen argon tekrar yapısal dolgu malzemesi üzerinden süzülür ve kolonun en alt kısmındaki evaporatörün etrafına dolmaktadır. Sıvı argon ile yüksek basınçlı kolonun tepesinden gelen gaz azot arasında ısı transferi ile azotun buharlaştırılması sağlanarak saf argon üretilir. Sıvılaşan azot ise genişleme valfinden geçerek kolonun üst kısmında bulunan kondenserin etrafına dolarak gaz argonu sıvılaştırmaya yardımcı olur. Her ne kadar argon içerisindeki oksijen ve azot miktarı azaltılmaya çalışılsa da her zaman argon içerisinde bir miktar  $N_2$  ve  $O_2$  bulunmaktadır. Argon içerisinde en fazla  $\leq 3$  ppm  $N_2$  ve  $\leq 2$  ppm  $O_2$  olması beklenmektedir. Saf argon kolonu kondenslerinde argonu sıvılaştırmak amacıyla kullanılan sıvı azot gazlaşarak düşük basınçlı kolonun tepe noktasından çıkan atık azot ile birleşerek molsieve ünitesi, evaporatif kule ve prosesin çeşitli ekipmanlarında kullanılmak üzere yönlendirilir. Argonu sıvılaştırırken gaz fazına geçmeyen azot sıvı olarak eject adı verilen bacadan tahliye edilmektedir.

## BÖLÜM 4

### HAVA AYRIŞTIRMA TESİSİN ENERJİ, EKSERJİ VE EKONOMİK ANALİZİ

Demir-çelik fabrikasına entegre oksijen, azot ve argon üreten bir kriyojenik hava ayırıştırma tesisinin enerji ve ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Sistem ekipmanları Termodinamiğin I. ve II. Kanununa bağlı analizleri yapılarak yıkılan ekserjileri, ekserji verimlerinin hesapları ve termo ekonomik analizi gerçekleştirilmiştir. Tesisin proses döngüsü Şekil Ek A.1.'de gösterilmiş olup, ekipmanların giriş ve çıkış düğüm noktaları belirlenmiştir. Düğüm noktalarının tanımları Çizelge Ek B.1.'de ve düğüm noktalarına ait sınır şartları Çizelge Ek C.1.'de verilmiştir.

#### 4.1. TESİS EKİPMANLARININ TERMODİNAMİK MODELİ VE YAPILAN KABULLER

Enerji, iş yapabilme yeteneğidir. Termodinamik'deki tanımı; değişiklik meydana getirilebilme kabiliyeti, kapasitesi olarak tanımlanabilmektedir.

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu ilkesini ifade etmektedir. İş ve ısı arasında meydana gelen ilişkiyi ele alan bu yasa, evrendeki tüm madde miktarını ve toplam enerji korunumunu ifade etmektedir. Enerji vardan yok, yokdan var edilemez. Sisteme enerji geçişi; kütle, ısı ve iş yolu ile gerçekleşir. Hal değişimi esnasında enerjinin korunumu ilkesi eşitlik (4.1)'deki gibi ifade edilebilir;

$$E_g - E_ç = \Delta E_{sistem} \quad (4.1)$$

Sürekli akışlı açık sistemlerde sistemin toplam enerjisi genellikle potansiyel, kinetik ve iç enerjiden oluşur. Farklı enerji türleri etkileri bu sistemlerde göz ardı edilebilir. Sistemin toplam enerjisi eşitlik (4.2) ile hesaplanmaktadır [28].

$$(E = U + KE + PE = U + m \frac{V^2}{2} + mgz) \quad (4.2)$$

Birden fazla girişi ve çıkışı olan sürekli akışlı açık sistemlerde, kütle korunumu eşitlik (4.3)'teki gibi yazılmaktadır.

$$\Sigma_g \dot{m}_g = \Sigma_{\dot{c}} \dot{m}_c \quad (4.3)$$

Açık sistem için enerjinin korunumu ilkesi gereği enerji ilişkisi akış enerjisini de kapsayacak şekilde tanımlamak istendiğinde iç enerjiyi de kapsayan entalpi adı verilen bir terim ile sistemin enerji ilişkisi eşitlik (4.4)'teki gibi yazılabilir.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Sigma_c \dot{m}_c \left( h_c + \frac{V_c^2}{2} + g z_c \right) - \Sigma_g \dot{m}_g \left( h_g + \frac{V_g^2}{2} + g z_g \right) \quad (4.4)$$

Enerji eşitliğinde sistemin sabit olması durumu için  $\Delta KE = 0$ ,  $\Delta PE = 0$  olarak yazıldığında genel enerji eşitliği (4.4), eşitlik (4.5)'teki hali alır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Sigma_c \dot{m}_c h_c - \Sigma_g \dot{m}_g h_g \quad (4.5)$$

Kompresör, türbin, pompa, ısı değiştiriciler ve kısılma vanası gibi ekipmanların potansiyel ve kinetik enerjileri göz ardı edilebilmektedir. Sistem adyabatik ise ısı terimi sıfır olmaktadır. Kısılma vanaları gibi yüzey alanı küçük ekipmanlar adyabatik kabul edilebilmektedir. Diğer ekipmanların da çevreyle ısı transfer ilişkileri ihmal edilebilir düzeyde ise adyabatik kabul edilebilmektedir [29]. Sürekli akış altında çalışan bu ekipmanlar için adyabatik koşullar altında izentropik veya adyabatik verim hesaplanmaktadır.

Türbin izantropik verimi eşitlik (4.6) ile hesaplanabilir;

$$\eta_T = \frac{\text{Gerçek Türbin İşi}}{\text{İzantropik Türbin İşi}} = \frac{W_a}{W_s} = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \quad (4.6)$$

Kompresörlerin izantropik verimi eşitlik (4.7)'de belirtildiği gibidir;

$$\eta_K = \frac{\text{Gerçek Kompresör İşi}}{\text{İzantropik Kompresör İşi}} = \frac{W_s}{W_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (4.7)$$

Pompaların izantropik verimi eşitlik (4.8)'de verildiği gibidir;

$$\eta_P = \frac{\text{Gerçek Pompa İşi}}{\text{İzantropik Pompa İşi}} = \frac{W_s}{W} = \frac{v(P_2 - P_1)}{h_{2a} - h_1} \quad (4.8)$$

İkinci yasa verimini yorumlamak için entropi kavramını tanımlarız.

Entropi; bir sistemin düzensizlik ölçüsü olarak ifade edilmektedir. Termal enerjinin mekanik enerjiye tamamiyle çevrilemeyeceğini ifade etmekte olan termodinamik ifadedir. Hal değişimi ve entropi artışı ilkesi uyumlu ilerlemek zorundadır. Bir diğer ifade ile hal değişimi ile üretilen entropi,  $\dot{S}_{\text{üretim}} \geq 0$  olmalıdır. Bu ilkeyi sağlamayan bir hal değişimi olamaz.

Entropi, yalnızca tersinir hal değişimleri (ideal bir durum) sırasında korunmaktadır ve gerçek olan bütün hal değişimleri sırasında artmaktadır. Entropinin sabit kaldığı hal değişimleri izantropik hal değişimi olarak ifade edilmektedir. Entropi üretimi eşitlik (4.9)'da gösterildiği gibidir. Hal değişimi ile meydana gelen tersinmezliklerdeki bir ölçüt olup, mühendislik sistemlerindeki verimlerin saptanması için kullanılan bir kriterdir [28].

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum_c \dot{m}_c s_c - \sum_g \dot{m}_g h_g + \sum \frac{\dot{Q}_s}{T_s} \geq 0 \quad (4.9)$$

Termofiziksel ekserji, iş potansiyelinin veya enerjinin kullanılabilir ölçüsüdür. Bir akışın kullanılabilirliği  $\Psi$  ile gösterilir ve "o" indisi ölü hal şartını göstermek üzere sürekli akışlı sürekli açık sistemler için bir akış hattının özgül termofiziksel ekserjisi, kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilerek birim kütle için sürekli akışın ( $\Psi$ ) olduğu bir sistemin kullanılabilirlikleri sırasıyla aşağıdaki gibidir [28].

$$\Psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (4.10)$$

Akışın toplam termofiziksel ekserjisi  $\dot{X}_{fiz}$ , kütleli debi  $\dot{m}$  ile özgül ekserji  $\Psi$ 'nin çarpımıdır ve eşitlik (4.11)'de gösterildiği gibi ifade edilebilir [28].

$$\dot{X}_{fiz} = \dot{m} \times \Psi \quad (4.11)$$

Bir hal değişimi sonucunda, çevrede ve sistemde hiçbir değişiklik bırakmadan yapılabilir ve tamamen tersine işletilebiliyorsa bu işlem tersinir işlem olarak adlandırılmaktadır. Başka bir ifadeyle, maksimum yararlı iş miktarı ya da iş tüketen bir sistem için sağlanması gereken en az iş girdisidir. Tersinir süreçleri ve tersinir çevrimlerin analizlerini, gerçek süreçlerle karşılaştırmak için referans olarak kullanılabilir. İş üreten bir sistem için üretilen yararlı iş sistemin koşullarına ve sistemi çevreleyen çevre koşullarına bağlıdır [30]. Sistem sınırları süreçte genişmekte ise gerçekleştirilen sınır işinin bir bölümü çevreye karşı gerçekleşir ve kayıp iş olarak değerlendirilir. Sistem için süreçte gerçekleştirilen yararlı iş eşitlik (4.12)'de gösterildiği gibi ifade edilebilir.

$$W_y = W - W_{çevre} \quad (4.12)$$

Tersinir hal değişimlerine sahip bir ısı makinesi çevriminden tersinir iş elde edilir. O halde ideal olarak tanımlanan Carnot çevriminde çalışan bir makine tersinir iş üretecektir. Eğer herhangi bir ısı kaynağının sıcaklığı  $T$ , kaynağından çekilen ısı  $Q$  ve düşük sıcaklıktaki ısı kaynağına  $T_0$  sıcaklığında çevre denilirse, tersinir iş eşitlik (4.13)'de belirtildiği gibi hesaplanır.

$$W_{tersinir} = Q \left[ 1 - \frac{T_0}{T} \right] \quad (4.13)$$

Adyabatik tek akışlı bir kontrol hacminde tersinir iş eşitlik (4.14)'de gösterildiği gibi ifade edilebilir;

$$W_{tersinir} = \dot{m} [(h_1 - T_{0s1}) - (h_2 - T_{0s2})] \quad (4.14)$$

Tek akışlı bir ekipman için tersinir iş eşitlik (4.15)'de gösterildiği gibidir;



$$\dot{W}_{tersinir} = \dot{m}(\Psi_g - \Psi_c) + \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (4.15)$$

Ekserji yıkımı ya da diğer adıyla tersinmezlik, hal değişimi sırasında kullanılabilir enerjinin yok olan, faydalanılamayan kısmına verilen addır. Gerçek bir proses için giren ekserji daima çıkan ekserjiden fazla olmalıdır. Bu sistemdeki tersinmezliklerden kaynaklanmaktadır. Ekserji değeri ne kadar yüksek olursa sistemden elde edilebilecek iş de o kadar fazladır [31].

Enerji tüketen bir sistem için bir hal değişiminin gerçekleşmesi sürecinde sisteme sağlanması gereken minimum ya da iş üreten bir sistem için süreçte açığa çıkabilir maksimum yararlı iştir. Faydalı iş  $W_y$  ve Tersinir iş  $W_{tr}$  arasındaki fark, hal değişimi sırasındaki tersinmezliklerden kaynaklanmaktadır. Bu fark tersinmezlik ( $I$ ) olarak adlandırılır ve eşitlik (4.16)'da gösterildiği gibi ifade edilir [32];

$$I = W_{tr} - W_y \quad (4.16)$$

Tersinmezlik ekserji yıkımı olarak adlandırıldığı gibi entropi üretimiyle de doğru orantılıdır ve eşitlik (4.17)'de gösterildiği gibi ifade edilebilir;

$$I = T_0 \times \dot{S}_{üretim} \quad (4.17)$$

Bir hal değişimiyle ilgili tersinmezlik ne kadar küçük olursa üretilecek iş o kadar büyük olur. Sistemin etkinliği, kendisiyle ilgili olan tersinmezliğin en aza indirgenmesiyle geliştirilebilir [28].

Birinci yasa verimi ya da termal verim, sistemler ve onların bünyelerindeki kullanılabilir enerjiden ne derece faydalandıkları konusunda doğru bir ölçü sağlayamamaktadır. Bu yetersizliği gidermek için ikinci yasa verimi ( $\eta_{II}$ ) tanımlanmıştır. İkinci yasa verimi, gerçek ısıl verimin aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısıl verime oranıdır. Başka bir ifadeyle sistemin termal etkinliğinin, ilk ve son haller arasındaki tersinir hal değişimi sırasındaki etkinliği ile karşılaştırılmasıdır.

Ekserji verimi ya da ikinci yasa verimi genel olarak aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\eta_{II} = \frac{\text{elde edilen ekserji}}{\text{toplam ekserji girişi}} = 1 - \frac{\text{toplam tersinmezlik}}{\text{toplam ekserji girişi}} \quad (4.18)$$

İkinci yasa verimi iş üreten makineler için makineden elde edilecek olan yararlı işin, elde edilebilecek olan işe (tersinir) oranı olarak tanımlanmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği halde adyabatik türbin II. yasa verimi aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\eta_{II} = \frac{W_y}{W_{tr}} = \frac{h_1 - h_2}{\psi_1 - \psi_2} \quad (4.19)$$

Kompresör gibi iş gerektiren makineler için II. Yasa verimi gerekli en az işin (tersinir), yapılan yararlı işe oranı olur. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği zaman adyabatik kompresör için II. yasa verimi aşağıdaki gibidir;

$$\eta_{II} = \frac{W_{tr}}{W_y} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1} \quad (4.20)$$

Akışların karışmadığı, karşıt akışlı, 2 giriş ve 2 çıkışlı adyabatik ısı değiştiricisi için, sağlanan kullanılabilirlik, sıcak akışın kullanılabilirliğindeki azalmadır, elde edilen kullanılabilirlik ise soğuk akış çevre sıcaklığının altında olmamak koşuluyla, soğuk akışın kullanılabilirliğindeki artıştır. Bu durumda ısı değiştirici için ikinci yasa verimi eşitlik (4.21)'deki gibi yazılabilir.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{soğ}(\psi_{ç,soğ} - \psi_{g,soğ})}{\dot{m}_{sıc}(\psi_{g,sıc} - \psi_{ç,sıc})} \quad (4.21)$$

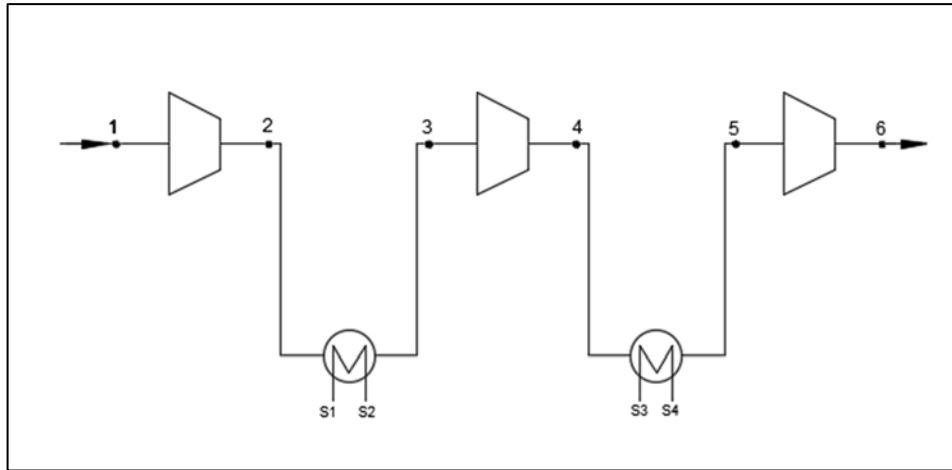
Çalışma teorik analizleme sürecinde aşağıdaki kabuller yapılmıştır;

- Proses sürekli akışlı açık bir sistemdir.
- Tesisin çalışma ortam sıcaklığı  $T_0 = 293,7 K$  kabul edilmiş olup edilmiş olup, ortam basıncı  $P_0 = 98 kPa$  alınmıştır.

- Belirlenen düğüm noktalarında sıcaklık (T), kütleli debi ( $\dot{m}$ ) ve basınç (P) değerleri EES programı kullanılarak entropi (s) ve entalpi (h) değerleri tespit edilmiştir.
- Düğüm noktalarının toplam enerji ve ekserji değerleri ilgili eşitlikler kullanılarak kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek hesaplanmış olup, sonuçlar tablo halinde Çizelge Ek C.1.'de verilmiştir.
- Gaz veya sıvı haldeki oksijen, azot ve argon veya birbirleriyle olan karışımları ilgili sıcaklık ve basınç altında dengede kabul edilmiştir.
- Sadece analiz yapılan cihazlardaki basınç kayıpları dikkate alınmış olup, hatlarda ve meydana gelen kayıplar ihmal edilmiştir.
- Hava kompresör grubunda her kademeye iletilen güçler ekipmana ait dökümandan alınmıştır.
- Genişletme türbinleri çok iyi yalıtıldıkları için adyabatik kabul edilmişlerdir.

## 4.2 TESİS EKİPMANLARININ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİ

### 4.2.1. Ana Hava Kompresörü Enerji ve Ekserji Hesapları



Şekil 4.1. Ana hava kompresör akış şeması.

Hava ayrıştırma tesisinde atmosferden emilerek tesise ilk basınçlı havanın sağlandığı ana hava kompresör motorunun aktardığı güç kadar kompresör kademelerine mekanik bir iş yaptırılarak, emilen hava basınçlandırılıp sisteme gönderilmektedir. Şekil 4.1'de

ana hava kompresörü kademeleri ve soğutucu eşanjörlerin akış şeması ve düğüm noktaları verilmiştir.

#### 4.2.1.1. Ana Hava Kompresörü 1. Kademe Analizi

Kompresör 1. kademe analizi için daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri kütle denkliği için eşitlik (4.3)'de yerine konulmuştur.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.22)$$

Kademedeki çevreye olan ısı kaybı, enerji denge eşitliği eşitlik (4.5)'de yerine koyularak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{K1} - \dot{W}_1 = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (4.23)$$

Kademe meydana gelen izentropik iş aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$\dot{W}_{S,K1} = \dot{m} (h_{2s} - h_1) \quad (4.24)$$

Kademenin 1. Yasa verimi, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.7)'de yerine koyularak hesaplanmıştır.

$$\eta_{U,K1} = \frac{\dot{m} \times w_{S,1}}{\dot{W}_{K1}} \quad (4.25)$$

Kompresör kademenin yüzey sıcaklığı, giren ve çıkan havanın akış sıcaklıkları aritmetik ortalaması alınarak hesaplanmıştır.

$$T_{Ort.1} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (4.26)$$

Kademelerin entropi üretimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.9)'da yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{S}_{1,K} = \dot{m}_1(s_2 - s_1) - \frac{\dot{Q}_{s1}}{T_{Ort.1}} \quad (4.27)$$

Kompresör kademelerinde meydana gelen tersinir iş eşitlik (4.15)'te yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{W}_{tr,1K} = \dot{m}(\Psi_1 - \Psi_1) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{Ort.1}}\right) \dot{Q}_1 \quad (4.28)$$

Kademelerin 2. yasa verimleri, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.20)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$\eta_{UI} = \frac{W_{tr,1k}}{\dot{W}_K} \quad (4.29)$$

Ekipmanların ekserji yıkımları, sistemin entropi üretimi ile doğru orantılı olup, eşitlik (4.17)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$I_{K.1} = T_0 \times \dot{S}_1 \quad (4.30)$$

#### 4.2.1.2. Ana Hava Kompresörü 1. Kademe Eşanjör Analizi

Kompresör 1.kademe eşanjörü için daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri kütle denkliği eşitliği (4.3)'de yerine konulmuştur.

$$\dot{m}_{s1} = \dot{m}_{s2} \quad (4.31)$$

$$\dot{m}_{s2} = \dot{m}_{s3} \quad (4.32)$$

Eşanjörden kademedan çevreye olan ısı kaybı, enerji denge eşitliği eşitlik (4.5)'de yerine koyularak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{E,1} = \dot{m}_1(h_3 - h_2) + (h_{s2} - h_{s1}) \quad (4.33)$$

Kompresör 1.kademe eşanjörü için 1. yasa verimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri arağıdaki eşitlikte yerine koyularak hesaplanmıştır.

$$\eta_{U,KE,I} = \frac{\dot{m}_1 c_p T_{S1}}{\dot{m}_2 c_p T_{S2}} \quad (4.34)$$

Eşanjörde yüzey sıcaklığı olarak giren ve çıkan hava akış sıcaklıkları aritmetik ortalaması alınmıştır;

$$T_{Ort} = \frac{T_2 + T_3}{2} \quad (4.35)$$

Kademe soğutucu eşanjörünün entropi üretimi, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.9)'da yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{S}_{E,1} = \dot{m}_{1/3}(s_3 - s_2) - \dot{m}_{S3}(h_{S2} - h_{S1}) \frac{\dot{Q}_{E,1}}{T_{Ort}} \quad (4.36)$$

Kademe soğutucu eşanjörünün 2. yasa verimleri, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.21) ile hesaplanmıştır.

$$\eta_{U,I,E} = \frac{\dot{m}_{S2}(\Psi_{S2} - \Psi_{S1})}{\dot{m}_{1/1}(\Psi_3 - \Psi_2)} \quad (4.37)$$

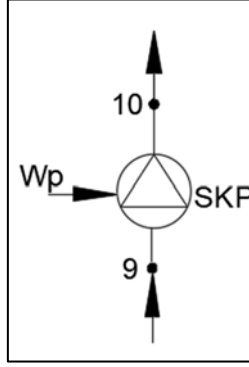
Kademe soğutucu eşanjörünün ekserji yıkımları, sistemin entropi üretimi ile doğru orantılı olup, eşitlik (4.17)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$I_{E,1} = T_0 \times \dot{S}_{E,1} \quad (4.38)$$

Ana hava kompresörünün 2.ve 3. kademeleri ve kademe ara eşanjörleri kontrol hacimleri şekil 4.2'de gösterilmiştir. Analizinde kullanılacak olan eşitlikler ana hava kompresör 1. kademe ve 1. kademe eşanjörü ile aynıdır.

#### 4.2.2. Sprey Kule, Evaporatif Kule ve Soğutma Suyu Pompaları Enerji ve Ekserji Hesapları

Sprey kule pompası motorunun aktardığı güç kadar pompaya mekanik bir iş yaptırılarak, emilen akışkan basınçlandırılarak sisteme gönderilir. Şekil 4.2’de sprey kule pompası akış şeması ve düğüm noktaları verilmiştir.



Şekil 4.2. Sprey kule pompası akış şeması.

Pompanın daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri kütle denkliği için eşitlik (4.3)’de yerine konulmuştur.

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (4.39)$$

Giren ve çıkan enerjilerin, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.5)’de yerine koyularak kayıp enerji hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{SP} - \dot{W}_{SP} = \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} \quad (4.40)$$

Pompanın 1.yasa verimi, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.8)’de yerine koyularak bulunmuştur.

$$\eta_{U,SP} = \frac{\dot{m}_3 v (P_9 - P_{10})}{\dot{W}_{SP}} \quad (4.41)$$

Su Pompasının çevreye olan ısı kaybı ihmal edilerek entropi üretimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.9)'da yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{S}_{SP} = \dot{m}_1(s_{10} - s_9) \quad (4.42)$$

Pompada meydana gelen tersinir iş eşitlik (4.15)'te yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{W}_{tr,SP} = \dot{m}(\Psi_9 - \Psi_{10}) \quad (4.43)$$

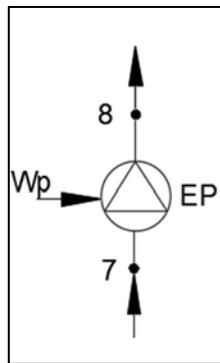
Pompanın 2.yasa verimleri, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.20)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$\eta_{II,SP} = \frac{\dot{w}_{tr,EP}}{\dot{w}_{SP}} \quad (4.44)$$

Ekipmanın ekserji yıkımları, sistemin entropi üretimi ile doğru orantılı olup, eşitlik (4.17)'de yerine koyularak bulunmuştur.

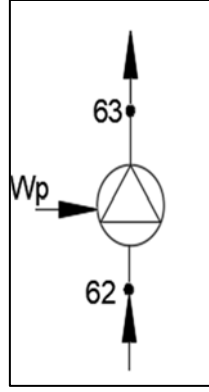
$$I_{SP} = T_0 \times \dot{S}_{SP} \quad (4.45)$$

Evaporatif kule pompası ve soğutma suyu pompasının kontrol hacimi Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Pompaların analizlerinde kullanılacak olan eşitlikler spreyc kule pompası ile aynıdır.



Şekil 4.3. Evaporatif kule pompası akış şeması.

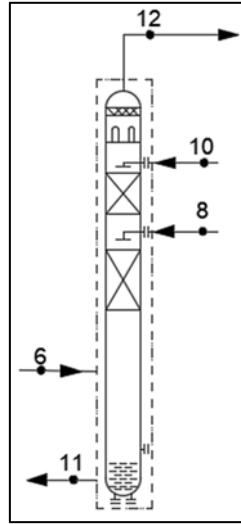




Şekil 4.4. Soğutma suyu pompası akış şeması.

#### 4.2.3. Sprey Kule Enerji ve Ekserji Hesapları

Sprey kule akış şeması ve düğüm nokta değerleri Şekil 4.5'te gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Sprey kule akış şeması.

Birden fazla giriş ve çıkışlı bir sürekli akışlı açık sistem olan sprey kule su soğutma sistemi için kütle denklik eşitliği (4.3)'de yerine koyularak verilmiştir.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{12} \quad (4.46)$$

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (4.47)$$

Dışı ısı yalıtımlı hava soğutucu kule adyabatik kabul edilerek giren ve çıkan enerjilerin, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlikler (4.5)'de yerine koyularak kayıp enerji hesaplanır.

$$\dot{Q}_{SK} = \dot{m}_6(h_{12} - h_6) - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} \quad (4.48)$$

Sprey kule 1. yasa verimleri için daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri aşağıdaki eşitlikte yerine koyularak verilmiştir.

$$\eta_{U,SKI} = \frac{\dot{m}_8 c_p T_8 + \dot{m}_{10} c_p T_{10}}{\dot{m}_{11} c_p T_{11}} \quad (4.49)$$

Dışında ısı yalıtımı olan hava ön soğutucusunun yüzey sıcaklığı;

$$T_y = (T_0 + 5) \quad (4.50)$$

Sprey kulenin çevreye olan ısı kaybı ihmal edilerek entropi üretimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.9)'da yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{S}_{SK} = \dot{m}_6(s_{12} - 6) + \dot{m}_{11} s_{11} - \dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_{10} s_{10} - \frac{\dot{Q}_{SK}}{T_y} \quad (4.51)$$

Sprey kule 2. yasa verimleri, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.21) ile hesaplanmıştır.

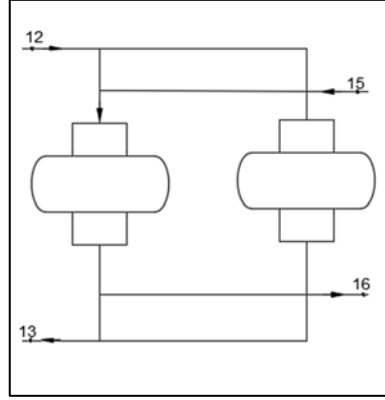
$$\eta_{U,SK} = \frac{\dot{E}_{12} + \dot{E}_{11}}{\dot{E}_6 + \dot{E}_8 + \dot{E}_{10}} \quad (4.52)$$

Ekipmanın ekserji yıkımı, sistemin entropi üretimi ile doğru orantılı olup, eşitlik (4.17)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$I_{SK} = T_0 \times \dot{S}_{SK} \quad (4.53)$$

#### 4.2.4. Molsieve Ünitesi Enerji ve Ekserji Hesapları

Molsieve ünitesi akış şeması ve düğüm noktaları Şekil 4.6’da gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Molsieve ünitesi akış şeması.

Birden fazla giriş ve çıkışlı bir sürekli akışlı açık sistem olan molsieve ünitesi için kütle denkliği eşitlik (4.3)’de yerine koyularak verilmiştir.

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (4.54)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (4.55)$$

Dışı ısı yalıtımlı molsieve bataryaları adyabatik kabul edilerek giren ve çıkan enerjileri, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.5)’de yerine koyularak kayıp enerji hesaplanır.

$$\dot{Q}_{M,K} = \dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12}) + \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15}) \quad (4.56)$$

Dışında ısı yalıtımı olan molsieve ünitesi yüzey sıcaklığı;

$$T_y = (T_0 + 5) \quad (4.57)$$

Molsieve ünitesinin çevreye olan ısı kaybı ihmal edilerek entropi üretimi, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.9)’da yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{S}_{MÜ} = \dot{m}_{12}(s_{13} - s_{12}) + \dot{m}_{15}(s_{16} - s_{15}) - \frac{\dot{Q}_{M,K}}{T_y} \quad (4.58)$$

Sürekli akışlı açık sistemler için 2. yasa verimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.21)'de yerine koyularak bulunmuştur.

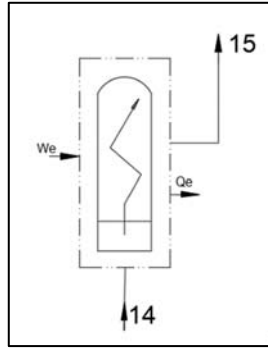
$$\eta_{II,MÜ} = \frac{\dot{E}_{10} + \dot{E}_{12}}{\dot{E}_9 + \dot{E}_{11}} \quad (4.59)$$

Ekipmanın ekserji yıkımları, sistemin entropi üretimi ile doğru orantılı olup, eşitlik (4.17)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$I_{MÜ} = T_0 \times \dot{S}_{MÜ} \quad (4.60)$$

#### 4.2.5. Molsieve Ünitesi Elektrikli Isıtıcısı Enerji ve Ekserji Hesapları

Molsieve ünitesi elektrikli ısıtıcısı akış şeması Şekil 4.7'de gösterilmiştir.



Şekil 4.7. Elektrikli ısıtıcı akış şeması.

Sürekli akışlı açık sistem olan elektrikli ısıtıcı için kütle denkliği eşitlik (4.3)'de yerine koyularak verilmiştir.

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (4.61)$$

Dışı ısı yalıtımlı ısıtıcı bataryaları adyabatik kabul edilerek giren ve çıkan enerjilerin, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.5)'de yerine koyularak kayıp enerji hesaplanır.

$$\dot{Q}_{E,I} - \dot{W}_{E,I} = \dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14}) \quad (4.62)$$

Elektrikli ısıtıcıların 1. yasa verimleri arağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$\eta_{U,E,I} = \frac{\dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14})}{W_E} \quad (4.63)$$

Dışında ısı yalıtımı olan hava ön soğutucusunun yüzey sıcaklığı;

$$T_{ort} = (T_0 + 5) \quad (4.64)$$

Entropi üretimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.9)'da yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{S}_{E,I} = \dot{m}_{14}(s_{15} - s_{14}) - \frac{\dot{Q}_{E,I}}{T_{ort}} \quad (4.65)$$

Sürekli akışlı açık sistemler için 2. yasa verimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlikler (4.21)'de yerine koyularak bulunmuştur.

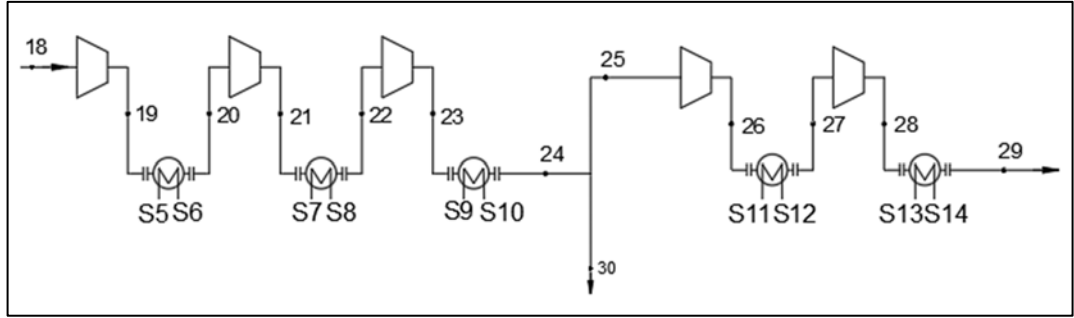
$$\eta_{U,E,I} = \frac{\dot{E}_{14}}{\dot{E}_{13} + W_E} \quad (4.66)$$

Ekipmanın ekserji yıkımı, sistemin entropi üretimi ile doğru orantılı olup, eşitlik (4.17)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$I_{E,I} = T_0 \times \dot{S}_{E,I} \quad (4.67)$$

### 5.2.6. Booster Hava Kompresörü Enerji ve Ekserji Hesapları

Booster Kompresör motorunun aktardığı güç kadar kompresöre mekanik bir iş yaptırılarak, emilen hava basınçlandırılıp sisteme gönderilir. Şekil 4.8’de booster hava kompresörü kademeleri ve soğutucu eşanjörlerin akış şeması ve düğüm noktaları verilmiştir.



Şekil 4.8. Booster kompresörü ve soğutucuları akış şeması.

#### 4.2.6.1. Booster Hava Kompresörü 1. Kademe Analizi

Booster hava kompresörünün daha önce hesaplanmış olan 1. kademe düğüm nokta değerleri kütle denkliği için eşitlik (4.3)’de yerine konulmuştur.

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} \quad (4.68)$$

Kademedeki çevreye olan ısı kaybı, enerji denge eşitliği eşitlik (4.5)’de yerine koyularak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{BK1} - \dot{W}_{BK1} = \dot{m}_{19}h_{19} - \dot{m}_{18}h_{18} \quad (4.69)$$

Kademelerin 1.yasa verimleri, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.7)’de yerine koyularak bulunmuştur.

$$\eta_{U.BK1} = \frac{\dot{m} x W_{S,1}}{\dot{W}_{BK,1}} \quad (4.70)$$

Kompresör kademelerin yüzey sıcaklığı, giren ve çıkan havanın akış sıcaklıkları aritmetik ortalaması alınarak hesaplanmıştır.

$$T_{ort} = \frac{T_{18} + T_{19}}{2} \quad (4.71)$$

Kademelerin entropi üretimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.9)'da yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{S}_{BK.1} = \dot{m}_{18}(s_{19} - s_{18}) - \frac{\dot{Q}_{BK1}}{T_{ort.1}} \quad (4.72)$$

Kompresör kademelerinde meydana gelen tersinir iş, eşitlik (4.15)'te yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{W}_{tr,BK1} = \dot{m}_{18}(\Psi_{19} - \Psi_{20}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{ort.1}}\right) \dot{Q}_{BK1} \quad (4.73)$$

Kademelerin 2.yasa verimleri, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.20)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$\eta_{II.BK1} = \frac{\dot{W}_{tr,BK1}}{\dot{W}_{BK1}} \quad (4.74)$$

Ekipmanın ekserji yıkımı, sistemin entropi üretimi ile doğru orantılı olup, eşitlik (4.17)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$I_{BK.1} = T_0 \times \dot{S}_{BK.1} \quad (4.75)$$

#### 4.2.6.2. Booster Hava Kompresörü 1. Kademe Eşanjör Analizi

Kompresör 1. kademe eşanjörü için daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri kütle denkliği eşitlik (4.3)'de yerine konulmuştur.

$$\dot{m}_{S5} = \dot{m}_{S6} \quad (4.76)$$

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} \quad (4.77)$$

Eşanjörden kademedan çevreye olan ısı kaybı, enerji denge denkliği eşitlik (4.5)'de yerine koyularak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{E,1} = \dot{m}_{19}(h_{20} - h_{19}) + (h_{S6} - h_{S5}) \quad (4.78)$$

Booster kompresörü 1.kademe eşanjörü için 1. yasa verimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri arağıdaki eşitlikte yerine koyularak hesaplanmıştır.

$$\eta_{U,BE1} = \frac{\dot{m}_{S5} c_p T_{S5}}{\dot{m}_{S6} c_p T_{S6}} \quad (4.79)$$

Eşanjörde yüzey sıcaklığı olarak giren ve çıkan hava akış sıcaklıkları aritmetik ortalaması alınmıştır;

$$T_{ort} = \frac{T_{19} + T_{20}}{2} \quad (4.80)$$

Kademe soğutucu eşanjörünün entropi üretimi, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.9)'da yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{S}_{E,1} = \dot{m}_{19}(s_{20} - s_{19}) - \dot{m}_{S5}(h_{S6} - h_{S5}) \frac{\dot{Q}_{E,1}}{T_{ort,E}} \quad (4.81)$$

Kademe soğutucu eşanjörünün 2.yasa verimleri, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.21) ile hesaplanmıştır.

$$\eta_{U,I,E} = \frac{\dot{m}_{S2}(\Psi_{S6} - \Psi_{S5})}{\dot{m}_{19}(\Psi_{20} - \Psi_{19})} \quad (4.82)$$

Kademe soğutucu eşanjörünün ekserji yıkımları, sistemin entropi üretimi ile doğru orantılı olup, eşitlik (4.17)'de yerine koyularak bulunmuştur.

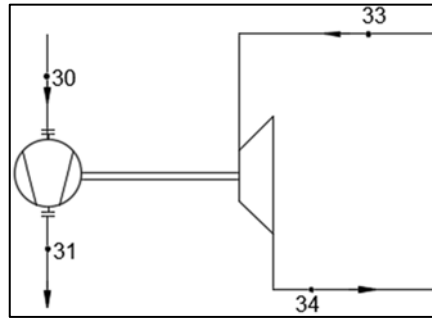
$$I_{E,1} = T_0 \times \dot{S}_{E,1} \quad (4.83)$$



Booster hava kompresörünün 2,3,4 ve 5. kademeleri ve kademe ara eşanjörleri kontrol hacimleri Şekil 4.6’da gösterilmiştir. Analizinde kullanılacak olan eşitlikler booster hava kompresör 1. kademe ve 1. kademe eşanjörü ile aynıdır.

#### 4.2.7. Genleşme Türbini ve Körüğü Enerji ve Ekserji Hesapları

Genleşme türbini iyi yalıtılmış olup adyabatik bir sistemdir. Şekil 4.9’da genleşme türbini ve körüğü akış şeması verilmiştir.



Şekil 4.9. Genleşme türbini ve körüğü akış şeması.

##### 4.2.7.1. Genleşme Türbini Enerji ve Ekserji Hesapları

Genleşme Türbini için daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri kütle denkliği eşitlik (4.3)’de yerine konulmuştur.

$$\dot{m}_{33} = \dot{m}_{34} \quad (4.84)$$

Genleşme türbini izotermal olarak kabul edilmiş olup, eşitlik (4.5) kullanılarak gerçek iş bulunmuştur.

$$- \dot{W}_T = \dot{m}_{33}(h_{34} - h_{33}) \quad (4.85)$$

Genleşme türbininde meydana gelen izentropik iş eşitlik (4.83)’de verilmiştir.

$$- \dot{W}_{T,S} = \dot{m}_{33}(h_{34s} - h_{33}) \quad (4.86)$$

Türbin 1.yasa verimleri, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.6)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$\eta_{I,Türbin} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_{T,S}} \quad (4.87)$$

Genleşme Türbini entropi üretimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.9)'da yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{S}_T = \dot{m}_{33}(s_{34} - s_{33}) \quad (4.88)$$

Genleşme türbininde meydana gelen tersinir iş, eşitlik (4.15)'te yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{W}_{tr,T} = \dot{m}_{33}(\Psi_{33} - \Psi_{34}) \quad (4.89)$$

Genleşme türbini 2. yasa verimi, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.19)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$\eta_{II,T} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_{tr,T}} \quad (4.90)$$

Ekipmanın ekserji yıkımı, sistemin entropi üretimi ile doğru orantılı olup, eşitlik (4.17)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$I_T = T_0 \times \dot{S}_T \quad (4.91)$$

#### 4.2.7.2. Genleşme Türbin Körüğü Enerji ve Ekserji Hesapları

Türbinde açığa çıkan gücün körüğe (kompresöre) iletiminde mekanik verim ve türbin çıkışı shaft verimi çarpılarak körüğü etkileyen net güç bulunur.

$$\dot{W}_{Körük} = \dot{W}_{Türbin} \times \eta_{mekanik} \times \eta_{shaft} \quad (4.92)$$

Türbin körüğünden çevreye olan ısı kaybı ihmal edilmiş olup, enerji denge denkliği eşitlik (4.5)'de yerine koyularak gerçek güç hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{Körük} - \dot{W}_{Körük} = \dot{m}_{31}h_{31} - \dot{m}_{30}h_{30} \quad (4.93)$$

Türbin körüğünde meydana gelen izentropik iş eşitlik (4.91)'de verilmiştir.

$$\dot{W}_{S,Körük} = \dot{m}_{30}(h_{31s} - h_{30}) \quad (4.94)$$

Körük 1. yasa verimi, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.6)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$\eta_{I,Körük} = \frac{\dot{W}_{S,körük}}{\dot{W}_{Körük}} \quad (4.95)$$

Körüğün entropi üretimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.9)'da yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{S}_{Körük} = \dot{m}_{30}(s_{31} - s_{30}) - \frac{\dot{Q}_{Körük}}{T_{Ort}} \quad (4.96)$$

Genleşme türbin körüğünde meydana gelen tersinir iş eşitlik (4.15)'te yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{W}_{tr,Körük} = \dot{m}_{30}(\psi_{30} - \psi_{31}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{Ort}}\right) \dot{Q}_{Körük} \quad (4.97)$$

Genleşme türbin körüğü 2. yasa verimi, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.19)'de yerine koyularak bulunmuştur.

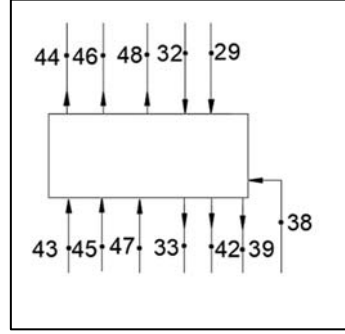
$$\eta_{II,Körük} = \frac{\dot{W}_{tr,körük}}{\dot{W}_{Körük}} \quad (4.98)$$

Ekipmanın ekserji yıkımı, sistemin entropi üretimi ile doğru orantılı olup, eşitlik (4.17)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$I_{Körük} = T_0 \times \dot{S}_{Körük} \quad (4.99)$$

#### 4.2.8. Ana Isı Değiştirici Enerji ve Ekserji Hesapları

Yüksek basınçlı ana ısı değiştirici akış şeması Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Yüksek basınçlı ana ısı değiştirici akış şeması.

Birden fazla giriş ve çıkışlı bir sürekli akışlı açık sistem olan ana ısı değiştirici için daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri kullanılarak kütle denklikleri eşitlik (4.3)'de yerine koyularak verilmiştir.

$$\dot{m}_{43} = \dot{m}_{44} \quad (4.100)$$

$$\dot{m}_{45} = \dot{m}_{46} \quad (4.101)$$

$$\dot{m}_{47} = \dot{m}_{48} \quad (4.102)$$

$$\dot{m}_{42} = \dot{m}_{33} \quad (4.103)$$

$$\dot{m}_{29} = \dot{m}_{42} \quad (4.104)$$

$$\dot{m}_{38} = \dot{m}_{39} \quad (4.105)$$

Isı değiştiricilerden çevreye olan ısı kaybı, enerji denge denkliği eşitlik (4.5)'de yerine koyularak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{ID} = \dot{m}_{43}(h_{44} - h_{43}) + \dot{m}_{45}(h_{46} - h_{45}) + \dot{m}_{47}(h_{48} - h_{47}) + \dot{m}_{32}(h_{33} - h_{32}) + \dot{m}_{29}(h_{42} - h_{29}) + \dot{m}_{38}(h_{39} - h_{32}) \quad (4.106)$$

Isı değiştirici entropi üretimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.9)'da yerine koyularak bulunmuştur.

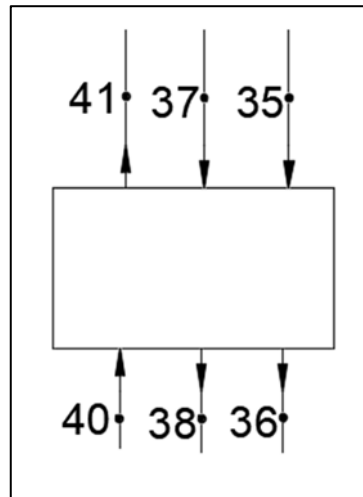
$$\dot{S}_{ID} = \dot{m}_{43}(h_{44} - h_{43}) + \dot{m}_{45}(h_{46} - h_{45}) + \dot{m}_{47}(h_{48} - h_{47}) + \dot{m}_{32}(h_{33} - h_{32}) + \dot{m}_{29}(h_{42} - h_{29}) + \dot{m}_{38}(h_{39} - h_{32}) - \frac{\dot{Q}_{ID}}{T_{y.ID}} \quad (4.107)$$

Isı değiştirici 2.yasa verimi, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri kullanılarak eşitlik (4.21) ile hesaplanmıştır.

$$\eta_{u,ID} = \frac{\dot{E}_{44} + \dot{E}_{46} + \dot{E}_{48} + \dot{E}_{33} + \dot{E}_{42} + \dot{E}_{39}}{\dot{E}_{43} + \dot{E}_{45} + \dot{E}_{47} + \dot{E}_{32} + \dot{E}_{29} + \dot{E}_{38}} \quad (4.108)$$

Ekipmanın ekserji yıkımı, sistemin entropi üretimi ile doğru orantılı olup, eşitlik (4.17)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$I_{ID} = T_0 \times \dot{S}_{ID} \quad (4.109)$$

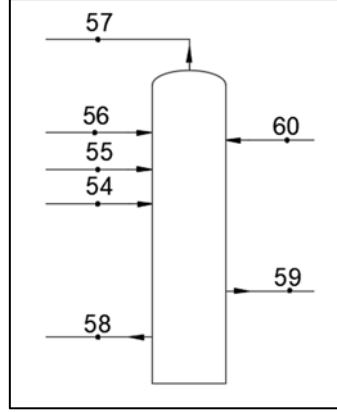


Şekil 4.11. Düşük basınçlı ana ısı değiştirici akış şeması.

Düşük basınçlı ana ısı değiştirici kontrol hacimleri Şekil 4.11'da gösterilmiştir. Analizinde kullanılacak olan eşitlikler yüksek basınçlı ana ısı değiştirici ile aynıdır.

#### 4.2.9. Alçak Basınç Kolonu Enerji ve Ekserji Hesapları

Birden fazla giriş ve çıkışlı bir sürekli akışlı açık sistem olan alçak basınç kolonu akış şeması Şekil 4.12’de gösterilmektedir.



Şekil 4.12. Alçak basınç kolonu akış şeması

Alçak basınç kolonu için daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri kullanılarak kütle denkliği eşitlik (4.3)’de yerine koyularak verilmiştir.

$$\dot{m}_{54} + \dot{m}_{55} + \dot{m}_{56} + \dot{m}_{60} = \dot{m}_{56} + \dot{m}_{58} + \dot{m}_{59} \quad (4.110)$$

Alçak basınç kolonundan çevreye olan ısı kaybı, enerji denge denkliği eşitlik (4.5)’de yerine koyularak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{AK} = \dot{m}_{56}h_{56} + \dot{m}_{58}S_{58} + \dot{m}_{59}S_{59} - \dot{m}_{54}S_{54} - \dot{m}_{55}S_{55} - \dot{m}_{56}S_{56} - \dot{m}_{60}S_{60} \quad (4.111)$$

Alçak basınç kolonu entropi üretimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.9)’da yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{S}_{AK} = \dot{m}_{58}S_{58} + \dot{m}_{59}S_{59} + \dot{m}_{56}S_{56} - \dot{m}_{54}S_{54} - \dot{m}_{55}S_{55} - \dot{m}_{56}S_{56} - \dot{m}_{60}S_{60} - \frac{\dot{Q}_{AK}}{T_{y.AK}} \quad (4.112)$$

Alçak basınç kolonu 2.yasa verimi, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri kullanılarak eşitlik (4.21) ile hesaplanmıştır.

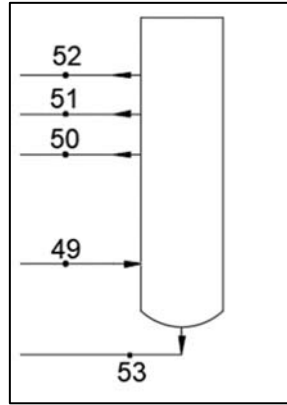
$$\eta_{u,ID} = \frac{\dot{E}_{56} + \dot{E}_{58} + \dot{E}_{59}}{\dot{E}_{54} + \dot{E}_{55} + \dot{E}_{56} + \dot{E}_{60}} \quad (4.113)$$

Ekipmanın ekserji yıkımı, sistemin entropi üretimi ile doğru orantılı olup, eşitlik (4.17)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$I_{AK} = T_0 \times \dot{S}_{AK} \quad (4.114)$$

#### 4.2.10. Yüksek Basınç Kolonu Enerji ve Ekserji Hesapları

Birden fazla giriş ve çıkışlı bir sürekli akışlı açık sistem olan yüksek basınç kolonu akış şeması Şekil 4.13'te gösterilmektedir.



Şekil 4.13. Yüksek basınç kolonu akış şeması.

Yüksek basınç kolonu için daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri kullanılarak kütle denkliği eşitlik (4.3)'de yerine koyularak verilmiştir.

$$\dot{m}_{49} + \dot{m}_{50} + \dot{m}_{51} + \dot{m}_{52} = \dot{m}_{53} \quad (4.115)$$

Yüksek basınç kolonundan çevreye olan ısı kaybı, enerji denge denkliği eşitlik (4.5)'de yerine koyularak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{YK} = \dot{m}_{53}h_{53} - \dot{m}_{49}S_{49} - \dot{m}_{50}S_{50} - \dot{m}_{51}S_{51} - \dot{m}_{52}S_{52} \quad (4.116)$$

Yüksek basınç kolonu entropi üretimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.9)'da yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{S}_{YK} = \dot{m}_{53}S_{53} - \dot{m}_{49}S_{49} - \dot{m}_{50}S_{50} - \dot{m}_{51}S_{51} - \dot{m}_{62}S_{62} - \frac{\dot{Q}_{YK}}{T_{y.YK}} \quad (4.117)$$

Yüksek basınç kolonu 2.yasa verimi, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri kullanılarak eşitlik (4.21) ile hesaplanmıştır.

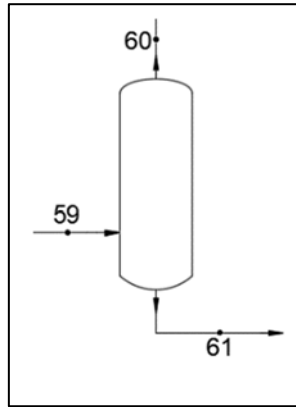
$$\eta_{II,ID} = \frac{\dot{E}_{53}}{\dot{E}_{49} + \dot{E}_{50} + \dot{E}_{51} + \dot{E}_{62}} \quad (4.118)$$

Ekipmanın ekserji yıkımı, sistemin entropi üretimi ile doğru orantılı olup, eşitlik (4.17)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$I_{AK} = T_0 \times \dot{S}_{YK} \quad (4.119)$$

#### 4.2.11. Argon Kolonu Enerji ve Ekserji Hesapları

Birden fazla giriş ve çıkışlı bir sürekli akışlı açık sistem olan argon kolonu akış şeması Şekil 4.14'te gösterilmektedir.



Şekil 4.14. Argon kolonu akış şeması.



Argon kolonu için daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri kullanılarak kütle denkliği eşitlik (4.3)'de yerine koyularak verilmiştir.

$$\dot{m}_{59} + \dot{m}_{60} = \dot{m}_{61} \quad (4.120)$$

Argon kolonundan çevreye olan ısı kaybı, enerji denge denkliği eşitlik (4.5)'de yerine koyularak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{ARK} = \dot{m}_{60}h_{60} + \dot{m}_{61}S_{61} - \dot{m}_{59}S_{59} \quad (4.121)$$

Argon kolonu entropi üretimi daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri eşitlik (4.9)'da yerine koyularak bulunmuştur.

$$\dot{S}_{ARK} = \dot{m}_{60}S_{60} - \dot{m}_{61}S_{61} - \dot{m}_{59}S_{59} - \frac{\dot{Q}_{ARK}}{T_{y,ARK}} \quad (4.122)$$

Argon kolonu 2.yasa verimi, daha önce hesaplanmış olan düğüm nokta değerleri kullanılarak eşitlik (4.21) ile hesaplanmıştır.

$$\eta_{u,ID} = \frac{\dot{E}_{60} + \dot{E}_{61}}{\dot{E}_{59}} \quad (4.123)$$

Ekipmanın ekserji yıkımı, sistemin entropi üretimi ile doğru orantılı olup, eşitlik (4.17)'de yerine koyularak bulunmuştur.

$$I_{ARK} = T_0 \times \dot{S}_{ARK} \quad (4.124)$$

Hava Ayırıştırma Tesisindeki analizi yapılmış olan cihaz ve proseslerle ilgili yapılmış olan termodinamik hesaplamaların sonucunda belirlenen enerji kaybı, I. kanun verimi, II. kanun verimi ve kayıp ekserji değerleri Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Tesisin I. Kanun verimi, II. Kanun verimi ve kayıp ekserji değerleri.

EKİPMAN	KAYIP ENERJİ	I. KANUN VERİMİ	II. KANUN VERİMİ	TERSİNMEZLİK
	kW	%	%	kW
Ana Hava Kompresörü 1. Kademe	- 1509,87	82,02	38,35	1274,10
Ana Hava Kompresörü 2. Kademe	- 1059,23	83,7	51,62	998,45
Ana Hava Kompresörü 3. Kademe	- 371,05	91,05	53,44	866,87
Ana Hava Kompresörü Soğutucu 1	- 1237,46	72,19	51,17	1289,4
Ana Hava Kompresörü Soğutucu 2	- 1119	75,46	39,59	1547,3
Sprey Kule	- 7916,97	85,73	96,3	889,40
Sprey Kule Su Pompası	- 15,97	73,24	69,1	168,06
Evaporatif Kule Su Pompası	- 22,01	61,11	53,42	624,58
Soğutma Kule Pompası	- 487,42	76,42	74,42	245,42
Molsieve Ünitesi	- 541,65	87,43	82,13	1822,51
Elektrikli Isıtıcı	- 738,99	68,12	37,91	362,45
Booster Kompresörü 1. kademe	- 827	60,98	28,36	1414,75
Booster Kompresörü 2. kademe	- 744,12	63,39	31,94	1254,81
Booster Kompresörü 3. kademe	- 518	76,06	43,59	1061,40
Booster Kompresörü 4. kademe	- 418,47	73,63	45,02	896,45
Booster Kompresörü 5. kademe	- 369,75	76,5	47,67	669,69
Booster Hava Kompresörü Soğutucu 1	-633	56,4	68,13	1098,41
Booster Hava Kompresörü Soğutucu 2	- 511	65,1	74,12	986,33
Booster Hava Kompresörü Soğutucu 3	- 417	68,3	84,24	675,47
Booster Hava Kompresörü Soğutucu 4	- 422	72,14	83,11	683,19
Booster Hava Kompresörü Soğutucu 5	- 364	76,81	85,14	624,78
Genleşme Türbini	-	94,3	86,85	994,40
Türbin Körüğü (Kompresörü)	-	91,46	54,45	845,21
Körük Soğutucusu	-795	72,4	66,37	861,43
Ana Isı Değiştirici 1	547	-	91,46	2380,74
Ana Isı Değiştirici 2	357	-	94,89	1149,60
Alt Kolon	1052	-	92,45	2147,96
Üst Kolon	876	-	88,13	1164,70
Argon Kolonu	530	-	23,5	614,57
<b>HAT</b>	<b>- 16891</b>	<b>51,8</b>	<b>30,77</b>	<b>27.096,30</b>

### 4.3. TESİS İÇ TÜKETİM HESABI VE ÜRÜN MALİYETİ HESAPLANMASI

Analizi yapılan hava ayrıştırma tesisine, yaz aylarında 208.000 Nm<sup>3</sup>/h debi hava girmekte olup, 89 ton/h sıvı oksijen, 39 ton/h sıvı argon, 60 ton/h sıvı azot, 1045 ton/h gaz oksijen, 1244 ton/h gaz azot üretilmesi durumu incelenerek tüketim ve maliyet hesapları yapılmıştır. Tesiste üretilen atık azotun bir kısmı moleküler elek sistemi rejenerasyon aşamasında ve evaporative kule su soğutucu sistemde kullanılmakta olup işlem sonrası atılmaktadır. Tesisin iç enerji tüketim hesapları Çizelge 4.2’de verilmiştir. İç tüketim hesaplarında öncelikle önemli derecede tüketim yapan ve sürekli çalışan büyük çaplı ekipmanlar dikkate alınmış ve çok küçük tüketim değerlerine sahip ekipmanlar ile minimal kayıplar ihmal edilmiştir. Ayrıca iç tüketimlerin çizelgesi oluşturulurken, tesiste harcadığı elektrik enerjisi doğrudan ölçülen ekipmanların fiili tüketimleri, ölçümleri doğrudan yapılmayan ekipmanların ise elektrik motor güçleri kabul edilerek çizelgeye dâhil edilmiştir ve hesaplamalar bunlara göre yapılmıştır. Ana hava kompresör ve booster hava kompresörü güç tüketimleri doğrudan yapılmakta olup, diğer ekipmanların güç tüketimleri ölçülememesi sebebiyle etiket değerlerine göre hesaplamalar yapılmıştır.

Çizelge 4. 2. Tesis iç tüketim değerleri.

İç Tüketim Yapan Ekipmanlar	Ekipman Sayısı	Aynı Anda Çalışan Ekipman Sayısı	Güç Tüketimi Doğrudan ölçülemeyen ekipmanlar (kW)	Saatlik Toplam Güç Tüketimi (kW)	Yıllık Toplam Güç Tüketimi (kW)
Ana Hava Kompresörü	1	1	19.050	19.050	165.735.000
Booster Hava Kompresörü	1	1	13.450	13.450	117.015.000
Sprey Kule Pompası	2	1	110	110	975.000
Evaporatif Kule Pompası	2	1	55	55	478.500
Soğutma Kule Pompaları	5	3	250	750	6.525.000
Elektrikli Isıtıcı	2	1	1380	1380	12.006.000
Sıvı Ürün Pompaları	6	3	110	330	2.871.000
Yağlama Sistemi	3	3	22	66	574.200
<b>Güç tüketimi</b>				<b>35.190</b>	<b>306.153.000</b>

Tasarım değerlerinde üretilen ürünlerin saatlik üretim değerleri, birim maliyetleri ve saflıkları Çizelge 4.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 4. 3. Ürünlerin saflıkları ve üretim miktarları.

ÜRÜNLER	SAFLIK (%)	ÜRETİM DEĞERİ (Nm <sup>3</sup> /h)
LOX	≥ 99,5	2600
LAR	≥ 99,9	900
LIN	≤ 10 ppm O <sub>2</sub>	2000
GOX	≥ 99,5	30762
GAN	≤ 10 ppm O <sub>2</sub>	41500

Birim enerji maliyeti, birim zamanda tüketilen gücün üretilen toplam ürün miktarına bölünmesi ile hesaplanmaktadır. Çalışma için yapılan birim üretim maliyeti aşağıda hesaplanmıştır.

Birim ürün başına düşen elektrik tüketimi (B);

$$B = \text{Toplam Enerji Tüketimi} / (\text{LOX} + \text{LAN} + \text{LAr} + \text{GOX} + \text{GAN}) \quad (4.125)$$

$$B = 0,452 \text{ kWh/Nm}^3$$

Birim ürün maliyeti için toplam elektrik enerjisi tüketim miktarları Çizelge 4.2'de verilmiştir. Birim ürün maliyeti için güncel elektrik fiyatı olan 0,073 \$/kWh göz önüne alınarak hesaplanmalar yapılmıştır. Birim ürün başına ortalama maliyet 0,032 \$/Nm<sup>3</sup> olduğu görülmüştür. Çalışmada maliyeti incelenen tesis için 306.153.000 kW yıllık güç tüketimi ve 22.514.020 \$ yıllık güç tüketim maliyeti hesaplanmıştır. Literatürde bir kriyojenik hava ayırıştırma tesisinde yapılmış olan çalışmalarda birim ürün gaz başına 0.15 kWh/Nm<sup>3</sup> enerji tüketimi karşılığı 0.07 ₺/Nm<sup>3</sup> olarak belirtilmiştir [33].

#### 4.5. TESİSİN EKONOMİK ANALİZİ

Sistemin ekonomik analiz yapılırken öncelikle sistem tanımlaması ve bazı kabuller yapılmıştır. Tesisin yatırım maliyeti piyasa değerleri dikkate alınarak HAT'nin yatırım geri ödeme süresi hesaplanmıştır. Analizde prosesin tasarımı ve işletme değişkenleri göz önünde bulundurulmuştur. Tesisin yıllık ortalama çalışma süresi 8400 saat kabul edilmiştir. Ayrıca sistemin işletme ömrü 20 (n=20) yıl olarak kabul edilmiştir. Sistemin periyodik bakım, arıza durumları, yıllık sabit iş gücü maliyeti ve diğer işletme giderleri göz önüne alınarak yıllık maliyet oluşturulmuştur.

Hava ayrıştırma tesisleri tarafından üretilen gazların maliyetini etkileyen faktörler; yıllık sabit maliyet (YSM), yıllık hurda değeri (YHD), yıllık maliyet (YM), yıllık bakım maliyeti (YBM) olarak belirtilmiştir. Faiz oranı (i) 0,1 olarak kabul edilmiştir [34]. Ekonomik analizler için kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir.

Yıllık sabit maliyet (YSM) hesapları Eşitlik (4.126) ile hesaplanmaktadır. Bu eşitlikte Y; yatırım maliyeti, i; faiz oranı, n<sub>ö</sub>; sistemin çalışma ömrü ifade edilmektedir [34].

$$YSM = Y \times \frac{i \times (i+1)^{n_{\text{ö}}}}{(i+1)^{n_{\text{ö}}}-1} \quad (4.126)$$

Analizlerde toplam yatırım maliyetinin %20'si hurda değeri (H), yıllık sabit maliyet (YSM)'in %15'i yıllık bakım maliyeti (YBM) olarak kabul edilmiştir. Hurda değeri (H) denklemi Eşitlik (4.124) ile hesaplanmaktadır. Hurda değeri (H), yıllık sabit maliyet (YSM) ve yıllık hurda değeri (YHD) değerleri eşitlik (4.174), (4.128) ve (4.129) ile hesaplanmaktadır [35].

$$H = YM \times 0,2 \quad (4.127)$$

$$YBM = YSM \times 0,15 \quad (4.128)$$

$$YHD = \frac{i}{(i+1)^{n_{\text{ö}}}-1} \times H \quad (4.129)$$

Sistemin yıllık maliyeti (YM) eşitlik (4.130) ile verilmiştir.

$$YM = YSM + YBM - YHD \quad (4.130)$$

Sistemin geri ödeme süresi eşitlik (4.131) ile hesaplanmıştır.

$$Geri \ Ödeme \ Süresi = \frac{\text{Toplam yatırım maliyeti}}{\text{Yıllık fayda} - (\text{Yıllık maliyet} + \text{Enerji giderleri})} \quad (4.131)$$

Çizelge 4. 4. Tesis ekipmanlarının ekonomik analiz değerleri.

EKİPMAN	Ekipman Fiyatı (\$)	YILLIK SABİT MALİYET (YSM) (\$)	YILLIK HURDA DEĞERİ (YHD) (\$)	YILLIK BAKIM MALİYETİ (YBM) (\$)	YILLIK MALİYET (YM) (\$)
Ana Hava Kompresörü	5.500.000	605.000	18.700	90.750	677.050
Molsieve Ünitesi	3.000.000	330.000	10.200	49.500	369.300
Sprey Kule	1.750.000	192.500	5.950	28.875	215.425
Soğutma Suyu Sistemi	2.100.000	231.000	7.140	34.650	258.510
Booster Kompresörü	3.750.000	412.500	12.750	61.875	461.625
Genleşme Türbini	2.950.000	324.500	10.030	48.675	363.145
Cold-Box	11.750.000	1.292.500	39.950	193.875	1.446.425
Yapısal Maliyetler	6.250.000	687.500	21.250	103.125	769.375
Sabit Giderler	3.000.000	330.000	10.200	49.500	369.300
<b>TOPLAM</b>	<b>40.050.000</b>	<b>4.405.500</b>	<b>136.170</b>	<b>660.825</b>	<b>4.930.155</b>

Geri ödeme süresi, ekonomik analizi yapılan hava ayrıştırma tesisi ekipmanlarının yatırım maliyetlerinin geri kazanılması için gerekli olan olan süredir. Çizelge 4.4 ve 4.5'te belirtilen ana ekipmanların piyasa değerleri hesaba alınarak yatırım maliyeti, üretilen ürünlerin piyasa değerleri baz alınarak yıllık kazanç değerleri ve yıllık maliyet baz alınarak sistemin geri ödeme süresi hesaplanmıştır. Geri ödeme süresi hesaplanırken üretilen ürünlerin 2020 yılı piyasa değerleri baz alınarak gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 4. 5. Ürünlerin yıllık üretimi ve kazanç.

ÜRÜNLER	YILLIK ÜRETİM MİKTARI (TON/YIL)	YILLIK ÜRETİM KAZANCI (\$/YIL)
LOX	32.189	1.364.711
LAr	13.866	4.396.976
LIN	21.648	1.085.131
GOX	378.397	16.146.631
GAN	450.329	22.516.472
<b>Toplam</b>	<b>896.430</b>	<b>45.509.922</b>

$$\begin{aligned} \text{Geri Ödeme Süresi} &= \frac{\text{Maliyet}}{\text{Yıllık üretim kazancı} - (\text{Yıllık maliyet} + \text{Enerji giderleri})} \\ &= \frac{40.050.000}{45.509.922 - (4.930.155 + 22.514.020)} = 2,21 \end{aligned}$$

Tesisin geri ödeme süresi yaklaşık 2,5 yıl olarak hesaplanmıştır.

## BÖLÜM 5

### ARAŞTIRMA BULGULARI

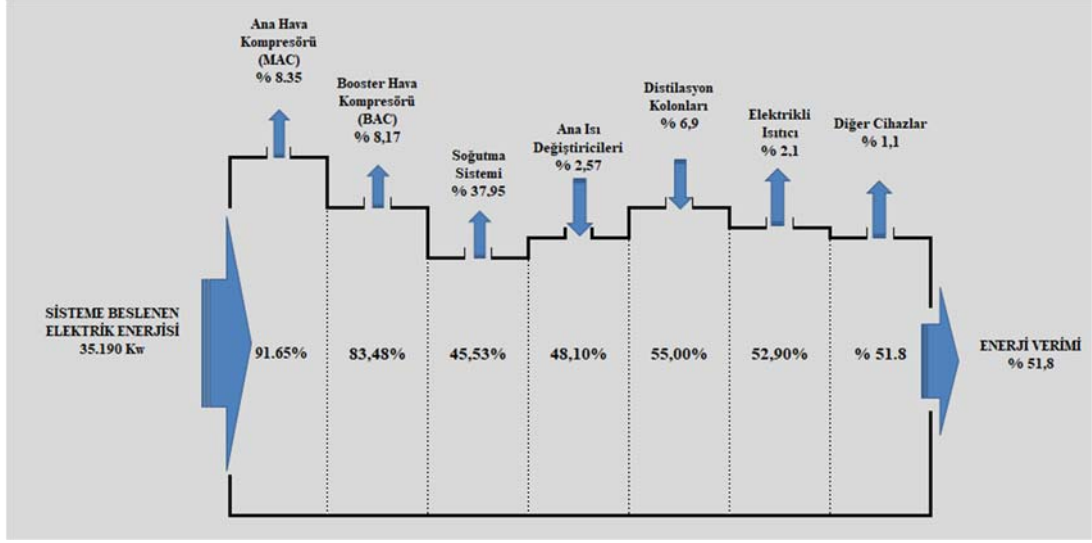
Bu çalışmada, entegre bir demir-çelik fabrikasının ihtiyaç duyduğu oksijen, azot ve argon üretilmesi amacı ile kurulmuş olan bir hava ayırıştırma tesisi simüle edilerek enerji ve ekserji analizleri yapılmış olup, tesis ekonomik olarak incelenmiştir. Mevcut sistemde bulunan verimsizliklerin azaltılarak, prosesin daha verimli sistem tasarımının olup olmayacağı analiz edilmiştir. Analizler sonucunda kriyojenik hava ayırıştırma tesisi yoğun enerji tüketimine sahip ve tesisin bütün olarak yüksek yatırım maliyeti gerektiren bir proses olduğunu görülmüştür.

Analizi yapılan ekipmanlar ayırıştırma sistemleri ile yoğun elektrik enerjisi tüketen kompresörler ve pompalardır. Dolayısıyla, birim üretim başına tüketilen enerji hesaplanırken öncelikle pompaların ve kompresörlerin enerji tüketim değerleri hesaplanmıştır. Bu noktada, türbinin ürettiği enerjiyi türbin körüğünde kullanması önem arz etmektedir. İlgili tabloda sonuçları belirtilmiştir.

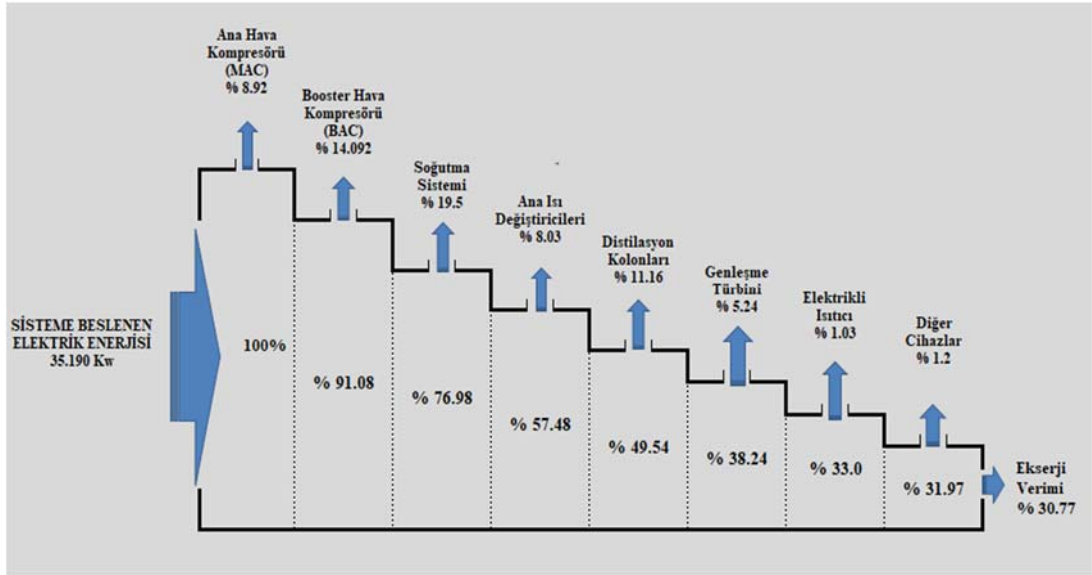
Ürün kazanımı yüzdesi hesaplamalarında, nihai ürünler olan saf sıvı ve gaz oksijen debileri, saf sıvı ve gaz azotun debileri ve sıvı argonun debisi göz önüne alınmıştır. Proseste meydana çıkan atık azot hesaplamalara dahil edilmemiştir.

Proseste meydana gelen tüm enerji ve ekserji kayıplarını, ekipmanların verim kayıpları Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’de verilen Sankey diyagramları ile görselleştirilmiştir.





Şekil 5.1. Prosesin I. kanun analiz sonuçlarının Sankey diyagramında gösterilmesi.



Şekil 5.2. Prosesin II. kanun analiz sonuçlarının Sankey diyagramında gösterilmesi.

Ana Hava Kompresöründe basınçlandırılan hava atmosferik özelliklere sahip hava olması sebebi ile termodinamik açıdan düşünüldüğünde ölü hal ile yaklaşık aynı özelliktedir. Bu sebep kompresöre giren havanın ekserjisi 0'dır. Atmosfer havasını proses için gerekli basınç değerlerine getirilebilmek amacı ile kullanılmakta olan 208.000 Nm<sup>3</sup>/h debideki 3 kademeli Ana Hava Kompresörünün analizi yapılırken, kademeler arasında bulunan gövde borulu ısı değiştiriciler göz önüne alınmıştır. Prosesten çevreye olan ısı kaybının %8,35'i hava kompresör grubu kademelerinden meydana gelmektedir. Yapılan benzer bir enerji ekserji analizi çalışmasında kompresör verimi %85-90 değer aralığında ifade edilmiştir [24]. Kompresör verimleri ortalama standart verimle çalıştığı görülmektedir. Ana Hava Kompresörü bileşenlerinde en fazla enerji kaybı, soğutucu kademelerinde meydana gelmektedir. Ana Hava Kompresör 3. Kademe çıkışında hava sprej kule hava soğutucusuna girmesi sebebi ile son kademede soğutucu kullanılmamıştır. Sprej kule ve kompresör 3. kademe hattı arasında ısı kaybı bu sebeple oldukça fazladır.

Ana hava kompresörüne elektrik enerjisi yardımıyla 19.050 kW'lık ekserji girişi olduğu görülmektedir. Kompresöre giren ekserjinin yaklaşık %16,47'si sistem bileşenlerinde meydana gelen ekserji yıkımında kaybolmaktadır. Geriye kalan ekserjinin %17,82'si suya aktarılan, %65,71'i ise sistemde meydana gelen toplam ekserji üretimidir. Kompresörde meydana gelen ekserji kaybı, proseste meydana gelen toplam ekserji kaybının yaklaşık %8 'ne eşittir. Ekserjideki kayıpların en önemli sebebi havanın sıkıştırılma aşaması ve eşanjörlerde soğutulması esnasında meydana gelen ciddi basınç ve ısı kayıplarıdır.

Booster Hava Kompresörüne hava belirli bir ekserji değerine sahip olarak girmektedir. Kompresöre elektrik enerjisi yardımıyla 13.450 kW'lık ekserji girişi olduğu görülmektedir. Gerçekleşen sıkıştırma ve soğutma işlemlerinin ardından kompresöre giren ekserjinin %39,36'sı sistem bileşenlerinde meydana gelen ekserji yıkımında kaybolmaktadır. Booster Kompresöründe meydana gelen ekserji kaybı, proseste meydana gelen toplam ekserji kaybının yaklaşık %15'ne eşittir. Ekserji yıkımının en fazla gerçekleştiği sistem bileşeni ana hava kompresöründe olduğu gibi havayı basınçlandırmak için kullanılan kompresör kademeleridir. En fazla ekserji yıkım miktarı kompresör ilk üç kademesinde gerçekleşmiştir. Bu sonuçlardan anlaşılan

sistemde iyileştirme çalışmalarının yapılması gereken sistem bileşenlerinin kompresör kademeleri olduğu anlaşılmaktadır. Kompresörün genel periyodik revizyonları zamanında yapılmalı ve sistemde kullanılan yağların analizleri de zamanında yapılarak gerekirse yağ değişimi yapılmalıdır.

Kompresör grubu soğutucu eşanjörlerinin ekserji verimleri %60-80 olarak hesaplanmıştır. Çalışkan ve Hepbaşı 2 gövde ve 18 boru geçişli bir ısı değiştirici üzerinde 20 °C sıcaklıktaki ortamda gerçekleştirdikleri enerji ve ekserji incelemesinde %41,75 ile %63,88 aralığında tespit edilmiştir [36]. Soğutucu sistemde ortaya çıkan ekserji kaybı, eşanjörlerin çevreye olan ısı kayıplarından ve borularda meydana gelen basınç kayıplarından kaynaklanmaktadır. Kademelere giren hava sıcaklığı, eşanjörlere giren soğutma suyu sıcaklığındaki değişimlere bağlı olarak yükseldiği gözlemlenmektedir.

Kademelere giren hava sıcaklığı, sistemde meydana gelen enerji tüketimini arttırmaktadır. Proses soğutma sistemi için giren ekserjinin yaklaşık %20'si soğutma sisteminde kaybolmaktadır.

Birim ürün üretebilmek için harcanması gereken spesifik enerji, kompresörlerin set basınç değeri, kompresör soğutma sistemi ve kompresör tipi vb. parametrelere göre değişiklik göstermektedir. Kompresörün çalışma koşulları ve tipi dikkate alındığında kompresörün spesifik enerji tüketiminin ideal değerlerde olduğu tespit edilmiştir.

Kompresörlerde spesifik enerji tüketiminin düşük seviyelerde tutulabilmesi için basıncı daha az düşüren filtreler kullanılmalı ve emiş tarafındaki filtreler düzenli olarak temizlenmelidir. Filtre giriş ve çıkış basınç göstergesi yerleştirilmeli ve filtre değiştirme zamanları bu periyotlara göre planlanmalıdır. Kompresör için maksimum performans ve hizmet ömrünün güvence altına alınması için bir bakım çizelgesi oluşturulmalı ve uygun bakım faaliyetleri gerçekleştirilmelidir. Sistem bakımının iyi yapılıp yapılmadığı ve uygun şekilde çalışıp çalışmadığını anlamanın yolundan biri güç, basınç, akış ve sıcaklığını takip etmek suretiyle sistem durumunun periyodik kontrol etmektir.

Kompresörlerin hava basıncına bağlı olarak değişmekte olan sprej kule ekserji verimleri literatürde %90 ve üzeri olduğu görülmektedir [24]. Hava ayırıştırma tesisi sprej kule verimi %96,3 ile oldukça iyi olduğu görülmektedir. Sprej kuleye su besleyen sprej kule ve evaporatif kule pompa verimleri literature göre %70 civarında olması gerekmektedir [24]. Sprej kule su pompası ve soğutma suyu pompaları birbirleri ile aynı debi ve basma yüksekliğinde çalışabilecek yeni pompalar ile karşılaştırıldığında pompaların sistem verimlerinin ideal seviyelerde olduğu gözlemlenmiştir. Evaporatif kule pompası için sistem verimlerinin ideal seviyelerin altında olduğu görülmüştür. Fakat evaporatif kule pompaları sistem verimleri daha yüksek pompalarla değiştirilmesiyle sağlanabilecek enerji tasarrufu potansiyelinin yatırım maliyetine oranla düşük olacağı öngörülmüştür.

Pompalarda enerjinin etkin kullanılması birden çok parametreye bağlıdır. Öncelikle uygun tip pompa seçimi ve doğru boru tesisatı tasarımı yapılmalıdır. Yüksek verimlilikte elektrik motoru tercih edilmelidir. Değişken debili sistemler için frekans konvertörü vs. ekonomik bir sistem seçilmeli ve pompa sayısının artırılması özellikle pompaların paralel olarak ihtiyaca göre devreye girmesi değişken debili sistemlerde enerji tasarrufu sağlayabilir. Frekans değiştiricilerin gerçekte ne ölçüde tasarruf sağladıkları, debinin değişken olmasına bağlıdır. Değişken yüklerde çalışan sistemler, vana ile kısma yapılması yerine frekans değiştiricilerin kullanılması enerji tüketimini azaltabilmektedir. Debi değişken değil ise en uygun çözüm en iyi verim noktasında çalışan sabit devirli bir pompadır. Sistem kurulumunun yanında çalışan bir proses için işletmenin yapması gereken bakım faaliyetleri oldukça önem taşımaktadır. Ayrıca pompalarda maksimum verimin olduğu nominal debi değeri %100 kabul edilirse, yaklaşık %40 debi değerinde çalıştıklarında genellikle titreşim, radyal yüklerde artış, aşırı ses ve verim düşüşü yaşanır. Bu nedenle pompaların nominal kapasitelerine yakın çalıştırılmalarına özen gösterilmelidir.

Hava ayırıştırma tesisinde analizi yapılan molsieve ünitesinin ekserji verimliliği %82,13 ile ortalama değerlerde çalıştığı görülmektedir. Elektrikli endüstriyel ısıtıcıların literatürde enerji verimleri %70 civarlarında olmaktadır. Düşük sıcaklıklarda ekserji verimler %7, yüksek sıcaklıklarda %54 civarlarında olmaktadır [37]. Elektrikli ısıtıcı ekserji verimi çok düşük olduğu görülmektedir. Bunun en önemli

sebebi proses çalışma prensibi gereği rejenerasyon aşamasında yaklaşık 1 saat ısıtma yapılırken, kalan zamanda alimüna ve zeolitler ısıtılmaktadır. Bu işlem sırasında çok fazla ısı kaybı olmaktadır. Isıtıcıda meydana gelen ekserji kaybının bir sebebi de ısıtılan atık gaz girişinde meydana gelen basınç kaybıdır.

Literetüre göre kriyojenik türbinlerin izentropik verimleri %60-65 civarında olmakta olup, iyi tasarlanmış adyabatik türbin verimleri %90'ın üzerinde olduğu görülmektedir [38]. Üzerinde çalışılan hava ayrıştırma tesisi için, türbin ekserji verimi %86,85 olduğu görülmektedir. Türbine akuple olan kompresör (türbin körüğü) ekserji verimi %54,45 olarak belirlenmiştir. Genleşme Türbini ve körüğünde meydana gelen ekserji kaybı, proseste meydana gelen toplam ekserji kaybının yaklaşık %5'ine eşittir.

Ana ısı değiştiricilerin ekserji verimi oldukça iyi olmasına rağmen ekipmanın görevi gereği meydana gelen kayıplar hesaplandığında ekserji kaybı prosesin ekserji kaybının yaklaşık %9'una karşılık gelmektedir.

Yüksek basınçlı kolon ekserji verimliliği %92,45 olduğu görülmektedir. Yüksek basınç kolonu proseste meydana gelen toplam ekserji kaybının yaklaşık %4'üne karşılık gelmektedir. Ayrıştırmanın benzer yapıları ile karşılaştırıldığında verimlilik oldukça iyi olduğu gözlemlenmektedir. Çevreden prosese olan ısı geçişinin büyük bir bölümü yüksek basınç kolonunda meydana gelmektedir. Argon kolonu ekserji verimliliği %23,5 ile ayrıştırma ünitesinde verimi en düşük olan ayrıştırma kolonu olduğu görülmektedir. Fakat ekserji kaybı dikkate alındığında, prosesin toplam ekserji kaybına oranla çok küçüktür. Alçak basınç kolonunun ekserji verimliliği %88,13 olarak hesaplanmıştır. Distilasyon kolonlarında meydana gelen ekserji kaybı, proseste meydana gelen toplam ekserji kaybının %11,16'sıdır. Çevreden prosese geçen ısının %6,9'u distilasyon kolonlarından gerçekleşmektedir.

Çalışmada görüldüğü gibi hava ayrıştırma tesisleri yoğun elektrik enerjisi tüketen tesislerdir. Demir-çelik fabrikalarında enerji üretimi termik santraller ile gerçekleştirilmektedir. Termik santrallerin işletilmesi sonucunda çeşitli çevre sorunları da meydana gelmektedir. Termik santrallerin çevre üzerindeki etkilerinin bir kısmı baca gazları ile oluşmaktadır. Dünyadaki enerji ihtiyacının %80'i fosil yakıtlarla

karşılanması atmosfere salınan  $CO_2$  miktarının hızla artmasına neden olur. Enviroekonomik (çevresel maliyet) analiz, karbon fiyatı (veya  $CO_2$  emisyon fiyatı) veya açığa çıkan karbon miktarı kullanılarak belirlenir. Karbon fiyatı belirlemesi ulusal sera gazı emisyonlarını azaltmak için önemli bir yöntemdir. Karbon fiyatı, küresel ısınmaya neden olan sera gazlarının emisyon maliyetini hesaplayan bir yaklaşımdır. Atmosfere salınan karbon ( $CO_2$ ) bedelini ödemek, insanların ve ülkelerin karbon emisyonlarını azaltma yönünde teşvik edecektir. Aynı zamanda bu durum atmosfere karbon yaymayan yenilenebilir enerji teknolojilerinin önemini ortaya koyacaktır. Sovacool'un 2008 yılında yayınladığı makalesinde kömürden elektrik üretimi için ortalama  $CO_2$  eşdeğer yoğunluğu yaklaşık  $960 \text{ gCO}_2/\text{kWh}$  olarak verilmiştir. Aslında bu değer %40'lık iletim ve dağıtım kayıpları ve %20'lik kullanılan verimsiz elektrik aletlerinden kaynaklı kayıpları düşünüldüğünde bu değer  $2,08 \text{ kg CO}_2/\text{kWh}$  olacaktır [39–41]. Konu olan tesiste tüketilen enerjinin üretimi esnasında karbon salınımı azalımı miktarı ortalama  $71.044 \text{ kgCO}_2/\text{h}$  olarak hesaplanmıştır.

## BÖLÜM 6

### TARTIŞMA VE SONUÇ

Analizi yapılmış olan hava ayrıştırma tesisinin enerji verimi %51,8 ve ekserji verimi %30,77 olarak hesaplanmıştır. Tesisin ekserji verimi literatüre göre ortalama değerlerde olduğu görülmektedir. Van der Ham ve Kjelstrup'ın 2010'da hava ayrıştırma proseslerinde ekserji analizi üzerine yaptıkları benzer çalışmada 3 distilasyon kolonlu proses tasarımı için ekserji verimini %37,8 olarak belirlemişlerdir [42].

Hava ayrıştırma tesisinde üretilen ürünler çok geniş kullanım sahasına sahiptir. Düşük miktarlarda kullanımlar için ürünler gaz halde yüksek basınçlı tüplere (12-20 MPa) doldurularak kullanıcıya ulaştırılırlar. Gaz ürünler tesisten direkt gaz olarak alınabildiği gibi, likit ürünlerin gazlaştırıcılar vasıtası ile gazlaştırılması ile de elde edilmektedir.

Analizi yapılmış olan hava ayrıştırma tesisinin maliyet analizi yapılmış olup, birim ürün başına harcanan enerji miktarı  $0,452 \text{ kWh/Nm}^3$ , birim ürün maliyeti  $0,032 \text{ \$/Nm}^3$  olarak hesaplanmıştır. Geri ödeme süresi hesaplanırken üretilen ürünlerin 2020 yılı piyasa değeri baz alınmıştır. Tesis kurulum maliyeti, ana ekipmanların piyasa değeri baz alınarak yaklaşık  $40.050.000 \text{ \$}$  olup, yıllık güç tüketim maliyeti  $22.514.020 \text{ \$}$  ve yıllık işletim maliyetleri  $4.930.155 \text{ \$}$ 'dir. Yıllık toplam ürün getirisi  $45.509.922 \text{ \$}$ 'dir. Tesis net kârı  $18.065.747 \text{ \$}$  olarak belirlenmiştir. Tesisin geri ödeme süresi yaklaşık 2,5 yıl olarak hesaplanmıştır.

## KAYNAKLAR

1. Sen, S., "Kopoliimid membranlarla gaz ayırma", *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul: 56 (2004).
2. Strathmann, H., "Membrane separation processes: Current relevance and future opportunities", *AIChE Journal*, 47 (5): 1077–1087 (2001).
3. Hirs, G. G., Cornelissen, R. L., "Exergy analysis of cryogenic air separation", *Energy Conversion And Management*, 39 (16–18): 1821–1826 (1998).
4. Mehrpooya, M., Ansarinasab, H., Sharifzadeh, M. M. M., and Rosen, M. A., "Conventional and advanced exergoeconomic assessments of a new air separation unit integrated with a carbon dioxide electrical power cycle and a liquefied natural gas regasification unit", *Energy Conversion And Management*, 163 (September 2017): 151–168 (2018).
5. Tesch, S., Morosuk, T., and Tsatsaronis, G., "Exergetic and economic evaluation of safety-related concepts for the regasification of LNG integrated into air separation processes", *Energy*, 141: 2458–2469 (2017).
6. Mehrpooya, M. and Zonouz, M. J., "Analysis of an integrated cryogenic air separation unit, oxy-combustion carbon dioxide power cycle and liquefied natural gas regasification process by exergoeconomic method", *Energy Conversion And Management*, 139: 245–259 (2017).
7. Zhu, L., Wang, F., and Zhang, Z., "Thermodynamic evaluation of a conceptual process for coal gasification coupled with chemical looping air separation", *Chemical Engineering And Processing: Process Intensification*, 106: 33–41 (2016).



8. Seyitoglu, S. S., Dincer, I., and Kilicarslan, A., "Energy and exergy analyses of hydrogen production by coal gasification", *International Journal Of Hydrogen Energy*, 42 (4): 2592–2600 (2017).
9. Açikkalp, E., Yamık, H., Caner, N., and Açikkalp, E., "Energy and Exergy Evaluation of an Air Separation Facility: A Case Study", *Separation Science And Technology (Philadelphia)*, 49 (13): 2105–2113 (2014).
10. Mehrpooya, M., Golestani, B., and Ali Mousavian, S. M., "Novel cryogenic argon recovery from the air separation unit integrated with LNG regasification and CO<sub>2</sub> transcritical power cycle", *Sustainable Energy Technologies And Assessments*, 40 (June): 100767 (2020).
11. Zonouz, M. J. and Mehrpooya, M., "Parametric study of a hybrid one column air separation unit (ASU) and CO<sub>2</sub> power cycle based on advanced exergy cost analysis results", *Energy*, 140: 261–275 (2017).
12. Yao, L., Tong, L., Zhang, A., Xie, Y., Shen, J., Li, H., Wang, L., and Li, S., "Exergy analysis for air separation process under off-design conditions", *Journal Of Energy Resources Technology, Transactions Of The ASME*, 137 (4): 1–5 (2015).
13. Smith, A. R. and Klosek, J., "A review of air separation technologies and their integration with energy conversion processes", *Fuel Processing Technology*, 70: 115–134 (2001).
14. Vinson, D. R., "Air separation control technology", *Computers And Chemical Engineering*, 30 (10–12): 1436–1446 (2006).
15. Aneke, M. and Wang, M., "Potential for improving the energy efficiency of cryogenic air separation unit (ASU) using binary heat recovery cycles", *Applied Thermal Engineering*, 81: 223–231 (2015).

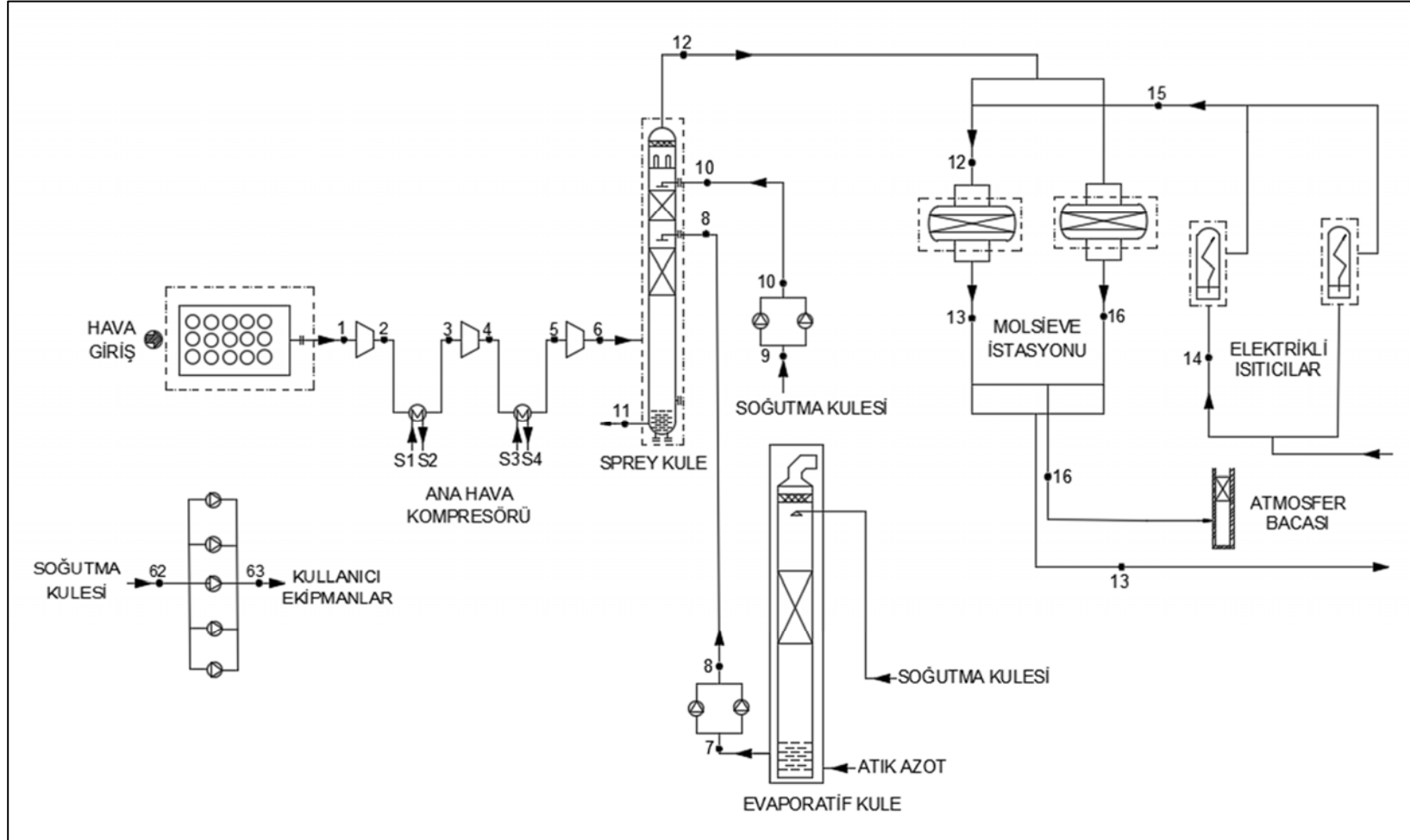
16. Fu, Q., Kansha, Y., Song, C., Liu, Y., Ishizuka, M., and Tsutsumi, A., "A cryogenic air separation process based on self-heat recuperation for oxy-combustion plants", *Applied Energy*, 162: 1114–1121 (2016).
17. Zhu, Y., Liu, X., and Zhou, Z., "Optimization of cryogenic air separation distillation columns", *Proceedings Of The World Congress On Intelligent Control And Automation (WCICA)*, Dalian, 7702-7705 (2006).
18. Thorogood, R. M., "Developments in air separation", *Gas Separation & Purification*, 5 (2): 83–94 (1991).
19. Skorek-Osikowska, A., Bartela, Ł., and Kotowicz, J., "A comparative thermodynamic, economic and risk analysis concerning implementation of oxy-combustion power plants integrated with cryogenic and hybrid air separation units", *Energy Conversion And Management*, 92: 421–430 (2015).
20. Ebrahimi, A., Meratizaman, M., Akbarpour Reyhani, H., Pourali, O., and Amidpour, M., "Energetic, exergetic and economic assessment of oxygen production from two columns cryogenic air separation unit", *Energy*, 90 (2): 1298–1316 (2015).
21. Mahmutoğlu, B., "Hava ayırıştırma tesislerinde oksijen, azot, argon'un üretimi ve karışım gazlı Joule-Thomson düşük sıcaklık soğutucusu", *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 191 (2006).
22. Ural, G., "Hava ayırıştırma tesisinde enerji verimliliği ve ekserji analizi", *Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 71 (2016).
23. Karabuğa, A., "Azot sivilaştırma prosesinin enerji ve ekserji analizi", *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 96 (2016).
24. Ersoy, S., "Linde Prosesinin Termodinamik Analizi Ve Trijenerasyonla İşletilmesi Durumunun Değerlendirilmesi", *Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 263 (2016): 10–17 (2015).

25. Pfaff, I. and Kather, A., "Comparative thermodynamic analysis and integration issues of CCS steam power plants based on oxy-combustion with cryogenic or membrane based air separation", *Energy Procedia*, 1 (1): 495–502 (2009).
26. K. Çomaklı, S. Karşlı, M. Yılmaz, Ö. Ç., "Termal Sistemlerde Ekserji Verimi", *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 2007 (2): 25–34 (2007).
27. Gürsoy, Emrehan, Yiğit, M., "Havanın fraksiyonlu rektifikasyon distilasyon yöntemi ile ayrıştırılması", *Karabük Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği*, 111 (2017).
28. Karakoç, T. H., Karakoç, N., Erbay, B., and Aras, H., "Enerji Analizi", *Anadolu Üniversitesi*, Eskişehir, 171 (2012).
29. Rosen, M. A. and Dincer, I., "Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses of thermal systems", *International Journal Of Thermal Sciences*, 43 (2): 121–133 (2004).
30. Atik, K., "Termoelektrik Soğutucu Tasarımında Termoekonomik Optimizasyon", *5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09)*, Karabük, 1-5 (2009).
31. Hasti, S., Aroonwilas, A., and Veawab, A., "Exergy analysis of ultra super-critical power plant", *Energy Procedia*, 37: 2544–2551 (2013).
32. Cengel, Yunus, Boles, M., "Thermodynamics: An Engineering Approach", *Mc Graw Hill*, New York, 1-977 (2019).
33. Esfilar, R., Mehrpooya, M., and Moosavian, S. M. A., "Thermodynamic assessment of an integrated biomass and coal co-gasification, cryogenic air separation unit with power generation cycles based on LNG vaporization", *Energy Conversion And Management*, 157 (October 2017): 438–451 (2018).

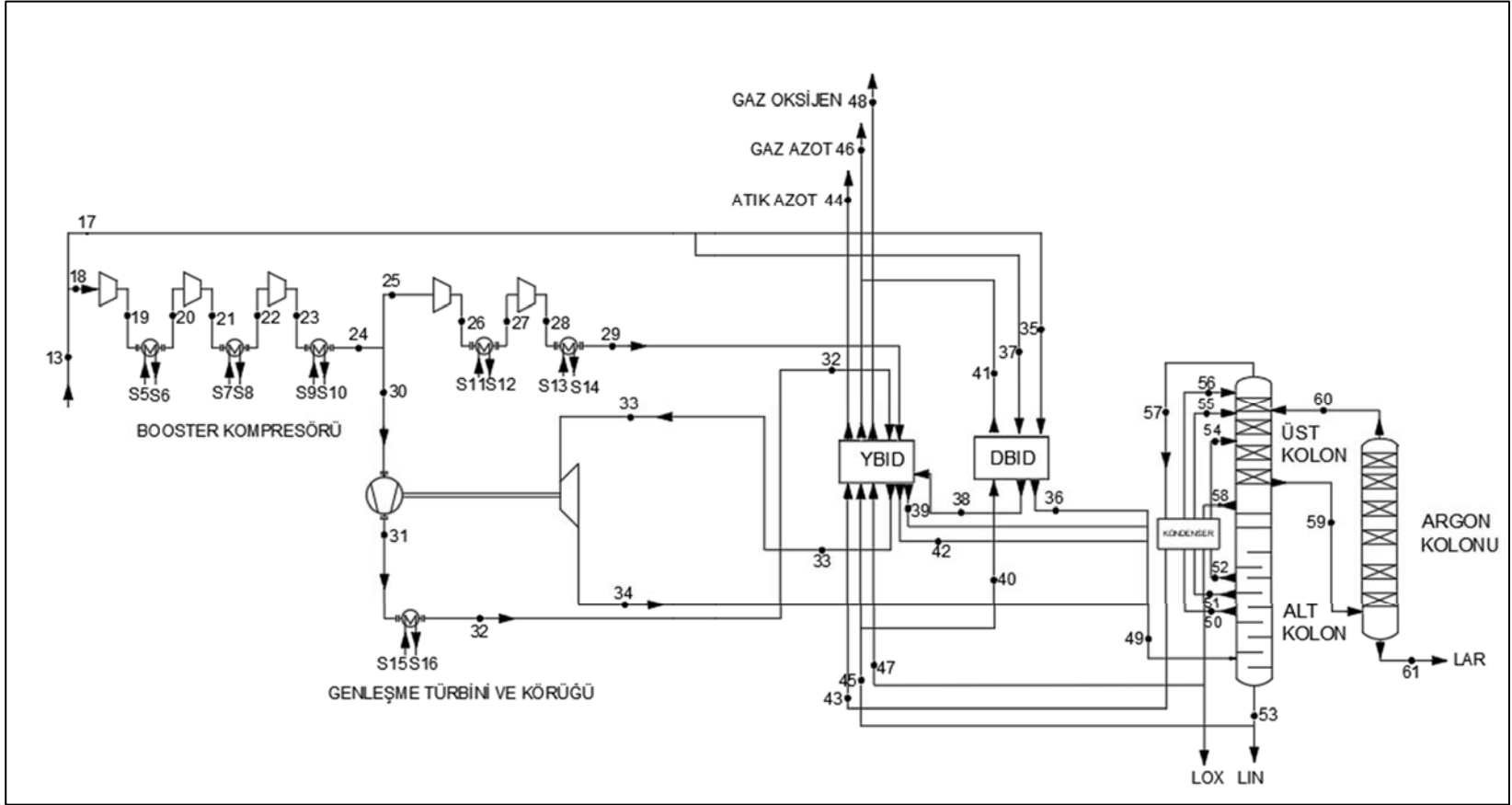
34. Deniz, E. and Çınar, S., "Energy, exergy, economic and environmental (4E) analysis of a solar desalination system with humidification-dehumidification", *Energy Conversion And Management*, 126: 12–19 (2016).
35. Esfahani, J. A., Rahbar, N., and Lavvaf, M., "Utilization of thermoelectric cooling in a portable active solar still - An experimental study on winter days", *Desalination*, 269 (1–3): 198–205 (2011).
36. Çalışkan, H., Hepbaşlı, A., "Isi değiştiricilerinin ekserjetik yönleri", *Mühendis Ve Makina*, 54 (645): 28–37 (2013).
37. Dinçer, İ. and Zamfirescu, C., "Sustainable Energy Systems and Applications", *Springer US*, Boston, MA, (2012).
38. Gao, C., Yao, H., and Chen, C., "A Genetic Algorithm Based Optimization Design Method for Cryogenic Turboexpander", *Proceedings of the Sixteenth International Cryogenic Engineering Conference*, Kitakyushu, 221–224 (1997).
39. Caliskan, H., Dincer, I., and Hepbasli, A., "Energy and exergy analyses of combined thermochemical and sensible thermal energy storage systems for building heating applications", *Energy And Buildings*, 48: 103–111 (2012).
40. Sovacool, B. K., "Valuing the greenhouse gas emissions from nuclear power: A critical survey", *Energy Policy*, 36 (8): 2950–2963 (2008).
41. Tripathi, R., Tiwari, G. N., Bhatti, T. S., and Dwivedi, V. K., "2-E (Energy-Exergy) for partially covered concentrated photovoltaic thermal (PVT) collector", *Energy Procedia*, 142: 616–623 (2017).
42. L.V. van der Ham, S. K., "Exergy analysis of two cryogenic air separation processes", *Energy*, 35 (12): 4731–4739 (2010).

**EK AÇIKLAMALAR A.**

**HAT AKIŞ ŞEMASI**



Şekil Ek A. 1. Atmosfer bölümü.



Şekil Ek A.2. HAT soğuk bölümü.

**EK AÇIKLAMALAR B.**

**HAT DÜĞÜM NOKTALARININ TANIMLARI**



Çizelge Ek B.1. HAT düğüm noktaları tanımlama.

Düğüm Noktası	Düğüm Noktası Tanımı
1	Ana Hava Kompresörü 1. Kademe Hava Girişi
2	Ana Hava Kompresörü 1. Kademe Hava Çıkışı
3	Ana Hava Kompresörü 2. Kademe Hava Girişi
4	Ana Hava Kompresörü 2. Kademe Hava Çıkışı
5	Ana Hava Kompresörü 3. Kademe Hava Girişi
6	Ana Hava Kompresörü 3. Kademe Hava Çıkışı
7	Evaporatif Kule Su Pompası Girişi
8	Evaporatif Kule Su Pompası Çıkışı
9	Sprey Kule Su Pompası Girişi
10	Sprey Kule Su Pompası Çıkışı
11	Sprey Kule Su Çıkışı
12	Sprey Kule Hava Çıkışı/Molsieve Ünitesi Girişi
S1	MAC 1. Eşanjör Su Girişi
S2	MAC 1. Eşanjör Su Çıkışı
S3	MAC 2. Eşanjör Su Girişi
S4	MAC 2. Eşanjör Su Çıkışı
13	Molsieve Ünitesi Çıkışı
14	Isıttıcı Girişi
15	Isıttıcı Çıkışı
16	Molsieve Ünitesi Çıkışı
17	Cold-Box (Isı Değiştirici) Giden Kuru Hava
18	Booster Kompresörü 1. Kademe Hava Girişi
19	Booster Kompresörü 1. Kademe Hava Çıkışı
20	Booster Kompresörü 2. Kademe Hava Girişi
21	Booster Kompresörü 2. Kademe Hava Çıkışı
22	Booster Kompresörü 3. Kademe Hava Girişi
23	Booster Kompresörü 3. Kademe Hava Çıkışı
24	BAC 3. Kademe Eşanjör Hava Çıkışı
25	Booster Kompresörü 4. Kademe Hava Girişi
26	Booster Kompresörü 4. Kademe Hava Çıkışı
27	Booster Kompresörü 5. Kademe Hava Girişi
28	Booster Kompresörü 5. Kademe Hava Çıkışı
29	BAC 5. Kademe Eşanjör Hava Çıkışı
30	Genleşme Türbin Körüğü Hava Girişi
31	Genleşme Türbin Körüğü Hava Çıkışı
32	Genleşme Türbin Körüğü Hava Soğutucu Eşanjör Çıkışı
33	Genleşme Türbin Hava Girişi
34	Genleşme Türbin Hava Çıkışı
35	Kuru Hava Yüksek Basınlı Isı Değiştirici Girişi

Çizelge Ek B.1. (Devam ediyor).

36	Kuru Hava Yüksek Basıncılı Isı Değiştirici Çıkışı
37	Kuru Hava Yüksek Basıncılı Isı Değiştirici Girişi
38	Kuru Hava Düşük Basıncılı Isı Değiştirici Girişi
39	Kuru Hava Düşük Basıncılı Isı Değiştirici Çıkışı
40	Atık Sıvı-Gaz Karışım
41	Atık Gaz
42	Kuru Hava
43	Atık Sıvı-Gaz Karışım
44	Atık Gaz
45	LIN
46	Gaz Azot
47	Likit Oksijen
48	Gaz Oksijen
49	Kuru Hava Alt Kolona Girişi
50	Sıvı-Gaz Karışım Alt Kolon Çıkışı
51	Sıvı-Gaz Karışım Alt Kolon Çıkışı
52	Sıvı-Gaz Karışım Alt Kolon Çıkışı
53	LIN Çıkışı
54	Sıvı-Gaz Karışım Üst Kolon Girişi
55	Sıvı-Gaz Karışım Üst Kolon Girişi
56	Sıvı-Gaz Karışım Üst Kolon Girişi
57	Atık Gaz Karışımı
58	LOX Çıkış
59	Sıvı-Gaz Karışım
60	Gaz Karışım
61	LAR Çıkış
62	Soğutma Suyu Pompası Giriş
63	Soğutma Suyu Pompası Çıkış
S5	BAC 1. Eşanjör Su Girişi
S6	BAC 1. Eşanjör Su Çıkışı
S7	BAC 2. Eşanjör Su Girişi
S8	BAC 2. Eşanjör Su Çıkışı
S9	BAC 3. Eşanjör Su Girişi
S10	BAC 3. Eşanjör Su Çıkışı
S11	BAC 4. Eşanjör Su Girişi
S12	BAC 4. Eşanjör Su Çıkışı
S13	BAC 5. Eşanjör Su Girişi
S14	BAC 5. Eşanjör Su Çıkışı
S15	Türbin Körük Soğutucu Su Girişi
S15	Türbin Körük Soğutucu Su Girişi

**EK AÇIKLAMALAR C.**

**HAT DÜĞÜM NOKTALARININ TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ**

Çizelge Ek C.1. Düğüm noktaları termodinamik özellikleri.

Düğüm Noktaları		Debi	Sıcaklık	Basınç	Entalpi	Entropi
		kg/s	K°	kPa	kJ/kg	kJ/kgK
1	Kuru Hava	75,882	293,150	98	293,4	6,853
2	Kuru Hava	75,882	383,150	129	384,2	7,044
3	Kuru Hava	75,882	297,350	128,5	297,6	6,789
4	Kuru Hava	75,882	368,650	301,2	369,3	6,891
5	Kuru Hava	75,882	296,350	295	296,4	6,546
6	Kuru Hava	75,882	346,150	494	346,200	6,624
7	Su	163,800	284,150	200	46,022	0,165
8	Su	163,800	284,4	550	46,596	0,169
9	Su	163,800	284,150	200	46,508	0,165
10	Su	16,380	284,4	550	47,846	0,169
11	Su	19,990	193,7	200	41,550	0,148
12	Kuru Hava	75,882	283,9	486	283,920	6,466
S1	Su	305	294,150	340	88,340	0,310
S2	Su	305	302,150	290	121,700	0,422
S3	Su	305	294,150	340	88,340	0,310
S4	Su	305	302,150	320	121,800	0,422
13	Kuru Hava	75,882	284,4	477	302,120	6,622
14	Karışım Gazı	15	291,4	560	350,220	6,671
15	Karışım Gazı	15	581,000	557	485,250	7,336
16	Karışım Gazı	15	267,100	214	273,450	6,626
17	Kuru Hava	36,073	295,4	477	295,600	6,404
18	Kuru Hava	39,809	293,5	445	295,600	6,317
19	Kuru Hava	39,809	350,75	797,5	351,520	6,439
20	Kuru Hava	39,809	298,75	796,8	299,560	6,266
21	Kuru Hava	39,809	353,05	1505,9	354,500	6,454
22	Kuru Hava	39,809	298,75	1505,4	296,900	6,276
23	Kuru Hava	39,809	353,05	2503	359,600	6,461
24	Kuru Hava	39,809	298	2500	298,800	6,375
25	Kuru Hava	27,369	298	2500	298,800	6,375
26	Kuru Hava	27,369	344 12	3698,7	345,520	6,429
27	Kuru Hava	27,369	296,8	3698,2	297	6,391
28	Kuru Hava	27,369	333,7	5169	334,800	6,439
29	Kuru Hava	27,369	299,850	5149	300,120	6,413

Çizelge Ek C.1. (Devam ediyor).

S5	Su	305	292,150	340	82,288	0,275
S6	Su	305	300,150	300	121,400	0,424
S7	Su	305	292,150	340	82,288	0,275
S8	Su	305	305,150	280	122,430	0,413
S9	Su	305	292,150	340	82,288	0,275
S10	Su	305	302,150	300	121,800	0,402
S11	Su	305	292,150	340	82,288	0,275
S12	Su	305	300,150	320	115,400	0,394
S13	Su	305	292,150	340	82,288	0,275
S14	Su	305	301,150	290	116,110	0,399
30	Kuru Hava	12,440	297,750	2468	298,810	5,926
31	Kuru Hava	12,440	345,350	3862	346,270	6,141
32	Kuru Hava	12,440	305,250	3855	306,150	5,716
33	Kuru Hava	12,440	162,950	3832	163,200	5,162
34	Kuru Hava	12,440	99,850	450	100,230	5,260
S15	Su	120	292,360	340	82,288	0,275
S16	Su	120	308,470	280	146,640	0,499
35	Kuru Hava	30,898	295,4	477	295,600	6,102
36	Kuru Hava	30,898	103,150	422	95,350	4,594
37	Kuru Hava	5,175	295,4	477	295,600	6,204
38	Kuru Hava	5,175	169,650	422	166,900	5,894
39	Kuru Hava	5,175	83,150	415	-60,000	4,250
40	Atık Sıvı-Gaz Karışım	17,284	267,050	301	265,250	6,115
41	Atık Gaz	17,284	301,450	203	302,140	6,996
42	Kuru Hava	27,369	164,050	5012	119,100	5,200
43	Atık Sıvı-Gaz Karışım	18,788	267,050	301	265,250	6,225
44	Atık Gaz	18,788	301,450	203	302,140	6,956
45	Sıvı Azot	14,397	96,850	2879	71,130	5,194
46	Gaz Azot	14,397	300,250	2711	30,610	6,861
47	Sıvı Oksijen	9,233	93,2	2801,7	-142,850	2,531
48	Gaz Oksijen	9,233	303,270	2742	287,140	4,697
49	Sıvı Gaz Karışımı	75,882	99,650	686	-0,590	4,447
50	Sıvı Gaz Karışımı	25,294	94,850	623	-0,650	4,341
51	Sıvı Gaz Karışımı	20,235	97,850	654,7	-0,610	4,245
52	Sıvı Gaz Karışımı	15,176	99,850	651,4	0,590	4,445
53	LIN	21,177	94,850	639	72,150	5,316
54	Sıvı Gaz Karışımı	15,176	82,350	523	-0,710	4,231
55	Sıvı Gaz Karışımı	20,235	82,050	514	-0,690	4,223
56	Sıvı Gaz Karışımı	25,294	95,150	574	-0,650	4,134
57	Atık Sıvı-Gaz Karışım	29,627	267,050	301	265,250	6,225
58	LOX	17,233	86,000	120	-143,680	2,813

Çizelge Ek C.1. (Devam ediyor)

<b>59</b>	<b>Sıvı-Gaz Karışımı</b>	11,743	92	120	39,540	5,061
<b>60</b>	<b>Gaz Karışımı</b>	11,364	102	560	76,730	5,013
<b>61</b>	<b>LAR</b>	7,845	85	120	-119,537	1,343
<b>62</b>	<b>Su</b>	350	292,150	100	82,288	0,275
<b>63</b>	<b>Su</b>	350	292,300	380	83,821	0,289

## **ÖZGEÇMİŞ**

Hatice ÖZDEMİR 1994 yılında Karabük'te doğdu. İlk öğrenimini aynı şehirde tamamlayarak, orta öğrenimini de Atatürk Anadolu Lisesi'nde tamamladı. 2012 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde lisans öğrenimine başlayıp 2016 yılında mezun oldu. 2017 yılında Kardemir Karabük Demir Çelik Sanayi ve Ticaret A.Ş. Hava Ayrıştırma Tesisleri Müdürlüğünde Mekanik Bakım Mühendisi olarak göreve başladı ve halen aynı iş pozisyonunda çalışmaya devam etmektedir.

### **ADRES BİLGİLERİ**

Adres : Yenişehir Mahallesi Göktürkleri Caddesi 21/7

Merkez / KARABÜK

Tel : (544) 885 0045

E-posta : htcozdm78@gmail.com