



KRİYOJENİK ÇEVİRİMLERİN EKSERJİ ANALİZİ

Musa ATAŞBAK

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği**

Ana Bilim Dalı

DOÇ.DR. Rabi KARAALİ

2020

(Her Hakkı Saklıdır)

T.C.
BAYBURT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

KRİYOJENİK ÇEVİRİMLERİN EKSERJİ ANALİZİ
(EXERGY ANALYSES OF CRYOGENIC CYCLES)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Musa ATAŞBAK

Danışman: Doç. Dr. Rabi KARAALİ

Bayburt
Eylül, 2020

KABUL VE ONAY TUTANAĐI

Doç. Dr. Rabi KARAALİ danışmanlığında, 152001004 numaralı Musa ATAŞBAK tarafından hazırlanan “KRİYOJENİK ÇEVİRİMLERİN EKSERJİ ANALİZİ”adlı bu çalışma 10-09-2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Programında Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Doç.Dr. Rabi KARAALİ

İmza:

Jüri Üyesi : Doç.Dr. Canan CİMŞİT

İmza:

Jüri Üyesi : Dr.Öğr. Üy. Alperen TOZLU

İmza:

Bu tezin Bayburt Üniversitesi Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği'nin ilgili maddelerinde belirtilen şartları yerine getirdiğini onaylarım.

...../...../.....

Doç. Dr. Fatih GÜRBÜZ
Enstitü Müdürü

ETİK VE BİLDİRİM SAYFASI

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “KRIYOJENİK ÇEVİRİMLERİN EKSERJİ ANALİZİ” başlıklı çalışmanın tarafımdan bilimsel etik ilkelere uyularak yazıldığını ve yararlandığım eserleri kaynakçada gösterdiğimi beyan ederim.

... / ... / 20..

İmza

Tez yazarının adı

Musa ATAŞBAK

TEŞEKKÜR

Çalışmalarımın yürütülmesi sırasında bana ilgi ve desteğini eksik etmeyen, bilgi ve deneyimleriyle bana yol gösteren saygı değer danışman hocam Doç. Dr. Rabi KARAALİ' ye, sonsuz teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Çalışmalarım süresince bana her türlü motivasyon desteği veren aileme, manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen Mustafa ÖZGÖL, Tuğçe HIRCA, Hatice ALGAN ve ismini yazamadığım bütün arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Musa ATAŞBAK

Eylül/ 2020

ÖZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KRİYOJENİK ÇEVİMLERİN EKSERJİ ANALİZİ

Musa ATAŞBAK

Eylül, 2020 128 Sayfa

Kriyojeni alanı anlaşılması kolay olmayan bir alan gibi görünmüş olsa da günümüz endüstrisinde ve bilimsel alanda büyük bir etkiye sahiptir. Bu çalışmada Kriyojeni alanının bir kısım çevrimlerine ekserji analizi ve lokal optimizasyon metotlarını uygulayarak optimum çalışma şartları aranmıştır. En çok kullanılan yöntem olan kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrimine, Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları, ekserji analizi ve lokal optimizasyon metotları uygulanmıştır. Kuşkusuz bu çevrimlere yeni kademeler eklenmesi ve yeni cihazların çevrimlere katılması ile yeni kriyojenik çevrimler elde edilebilmektedir. Bunun için şartlar, ihtiyaç ve talepler göz önünde bulundurularak, kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevriminden yeni çevrimler ortaya çıkarmak mümkündür.

İki ve üç kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrimlerinin elde edilen bulgu ve sonuçlarından, incelenen bu iki çevrimin optimum çalışma şartları ortaya konmuştur. İki kademeli çevrimde istenen kriyojenik soğutma için minimum toplam işin, maksimum ekserji veriminin ve minimum ekserji kaybının $P_7=2400$ kPa civarında elde edildiği görülmüştür. Üç kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevriminde yüksek verim ve yüksek COP değerleri elde etmek için iş akışkanının izin verdiği ölçüde kompresör sıkıştırma oranının düşürülmesi ve kısılma vanasında ortaya çıkan iş kayıplarını kazanca dönüştürmek için kısılma vanası yerine türbin kullanılması gerektiği anlaşılmıştır. Kompresör sıkıştırma oranının yüksek olması çevrime harcanan işi ve atılan ısı miktarını artırmakta ve çevrimin COP değerlerini düşürmektedir. Kısılma vanası yerine türbin kullanılması ile elde edilen iş kompresör işine harcanmakta böylece çevrimin dışarıdan ihtiyaç duyduğu iş miktarı azaltılabilmektedir. Bu sebepten çevrim verimi ve COP değerleri artırılabilir.

Anahtar Kelimeler: Kriyojenik, ekserji, kaskad, lokal optimizasyon.

ABSTRACT

MASTER DISSERTATION

EXERGY ANALYSES OF CRYOGENIC CYCLES

Musa ATAŞBAK

September, 2020 128 Pages

The field of cryogenics seemed to be a very difficult field to understand, however it has a great influence in today's industry and scientific field. In this study, optimum working conditions are obtained by applying exergy analysis and local optimization methods to some cycles of the Cryogenic field. The first and second laws of thermodynamics, exergy analysis and local optimization methods were applied to the most commonly used method, namely the two and three stage cascade cryogenic cycle. Undoubtedly, new cryogenic cycles can be obtained by adding new stages to these cycles and/or adding new devices to the cycles. By considering the conditions, needs and demands for this, it is possible to create new cycles from cascade vapor compression cryogenic cycle.

From the findings and results of the two and three stage vapor compression cascade cryogenic cycle, the optimum operating conditions of these two cycles have been obtained. The optimum operating conditions which are minimum work, maximum COP and maximum exergetic efficiency for the two stage vapor compression cascade cryogenic cycle, are obtained at $P_7=2400$ kPa pressure. For the three stage vapor compression cascade cryogenic cycle, it has been understood that in order to achieve high efficiency and high COP values, it is necessary to reduce the compression ratio of the compressor as much as the fluid allows, and to use a turbine instead of a throttle valve in order to transform the work losses in the throttle valve into gain. The high compression ratio of the compressor, increases the work spent on the cycle and the amount of heat losses and decreases the COP values of the cycle. The work obtained by using the turbine instead of the throttle valve is spent on the compressor work required, thus reducing the amount of work required by the outside of the cycle. For this reason, cycle efficiency and COP values can be increased.

Keywords: Cryogenic, exergy, cascade, local optimization.

İÇİNDEKİLER

ETİK VE BİLDİRİM SAYFASI	i
TEŞEKKÜR	ii
ÖZ	iii
ABSTRACT	iv
İÇİNDEKİLER	v
Simgeler ve Kısaltmalar Dizini	vii
Şekiller Dizini	viii
Tablolar Dizini	x
BİRİNCİ BÖLÜM	13
Giriş	13
Soğutma Nedir?	13
Kriyojenik Nedir?	13
Kriyojenin Kullanım Alanları	15
Kriyojenik İşlem Aşamaları	16
Kriyojenik İşlemin Avantajları.....	17
Kriyojenik Tarihçesi	17
Literatür	20
Ekserji analizi	24
İKİNCİ BÖLÜM	25
Materyal ve Metod	25
Giriş	25
Kompresörlü soğutma sistemi elemanları.	25
Kompresörler.	25
Kondenserler.....	25
Evaporatörler.	26
Basınç düşürücüler.	27
Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi.	27
Soğutucu akışkanlar.	28
Kütlenin Korunumu Kanunu	28

Enerjinin Korunumu Kanunu.....	29
Ekserji Analizi	29
Fiziksel ekserji.....	31
Kimyasal ekserji.....	32
Klasik Kaskad Soğutma Sistemleri.....	33
Klasik kaskad sistemleri çalışma prensibi.....	34
Karışık akışkanlı kaskad soğutma sistemleri.	34
Tek akışkanlı kaskad soğutma sistemleri.	34
Taşıma.....	35
Analizi Yapılan Çevrimlerin Tanıtılması ve Modellenmesi.....	36
İki kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrim.	36
Üç kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrim.....	44
Linde – Hampson sistemi	55
Claude sistemi	56
ÜÇÜNCÜ BÖLÜM	58
Bulgular ve Tartışma	58
İki Kademeli Buhar Sıkıştırırmalı Kaskad Kriyojenik Çevrimin Bulgular ve Tartışması.	59
Üç Kademeli Buhar Sıkıştırırmalı Kaskad Kriyojenik Çevrimin Bulgular ve Tartışması.....	75
İki ve Üç Kademeli Buhar Sıkıştırırmalı Kaskad Kriyojenik Çevrimlerin Lokal Optimizasyonu Bulgular ve Tartışması	97
SONUÇ	103
KAYNAKLAR	104
EKLER	107
ÖZGEÇMİŞ	125

Simgeler ve Kısaltmalar Dizini

c	:Özgöl ısı
E	:Enerji
g	:Yer Çekimi İvmesi
H	: Toplam Entalpi
h	:Entalpi
K	:Kelvin
k	:Özgöl ısıların oranı
m	:Kütle
P	:Basınç
Q	Toplam ısı geçişi
q	:Birim kütle için ısı geçişi
R	:Gaz sabiti
s	:Entropi
T	:Sıcaklık
T_0	:Çevre sıcaklığı
v	:Hacim
W	:Toplam iş
w	:Birim kütle için iş
z	:Yükseklik
η	:Verim
ξ_{fiz}	:Fiziksel ekserji
ξ_{kim}	:Kimyasal ekserji
E_x	:Ekserji
$E_{k,kayıp}$	:Ekserji kaybı
x	:Kuruluk derecesi
COP	:Soğutma Tesir Katsayısı

Şekiller Dizini

Şekil 1. Sıvılaştırma, Soğutma, Sıvılaştırma ve soğutma çevrim şemaları.....	14
Şekil 2. Soğutma, ısılatma/emdirme, ısıtma ve temperleme aşamalarında oluşan kriyojenik işlem döngüsü (Yamanoğlu, 2015).....	17
Şekil 3. Kompresör	25
Şekil 4. Hava soğutmalı kondenser, su soğutmalı kondenser ve evaporatif kondenser.....	25
Şekil 5. Evaporatör.....	27
Şekil 6. Basınç Düşürücü	27
Şekil 7. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi.....	27
Şekil 8. Doğalgaz taşımacılığının farklı alternatiflerinin mesafeye bağlı fiyat analizi (Deli, 2013).....	35
Şekil 9. Dünya LNG ticareti ve Doğalgaz Boru hatları genel dağılımı (Deli, 2013).....	36
Şekil 10. İki kademeli buhar sıkıştırılmalı kaskad kriyojenik çevrim şeması.....	37
Şekil 11. Üç kademeli buhar sıkıştırılmalı kaskad kriyojenik çevrim şeması	45
Şekil 12. Linde-Hampson kriyojenik çevrim şeması	56
Şekil 13. Linde-Hampson kriyojenik çevrimin T-s diyagramı	56
Şekil 14. Claude kriyojenik çevrim şeması.....	57
Şekil 15. Buhar sıkıştırılmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen Q_{k1} , Q_{k2} , kondenser güç eğrileri.....	71
Şekil 16. Buhar sıkıştırılmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen W_{k1} , W_{k2} , güçleri ve tüm çevrimin toplam kompresör $W_{ktüm}$ güç eğrileri.....	72
Şekil 17. Buhar sıkıştırılmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen COP1, COP2 ve tüm çevrimin COPall eğrileri.....	73
Şekil 18. Buhar sıkıştırılmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen tüm çevrimin ekserji verimi eğrileri	73
Şekil 19. Buhar sıkıştırılmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen tüm çevrimin ekserji kayıpları eğrileri	74
Şekil 20. Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen W_{k1} , W_{k2} , W_{k3} güçleri ve tüm çevrimin toplam kompresör $W_{ktüm}$ güç eğrileri	93
Şekil 21. Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen Q_{k1} , Q_{k2} , Q_{k3} kondenser güç eğrileri	94
Şekil 22. Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen toplam kompresör kayıpları eğrisi.....	94

Şekil 23. Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen COP1, COP2, COP3 ve tüm çevrimin COPall eğrileri	95
Şekil 24. Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen toplam kompresör kayıpları eğrisi	96
Şekil 25. Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen tüm çevrimin ekserji verimi eğrisi	96
Şekil 26. Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin ikinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen COP1, COP2, COP3 ve tüm çevrimin COPall eğrileri	99
Şekil 27. Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin ikinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen Wk1, Wk2, Wk3 güçleri ve tüm çevrimin toplam kompresör Wktüm güç eğrileri	100
Şekil 28. Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin ikinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen Qk1, Qk2, Qk3 kondenser güç eğrileri	100
Şekil 29. Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin ikinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen tüm çevrimin ekserji kayıp eğrisi	101
Şekil 30. Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin ikinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen tüm çevrimin ekserji verimi eğrisi	101

Tablolar Dizini

Tablo 1. Kriyojenik akışkanların karakteristik sıcaklıkları (K)	15
Tablo 2. Soğutmada elde edilen Carnot ve gerçek COP değerleri	23
Tablo 3. İki kademeli buhar sıkıştırmalı kaskad kriyojenik çevrim cihazların Entropi Dengesi, Ekserji Kaybı ve Ekserji Verimi.....	43
Tablo 4. İki kademeli buhar sıkıştırmalı kaskad kriyojenik çevrim cihazlarının Entropi Dengesi, Ekserji Kaybı ve Ekserji Verimi	44
Tablo 5. Üç kademeli buhar sıkıştırmalı kaskad kriyojenik çevrim cihazlarının kütle ve enerji dengesi ve entropi üretimi	54
Tablo 6. Üç kademeli buhar sıkıştırmalı kaskad kriyojenik çevrim cihazlarının Entropi Dengesi, Ekserji Kaybı ve Ekserji Verimi	55
Tablo 7. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =4590 kPa).....	60
Tablo 8. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P ₇ =4590 kPa)	61
Tablo 9. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =4000 kPa).....	61
Tablo 10. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P ₇ =4000 kPa)	62
Tablo 11. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =3600 kPa).....	63
Tablo 12. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =3600 kPa)	63
Tablo 13. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =3200 kPa).....	63
Tablo 14. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =3200 kPa)	64
Tablo 15. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =2800 kPa).....	65
Tablo 16. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =2800 kPa)	66
Tablo 17. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =2400 kPa).....	66
Tablo 18. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =2400 kPa)	67
Tablo 19. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =2000 kPa).....	68
Tablo 20. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =2000 kPa)	68
Tablo 21. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =1600 kPa).....	69
Tablo 22. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =1600 kPa)	69

Tablo 23. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =1200 kPa).....	70
Tablo 24. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =1200 kPa)	70
Tablo 25. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₁₁ =4590 kPa)	75
Tablo 26. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₁₁ =4590 kPa).....	76
Tablo 27. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₁₁ =4000 kPa)	77
Tablo 28. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₁₁ =4000 kPa).....	78
Tablo 29. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₁₁ =3600 kPa)	79
Tablo 30. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₁₁ =3600 kPa).....	80
Tablo 31. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₁₁ =3200kPa)	81
Tablo 32. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₁₁ =3200kPa).....	82
Tablo 33. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₁₁ =2800kPa)	83
Tablo 34. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₁₁ =2800kPa).....	84
Tablo 35. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₁₁ =2400 kPa)	85
Tablo 36. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₁₁ =2400 kPa).....	86
Tablo 37. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₁₁ =2000kPa)	87
Tablo 38. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₁₁ =2000kPa).....	88
Tablo 39. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₁₁ =1600kPa)	89
Tablo 40. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₁₁ =1600kPa).....	90
Tablo 41. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₁₁ =1200kPa)	91
Tablo 42. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₁₁ =1200kPa).....	92
Tablo 43. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =4400 kPa).....	107
Tablo 44. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =4400kPa)	108

Tablo 45. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =4000 kPa).....	109
Tablo 46. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =4000kPa)	110
Tablo 47. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =3600 kPa).....	111
Tablo 48. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =3600kPa)	112
Tablo 49. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =3200 kPa).....	113
Tablo 50. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =3200kPa)	114
Tablo 51. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =2800 kPa).....	115
Tablo 52. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =2800kPa)	116
Tablo 53. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =2400 kPa).....	117
Tablo 54. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =2400kPa)	118
Tablo 55. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =2000 kPa).....	119
Tablo 56. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =2000kPa)	120
Tablo 57. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =1600 kPa).....	121
Tablo 58. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =1600kPa)	122
Tablo 59. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P ₇ =1200 kPa).....	123
Tablo 60. Doğal gazın 20 ⁰ C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P ₇ =1200kPa)	124

BİRİNCİ BÖLÜM

Giriş

Soğutma Nedir?

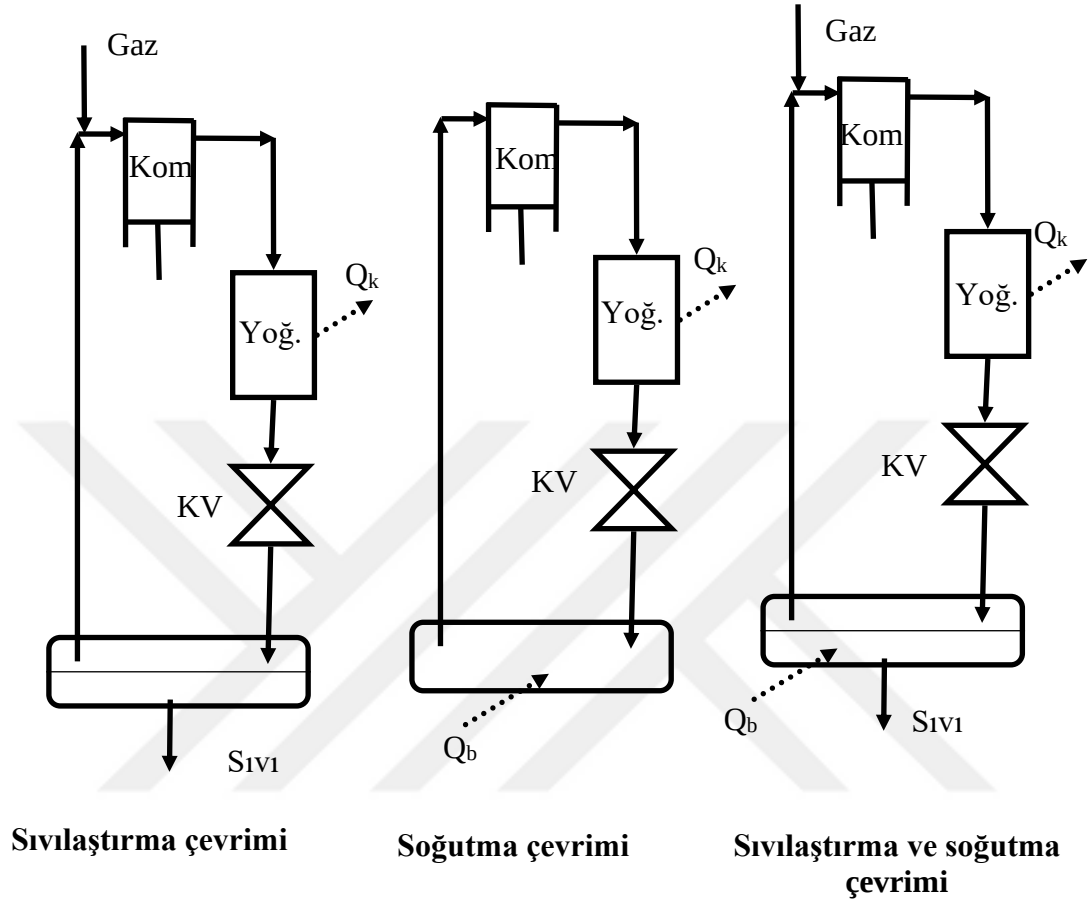
Soğutma, bir ortamın, cismin ya da akışkanın sıcaklığını, içinde olduğu ortamın sıcaklığının altına indirmek ve/veya ortam sıcaklığının altında tutmak üzere ısısının alınması işlemine denir. Bu işlem, soğutma makineleri veya ısı pompaları yardımıyla gerçekleştirilmektedir. Bu olayın gerçekleştiği çevrime soğutma çevrimi denir. İnsanoğlu soğuma olayını keşfetmeden önce, besinle alakalı ihtiyaçlarını karşılayabilmek için yapmış oldukları besinlerin bozulmaması, çürümemesi ve tüketme ihtiyaçlarının olduğu zamana kadar saklayabilmek için kendilerince farklı farklı işlemler gerçekleştirmişlerdir.

Mekanik olarak ilk buzdolabını J. M. Larsen şirketi yapmıştır. Yalnız otomatik olmadığından dolayı soğutma olayı tam olarak sağlanamamıştır. İlk otomatik buzdolabını 1918 yılında Kelvinatör şirketi yaparak büyük bir olay gerçekleştirmiştir (Yamankaradeniz, Horuz, & Coşkun, 2002). Teknoloji ilerledikçe pahalı ve geçmişte olan sistemlerin yerini mekanik ve soğutma sistemleri almaya başlamıştır. En çok kullanılmakta olan soğutma çevrimi Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimidir. Sistem elemanları kompresör, buharlaştırıcı, yoğusturucu ve kısılma vanası ile oluşmaktadır. Sistemin performansını sistem elemanlarının seçimi kadar soğutucu akışkan miktarı da etkilemektedir. Kullanılan bir diğer soğutma çevrimleri de gaz akışkanlı soğutma çevrimi, absorpsiyonlu soğutma, adsorpsiyonlu soğutma, termoelektrik soğutma, paramagnetik soğutma, buhar-jet soğutma, Sterling soğutma ve hava soğutma sistemleridir (Akdoğan, 2007).

Kriyojenik Nedir?

Kriyojeni, çok düşük sıcaklıklarda yapılan işlemler için kullanılan terime denir. Kriyojenik işlemlerin çalışma alanı 120 K dan düşük sıcaklıklarda oluşmaktadır. Kriyojeni alanı anlaşılması kolay olmayan bir alan gibi görünmüş olsa da günümüz endüstrisinde ve bilimsel alanda büyük bir etkiye sahiptir. Büyük ölçekli hava ayırma üniteleri Kriyojenik yöntem kullanarak hava içerisindeki elementleri tıp ve endüstride kullanmak amacıyla ayırır. Ayırma işlemi sonucu ortaya çıkan ürünler genel olarak taşımak ve depolamak maksadı ile Kriyojenik sıcaklıklarda sıvı formda tutulur. MRI (Manyetik Rezonans Görüntüleme)

sistemleri için kullanılmış olan süper iletken mıknatısları soğutmak amacıyla yaygın olarak sıvı helyum kullanılır. Uzay teknolojisinde, sıvı hidrojen ve oksijen gibi kriyojenler bulunarak roket motorlarında ve uygulamalarda yakıt olarak kullanılmıştır (Weisend, 1998).



Şekil 1. Sıvılaştırma, Soğutma, Sıvılaştırma ve soğutma çevrim şemaları

Şekil 1.'de görüldüğü gibi sıvılaştırma çevrimleri, gaz akışkanın yüksek basınç altında soğutularak sıvılaştırılması işlemi yapan çevrimlerdir. Sıvılaştırılan gazın ısı enerjisi çekilir. Sıvılaştırılan gaz dışında bir ortamdan ısı çekilmesi söz konusu değildir. Sürekli akışlı açık çevrimler olup gaz girişi ve sıvı çıkışı vardır. Sisteme çıkan sıvı kütlesi kadar gaz kütlesi girer. Soğutma çevrimleri ise kapalı çevrimlerdir, madde ya da akışkan giriş çıkışı yoktur. İş akışkanının kütlesi çevrimin tüm noktalarında sabittir. Buharlaştırıcı vasıtasıyla ortamdan ısı çekerek, yoğurtucu vasıtasıyla başka bir ortama ısı taşırlar. Sıvılaştırma amaçlı kullanılabilirler. Sıvılaştırma-soğutma çevrimleri ise hem ortamdan ısı çeker yani soğutur, hem de sıvılaştırma yapan çevrimlerdir. Gaz girişi ve sıvı çıkışı olan açık çevrimlerdir. Soğutma çevrimleri büyük yaygınlık kazanmış çok kullanılan çevrimlerdir. Sıvılaştırma ve sıvılaştırma soğutma çevrimleri enerji ve endüstride kullanılan çevrimlerdir. Bu tezde sadece sıvılaştırma çevrimleri incelenmiştir. Soğutma ve sıvılaştırma-soğutma çevrimleri konu dışı bırakılmıştır.

Kriyojenin Kullanım Alanları

Kriyojeniklerin uygulanması kabaca beş ana alana ayrılabilir:

- i) Gazların sıvılaştırılması ve ayrılması
- ii) Gazların depolanması ve taşınması
- iii) Biyolojik ve tıbbi uygulamalar
- iv) Süper iletkenlik
- v) Malzemeyi ve sıvı özelliklerini düşük sıcaklıkta değiştirmek

Yukarıda listelenen tüm durumlarda kriyojenik, istenen uygulama veya işlevi sağlayan bir metottur. Mutlak sıfıra yaklaşma arayışında da kullanılan en önemli metottur. Kriyojenik sıvı, kriyojenik sistemin hem çalışma hem de soğutma maddesidir. Sadece üçlü noktası 100 K'nın altında olan sıvılar "kriyojenik" olarak kabul edilir, yani hala bu sıcaklığın altında sıvı veya gaz formundadırlar. Tablo 1, kriyojenik akışkanların bazı özelliklerini göstermektedir. Sıvının kritik sıcaklığı, sıvı fazının görülebileceği üst limite karşılık gelir.

Tablo 1. *Kriyojenik akışkanların karakteristik sıcaklıkları (K)*

Kriyojen	Üçlü Nokta	Normal Kaynama Noktası	Kritik Nokta
Metan	90,7	111,6	190,5
Oksijen	54,4	90,2	154,6
Argon	83,8	87,3	150,9
Nitrojen (Azot)	63,1	77,3	126,2
Neon	24,6	27,1	44,4
Hidrojen	13,8	20,4	33,2
Helyum	2,2	4,2	5,2

Sıvı hidrojenin stabil olmaması nedeniyle hidrojen kriyojenik soğutma sıvısı olarak çok az kullanılır, ve ciddi tehlikeler nedeniyle asla oksijen kullanılmaz. İnert bir gaz olmasına rağmen Neon çok pahalıdır ve bu nedenle çok az kullanılır. Sonuç olarak kullanılan en önemli kriyojenik sıvılar helyum ve azottur. Ayrıca süper iletken malzemelerin ortaya çıkması, azotun soğutma sıvısı olarak kullanılmasının yolunu açmıştır. Ancak azotun uygulama aralığı bugün hala üçlü noktası ile sınırlı olduğundan, piyasaya egemen olan kriyojen çoğunlukla helyumdur.

Kriyojenik soğutma sistemleri kullanım alanının çok geniş olması hava ayırıştırma yönteminin de önem derecesini vurgulamaktadır. Hava ayırma yönteminden sonra elde edilen

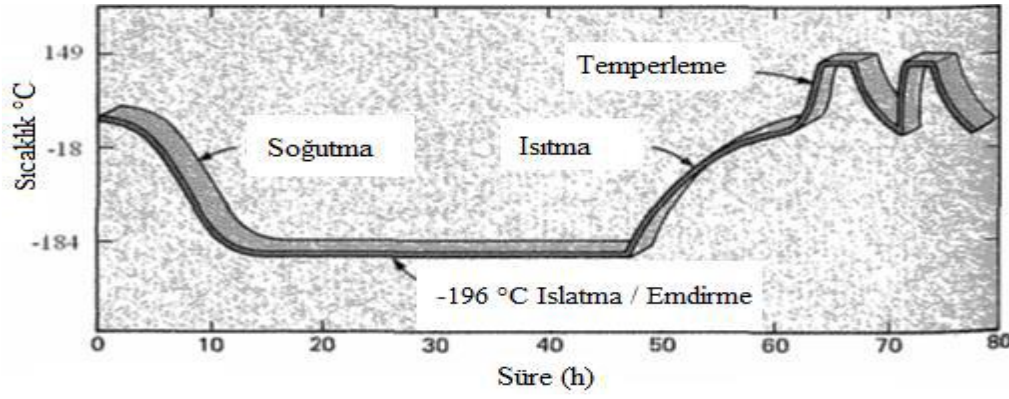
yüksek saflıktaki üç farklı element olan azot, oksijen ve argon sıvı halinin haricinde gaz halinde de farklı uygulamalarda kullanılmaktadır. Genel olarak yüksek saflıkta elde edilen bu kriyojenler; kimya endüstrisinde ve medikal uygulamalarda kullanıldığı bilinmektedir (Anek, & Wang, 2015).

Bunların haricinde malzeme biliminde, demir, çelik ve metal işlemede, yarı iletken ve süper iletken teknolojisinde, havacılık ve uzay uygulamalarında, parçacık fiziği biliminde kullanılmaktadır. Petrol rafinerilerinde, gıdaların ve içeceklerin üretilmesi, saklanması ve ambalajlanmasında, yüzme ve dalış faaliyetlerinde, tıp ve diş hekimliği alanlarında, boya ve otomotiv sanayisinde, zirai uygulamalarda ve kaynak teknolojisinde de kriyojenler kullanılmaktadır. 2010 yılında yapılan “Kriyojenik Isı Değiştiricisinde Termoelektrik Jeneratör Uygulaması ve Karakterizasyonu” adlı yüksek lisans tezinde düşük emisyonlu ve enerji yoğunluğu yüksek bir enerji depolama teknolojisi geliştirmeyi planlayarak yenilenebilir veya başka bir enerji kaynaktan alınan enerji ile yoğunlaştırılan azot gerek duyulduğu zamanda buharlaştırılarak mikro gaz türbiniyle elektrik enerjisine dönüşümü sağlanmaktadır. Sıvı azotta enerji depolaması çalışması sırasında azotun hal değişimi sırasında boşa giden soğuk ekserjinin termoelektrik jeneratörler vasıtasıyla elektrik enerjisi elde edilmesi gerçekleştirilmiştir (Ünsaç, 2010).

2004 yılında “Kriyoterapinin Dermatolojide Kullanımı” adlı derlemede kriyoterapinin dermatolojide lezyon tedavisinde bir tedavi metodu olarak uygulamasının nasıl yapıldığını ve kriyoterapi işlemini açıklanmıştır (İçke, & Başak, 2004). 2010 yılında hazırlanan “Kriyocerrahi ve Ağız Cerrahisinde Kullanım Alanları” adlı makalede kriyocerrahi yönteminin uygulandığı dokudaki hücreleri dondurmak yoluyla doku nekrozuna yol açan bir tedavi metodu incelenmiş ve açıklanmıştır (Kutluay, Çankal, & Bozkaya, 2010).

Kriyojenik İşlem Aşamaları

Endüstrinin Kriyojenik işleme alakası, öncelikle 1950 ile 1960 tarihlerinde başlamıştır. Başlangıçta takımlar sıvı azot içerisine batırılarak deneme yapılmıştır; ancak bu yöntem takımların termal şok zararlarına uğraması ile sonuçlanmıştır. Dolayısıyla, termal şok ihtimalini azaltmak için programlanabilir sıcaklık denetleyicilerini, sıvı azot akışını kontrol altına alabilmek maksadıyla bir selenoid valfi ve iş parçası sıcaklığını görüntülemek için bir ısı çifti de içeren daha etkili ve kontrollü teknikler geliştirilmiştir. Aşağıdaki Şekil 2’de Kriyojenik işlem döngüsünü gösterilmektedir.



Şekil 2. Soğutma, ısıtma/emdirme, ısıtma ve temperleme aşamalarında oluşan kriyojenik işlem döngüsü (Yamanoğlu, 2015)

Soğuk ve kriyojenik işlemler; parçaların ortam sıcaklığından kriyojenik sıcaklıklara kadar soğutulduğu soğutma aşaması, parçaların kriyojenik sıcaklıklarda bekletildiği ısılatma aşaması ve parçaların kriyojenik sıcaklıklardan temperleme sıcaklıklarına kadar ısıtıldığı temperleme/ısıtma aşaması olmak üzere üç aşamadan oluşmaktadır. Yapılan işlemler, istenilen özelliklere, parçaların şekline, boyutuna ve maliyetine göre değişir (Yamanoğlu, 2015).

Kriyojenik İşlemin Avantajları

Kriyojenik işlem, geleneksel ısıtma işleminin devamı olup yüksek mekanik özelliklerin elde edilmesine imkan tanımaktadır. Avrupa ve Amerika'da yaygın olarak uygulanan kriyojenik işlem büyük şirketlerin sayesinde yurtdışında oldukça yaygınlaşmıştır. Ancak Türkiye'de bu işlem neredeyse hiç kullanılmamaktadır (Uzun, 2014). Kriyojenik işlemin başlıca avantajlarını sıralayacak olursak; Malzemelerin kullanım sürelerini uzatmakta, çekme mukavemetini ve tokluğu artırmakta, aşınma direncini artırmakta, kalıntı gerilimlerini gidermekte, gevrekliği azaltmakta, kalıcı ve bir kere uygulanan bir işlem, malzemenin yalnızca yüzeyine değil her yerine etkisi vardır (Uzun, 2014).

Kriyojenik işlemin dezavantajlarına gelince; Aşırı gerilmelerden dolayı iş parçasında çatlamlar olabilir, maliyet açısından her malzemeye uygulanamayabilmektedir (Uzun, 2014).

Kriyojenik Tarihçesi

Ünlü Fizik mucitlerinden biri olan Fransız fizikçi Gulillaume Amontons 1703 tarihinde yapmış olduğu çalışma neticesinde mutlak sıfırın termometre ve matematikte mümkün olabilme durumunu söylemiştir. Şöyle ki 1720 yılında ünlü Alman fizikçi Gabriel Daniel Fahrenheit kendi isminin taşındığı bir sıcaklık ölçeği fikrini ortaya çıkardı. Daha sonra 1741 tarihinde Andreas Celsius, kendi ismini taşıdığı Celcius (santigrat) ölçeğini ortaya çıkardı.

Burada suyun donma noktası olarak 0^0 ve suyun kaynama noktası olarak ise 100^0 yi tanımlamıştır. 1774 tarihinde ise oksijen gazı Joseph Priestly tarafından keşfedilmiştir. Joseph Priestly yapmış olduğu deneysel sonuçlarından yararlanarak dünya atmosferinde oksijenin var olduğunu kabul etti. Josep Priestly aynı zamanda NH_3 (amonyak), SO_2 (sülfür dioksit), N_2 (azot) ve CO (karbon monoksiti) buldu (Karabuga, 2016).

1823 tarihinde Michael Faraday, sıvılaştırılmış klor (Cl), amonyak (NH_3) gazının sıvılaştırılması ve niteliği üzerine çalışma yapmıştır. Michael Faraday ayrıca amonyağın dış ortamdan ısı çekerek, düşük sıcaklıklarda, sıvı fazdan gaz fazına geçtiğini bulmuştur. Sadi Carnot 1824 tarihinde, yazmış olduğu tez de termodinamiğin koşullarını yayınlamıştır. Carnot, tersinir bir çevrim ile iki ısı kaynağı arasında en yüksek verimle çalışabilecek bir ısı makinesi olduğunu ispatlamıştır. Bu çevrim ise kendi adının olduğu Carnot çevrimidir (Dinçer, & Rosen, 2015).

1852 tarihinden sonraları Lord Kelvin olarak tanınacak olan W. Thompson, ideal gazlar için Carnot çevriminin verimini formülize etti.

Böylece;

$$\eta = \frac{W}{Q} = 1 - \frac{T_0}{T_1} \quad (1.1)$$

Joule ve Thompson hidrojen ile yaptıkları uzun deney çalışmaları sonucunda yukarıda belirtilmiş olan mutlak ölçek ve hava termometreleri arasındaki farkın önemli olmadığını 1862 tarihinde açıkladılar. Keesom ve Tuen'e göre sıcaklık $-20^\circ C$ altına düşürüldüğü takdirde hidrojene göre daha ideal bir gaz olan helyum ile yapılan denemeler sonucunda, 273 değeri küçük bir düzenleme yapılarak 273,15 olmuştur (Karabuga, 2016).

Burada şu göz önüne alınabilir, 1851'de John Gorrie ismindeki Amerikalı bir fizikçi soğuk üretimi yapabilmek amacıyla havayı basınçlandırarak ve genişleterek ilk buz makinesinin patentini aldı. Louis-Paul Cailletet 1877 tarihinde oksijenin sıvı hale gelebildiğini açıkladı. Hemen hemen aynı zamanda, Raoul-Pierre Pictet İsviçre de, oksijeni 200 Bar'a basınca kadar basınçlandırarak ve kuru buzun süblimasyonu işlemi ile 173 K'de soğutarak sıvılaştırdı (Dinçer, & Rosen, 2015).

Raoul-Pierre Pictet sülfürik asidi buharlaştırma işlemi ile soğuttu. Ancak gazların kritik sıcaklığının 155 K olması sebebiyle doğru bir biçimde oksijenin sıvılaştırılması mümkün değildir. Mamafih Pictet yeni bir metot ile düşük sıcaklıklara ulaşmayı başardı. Kaskad prensibi olarak isimlendirilen bu metot, bir soğutma serisi kullanarak kademeli olarak sıcaklıkları

düşürdü. Bu yöntem W. Keesom tarafından geliştirildi. Keesom çalışmasında helyum kullanarak 239,8 K'de amonyağı, 169,5 K'de etileni, 111,7 K'de metanı ve 77,6 K'de azotu sıvılaştırarak bu yöntemi tamamen geliştirdi (Karabuga, 2016).

19. yüzyılın ikinci yarısında, düşük sıcaklıkta endüstriyel gazların sıvılaştırılması, ayrılması ve saflaştırılması işlemleri için Avrupa'da 3 deney laboratuvarı kuruldu. Laboratuvarlarda çalışma yapan insanların yüksek güvenlik önlemleri almaları gerekmektedir; çünkü bir patlama, alev alma gibi olumsuz bir durum ile her daim yüz yüze kalabilirlerdi. Londra kraliyet enstitüsünde 1799 tarihlerinde özellikle James Dewar'ın kontrolü altında yoğunlaştırdıkları düşük sıcaklık çalışmaları sonucunda Dewar kapları bulundu. Dewar Kriyojenik akışkanları koruyabilmek amacıyla kendi ismini taşıyan Dewar (vakumlu) kaplarını geliştirdi. Dewar 1898 tarihinde hidrojeni sıvılaştırma işlemini gerçekleştirmiştir. Bu olay o zamanki şartlardan dolayı büyük bir başarı sayıldı (Karabuga, 2016).

Heike Kamerlingh Onnes, Leyden Üniversitesinde 1882 tarihinde Kriyojenik sıvıların ve gazların genel termodinamik özelliklerini ve izotermelerin durum denklemlerini çalışmak maksadıyla Kriyojeni laboratuvarını kurdu. Onnes'in kurmuş olduğu laboratuvarında deneysel çalışmaları için malzeme üretimi ve ölçüm cihazlarının geliştirilmesi yapılmaktadır. Onnes 1908 tarihinde helyumu 5 K'nin altına düşürerek sıvılaştırmayı başardı. Ayrıca Onnes 4,19 K'de süper iletkenliği gözlemledi. Ancak Onnes helyumu katılaştırma işlemini gerçekleştiremedi. Wilhelmus Keesom 1926 tarihinde helyumun bir sonraki faz halini bulmayı başardı. Keesom daha sonra Onnes-Dana'nın öz ısı verilerini ayrıştırarak 2,2 K'de sıvı helyumun başka şeklini buldu. Yeni bulduğu bu sıvı helyum tipine He II ismini verdi. He II'nin süper akışkanlıkla ilgili sonuçlarını, başka akışkanlara oranla daha az yoğunlukta, daha büyük buharlaşma gizli ısıya ve daha az yüzey gerilimine neden olduğunu açıkladı. Onnes'in laboratuvarının haricindeki diğer laboratuvarlar çok daha küçüktü ancak Polonya, Krakow'da ki Jagelonian Üniversitesinde 1876 tarihinde Syzgmunt von Wroblewski ve Karol Olszewski'nin yönetimi altında çok önemli bir Kriyojeni laboratuvarı kuruldu (Karabuga, 2016).

1883 tarihinde Wroblewski ve Olszewski havayı, karbon monoksiti, azotu ve sonunda da oksijeni sıvılaştırdı. Aslında, hidrojen dışında bilinen bütün gazların özelliklerine çalışıp sıvılaştırdılar. Wroblewski ve Olszewski kaskad metodu üzerinde çalışmalar yapıp geliştirdiler, Ocak 1884'de, von Wroblewski sıvı oksijen ile gazı soğutarak daima değişen, kararlı olmayan, hidrojen sıvısı üretti. 1885 tarihinde düşük sıcaklıklarda bakırın iletken özelliğinin değiştiğini bildirdi (Kerry, 2007).

Literatür

Cornelissen ve Hirs. (1998), yakıt tasarrufu imkânlarını analiz etmek amacı ile Kriyojenik hava ayırıştırma yöntemi ile ekserji analizi yapmışlardır. Yapılan analiz neticesinde meydana gelen kayıpların yarısından fazlasının sıvılaştırma işleminde üçte birinin ise hava sıkıştırma işleminde meydana geldiği gözlemlenmiştir. Meydana gelen ekserji kaybının temel sebebi kompresör kullanımı ve az miktarda türbin kullanımı olduğu gözlemlenmiştir. Ekserji kayıplarını yapabilmek için ASPEN PLUS programını kullanmışlardır. Yaşanan bu kayıpları daha aza indirmek amacıyla daha iyi kompresörler kullanılmıştır.

Cimşit, (2009), yapılan çalışmada absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin verimini arttırmak maksadıyla absorbsiyonlu-buhar sıkıştırma kombine ve absorbsiyonlu-buhar sıkıştırma kaskad sisteminin termodinamik analizlerini incelemiştir. Yapılan karşılaştırma neticesinde kaskad sisteminde %48 ile % 52 arasında değişen daha az elektrik enerjisi gerektiği sonucuna varılmıştır.

Van der Ham ve Kjelstrup. (2010), kriyojenik hava ayırma ünitesinin iki süreç tasarımı ekserji analizi uygulayarak değerlendirmişlerdir. Hava ayırma ünitesi IGCC'nin (bütünleşmiş gazlaştırma kombine çevrim) bir bölümüdür. Yapılmış olan iki süreçte benzer besleme ürünleri aynı özelliklere sahip olan ürünlere ayrılmıştır. Yapılan çalışmada ikili ve üçlü sütun tasarımlarının ekserji analizi değerlendirilmiştir. Sonuç olarak üçlü sütun ikili sütuna istinaden daha iyi performans sergilemiştir. İkili sütunda yüksek ve alçak basınç sütunu bulunurken üçlü sütunda bunların yanında ayrıca orta basınç sütunu mevcuttur. Orta basınç sütununun eklenmesi ekserji kaybını %31 oranında düşürmüştür. Üç sütunlu tasarım iki sütunlu tasarıma göre ekserjiyi %12 daha az yok ettiği görülmüştür. Rasyonel ekserji verimliliği, istenen ekserji değişikliğinin toplam ekserji değişikliğine bölünmesi ile elde edilmektedir; bu değer üç sütunlu tasarım için % 38 iken iki sütunlu tasarım için % 35'tir. Ekserji kaybının hemen hemen yüzde ellisi, kompresör sonrası soğutucularda meydana geldiği gözlenmiştir.

Zhu, Legg ve Laird. (2010), kriyojenik hava ayırma sütunlarının ideal tasarımı adı altında bulunan çalışmada yüksek mertebede doğrusal olmayan üç entegre sütunun modelini geliştirme işlemini gerçekleştirmiştir. Bu modelleme de çoklu durum yaklaşımı kullanılmıştır; ancak bu durumda yarım milyondan fazla değişkenle doğrusal olmayan programlamada sorunlara yol açıyordu. IPOPT, Coin-OR tarafından geliştirilmiş olan büyük çaplı lineer olmayan optimizasyon sorunlarının çözümlerinde kullanılan bir yazılım ile çözüme kavuşmuştur.

Thomas, Ghosh ve Chowdhury. (2011), Claude esaslı Helyumun sıvılaştırma sisteminin ekserji analizi üzerinde çalışma yapmıştır. Bu analizi yaparken Aspen HYSYS simülasyon programından yararlanmıştır. Claude çevrimini iki tane türbin kullanarak değiştirmiştir. Sonuç olarak da 1. ve 2. Türbinin verimlerini %75 ve %70 olarak gözlemlemiştir.

Rizk, Nemer ve Clodic. (2012), yapmış olduğu çalışmada üç çeşit Kriyojenik süreç sütununun simülasyon işlemini gerçekleştirmiş ve ayrı sütunların ekserji kayıp hesaplarını oluşturmuştur. Sütunlar için ince analizler oluşturmuş ve çalışma parametreleri belirlemiştir. Distilasyon sütunlarının ekserji analizlerini mukayese etmiştir. Çift diyabatik sütunun ekserji verimliliği adyabatik çift sütunluya kıyasla %23 daha verimli olduğunu saptamıştır.

Sapali ve Raibhole. (2013), biyo kütle gazlaştırıcısı entegre edilmiş Kriyojenik hava ayırma ünitesinin ekserji analizi üzerinde çalışma yapmışlardır. Gazlaştırma işlemleri için orta saflık derecesinde Kriyojenik hava ayırma ünitelerinin gerekli olduğunu saptamışlardır. Biyokütleyi gazlaştırma işlemi için ara gazlaştırıcı olarak oksijen kullanılır. Bu işlemin yapımında ASPEN PLUS yazılım programından faydalanmışlardır. Sonuç olarak oksijen gazının durumu 12,5868lt/dk akış oranında ve %96,2 saflık da çıkmıştır. Azot gazı ise 44,04lt/dk akış oranında ve %99,9 saflık derecesine sahip olarak çıkmıştır. Sistemde bulunan ana kompresör 47,22 kw, enerji tüketimi sağlarken booster kompresör ise 12,22 kw enerji tüketimi gerçekleştirmiştir.

Amin, R., Islam, A., Islam, R ve Islam, S. (2014), havadan azot gazının ayrılma işlemi üzerinde bir çalışma yapmıştır. Bu çalışma işleminde azot gazını sıvılaştırma işlemi amacıyla Linde-Hampson çevrimi kullanılmıştır. Yazılım olarak ise ASPEN HYSYS yazılımı kullanılmıştır. Sonuç olarak %91,75 saflık oranına sahip azot üretimi elde edilmiştir.

Cimşit, (2014), bu çalışmada buharsıkıştırılmalı-absorbsiyonlu kaskad soğutma çevrimlerinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Kaskad soğutma çevriminin absorbsiyon kısmında en ideal akışkan çiftini ayarlamak için buhar sıkıştırılmalı bölümde yalnız R134a soğutucu akışkan kullanımı dikkate alarak LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O çiftleri karşılaştırılmıştır. Kaskad soğutma sistemlerinin absorbsiyonlu bölümünde LiBr-H₂O akışkan çiftinin kullanılması durumunda NH₃-H₂O akışkan çiftine kıyasla % 27 daha yüksek COP değeri ve ikinci kanun analiz sonucuna göre % 20 daha düşük ekserji kayıpları elde etmiştir.

Taniguchi, Asaoka ve Ayuhara. (2015), yapmış olduğu çalışma enerji tasarruflu hava ayırma tesisinin analizidir. İki sütun ve tek sütun arasında bulunan farkın iki sütunda ana eşanjöre giren hava miktarının %95 lik kısmı yüksek basınç sütununa -170°C’de girerken %5

lik orana sahip hava çıkarken düşük basınç sütununa türbin yardımıyla genleştirme işlemi yapılarak -180°C 'de sütuna girer. Tek sütunlu da ise akışkan hava kompresöründen $46,000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ ve 70 kPa da çıkmıştır. Çıkmış olan bu havanın %73 ü ana eşanjörden geçip 175°C de sütuna girer. Geriye kalan %27 lik kısım booster kompresöre girip oradan ana esanjöre girer ve burdan çıkmış olan hava sütundan gelen -182°C olan akışkan ile soğutma işlemi yapılarak -180°C deki türbine girip genişleme olayı gerçekleşir ve genişleme ile 190°C sıcaklıkta sütuna girme işlemi gerçekleşir. Tüm bu yapılan işlemler neticesinde çift sütunlu ve tek sütunlu hava ayırma sistemleri mukayese edildiğinde çift sütunlu sistemin %30 daha fazla enerji tasarrufu sağladığını söylemişlerdir.

Devecioğlu ve Oruç. (2018), yapılan çalışmada, R134a yerine kullanılan düşük GWP değerine sahip R1234yf, R1234ze(E), R513A, R445A ve R450A soğutucu akışkanlarının, soğutma kapasitesi, COP vb üç ayrı buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemini kullanarak kıyaslama yapmıştır. Elde edilen veriler neticesinde R450A, R134a ile hemen hemen aynı COP değerindedir. R450A'nın GWP değeri R134a ile kıyaslandığında %58 daha düşük çıkmıştır.

Cimşit, (2019), bu çalışmada Organik Rankine Çevrimi ile çalışan tek kademeli absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizi yapmıştır. Tek kademeli absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma çevriminin absorbsiyonlu bölümünde LiBr-H₂O akışkan çifti, buhar sıkıştırırmalı bölümünde R-600a ve Organik Rankine Çevriminde (ORC) ise R-123 seçmiştir. Organik Rankine Çevrimi ile çalışan tek kademeli absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma çevriminin aynı çalışma şartlarındaki tek kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile kıyasını yapmıştır. Kıyaslama neticesinde önerilen Organik Rankine Çevrimi ile çalışan tek kademeli absorbsiyonlu-buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma çevriminin tek kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre %46 daha az elektrik enerjisine ihtiyaç olduğunu göstermiştir.

Dikmen ve Şencan Şahin. (2019), bu çalışmada, yeni nesil soğutucu akışkan çiftlerinin kullanıldığı kaskad soğutma sisteminin performans analizini çalışmışlardır. Kaskad sisteminde ozon delme potansiyeli (ODP) sıfır olan ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) değeri düşük R454C/ R1234ze, R454C/ R1234yf, R454C/R717, R744/R290 ve R744/R717 soğutucu akışkan çiftlerini kullanmışlardır. Yapılan analizler sonucunda en yüksek COP değerlerine R454C/R717 akışkan çifti kullanıldığı zaman ulaşıldığını gözlemlemişlerdir.

Aydınlı, (2020), yapmış olduğu tez çalışmasında buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma çevrimlerindeki superheat değerlerinin; oda sıcaklığına, enerji tüketimine, kompresör çıkış sıcaklıklarına, kaskad COP değerine, evaporasyon basınçlarına ve kondenser çıkış sıcaklıklarına etkisini analiz etmiştir. Deneylerin alınması için, R407C ve R404A soğutucu akışkanlarını kullanmıştır. Çalışmada 3 ila 12 °C superheat değerleri arasında değişen birbirinden farklı 10 deney yapmıştır. Deney sonuçlarında superheat değerlerine göre; soğuk oda sıcaklığının -29,03 °C ile -18,24 °C arasında değişiklik gösterdiği ve enerji tüketiminde % 18,3'e kadar tasarruf sağladığı sonucuna varmıştır. Yine aynı şekilde yapmış olduğu deneylerde, v superheat değerlerindeki değişimlerin, kaskad COP'sinde % 21'e varan değişimler gösterebildiği tespitini elde etmiştir. Sonuç olarak R404A ve R407C akışkanlarında superheat değerlerinin evaporasyon basınçlarına farklı tepkiler verdiğini gözlemlemiştir.

Yapılan okumalar ve literatür taramaları sonucunda soğutmada inilen sıcaklığın Soğutma Tesir Katsayısını (STK) yani COP değerini belirlediği ortaya çıkmıştır. Tablo 2.'de soğutmada elde edilen COP değerleri soğutma sıcaklığı düştükçe azalmaktadır. Düşük soğutma sıcaklıkları için gereken kompresör gücü artmakta ve çekilen ısı miktarı azalmaktadır. Carnot COP değerinin gerçek COP değerlerinin yaklaşık üç katı olduğu görülmektedir. Bu durum bize uygun soğutucu akışkan seçimi, iyileştirilmiş tasarım ve optimum çalışma koşullarında çalışarak Carnot COP değerine yaklaşabileceğimizi göstermektedir.

Tablo 2. Soğutmada elde edilen Carnot ve gerçek COP değerleri

$T_{SOĞUK}$	$W_{komp}/Q_{ısı}$	Carnot COP	Gerçek COP
270	0,11	9	3,33~2,0
100	2	0,5	0,1~0,05
20	14	0,0714	0,01~0,005
4	74	0,0135	0,0014~0,0007

Ekserji analizi

Bilindiği üzere dünya da enerji kaynaklarının sınırlı olması sebebiyle bazı devletler enerji ile ilgili projeleri tekrardan gözden geçirmiş ve atıkların yok olmasında daha zorlaştırıcı önlemler alınmasına karar vermişlerdir. Enerji dönüşüm planları ile daha yakın bir şekilde alakalı olunmasına elde bulunan sınırlı sayıdaki kaynakların daha iyi bir şekilde kullanılması amacıyla yeni teknolojilerin geliştirilmesi bilimsel çevrelere olan alakayı aktifleştirmiştir.

Örnek olarak jeotermal bir kuyu gibi yeni bir enerji kaynağı bulunduğu zaman ilk yapılan işlemlerden biri, kaynakta bulunan enerjinin oranını ortalama olarak belirlemektir. Ancak yalnızca bu bilgiye sahip olmak, burada bir güç santrali kurmaya karar vermek için yeterli değildir. Esas bilinmesi gereken, kaynağın iş potansiyelidir yani, Enerjinin miktarının ne kadarının yararlı işe dönüştürülebileceğinin bilinmesidir. Enerjinin dönüştürülmeyen bölümü ise atık ısı olarak çevreye verileceğinden dolayı önem arz etmektedir. Bu açıdan belirli bir halde ve ölçüdeki enerjinin yararlı iş potansiyeli bir özelliğın tanımlanması çok faydalı olacaktır. Bu özelliğe, kullanılabilirlik veya Kullanılabilir enerji olarak bilinen ekserji denir. Belirli bir haldeki sistemde var olan enerjinin iş potansiyeli, sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı ıstır. Bir hal değişimi esnasında yapılan iş, ilk hal, son hal ve hal değişimi yoluna bağlıdır. Ekserji analizinde ilk hal belirlidir ve sabittir. Belirli iki hal arasında gerçekleşen hal değişimindeki en fazla iş eldesi, tersinir halde gerçekleşir. Bu sebep ile iş potansiyeli belirlenirken tersinmezlikler göz önüne alınmaz. En fazla işi elde edebilmek için, hal değişimi bitiminde sistemin ölü halde olması gerekir (Dinçer, & Rosen, 2015).

İKİNCİ BÖLÜM

Materyal ve Metod

Giriş

Kompresörlü soğutma sistemi elemanları.

Kompresörlü soğutma sisteminde kullanılan elemanlar, kompresörler, kondenserler, evaporatörler ve basınç düşürücülerdir.

Kompresörler.

Havayı ya da atmosferde bulunan diğer gazları atmosfer basıncından daha yüksek basınçlara sıkıştırmak amacıyla kullanılan makinelere kompresör denir. Kompresörlerin Rotatif, Pistonlu, Santrifüj, Helisel ve Scroll tipleri vardır (Akdoğan, 2007).



Şekil 3. Kompresör

Kondenserler.

Yüksek basınç ve sıcaklıktaki kızgın buhar haldeki soğutucu akışkanın ısısını dış ortama vererek sıvı hale geldiği bölümdür. Hava soğutmalı, su soğutmalı ve evaporatif kondenser çeşitleri vardır (Akdoğan, 2007).



Şekil 4. Hava soğutmalı kondenser, su soğutmalı kondenser ve evaporatif kondenser

Üç çeşit kondenser vardır; Su soğutmalı kondenser, hava ile soğutmalı kondenser ve evaporatif (hava-su) kondenser. Su soğutmalı kondenserler, özellikle temiz su miktarının çok olduğu, uygun ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde en ekonomik kondenser tipi olarak kabul edilebilir. Büyük kapasiteye sahip olan soğutma sistemlerinde genel olarak tek seçim olarak düşünülmektedir. Su soğutmalı yoğusturucuların tasarım ve uygulamasında kullanılan borunun ısıl geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, kanatlı boru kullanıldığı takdirde kanat verimi su devresinin basınç kaybı, soğutma cihazlarının aşırı soğutulmasının seviyesi gibi olaylar dikkate alınır (Akdoğan, 2007).

Hava soğutmalı kondenserler, gaz fazındaki soğutucu akışkanın hava yardımı ile soğutularak yoğusturma işleminin yapıldığı cihazlara hava soğutmalı kondenser denir. Hava soğutmalı kondenser soğutucu akışkanın sıvılaşıma olayını soğutucu buharında bulunan gizli yoğuşma ısını çekerek gerçekleştirmektedir (Akdoğan, 2007).

Kondenserdeki ısı alışverişi üç şekilde gerçekleşmektedir; Kızgınlığın alınması ile soğutucu akışkanın yoğuşması ve aşırı soğutma ile ve kızgın soğutucu buharını kondenser içinde soğutup yoğusturmak için sistemin büyüklüğüne göre hava veya suyun kullanılması ile gerçekleştirilmektedir (Akdoğan, 2007).

Evaporatif (Hava-Su) kondenserler, hava ve su ile birlikte yoğuşma olayının gerçekleştirildiği kondenser çeşididir. Isı transfer serpantini üzerine sürekli su püskürtme işlemi ile kondenser yüzeyi ıslatılır. Buharlaştırıcı ve kompresörden sisteme alınan ısı, kondenser vasıtası ile suya, havaya ve ıslak serpantin yüzeyinde havanın etkisiyle buharlaşmakta olan suya iletilir. Bu tip cihazlar çabuk kirlenir ve arıza oluşturmaya müsait bir yapıya sahiptirler. Bakım ve servis zorlukları göz önüne alınınca kullanılmaları gün geçtikçe azalmaktadır (Akdoğan, 2007).

Evaporatörler.

İçerisindeki sıvı soğutucu akışkanın, bulunduğu ortamdan ısı çekmesi ile buharlaşma işleminin gerçekleştiği bölümdür. Evaporatörler genel olarak bakır ve çelik boru kullanılarak yapılmaktadırlar (Akdoğan, 2007).



Şekil 5. Evaporatör

Basınç düşürücüler.

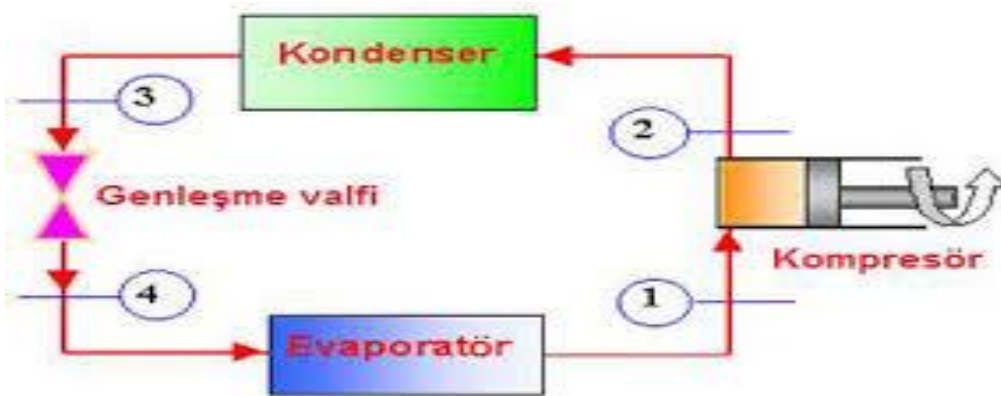
Sistemde kullanılan soğutucu akışkanın basıncını istenilen buharlaştırıcı basıncına düşürmek için kullanılan elemandır. Şamandıralı, Termostatik basınç düşürücü, kılcal boru, elektrikli, el ayar vanası olmak üzere çeşitleri mevcuttur (Özkol.1997).



Şekil 6. Basınç Düşürücü

Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi.

Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi kapalı bir devre içerisinde dolaşan soğutucu akışkanın, fiziksel durumunun sıvı halden gaz haline, gaz halinden sıvı hale geçirilmesiyle soğutma yapılan sistemlerdir (Yamankaradeniz vd. 2002).



Şekil 7. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sistemi

Soğutucu akışkanlar.

Soğutma sisteminin tasarlanması, sistemde kullanılması düşünülen soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerine bağlıdır. Seçilmiş olan soğutucu akışkan özelliği gereği sistemdeki buharlaştırıcı basıncının yüksek, yoğusturucu basıncının ise düşük olması tercih edilmektedir. Yapılan çevrim işleminde ısıнын bir ortamdan alınıp başka bir ortama aktarılması için kullanılmış olan akışkanlar ısı alışverişlerini sıvı fazdan buhar fazına, buhar fazından ise sıvı fazına dönüştürerek yaparlar. Böylece akışkanlar buharlaşma ve yoğunlaşma işlemleri ile ısı alışverişini gerçekleştirmiş olurlar. Soğutucu akışkan seçimi yapılırken akışkanın çevreye verebileceği zararlarda göz önüne alınmalıdır (Yamankaradeniz vd. 2002).

Buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminde; kompresör de yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar olarak kondensere gönderilir. Soğutucu akışkan kondenserde dışarıya ısı vererek yoğunlaşma işlemini gerçekleştirir. Yoğunlaşma işlemini gerçekleştirdikten sonra kılcal borular yardımıyla kısılma vanasına giriş yapar. Soğutucu akışkanın kısılma vanasında sıcaklığı ve basıncı önemli derece de düşer ve evaporatöre girer. Evaporatörde bulunduğu ortamın ısısını alarak buharlaşma işlemini gerçekleştirir. Evaporatörde buharlaşma işlemini gerçekleştirdikten sonra tekrar kompresöre girer ve çevrim tamamlanmış olur (Dinçer, & Rosen, 2015).

Kütlenin Korunumu Kanunu

Elementler birbirleri ile kimyasal olarak tepkimeye girmeleri sonucunda yeni bir madde oluştururlar. Oluşan bu maddenin özellikleri birbiri ile tepkimeye giren elementlerin özellikleri ile aynı değildir. Minimum iki ayrı element atomunun kimyasal olarak tepkimeye girerek birleşmesi ile meydana gelen yeni saf maddeye bileşik denir. Bu olay kimyasal tepkimeler sonucu oluşur. Tepkimeye giren maddelerin kütleleri ile tepkimeden çıkan maddelerin kütleleri arasında nasıl bir bağ olduğu sorusu akıllara gelmektedir. Giren maddelerin kütleleri ile çıkan ürünlerin kütleleri arasında fark mıdır?

Kontrol yüzeyinin kütle alışverişi olan her bir bölgesinde maddenin özelliklerinin düzgün dağılım gösterdiği, bununla birlikte bir andaki iş ve ısı alışverişleri zamanla değişmediği açık sistemler sürekli akışlı sürekli açık (SASA) olarak tanımlanır.

Açık sistem ve kararlı rejim durumu için termodinamiğin 1. Kanunu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} + \sum_g \dot{m}_g (h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz_g) - \sum_c \dot{m}_c (h_c + \frac{v_c^2}{2} + gz_c) = 0 \quad (2.1)$$

Kütlenin korunumu kanunu (sürekli rejimde) aşağıdaki gibi yazılır.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_c \quad (2.2)$$

Böylece SASA için

$$\sum_c \dot{Q} - \sum_c \dot{W} = \Delta \dot{H} \quad (2.3)$$

$$\Delta H = \sum_{çık} \dot{m} h - \sum_{gİR} \dot{m} h \quad (2.4)$$

Bulunur (Çengel, & Boles, 2012)

Enerjinin Korunumu Kanunu

Enerji korunumu Termodinamiğin birinci kanunu olarak da bilinmektedir. Bu yasaya göre :”Enerji kesinlikle kaybolmaz sadece form değiştirmektedir. Enerji korunumu yöntemine göre hal değişimi esnasında kapalı bir sistemde bulunan toplam enerjideki net değişim sisteme giren ile sistemden çıkan enerjinin arasındaki farka eşittir (Çengel, & Boles, 2012).

Sisteme giren toplam enerji (E_g) – Sistemden çıkan toplam enerji (E_c) = Sistemin toplam enerjisindeki değişim (ΔE_{sistem})

$$E_g - E_c = \Delta E_{sistem} \quad (2.5)$$

Ekserji Analizi

Termodinamiğin 1. yasası, enerjinin niceliği ile alakalıdır. Burada enerjinin yoktan var edilemeyeceği vardan da yok edilemeyeceği söylenmiştir. 2. Kanun ise enerjinin niteliği ile alakalıdır. Yani, bir hal değişimi esnasında enerjinin niteliğindeki azalma, entropi üretimi ve iş yapma yeteneğinin değerlendirilememesi ile alakalıdır ve sistemleri geliştirmek için çeşitli imkânlar sunmaktadır (Çengel, & Boles, 2012).

Eğer sistem, belli bir hal değişiminden sonra çevrede hiçbir etki bırakmaksızın başlangıçtaki haline dönebiliyorsa sistemin bu hal değişimi tersinirdir denir. Tersinir hal değişiminde hal değişimi sonsuz küçük hızda gerçekleşir ve termodinamik denge halinden sapmalar sonsuz küçük mertebededir. Gerçek işlemlerde ise hal değişimi belli bir hızda olup,

hal değişimleri herhangi bir mertebede tersinmezdir. Denge halinden sapma büyüdükçe hal değişim hızı artar ve tersinmezlik büyür. T sistem sınırındaki sıcaklık, dQ sonsuz küçük hal değişiminde sistemin çevre ile ısı alışverişi olmak üzere tersinir bir hal değişiminde entropi değişimi şöyle yazılabilir (Çengel, & Boles, 2012).

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T} \right) t_r \quad (2.6)$$

Tersinir adyabatik hal değişiminde ısı alışverişi sıfır olduğundan entropi değişimi sıfır olup entropi sabit kalmaktadır.

$$s_2 - s_1 = 0 \quad (2.7)$$

Mükemmel gazlar için molar olarak entropi değişimi şu şekilde yazılabilir.

$$d\bar{s} = \frac{\bar{c}_{v0}(T)}{T} dT + \bar{R} \frac{dv}{v} \quad (2.8)$$

$$d\bar{s} = \frac{\bar{c}_{v0}(T)}{T} dT + \bar{R} \frac{dP}{P} \quad (2.9)$$

Bu ifadelerin integrasyonu ile iki nokta arasındaki molar entropi değişimi bulunur (Çengel, & Boles, 2012).

Bir sistemin ölü halde olması, çevresi ile termodinamik dengede olduğunu gösterir. Ölü haldeki bir sistem, çevre sıcaklığı ve basıncı ile aynıdır, çevresine göre Kinetik ve potansiyel enerjiye sahip değildir ve çevresi ile tepkimeye girmez. Böylece bir sistem, belirli bir başlangıç halinden, çevresinin haline, yani ölü hale geçtiği bir tersinir hal değişimi geçirdiğinde, o sistemden en çok iş elde edileceği neticesine varılır. Bu, belirli bir haldeki sistemin faydalı iş potansiyelini temsil eder ve buna da ekserji denir. Ekserji, bir iş üreten sistemin, asıl olarak tesise verdiği iş miktarı değildir. Herhangi bir termodinamik kanununa karşı gelmeden, bir sistemin verebileceği işin ölçüsündeki üst sınırı temsil eder. Belirli bir haldeki sistemin ekserjisi, sistemin özelliklerine bağlı olduğu gibi çevrenin (ölü hal) şartlarına da bağlıdır. Bundan dolayı, ekserji yalnızca sistemin değil sistem-çevre birleşiminin bir özeliğidir. Çevreyi değiştirmek ekserjiyi arttırmanın bir başka yoludur fakat asla kolay bir yol değildir (Çengel, & Boles, 2012).

Fiziksel ekserji.

Düzenli olmayan enerji biçimlerinden ekserjinin harcanmasında birinci öge fiziksel ekserjidir. Madde akışı, çevre ile yalnızca ısı etkileşiminde olan fiziksel işlemler ile başlangıç hallerinden P_0 ve T_0 diye belirlenen çevre haline getirildiğinde elde edilebilen en yüksek iş oranı fiziksel ekserji olarak adlandırılmaktadır (Çengel, & Boles, 2012).

İç tersinmezlikleri dışlayabilmek gibi, madde akışının tersinir muamelelere maruz kaldığı bir kontrol hacminde giriş halinin P_1 basıncı ve T_1 sıcaklığı; çıkış halinin ise çevre haline denk gelen P_0 basıncı ve T_0 sıcaklığı olması halinde, birim kütle başına geçen ısı miktarı:

$$(q_o)_{ter} = T_0(s_0 - s_1) \quad (2.10)$$

Eşitliği ile hesaplanmaktadır. Kontrol bölgesinde kararlı akış için enerji denklemi de:

$$(q_o)_{ter} = - (W)_{ter} = T_0(h_e - h_1) \quad (2.11)$$

Eşitliği ile bulunur.

Fiziksel işlemlerin çözümlemelerinde çoğu kez olayın iki farklı hali için fiziksel ekserji farkı hesaplanır.

$$\varepsilon_{Fiz1} - \varepsilon_{Fiz2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_2 - s_1) \quad (2.12)$$

$$\bar{S}(T_2, P_2) - \bar{S}(T_1, P_1) = \int_1^2 \frac{\bar{c}_{P_0}(T)}{T} dT - \bar{R} \ln p_2/p_1 \quad (2.13)$$

$$\bar{S}(T_2, v_2) - \bar{S}(T_1, v_1) = \int_1^2 \frac{\bar{c}_{v_0}(T)}{T} dT - \bar{R} \ln v_2/v_1 \quad (2.14)$$

Özgül ısıların ortalama bir sıcaklık için sabit kabul edilmeleri halinde mükemmel kabul edilen gazlar için tersinir adyabatik hal değişimi için aşağıdaki ifadeler yazılabilir.

$$k = c_{p_0}/c_{v_0} \quad (2.15)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} \quad (2.16)$$

$$P \cdot v^k = T \cdot v^{k-1} = T \cdot P^{\frac{(k-1)}{k}} \quad (2.17)$$

Kimyasal reaksiyon olan işlemlerde, entropi değişimlerinin bulunmasında bütün maddeler için ortak bir referans hali seçilerek mutlak entropi tanımı yapılır (Büyüktür, 2000).

Tersinir bir süreç sonunda çevre ile denge sağlandığı takdirde kuramsal olarak elde edilebilecek maksimum yararlı iş miktarına kullanılabilirlik ya da ekserji denir. Fiziksel ve kimyasal olmak üzere iki bileşeni mevcuttur. Mükemmel gaz karışımlarının fiziksel ekserjisi molar olarak saf ve karışım halindeki maddeler için şu şekilde yazılabilir.

$$e_{Fiz} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0.(s - s_0) = \int_{T_0}^T \bar{C}_{p_0}(T) dT - T_0. \left(\int_{T_0}^T \frac{C_{p_0}(T)}{T} dT - \bar{R} \ln p_i / p_0 \right) \quad (2.18)$$

$$e_{Fiz} = (\bar{h} - \bar{h}_0)_{kar} - T_0.(s - s_0)_{kar} = \sum_i X_i \left(\int_{T_0}^T \bar{C}_{p_{oi}}(T) dT - \left(\int_{T_0}^T \frac{C_{p_{oi}}(T)}{T} dT - \bar{R} \ln p_i / p_0 \right) \right) \quad (2.19)$$

Kimyasal ekserji referans haldeki (T_0, P_0) bir maddenin civarı ile kimyasal bileşim bakımından termodinamik denge haline gelmesi sırasında elde edilebilecek maksimum faydalı iştir (Dinçer, & Rosen, 2015).

Kimyasal ekserji.

Fiziksel ekserji belirlenirken kinetik ve potansiyel ekserjileri sıfır olarak tanımlanmıştır. Fiziksel ekserjide görülen son hal akış halinde olan maddenin kimyasal ekserjisini belirleyecek olan tersinir prosesler için ise başlangıç durumudur. Son durum ise tanımda da belirtildiği üzere çevre ile sınırlandırılmamış olan ölü hal durumuna indirgenen haldir. Kimyasal ekserjiye; ele alınmış olan maddenin yalnızca çevre ile madde alışverişi ve ısı transferi içeren prosesler ile çevresel durumdan ölü hale getirildiği vakit elde edilebilecek en yüksek iş miktarına denir (Çengel, & Boles, 2012).

Termodinamik çevre, termodinamik işlem esnasında çevre ve sistem arasında madde ve ısı alış-verişi gerçekleştiği zaman çevre içerisindeki kaynak maddelerinin veya çevre de sıfırdan farklı kimyasal bileşenler kararlı olmayan halinin (T_0, P_0) değişmediği büyük bir denge sistemi olarak kabul edilir. Referans maddeler arasında kimyasal reaksiyonlar gerçekleşmediğinden dolayı sadece tam bir termodinamik denge mevcudiyetinden bahsedilir ve çevrenin toplam ekserjisi sıfırdır. Çevrenin verilen sıcaklık ve basıncı ve çevre içinde bulunan kimyasal elementlerin verilen ölçüleri için, çevreyi oluşturan kimyasal bileşenlerin kimyasal dengesi hesaplanabilir (Çengel, & Boles, 2012).

Ekserji kuramsal yönden uygun bir çevre için değil, doğal çevrenin göz önüne alınan şartları için bir sistemden çıkan iş potansiyelini temsil etmektedir (Çengel, & Boles, 2012). Kimyasal ekserji referans haldeki (T_0, H_0) maddenin kimyasal bileşim bakımından termodinamik denge haline gelmesi sırasında elde edilebilecek maksimum faydalı iştir. Her bir

maddenin kimyasal yapısı farklı olduğundan kimyasal ekserjisi de farklıdır. Gaz karışımlarının kimyasal ekserjisi ise şu şekilde hesaplanır (Büyüktür, 2000).

$$\bar{e}_{kim, kar} = \sum_i x_i \cdot \bar{e}_{kim, i} + \bar{R} \cdot T_0 \sum_i x_i \cdot \ln x_i \quad (2.20)$$

Böylece bir akışın ya da kontrol kütesinin toplam ekserjisi şöyle yazılabilir.

$$\bar{E} = \bar{E}_{Fiz} + \bar{E}_{kim} \quad (2.21)$$

Zamandan bağımsız kararlı (giren çıkan kütle miktarları birbirine eşit) açık sistemler için ekserji denklemi

$$\sum_i \dot{m}_i h_i - \sum_i \dot{T}_0 S_i - \sum_j \dot{m}_j h_j + \sum_j \dot{T}_0 h_j + \sum_i \dot{Q}_k - \sum_i \dot{Q}_k \frac{T_0}{T_k} - \dot{W} = \dot{E}_{KAYIP} \quad (2.22)$$

Burada birinci toplam terim (i alt indisli) giren ekserji, ikinci toplam terim (j alt indisli) ve W toplamı çıkan ekserji, üçüncü toplam terim (k alt indisli) sistemde üretilen ekserji ve E_{kayip} kayıp ekserjidir. Bir sistemin ikinci kanun verimi elde edilen ekserjinin beslenen ekserjiye oranıdır (Büyüktür, 2000).

$$\dot{E}_{KAYIP} = T_0 \left[\sum_j \dot{S}_j - \sum_i \dot{S}_i - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \right] \quad (2.23)$$

$$\eta_{ekver} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Beslenen ekserji}} \quad (2.24)$$

Başka bir metot da, gazın belli bir lülede genişletilmesi ile sıvılaştırılmasıdır. Bu metot Joule- Thompson olarak bilinmektedir. Geçerli olan sıvılaştırma prensibi kademe kademe doğalgazın soğutulma işlemidir ki bu işlemde, çeşitli makineler ve eşanjör yardımı vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir. Akışkanın her bir kademede maksimum 60-90 °C sıcaklığa soğutulması ideal olarak nitelenmektedir. Soğutma işlemleri, genel olarak su ve hava kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Daha düşük sıcaklıklara, evaporatif soğutma yapılarak erişilmektedir. Bu işlemde, sıcaklık farkına bağlı olarak kademe sayısı değişiklik göstermektedir.

Mevcut sistemler dikkate alındığında en fazla kullanılan sistemler stirling çevrimi esaslı soğutma çevrimleri, kaskad soğutma sistemleri ve türbinle genleşme esaslı soğutma sistemleri olduğu ifade edilmektedir (Dinçer, & Rosen, 2015).

Klasik Kaskad Soğutma Sistemleri

Klasik kaskad sistemi, genel olarak ilk kurulan sıvılaştırma tesislerinde kullanılmaktadır. Fakat diğer sistemlerle kıyaslandığında onlara nazaran fiyatı daha yüksektir;

Lakin dünyada birçok ülkede yaygın olarak kullanılmaktadır. Klasik kaskad sisteminde, soğutma işlemi her bir kademede farklı akışkanlar kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Her bir soğutucu akışkan, birbirinden bağımsız birer kapalı devrede tek kademeli veya birkaç kademeli olarak uygun basınç ve sıcaklık aralığında çalışmaktadır. Eğer, üç kademeli bir sistemden bahsedecek olursak, sırasıyla propan-etan-metan, amonyak-etilen-metan veya freon-22- freon-13-metan soğutucu akışkanlardan birini seçilebiliriz (Coşkun, 2004).

Klasik kaskad sistemleri çalışma prensibi.

Klasik kaskad sistemi, farklı soğutucu akışkanların kullanıldığı ayrı kapalı devreler halinde çalıştırılan bir sistemdir (Can, & Avcı, 1995).

Her bir kademede kullanılan soğutucu akışkanların fiziksel ve kimyasal özelliklerinden yararlanılarak sıvılaştırılmak istenen gazın prosesi gerçekleştirilmektedir. Çalışma şartları seçilmiş olan akışkanlara bağlı olarak belirlenir ve proses bu aralıkta tutulur. Kullanılacak soğutucu akışkanın sayısı, sırası ve kullanılacak kademe sayısı günün teknolojileri doğrultusunda kompresör kapasitesi ve eşanjör verimine bağlı olarak değişiklik gösterebilmektedir (Coşkun, 2004).

Karışık akışkanlı kaskad soğutma sistemleri.

Karışık akışkanlı kaskad soğutma sistemi yaygın olarak kullanılmaktadır. Çalışma prensibi klasik kaskad sistemine benzer olmakla beraber, klasik kaskad sisteminde kullanılan kapalı devrelerin sayısının ve kullanılan kompresör sayısının fazla olması sistem maliyetleri açısından önemli bir paya sahipken, bu sistemlerde bu maliyetlerin düşürülmesi için alternatif yollar geliştirilmiştir. Burada, yine kademeli soğutma işlemi yapılmakla beraber soğutucu akışkanların karışmış halde kullanılması esastır. Tek kompresörde birlikte sıkıştırılan bu akışkanlar kendi kapasitelerine paralel ısı çekerek soğutulması düşünülen akışkanı soğutmaktadırlar. Böylelikle, hem yatırım maliyeti klasik kaskad sistemine nazaran daha düşük olmakta ve hem de işletme maliyeti daha düşük kalmaktadır.

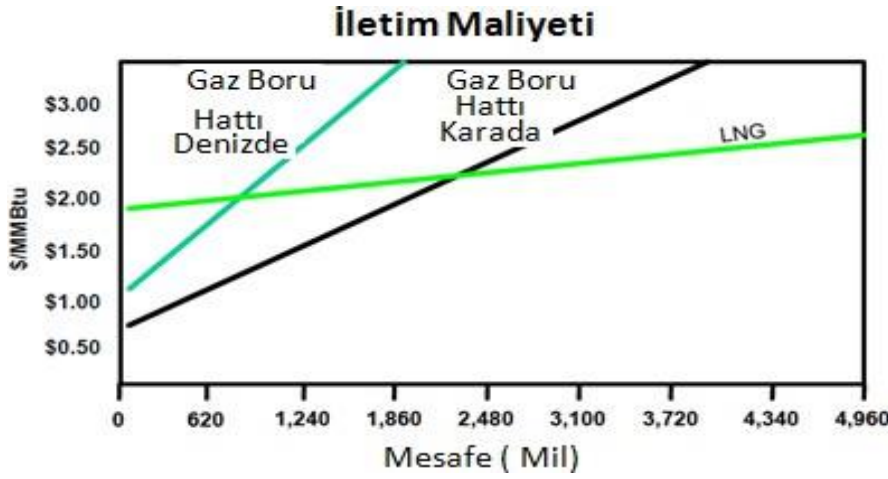
Tek akışkanlı kaskad soğutma sistemleri.

Tek akışkanlı kaskad soğutma sisteminin en büyük avantajı, basit bir çalışma düzeneğine sahiptir. Sistemde tek kompresörde tek akışkanın sıkıştırılması yeterli olmaktadır. Soğutucu gaz olarak da doğal gaz kullanılmaktadır. Bu nedenle, fazla kompresör ve eşanjör kullanımı yoktur. Böylelikle sistem, devreye kolay girip çıkmaktadır.

Taşıma

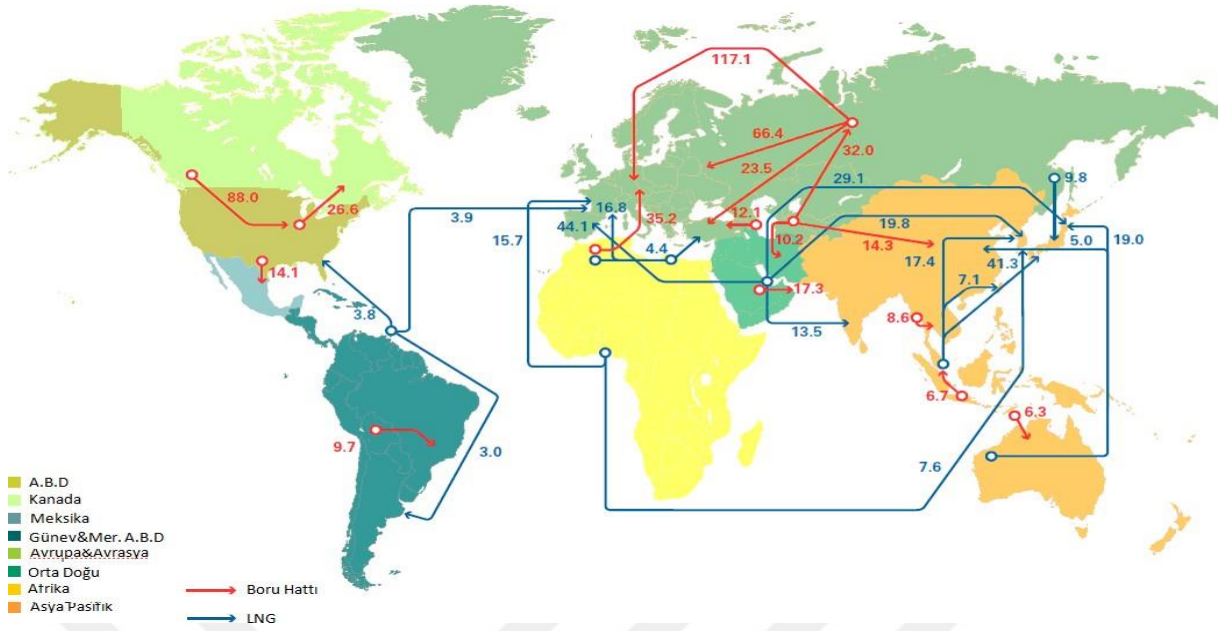
Doğal gazın boru hatları ile taşınmasının uygun maliyetli olmadığı ve doğalgaz kaynaklarına sahip ülkelere uzaklıkta bulunan ülkelere LNG'nin taşınması özel tasarlanmış gemiler aracılığı ile yapılmaktadır. İlk LNG gemisi 1951 yılında ABD'de kurulmuştur (Deli, 2013).

Şekil 8'de görmüş olduğumuz gibi 700-750 deniz miline kadar denizden boru hattı ile doğalgaz taşınması ve 2300 deniz miline kadar karadan boru hatları ile doğalgazın taşınması uygun maliyetli olurken 2300 deniz mili ve üzeri olan mesafelerde ise deniz yolu ile LNG'nin tankerlerle taşınması daha uygun maliyetli olmuştur.



Şekil 8. Doğalgaz taşımacılığının farklı alternatiflerinin mesafeye bağlı fiyat analizi (Deli, 2013)

Bu bağlamda Şekil 9'da gösterilen dünya doğalgaz ve LNG taşımacılığına bakıldığında, özellikle Uzakdoğu ülkelerine ve ada ülkelerine LNG'nin gemilerle taşındığını, Rusya gibi ana karalarda ise boru hatları ile doğalgaz formunda kullanıcıya iletildiği görülmektedir.

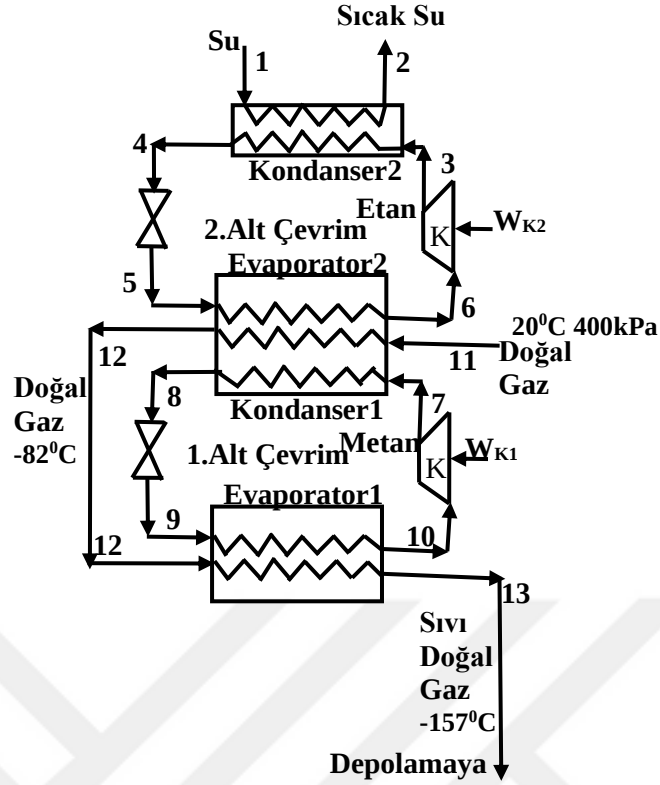


Şekil 9. Dünya LNG ticareti ve Doğalgaz Boru hatları genel dağılımı (Deli, 2013)

Analizi Yapılan Çevrimlerin Tanıtılması ve Modellenmesi

İki kademeli buhar sıkıştırmalı kaskad kriyojenik çevrim.

Bu çalışmada iki kademeli buhar sıkıştırmalı kaskad kriyojenik çevrimi Dinçer, & Kanoglu, (2010) yazarı olduğu “Refrigeration Systems and Application” adlı Wiley yayınları kitabından alınmıştır. Çalışmakta olduğumuz Şekil 10’daki çevrim 2 kademede gerçekleşmektedir. 2.kademede soğutucu akışkan kompresöre etan gazı olarak girmektedir. Burada soğutucu akışkan yoğusturucu basıncına kadar sıkıştırılır. Kompresörden yüksek bir sıcaklıkta çıkan soğutucu akışkan yoğusturucunun borularından geçerken çevreye ısı vererek soğumaya başlar ve yoğuşma gerçekleşir. Akışkan yoğusturucudan sonra kılcal bir boruya girip kısılma vanasının etkisi ile basıncı ve sıcaklığı önemli derecede düşer. Düşük sıcaklıkta bulunan soğutucu akışkan daha sonra buharlaştırıcıya girer ve burada da soğutulan ortamdan ısı almasıyla buharlaşma gerçekleşir. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan ayrıldıktan sonra tekrar kompresöre girmesiyle çevrim tamamlanır. 1. Kademede Soğutucu akışkan kompresöre metan gazı olarak girmektedir.



Şekil 10. İki kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrim şeması

Soğutucu akışkan yoğusturucu basıncına kadar sıkıştırılır. Kompresörden yüksek bir sıcaklıkta çıkan soğutucu akışkan yoğusturucunun borularından geçerken çevreye ısı vererek soğumaya başlar ve yoğuşma gerçekleşir. Akışkan yoğusturucudan sonra kılcal bir boruya girip kısılma vanasının etkisi ile basıncı ve sıcaklığı önemli derecede düşer. Düşük sıcaklıkta bulunan soğutucu akışkan daha sonra buharlaştırıcıya girer ve burada da soğutulan ortamdan ısı almasıyla buharlaşma gerçekleşir. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan ayrıldıktan sonra tekrar kompresöre girmesiyle çevrim tamamlanır. Çevrimin 2. Kademesinde sisteme doğalgaz girmektedir. Burada soğutucu akışkan yoğuşma işlemini gerçekleştirdikten sonra buharlaştırıcıya girerek soğutulan ortamdan aldığı ısı ile buharlaşma işlemi gerçekleşir. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan ayrıldıktan sonra sıvı doğalgaz karışımı şeklinde çevrimi tamamlar (Dinçer, & Kanoglu, 2010).

Çevrimlerin, Termodinamik analizinde entalpi, entropi ve diğer termodinamik özelliklerin değerleri <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/3> web sitesinden alınmıştır. İki kademeli kaskad çevriminde kullanılan hesaplamaların formülleri aşağıdaki gibidir.

1. Alt Çevrim;

Kompresör1;

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_7 \quad (2.25)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{W}_{K1S} = \dot{m}_7h_7 \quad (2.26)$$

$$\dot{W}_{K1S} = \dot{m}_7(h_7 - h_{10}) \quad (2.27)$$

$$\eta_{Kis,ver} = \frac{\dot{W}_{K1S}}{\dot{W}_{K1}} = \frac{(h_7 - h_{10})}{(h_7 - h_{10})} \quad (2.28)$$

Entropi Üretimi;

$$\eta_{is,ver} = \frac{(s_7 - s_{10})}{(s_7 - s_{10})} \quad (2.29)$$

$$\dot{m}_7s_7 - \dot{m}_{10}s_{10} + \dot{S}_{gen,K1} = 0 \quad (2.30)$$

Kompresöre giren çıkan ekserjiler

$$E_{x10} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_0 - T_0 (s_{10} - s_0)) \quad (2.31)$$

$$E_{x7} = \dot{m}_7(h_7 - h_0 - T_0 (s_7 - s_0)) \quad (2.32)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{k1,kaybi} = E_g - E_c = \dot{W}_{k1} + E_{x10} - E_{x11} \quad (2.33)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{k1,ex} = \frac{E_c}{E_g} = 1 - \frac{E_{k1,kaybi}}{E_g} \quad (2.34)$$

Kondenser1 ve Evaporatör2;

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (2.35)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} \quad (2.36)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (2.37)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_5h_5 = \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_6h_6 \quad (2.38)$$

Kondanser1'in verdiği ısı

$$\dot{Q}_{Kn1} = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (2.39)$$

Doğal gazın verdiği ısı

$$Q_{DG1} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) \quad (2.40)$$

Evaporatör2'nin aldığı ısı

$$Q_{EV2} = \dot{m}_5(h_6 - h_5) \quad (2.41)$$

Kondanser1'in Entropi Üretimi;

$$\dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_8 s_8 + \dot{S}_{gen,Kn1} = 0 \quad (2.42)$$

Kondanser1 ve Evaporatör2'nin toplam entropi üretimi,

$$\dot{m}_{11} s_{11} + \dot{m}_5 s_5 + \dot{m}_7 s_7 - (\dot{m}_{12} s_{12} + \dot{m}_6 s_6 + \dot{m}_8 s_8) + \dot{S}_{gen,Kn1Ev2} = 0 \quad (2.43)$$

Ekserji kaybı;

Ortamdan çekiyorsa

$$E_{Kn1ex,yık} = m[(h_g - h_c - T_0(s_g - s_c))] - [-Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)] \quad (2.44)$$

Sudan çekiyorsa

$$E_{Kn1ex,yık} = T_0(m_{su}(s_{suc} - s_{sug}) - m_k(s_g - s_c)) \quad (2.45)$$

Ancak bizim çevrimde başka iki akışkandan çektiğinden,

$$E_{kn1e2,kayı} = E_g - E_c = E_{x11} - E_{x12} + E_{x7} - E_{x8} + E_{x5} - E_{x6}$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{kn1e2,ex} = \frac{E_c}{E_g} = \frac{E_{x12} + E_{x8} + E_{x6}}{E_{x11} + E_{x7} + E_{x5}} \quad (2.46)$$

Kısılma Vanası1;

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (2.47)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_9 h_9 \quad (2.48)$$

$$h_8 = h_9 \quad (2.49)$$

Kısılma Vanası1 çıkışının kuruluk derecesi X_9 olmak üzere,

$$X_9 = \frac{(h_9 - h_{9sıvı})}{(h_{9gaz} - h_{9sıvı})} \quad (2.50)$$

$$X_9 = \frac{(s_9 - s_{9sıvı})}{(s_{9gaz} - s_{9sıvı})} \quad (2.51)$$

Entropi Üretimi;

$$\dot{m}_9 s_9 - \dot{m}_8 s_8 + \dot{S}_{gen,KV1} = 0 \quad (2.52)$$

Evaporatör1;

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (2.53)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (2.54)$$

Evaporatör1'in çektiği ısı

$$Q_{B1} = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13}) \quad (2.55)$$

1.Alt Çevrimin enerji dengesi, ekserji kaybı ve ekserji verimi

$$Q_{Kn1} = Q_{B1} + W_{K1S} \quad (2.56)$$

Soğutma Tesir Katsayısı (COP);

$$COP_1 = Q_{B1}/W_{K2} \quad (2.57)$$

1.Alt Çevrimin ekserji kaybı

$$E_{1AltÇ,kaybı} = E_g - E_ç \quad (2.58)$$

1.Alt Çevrimin ekserji verimi

$$\eta_{1AltÇ,ex} = \frac{E_ç}{E_g} \quad (2.59)$$

2. Alt Çevrim;

Kompresör2;

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_3 \quad (2.60)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{W}_{K2} = \dot{m}_3 h_3 \quad (2.61)$$

$$W_{K2S} = \dot{m}_3(h_{3S} - h_6) \quad (2.62)$$

$$\eta_{is,ver} = \frac{W_{K2S}}{W_{K2}} = \frac{(h_{3S}-h_6)}{(h_3-h_6)} \quad (2.63)$$

Entropi Üretimi;

$$\eta_{is,ver} = \frac{(s_3 - s_6)}{(s_3 - s_6)} \quad (2.64)$$

$$\dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_6 s_6 + \dot{S}_{gen,K2} = 0 \quad (2.65)$$

Kompresöre giren çıkan ekserjiler

$$E_{x3} = \dot{m}_3 (h_3 - h_0 - T_0 (s_3 - s_0)) \quad (2.66)$$

$$E_{x6} = \dot{m}_6 (h_6 - h_0 - T_0 (s_6 - s_0)) \quad (2.67)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{k2,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = W_{k2} + E_{x6} - E_{x3} \quad (2.68)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{k2,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = 1 - \frac{E_{k2,kaybı}}{E_g} \quad (2.69)$$

Kondenser2 Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.70)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (2.71)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 \quad (2.72)$$

Kondanser2'in verdiği ısı

$$Q_{Kn2} = \dot{m}_3 (h_3 - h_4) \quad (2.73)$$

Doğal gazın verdiği ısı

$$Q_{DG2} = \dot{m}_{11} (h_{11} - h_{12}) \quad (2.74)$$

Evaporatör2'nin aldığı ısı

$$Q_{EV2} = \dot{m}_5 (h_5 - h_6) \quad (2.75)$$

Kondanser2'in Entropi Üretimi;

$$\dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{gen,Kn2} = 0 \quad (2.76)$$

Kondenser2 toplam entropi üretimi,

$$\dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_1 s_1 - (\dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_4 s_4) + \dot{S}_{gen,Kn2} = 0 \quad (2.77)$$

Ekserji kaybı;

Ortamdan çekiyorsa

$$E_{Kn1ex,yık} = m[(h_g - h_{\dot{c}} - T_0(s_g - s_{\dot{c}}))] - [-Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)] \quad (2.78)$$

Sudan çekiyorsa

$$E_{Kn2ex,yık} = T_0(m_{su}(s_{su\dot{c}} - s_{sug}) - m_k(s_g - s_{\dot{c}})) \quad (2.79)$$

Bizim çevrimde ise,

$$E_{kn2,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = E_{x3} - E_{x4} + E_{x1} - E_{x2} \quad (2.80)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{kn2,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = \frac{E_{x2} + E_{x4}}{E_{x1} + E_{x3}} \quad (2.81)$$

Kısılma Vanası2;

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (2.82)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 \quad (2.83)$$

$$h_4 = h_5 \quad (2.84)$$

Kısılma Vanası2 çıkışının kuruluk derecesi X_9 olmak üzere,

$$X_5 = \frac{(h_5 - h_{5sıvı})}{(h_{5gaz} - h_{5sıvı})} \quad (2.85)$$

$$X_5 = \frac{(s_5 - s_{5sıvı})}{(s_{5gaz} - s_{5sıvı})} \quad (2.86)$$

Entropi Üretimi;

$$\dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{gen,KV2} = 0 \quad (2.87)$$

2.Alt Çevrimin enerji dengesi, ekserji kaybı ve ekserji verimi

$$Q_{Kn2} = Q_{B2} + W_{K2S} \quad (2.88)$$

Soğutma Tesir Katsayısı (COP);

$$COP_2 = Q_{B2}/W_{K2} \quad (2.89)$$

ekserji kaybı

$$E_{2Alt\dot{c},kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} \quad (2.90)$$

ekserji verimi

$$\eta_{2Alt\zeta,ex} = \frac{E_{\zeta}}{E_g} \quad (2.91)$$

Tüm çevrim;

Soğutma Tesir Katsayısı (COP);

$$COP_T = Q_{B2}/W_{KTOPS} \quad (2.92)$$

$$W_{KTOP} = W_{K1} + W_{K2} + W_{K3} \quad (2.93)$$

$$COP_{IP} = Q_{Kn3}/W_{KTOP} \quad (2.94)$$

Tüm Çevrim Enerji Dengesi (Dinçer, & Kanoglu, 2010);

$$Q_{Kn2} \approx Q_{Dgaz} + W_{KTOP} \quad (2.95)$$

Tablo 3'te iki kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrim cihazlarının kütle ve enerji dengesi ve entropi üretiminin kısaca formülleri tablo halinde verilmiştir.

Tablo 4'te iki kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrim cihazlarının Entropi Dengesi, Ekserji Kaybı ve Ekserji Veriminin kısaca formülleri tablo halinde verilmiştir.

Tablo 3. İki kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrim cihazların Entropi Dengesi, Ekserji Kaybı ve Ekserji Verimi

Cihaz	Kütle Dengesi	Enerji Dengesi	Entropi Üretimi
Kompresor1	$\dot{m}_7 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{W}_{K1} = \dot{m}_7h_7$	$\dot{m}_{10}s_{10} - \dot{m}_7s_7 + \dot{S}_{gen,K1} = 0$
Kondanser1	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$\dot{m}_7h_7 = \dot{Q}_{1Kn} + \dot{m}_8h_8$	$\dot{m}_7s_7 - \dot{m}_8s_8 + \dot{S}_{gen,Kn1} = 0$
Kısılma Vanası1	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{m}_8h_8 = \dot{m}_9h_9$	$\dot{m}_8s_8 - \dot{m}_9s_9 + \dot{S}_{gen,KV1} = 0$
Evaporator1	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_9h_9 = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{Q}_{1E}$	$\dot{m}_9s_9 - \dot{m}_{10}s_{10} + \dot{S}_{gen,E1} = 0$
Kompresor2	$\dot{m}_3 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_6h_6 + \dot{W}_{K2} = \dot{m}_3h_3$	$\dot{m}_6s_6 - \dot{m}_3s_3 + \dot{S}_{gen,K2} = 0$
Kondanser2	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_3h_3 = \dot{Q}_{2Kn} + \dot{m}_4h_4$	$\dot{m}_3s_3 - \dot{m}_4s_4 + \dot{S}_{gen,Kn2} = 0$
Kısılma Vanası2	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$\dot{m}_4h_4 = \dot{m}_5h_5$	$\dot{m}_4s_4 - \dot{m}_5s_5 + \dot{S}_{gen,KV2} = 0$
Evaporator2	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_5h_5 = \dot{m}_6h_6 + \dot{Q}_{2E}$	$\dot{m}_5s_5 - \dot{m}_6s_6 + \dot{S}_{gen,E2} = 0$

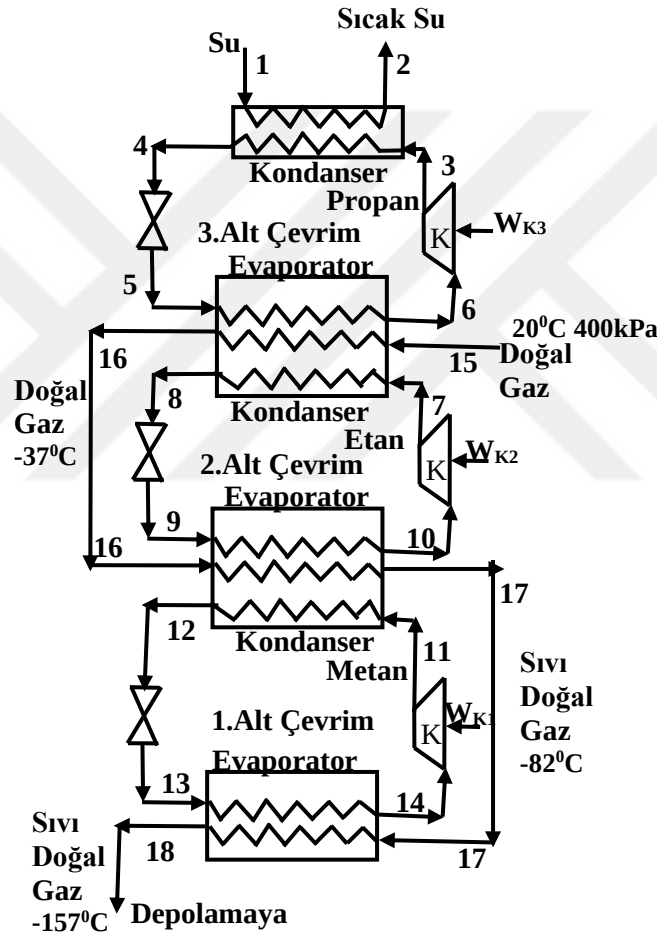
Tablo 4. İki kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrim cihazlarının Entropi Dengesi, Ekserji Kaybı ve Ekserji Verimi

Cihaz	Entropi Dengesi	Ekserji Kaybı	Ekserji Verimi
Kompresör	$S_{\text{üret}} = ms_2 - ms_1$ $= m(s_2 - s_1)$	$E_{k,kaybı} = E_g - E_c =$ $W_k + E_{x1} - E_{x2}$ $E_{k,kaybı} = mT_0(s_2 - s_1)$ $E_{k,kaybı} = m(h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1))$	$\eta_{k,ex} = \frac{W_{rov}}{W_{in}} = 1 - \frac{E_{xyık}}{W_g}$ $\eta_{k,iz} = \frac{W_{iz}}{W_g}$ $= \frac{m(h_2 s - h_1)}{m(h_2 - h_1)}$
Evaporator	$S_{\text{üret}} = S_g - S_c =$ $m(s_2 - s_1 - \frac{q_L}{T_L})$ $S_{\text{üret}} = m_{su}(s_4 - s_3) - m_k(s_1 - s_2)$	Ortamdan çekiyorsa $E_{ex,yık} = m[(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)) - [-Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})]]$ Sudan çekiyorsa $E_{ex,yık} = T_0(m_{su}(s_4 - s_3) - m_k(s_1 - s_2))$	$\eta_{ex,evap} = \frac{E_{xQL}}{E_{x1} - E_{x2} - Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})}$ $= \frac{E_{xQL}}{m[(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)) - [-Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})]]}$
Kondanser	$S_{\text{üret}} = \frac{Q_H}{T_H} + ms_2 - ms_1$ $S_{\text{üret}} = (m_k(s_2 - s_1) - m_{su}(s_3 - s_4))$	$E_{ex,yık} = [\dot{m}(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)) - [-Q_H(1 - \frac{T_0}{T_H})]]$ $E_{ex,yık} = T_0(m_k(s_2 - s_1) - m_{su}(s_3 - s_4))$	$\eta_{ex,kon} = \frac{Q_H(1 - \frac{T_0}{T_H})}{m[(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)) - [-Q_H(1 - \frac{T_0}{T_H})]]}$ $\eta_{ex,kon} = \frac{E_{xQH}}{E_{x1} - E_{x2}} = 1 - \frac{E_{xyık}}{E_{x1} - E_{x2}}$
Kısılma Vanası	$S_{\text{üret}} = m(s_2 - s_1)$	$E_{ex,yık} = T_0 S_{\text{üret}} = mT_0(s_2 - s_1)$ $E_{ex,yık} = E_g - E_c$	$\eta_{ex,kv} = 1 - \frac{E_{xyık}}{E_{x1} - E_{x2}} = 1 - \frac{E_{x1} - E_{x2}}{E_{x1} - E_{x2}}$ $\eta_{exkv} = 0$

Üç kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrim.

Bu çalışmada üç kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrimi Dinçer, & Kanoglu, (2010) yazarı olduğu “Refrigeration Systems and Application” adlı Wiley yayınları kitabından alınmıştır. Çalışmakta olduğumuz Şekil 11’deki çevrim 3 kademede gerçekleşmektedir. 3. Kademedeki soğutucu akışkan kompresöre metan gazı olarak girmektedir. Burada soğutucu akışkan yoğunlaştırıcı basıncına kadar sıkıştırılır. Kompresörden yüksek bir sıcaklıkta çıkan soğutucu akışkan yoğunlaştırıcının borularından geçerken çevreye ısı vererek soğumaya başlar ve yoğunlaşma gerçekleşir. Akışkan yoğunlaştırıcudan sonra kılcal bir boruya girip kısılma vanasının etkisi ile basıncı ve sıcaklığı önemli derecede düşer. Düşük sıcaklıkta bulunan soğutucu akışkan daha sonra buharlaştırıcıya girer ve burada da soğutulan ortamdan ısı almasıyla buharlaşma gerçekleşir. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan ayrıldıktan sonra tekrar kompresöre girmesiyle çevrim tamamlanır. 2. Kademedeki Soğutucu akışkan kompresöre etan gazı olarak girmektedir. Soğutucu akışkan yoğunlaştırıcı basıncına kadar sıkıştırılır.

Kompresörden yüksek bir sıcaklıkta çıkan soğutucu akışkan yoğuşturucunun borularından geçerken çevreye ısı vererek soğumaya başlar ve yoğuşma gerçekleşir. Akışkan yoğuşturucudan sonra kılcal bir boruya girip kısılma vanasının etkisi ile basıncı ve sıcaklığı önemli derecede düşer. Düşük sıcaklıkta bulunan soğutucu akışkan daha sonra buharlaştırıcıya girer ve burada da soğutulan ortamdan ısı almasıyla buharlaşma gerçekleşir. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan ayrıldıktan sonra tekrar kompresöre girmesiyle çevrim tamamlanır (Dinçer, & Kanoglu, 2010).



Şekil 11. Üç kademeli buhar sıkıştırımlı kaskad kriyojenik çevrim şeması

Çevrimin 2. Kademesinde sisteme doğalgaz girmektedir. Burada soğutucu akışkan yoğuşma işlemini gerçekleştirdikten sonra kılcal borular ile buharlaştırıcıya girerek soğutulan ortamdan aldığı ısı ile buharlaşma işlemi gerçekleşir. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan ayrıldıktan sonra sıvı doğalgaz karışımı şeklinde çevrimi tamamlar. Çevrimde 1.kademede Soğutucu akışkan kompresöre Propan gazı olarak girmektedir.

Soğutucu akışkan yoğusturucu basıncına kadar sıkıştırılır. Kompresörden yüksek bir sıcaklıkta çıkan soğutucu akışkan yoğusturucunun borularından geçerken çevreye ısı vererek soğumaya başlar ve yoğuşma gerçekleşir. Akışkan yoğusturucudan sonra kılcal bir boruya girip kısılma vanasının etkisi ile basıncı ve sıcaklığı önemli derecede düşer. Düşük sıcaklıkta bulunan soğutucu akışkan daha sonra buharlaştırıcıya girer ve burada da soğutulan ortamdan ısı almasıyla buharlaşma gerçekleşir. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan ayrıldıktan sonra tekrar kompresöre girmesiyle çevrim tamamlanır (Dinçer, & Kanoglu, 2010).

Çevrimlerin, Termodinamik analizinde entalpi, entropi ve diğer termodinamik özelliklerin değerleri <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/3> web sitesinden alınmıştır. Kademeli kaskad çevriminde kullanılan hesaplamaların formülleri aşağıdaki gibidir.

1.Alt Çevrim;

Kompresör1;

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{14} \quad (2.96)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_{14}h_{14} + \dot{W}_{K1S} = \dot{m}_{11}h_{11} \quad (2.97)$$

$$\dot{W}_{K1S} = \dot{m}_{11}(h_{11S} - h_{14}) \quad (2.98)$$

$$\eta_{is,ver} = \frac{\dot{W}_{K1S}}{\dot{W}_{K1}} = \frac{(h_{11S}-h_{14})}{(h_{11}-h_{14})} \quad (2.99)$$

Entropi Üretimi;

$$\eta_{is,ver} = \frac{(s_{11S}-s_{14})}{(s_{11}-s_{14})} \quad (2.100)$$

$$\dot{m}_{14}s_{14} - \dot{m}_{11}s_{11} + \dot{S}_{gen,K1} = 0 \quad (2.101)$$

Kompresöre giren çıkan ekserjiler

$$E_{x11} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_0 - T_0 (s_{11} - s_0)) \quad (2.102)$$

$$E_{x14} = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_0 - T_0 (s_{14} - s_0)) \quad (2.103)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{k1,kayı} = E_g - E_c = \dot{W}_{k1} + E_{x11} - E_{x14} \quad (2.104)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{k1,ex} = \frac{E_{\zeta}}{E_g} = 1 - \frac{E_{k1,kaybı}}{E_g} \quad (2.105)$$

Kondenser1 ve Evaporatör2;

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (2.106)$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} \quad (2.107)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (2.108)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_9h_9 = \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{10}h_{10} \quad (2.109)$$

Kondanser1'in verdiği ısı;

$$Q_{Kn1} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) \quad (2.110)$$

Doğal gazın verdiği ısı

$$Q_{DG1} = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (2.111)$$

Evaporatör2'nin aldığı ısı

$$Q_{EV2} = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) \quad (2.112)$$

Kondanser1'in Entropi Üretimi;

$$\dot{m}_{11}s_{11} - \dot{m}_{12}s_{12} + \dot{S}_{gen,Kn1} = 0 \quad (2.113)$$

Kondenser1 ve Evaporatör2'nin toplam entropi üretimi,

$$\dot{m}_{12}s_{12} + \dot{m}_{17}s_{17} + \dot{m}_{10}s_{10} - (\dot{m}_{16}s_{16} + \dot{m}_{11}s_{11} + \dot{m}_9s_9) + \dot{S}_{gen,Kn1Ev2} = 0 \quad (2.114)$$

Ekserji kaybı;

Ortamdan çekiyorsa

$$E_{Kn1ex,yık} = m[(h_{11} - h_{12} - T_0(s_{11} - s_{12}))] - [-Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)] \quad (2.115)$$

Sudan çekiyorsa

$$E_{Kn1ex,yık} = T_0(m_{su}(s_4 - s_3) - m_k(s_1 - s_2)) \quad (2.116)$$

Ancak bizim çevrimde başka iki akışkandan çektiğinden,

$$E_{kn1e2,kaybı} = E_g - E_{\zeta} = E_{x11} - E_{x12} + E_{x9} - E_{x10} + E_{x16} - E_{x17} \quad (2.117)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{kn1e2,ex} = \frac{E_{\zeta}}{E_g} = \frac{E_{x12} + E_{x10} + E_{x17}}{E_{x11} + E_{x9} + E_{x16}} \quad (2.118)$$

Kısılma Vanası1;

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12} \quad (2.119)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_{12}h_{12} = \dot{m}_{13}h_{13} \quad (2.120)$$

$$h_{12} = h_{13} \quad (2.121)$$

Kısılma Vanası1 çıkışının kuruluk derecesi X_{13} olmak üzere,

$$X_{13} = \frac{(h_{13} - h_{13sivl})}{(h_{13gaz} - h_{13sivl})} \quad (2.122)$$

$$X_{13} = \frac{(s_{13} - s_{13sivl})}{(s_{13gaz} - s_{13sivl})} \quad (2.123)$$

Entropi Üretimi;

$$\dot{m}_{13}s_{13} - \dot{m}_{12}s_{12} + \dot{S}_{gen,KV1} = 0 \quad (2.124)$$

Evaporatör1;

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (2.125)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (2.126)$$

Evaporatör1'in çektiği ısı

$$Q_{B1} = \dot{m}_9(h_{14} - h_{13}) = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (2.127)$$

1.Alt Çevrimin enerji dengesi, ekserji kaybı ve ekserji verimi

$$Q_{Kn1} = Q_{B1} + W_{K1S} \quad (2.128)$$

Soğutma Tesir Katsayısı (COP);

$$COP_1 = Q_{B1}/W_{K2} \quad (2.129)$$

1.Alt Çevrimin ekserji kaybı

$$E_{1Alt\zeta,kaybı} = E_g - E_{\zeta} \quad (2.130)$$

1. Alt Çevrimin ekserji verimi

$$\eta_{1Alt\zeta,,ex} = \frac{E_{\zeta}}{E_g} \quad (2.131)$$

2. Alt Çevrim;

Kompresör2;

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_7 \quad (2.132)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{W}_{K2} = \dot{m}_7h_7 \quad (2.133)$$

$$W_{K2S} = \dot{m}_{10}(h_{7S} - h_{10}) \quad (2.134)$$

$$\eta_{is,ver} = \frac{W_{K2S}}{W_{K2}} = \frac{(h_{7S}-h_{10})}{(h_7-h_{10})} \quad (2.135)$$

Entropi Üretimi;

$$\eta_{is,ver} = \frac{(s_{7S}-s_{10})}{(s_7-s_{10})} \quad (2.136)$$

$$\dot{m}_7s_{17} - \dot{m}_{10}s_{10} + \dot{S}_{gen,K2} = 0 \quad (2.137)$$

Kompresöre giren çıkan ekserjiler

$$E_{x10} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_0 - T_0 (s_{10} - s_0)) \quad (2.138)$$

$$E_{x7} = \dot{m}_7(h_7 - h_0 - T_0 (s_7 - s_0)) \quad (2.139)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{k2,kaybı} = E_g - E_{\zeta} = W_{k2} + E_{x10} - E_{x7} \quad (2.140)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{k2,ex} = \frac{E_{\zeta}}{E_g} = 1 - \frac{E_{k2,kaybı}}{E_g} \quad (2.141)$$

Kondenser2 ve Evaporatör3;

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (2.142)$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{15} \quad (2.143)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (2.144)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_5h_5 + \dot{m}_7h_7 = \dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_6h_6 + \dot{m}_8h_8 \quad (2.145)$$

Kondanser2'in verdiği ısı

$$Q_{Kn2} = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (2.146)$$

Doğal gazın verdiği ısı

$$Q_{DG2} = \dot{m}_{17}(h_{16} - h_{17}) \quad (2.147)$$

Evaporatör2'nin aldığı ısı

$$Q_{EV2} = \dot{m}_5(h_5 - h_6) \quad (2.148)$$

Kondanser2'in Entropi Üretimi;

$$\dot{m}_8s_8 - \dot{m}_7s_7 + \dot{S}_{gen,Kn2} = 0 \quad (2.149)$$

Kondanser2 ve Evaporatör3'nin toplam entropi üretimi,

$$\dot{m}_8s_8 + \dot{m}_{16}s_{16} + \dot{m}_6s_6 - (\dot{m}_7s_7 + \dot{m}_{15}s_{15} + \dot{m}_5s_5) + \dot{S}_{gen,Kn2Ev3} = 0 \quad (2.150)$$

Ekserji kaybı;

Ortamdan çekiyorsa

$$E_{Kn2ex,yık} = m[(h_7 - h_8 - T_0(s_7 - s_8))] - [-Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)] \quad (2.151)$$

Sudan çekiyorsa

$$E_{Kn2ex,yık} = T_0(m_{su}(s_4 - s_3) - m_k(s_1 - s_2)) \quad (2.152)$$

Ancak bizim çevrimde başka iki akışkandan çektiğinden,

$$E_{kn2e3,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = E_{x7} - E_{x8} + E_{x5} - E_{x6} + E_{x15} - E_{x16} \quad (2.153)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{kn2e3,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = \frac{E_{x8} + E_{x6} + E_{x16}}{E_{x7} + E_{x5} + E_{x15}} \quad (2.154)$$

Kısılma Vanası2;

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (2.155)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_8h_8 = \dot{m}_9h_9 \quad (2.156)$$

$$h_8 = h_9 \quad (2.157)$$

Kısılma Vanası2 çıkışının kuruluk derecesi X_9 olmak üzere,

$$X_9 = \frac{(h_9 - h_{9sivl})}{(h_{9gaz} - h_{9sivl})} \quad (2.158)$$

$$X_9 = \frac{(s_9 - s_{9sivl})}{(s_{9gaz} - s_{9sivl})} \quad (2.159)$$

Entropi Üretimi;

$$\dot{m}_9 s_9 - \dot{m}_8 s_8 + \dot{S}_{gen,KV2} = 0 \quad (2.160)$$

2.Alt Çevrimin enerji dengesi, ekserji kaybı ve ekserji verimi

$$Q_{Kn2} = Q_{B2} + W_{K2S} \quad (2.161)$$

Soğutma Tesir Katsayısı (COP);

$$COP_2 = Q_{B2} / W_{K2} \quad (2.162)$$

ekserji kaybı

$$E_{2Alt\zeta,kaybı} = E_g - E_\zeta \quad (2.163)$$

ekserji verimi

$$\eta_{2Alt\zeta,ex} = \frac{E_\zeta}{E_g} \quad (2.164)$$

3.Alt Çevrim;

Kompresör3;

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_3 \quad (2.165)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{W}_{K3} = \dot{m}_3 h_3 \quad (2.166)$$

$$W_{K3S} = \dot{m}_3 (h_{3S} - h_6) \quad (2.167)$$

$$\eta_{is,ver} = \frac{W_{K3S}}{W_{K3}} = \frac{(h_{3S} - h_6)}{(h_3 - h_6)} \quad (2.168)$$

Entropi Üretimi;

$$\eta_{is,ver} = \frac{(s_{3S} - s_6)}{(s_3 - s_6)} \quad (2.169)$$

$$\dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_6 s_6 + \dot{S}_{gen,K3} = 0 \quad (2.170)$$

Kompresöre giren çıkan ekserjiler

$$E_{x6} = \dot{m}_6(h_6 - h_0 - T_0 (s_6 - s_0)) \quad (2.171)$$

$$E_{x3} = \dot{m}_3(h_3 - h_0 - T_0 (s_3 - s_0)) \quad (2.172)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{k3,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = W_{k3} + E_{x6} - E_{x3} \quad (2.173)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{k3,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = 1 - \frac{E_{k3,kaybı}}{E_g} \quad (2.174)$$

Kondenser3;

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (2.175)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.176)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 \quad (2.177)$$

Kondanser3'in verdiği ısı

$$Q_{Kn3} = \dot{m}_3(h_3 - h_4) \quad (2.178)$$

Suyun aldığı ısı

$$Q_{su} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) = Q_{Kn3} = \dot{m}_3(h_3 - h_4) \quad (2.179)$$

Evaporatör3'nin aldığı ısı

$$Q_{EV3} = \dot{m}_5(h_5 - h_6) \quad (2.180)$$

Kondanser3'in Entropi Üretimi;

$$\dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{gen,Kn3} = 0 \quad (2.181)$$

Kondenser3'ün toplam entropi üretimi,

$$\dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_2 s_2 - (\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_3 s_3) + \dot{S}_{gen,Kn3} = 0 \quad (2.182)$$

Ekserji kaybı;

Ortamdan çekiyorsa

$$E_{Kn3ex,yık} = m[(h_3 - h_4 - T_0(s_3 - s_4))] - [-Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)] \quad (2.183)$$

Sudan çekiyorsa

$$E_{Kn3ex,yık} = T_0 (m_{su}(s_4 - s_3) - m_k(s_1 - s_2)) \quad (2.184)$$

Bizim çevrimde ise,

$$E_{kn3,kayı} = E_g - E_{\dot{c}} = E_{x3} - E_{x4} + E_{x1} - E_{x2} \quad (2.185)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{kn3,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = \frac{E_{x2} + E_{x4}}{E_{x3} + E_{x1}} \quad (2.186)$$

Kısılma Vanası3;

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (2.187)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 \quad (2.188)$$

$$h_4 = h_5 \quad (2.189)$$

Kısılma Vanası3 çıkışının kuruluk derecesi X_5 olmak üzere,

$$X_5 = \frac{(h_5 - h_{5sıvı})}{(h_{5gaz} - h_{5sıvı})} \quad (2.190)$$

$$X_5 = \frac{(s_5 - s_{5sıvı})}{(s_{5gaz} - s_{5sıvı})} \quad (2.191)$$

Entropi Üretimi;

$$\dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{gen,KV3} = 0 \quad (2.192)$$

3.Alt Çevrimin enerji dengesi, ekserji kaybı ve ekserji verimi

$$Q_{Kn3} = Q_{B3} + W_{K3S} \quad (2.193)$$

Soğutma Tesir Katsayısı (COP);

$$COP_3 = Q_{B3}/W_{K3} \quad (2.194)$$

ekserji kaybı

$$E_{3Alt\dot{c},kayı} = E_g - E_{\dot{c}} \quad (2.195)$$

ekserji verimi

$$\eta_{3Alt\dot{c},ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} \quad (2.196)$$

Tüm çevrim;

Soğutma Tesir Katsayısı (COP);

$$COP_T = Q_{B3}/W_{KTOPS} \quad (2.197)$$

$$W_{KTOP} = W_{K1} + W_{K2} + W_{K3} \quad (2.198)$$

$$COP_{IP} = Q_{Kn3}/W_{KTOPS} \quad (2.199)$$

Tüm Çevrim Enerji Dengesi (Dinçer, & Kanoglu, 2010);

$$Q_{Kn3} \approx Q_{Dgaz} + W_{KTOP} \quad (2.200)$$

Tablo 5'te üç kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrim cihazlarının kütle ve enerji dengesi ve entropi üretiminin kısaca formülleri tablo halinde verilmiştir.

Tablo 6'da üç kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrim cihazlarının kütle ve enerji dengesi ve entropi üretiminin kısaca formülleri tablo halinde verilmiştir.

Tablo 5. Üç kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrim cihazlarının kütle ve enerji dengesi ve entropi üretimi

Cihaz	Kütle Dengesi	Enerji Dengesi	Entropi Üretimi
Kompresor1	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{14}$	$\dot{m}_{14}h_{14} + \dot{W}_{K1} = \dot{m}_{11}h_{11}$	$\dot{m}_{14}s_{14} - \dot{m}_{11}s_{11} + \dot{S}_{gen,K1} = 0$
Kondanser1	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$	$\dot{m}_{11}h_{11} = \dot{Q}_{1Kn} + \dot{m}_{12}h_{12}$	$\dot{m}_{11}s_{11} - \dot{m}_{12}s_{12} + \dot{S}_{gen,Kn1} = 0$
Kısılma Vanası1	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$	$\dot{m}_{12}h_{12} = \dot{m}_{13}h_{13}$	$\dot{m}_{12}s_{12} - \dot{m}_{13}s_{13} + \dot{S}_{gen,KV1} = 0$
Evaporator1	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$	$\dot{m}_{13}h_{13} = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{Q}_{1E}$	$\dot{m}_{13}s_{13} - \dot{m}_{14}s_{14} + \dot{S}_{gen,E1} = 0$
Kompresor2	$\dot{m}_7 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{W}_{K2} = \dot{m}_7h_7$	$\dot{m}_{10}s_{10} - \dot{m}_7s_7 + \dot{S}_{gen,K2} = 0$
Kondanser2	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$\dot{m}_7h_7 = \dot{Q}_{2Kn} + \dot{m}_8h_8$	$\dot{m}_7s_7 - \dot{m}_8s_8 + \dot{S}_{gen,Kn2} = 0$
Kısılma Vanası2	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{m}_8h_8 = \dot{m}_9h_9$	$\dot{m}_8s_8 - \dot{m}_9s_9 + \dot{S}_{gen,KV2} = 0$
Evaporator2	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_9h_9 = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{Q}_{2E}$	$\dot{m}_9s_9 - \dot{m}_{10}s_{10} + \dot{S}_{gen,E2} = 0$
Kompresor3	$\dot{m}_3 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_6h_6 + \dot{W}_{K3} = \dot{m}_3h_3$	$\dot{m}_6s_6 - \dot{m}_3s_3 + \dot{S}_{gen,K3} = 0$
Kondanser3	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_3h_3 = \dot{Q}_{3Kn} + \dot{m}_4h_4$	$\dot{m}_3s_3 - \dot{m}_4s_4 + \dot{S}_{gen,Kn3} = 0$
Kısılma Vanası3	$\dot{m}_5 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_4h_4 = \dot{m}_5h_5$	$\dot{m}_4s_4 - \dot{m}_5s_5 + \dot{S}_{gen,KV3} = 0$
Evaporator3	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_5h_5 = \dot{m}_6h_6 + \dot{Q}_{3E}$	$\dot{m}_5s_5 - \dot{m}_6s_6 + \dot{S}_{gen,E3} = 0$

Tablo 6. Üç kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrim cihazlarının Entropi Dengesi, Ekserji Kaybı ve Ekserji Verimi

Cihaz	Entropi Dengesi	Ekserji Kaybı	Ekserji Verimi
Kompresör	$S_{\text{üret}} = ms_2 - ms_1$ $= m(s_2 - s_1)$	$E_{k,kaybı} = E_g - E_c =$ $W_k + E_{x1} - E_{x2}$ $E_{k,kaybı} = mT_0(s_2 - s_1)$ $E_{k,kaybı} = m(h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1))$	$\eta_{k,ex} = \frac{W_{rov}}{W_{in}} = 1 - \frac{E_{xyık}}{W_g}$ $\eta_{k,iz} = \frac{W_{iz}}{W_g}$ $= \frac{m(h_2 s - h_1)}{m(h_2 - h_1)}$
Evaporator	$S_{\text{üret}} = S_g - S_c =$ $m(s_2 - s_1 - \frac{q_L}{T_L})$ $S_{\text{üret}} = m_{su}(s_4 - s_3) - m_k(s_1 - s_2)$	Ortamdan çekiyorsa $E_{ex,yık} = m[(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)) - [-Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})]]$ Sudan çekiyorsa $E_{ex,yık} = T_0(m_{su}(s_4 - s_3) - m_k(s_1 - s_2))$	$\eta_{ex,evap} = \frac{E_{xQL}}{E_{x1} - E_{x2} - Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})}$ $= \frac{E_{xQL}}{m[(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)) - [-Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})]]}$
Kondanser	$S_{\text{üret}} = \frac{Q_H}{T_H} + ms_2 - ms_1$ $S_{\text{üret}} = (m_k(s_2 - s_1) - m_{su}(s_3 - s_4))$	$E_{ex,yık} = [\dot{m}(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)) - [-Q_H(1 - \frac{T_0}{T_H})]]$ $E_{ex,yık} = T_0(m_k(s_2 - s_1) - m_{su}(s_3 - s_4))$	$\eta_{ex,kon} = \frac{Q_H(1 - \frac{T_0}{T_H})}{m[(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)) - [-Q_H(1 - \frac{T_0}{T_H})]]}$ $\eta_{ex,kon} = \frac{E_{xQH}}{E_{x1} - E_{x2}} = 1 - \frac{E_{xyık}}{E_{x1} - E_{x2}}$
Kısılma Vanası	$S_{\text{üret}} = m(s_2 - s_1)$	$E_{ex,yık} = T_0 S_{\text{üret}} = mT_0(s_2 - s_1)$ $E_{ex,yık} = E_g - E_c$	$\eta_{ex,kv} = 1 - \frac{E_{xyık}}{E_{x1} - E_{x2}} = 1 - \frac{E_{x1} - E_{x2}}{E_{x1} - E_{x2}}$ $\eta_{exkv} = 0$

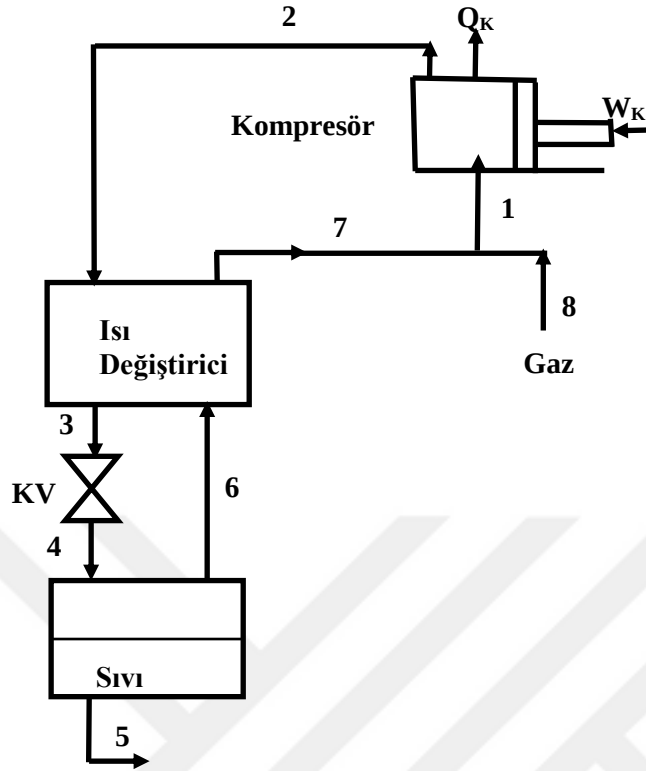
Linde – Hampson sistemi

Gazların sıvılaştırılması amacıyla kullanılan yöntemlerden biride Linde Hampson sistemidir. Tesisat çizimi ve T-s diyagramı gösterilen Linde–Hampson çevrimi aşağıda incelenmiştir.

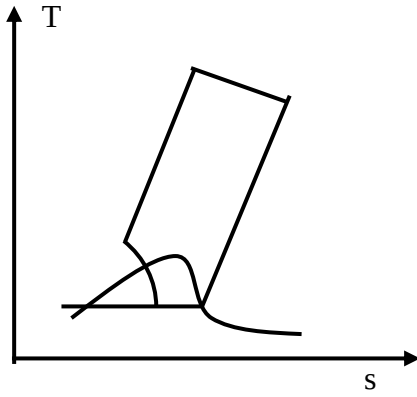
Bir önceki çevrimden kalan, gazın yoğunlaşmayan bölümü ile sisteme eklenen gaz karıştırılarak 2 halinde çok kademeli kompresöre gönderilir ve 3 haline sıkıştırılır. Ara-soğutma nedeniyle sıkıştırma sabit sıcaklık işlemine yaklaşır. Yüksek basınçlı gaz bir ısı değiştirici veya ayrı bir soğutma sistemi ile 4 haline soğutulur. Gaz ters akışlı bir ısı değiştiricide (rejeneratörde), bir önceki çevrimden kalan, gazın yoğunlaşmayan bölümü ile bir miktar daha soğutularak 5 haline gelir ve sonrasında doymuş sıvı-buhar karışımı olan 6 haline kısıılır. Sıvılaştırılmış gaz (7 hali) sistemden ayrılır, buhar (8 hali) ise rejeneratöre verilerek kısıılma vanasına doğru gelen yüksek basınçtaki gazı soğutur. Devamında çıkan gaz yeni eklenen gaz ile karışır ve çevrim sürekli akışlı bir sistemde tekrarlanır (Dinçer, & Kanoglu, 2010).

Gazların sıvılaştırılması için kullanılan bu ve diğer çevrimler gazların katılaştırılması

içinde kullanılabilir (Çengel, & Boles, 2012).



Şekil 12. Linde-Hampson kriyojenik çevrim şeması

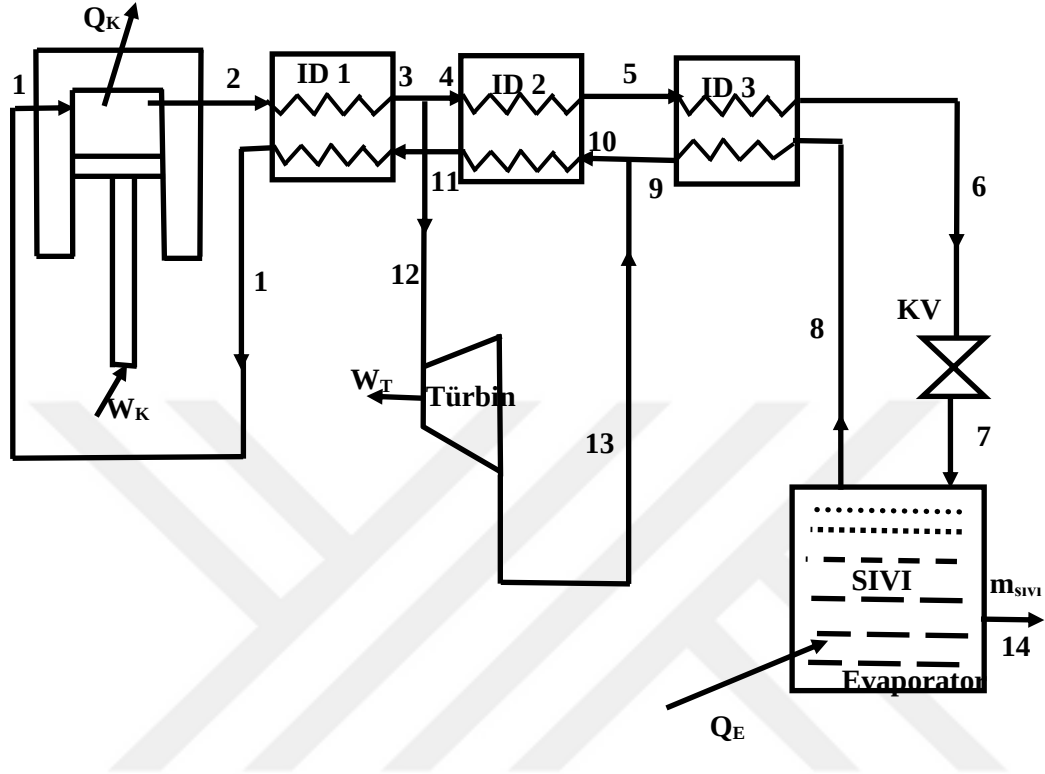


Şekil 13. Linde-Hampson kriyojenik çevrimin T-s diyagramı

Claude sistemi

Claude sistemi sıvılaştırma işlemlerinde kullanılan termodinamik bir çevrimdir.

Atmosfer basıncında ve çevre sıcaklığında 1 noktasından kompresöre girerek basınçlandırılarak su soğutmaya gönderilerek burada soğutulur.



Şekil 14. Claude kriyojenik çevrim şeması

Yaklaşık olarak soğutma suyu sıcaklığına düşürülen yüksek basınçlı hava 3 noktasında birinci ısı değişiricisine girer burada soğutulan havanın bir kısmı 4 numaralı adyabatik türbine girer (Dinçer, & Kanoglu, 2010).

Claude sisteminde genişleme valfi yerine türbin kullanılır. Türbin karşılıklı veya merkez kaç kuvveti uygulayarak çalışır. Böylece en azından teorik olarak entropi artışı engellenir. Claude sisteminde genişleme valfi genişleme ünitesindeki sıvı oluşmaması için tamamıyla devre dışı da bırakılamaz (Çengel, & Boles, 2012).

ÜÇÜNCÜ BÖLÜM

Bulgular ve Tartışma

Referans maddeler arasında kimyasal reaksiyonlar gerçekleşmediğinden dolayı sadece tam bir termodinamik denge mevcudiyetinden bahsedilir ve çevrenin toplam ekserjisi sıfırdır. Çevrenin verilen sıcaklık ve basıncı ve çevre içinde bulunan kimyasal elementlerin verilen ölçüleri için, çevreyi oluşturan kimyasal bileşenlerin kimyasal dengesi hesaplanabilir. Ekserji kuramsal yönden uygun bir çevre için değil, doğal çevrenin göz önüne alınan şartları için bir sistemden çıkan iş potansiyelini temsil etmektedir (Çengel, & Boles, 2012).

Referans hal olarak normal şartlar (25 °C 100 kPa) seçilir. Böylece su için $h_0 = 104.92$ kJ/kg ve $s_0 = 0.3672$ kJ/kgK, Propan için $h_0 = 630.43$ kJ/kg ve $s_0 = 2.8474$ kJ/kgK, Etan için $h_0 = 667$ kJ/kg ve $s_0 = 3.3984$ kJ/kgK ve Metan için $h_0 = 909.97$ kJ/kg ve $s_0 = 6.6813$ kJ/kgK alınmıştır.

Hesaplar sonucu elde edilen her bir akış hattına ait basınç, sıcaklık, kütle debisi, entalpi, entropi, enerji ve ekserji değerlerinin bir kısmı burada bir kısmı da EK-A kısmında tablolar halinde verilmiştir. Her bir durumun enerji dengesine bakılarak hesapların doğru olup olmadığı kontrol edilmiş ve tablolarda verilmiştir. Kritik önem taşıyan birinci kademe çevrimin kompresörünün çıkış basıncı yani P11 değiştirilerek, her bir durum için COP (Soğutma Tesir Katsayısı- STK) değerleri, kompresör işi (W_k), kondenserde atılan ısı enerjisi (Q_k), ekserji verimi, ekserji kayıpları ve diğer özellikler hesaplanmıştır. Üç kademeden oluşan çevrimin de her kademesi içinde yani her üç alt çevrim içinde COP (Soğutma Tesir Katsayısı- STK) değerleri, kompresör işi (W_k), kondenserde atılan ısı enerjisi (Q_k) ve ekserji verimi, ekserji kayıpları ve diğer özellikler hesaplanmıştır. Her bir alt çevrimin COP (Soğutma Tesir Katsayısı- STK) değerlerinin maksimum olduğu değerlere göre çevrimin çalışması durumuna göre elde edilen değerler lokal optimizasyon değerleri olduğu için lokal optimizasyonda yapılmıştır. Lokal optimumlar elde edilmiş ve burada tartışılmıştır. Global optimumlar aranmamış olup, termoekonomik analiz de yapılmamıştır. Doktora konusu olabilecek termodinamik global optimumlar, termoekonomik analiz ve termoekonomik optimizasyon konularına girilmemiştir. Kriyojenik soğutucular (cryo-cooler) yani sıvı azot, sıvı helyum gibi hazır sıvılarla yapılan kriyojenik soğutma işlemleri de konu dışı bırakılmıştır. Apayrı bir alan olan soğuk enerjiden güç elde edilmesi konusuna girilmemiştir.

İki Kademeli Buhar Sıkıştırma Kaskad Kriyojenik Çevrimin Bulgular ve Tartışması.

COP değeri soğutmada çekilen ısıya verilen işe oranı olduğundan ve çekilen ısı belli olduğundan burada verilen iş miktarı değiştirilerek COP değerinin değişimi incelenmiştir. Tablo 7’de doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_7=4590$ kPa) verilmiştir. Burada 2.alt çevrimin kısılma vanası çıkış basıncı belirli oranlarda düşürülerek hesaplamalar yapılmıştır. $P_7=4590$ kPa da kısılma vanası çıkış basıncı 80 kPa Sıcaklığı ise -88 °C alınıp basınç ve sıcaklık değerleri belirli oranlarda düşürülerek akış hatlarının maddesi, fazı, kütleli debisi, sıcaklığı, basıncı, entalpisi, entropisi, enerji ve ekserjisi elde edilen bu değerlerden hesaplanmıştır. Sıcaklık kondanser çıkış sıcaklığının yaklaşık 5°C aşağısı olacak şekilde düşürülmüştür. Yapılan işlemlerde basınç değeri $P_7=4590$ kPa da kısılma vanası çıkış basıncı 80 kPa dan $P_7=1200$ kPa da ise kısılma vanası çıkış basıncı 8 kPa ya kadar düşürülmüş olup gerekli tüm hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucu en optimum verinin kısılma vanası çıkış basıncının 30 kPa olduğu andaki durum olduğu gözlemlenmiştir.

Verilen iş miktarı kompresör yolu ile soğutucu akışkanın sıkıştırılmasında kullanıldığından sıkıştırma oranı değiştirilerek değişik çıkış basınçları için analiz yapılmıştır. 1. Alt çevrim 2. Alt çevrimden daha etkili olduğundan 1. Alt çevrimin kompresör çıkış basıncı değiştirilerek çalışma şartları incelenmiştir. Tablo 7’de doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_7=4590$ kPa) verilmiştir. $P_7=4590$ kPa ile hesaplamaya başlamanın sebebi Metanın bu basıncının kritik basınç olmasıdır. Kritik basınçtan başlanarak birinci kompresör basıncı önce 4000 kPa’ya düşürülmüş daha sonra 400’er kPa azaltılarak çevrimin performansı izlenmiştir. Kritik basınçta yapılan hesaplardan elde edilen akış hatlarının maddesi, fazı, kütleli debisi, sıcaklığı, basıncı, entalpisi, entropisi, enerji ve ekserjisi verilmiş olup elde edilen bu değerlerden Tablo 8’deki değerler hesaplanmıştır.

Tablo 8’de doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_7=4590$ kPa) verilmiştir. Ekserjisi en yüksek akış hattının ikinci kompresör çıkışı olduğu görülmektedir. Bunun sebebi hem birinci alt çevrimin kondanseri gelen ısı yükü hem de doğal gazın soğutulmasından gelen ısı yükü karşılamak için ikinci kompresörün yüksek kütleli debide çalışmasından dolayıdır. Çevrimden elde edilen sıcak su bölgesel ısıtmada, absorpsiyonlu soğutmada ya da endüstride kullanılabilir. Çevrimde ekserji kayıpları en çok kısılma vanalarında ortaya çıkmakta olup 8851.5 kW değerindedir.

İkinci sıradaki kayıplar ise kondanser-evaporator cihazında ortaya çıkmaktadır ki bu da 5036.1 kW değerindedir. Burada 1. Alt Çevrimi COP değeri (0.321) 2. Alt Çevrimin COP değerinden (0.465) daha düşüktür. 1. Alt Çevrimi COP değerinin düşük olması tüm çevrimin COP değerini (0.351) düşürmektedir. Çevrimden alınan ekserjinin verilen ekserjiye oranı olan ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.19 olmaktadır. Ekserji veriminin bu kadar düşük çıkması normaldir ve kriyojenik soğutmada ekserji verimi her zaman düşüktür. Literatürdeki değerlerle (% 20'ler civarında) uyumludur. İleride daha geniş tartışılmak üzere, COP değeri ile ekserji verimi birbirinden çok farklı kavramlardır.

Tablo 7. Doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=4590 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi KJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	58.74	15	200	63.213	0.225	-2450	36.8
2	Su	Sıvı	58.74	90	200	377.14	1.1928	15990	1523
3s	Etan	Gaz	35.50	136	3800	720.46	2.3481	1897.8	13014.5
3	Etan	Gaz	35.50	152	3800	759.9	2.4427	3297.9	13413.4
4	Etan	Sıvı	35.50	20	3800	201.03	0.733	-16543.3	11675.7
5	Etan	Sıvı	35.50	-88	80	201.03	1.155	-16543.3	7212.5
6	Etan	Gaz	35.50	-88	80	365.89	2.3176	-10690.3	750.1
7s	Metan	Gaz	9.25	60	4590	953.6	4.8678	403.6	5405
7	Metan	Gaz	9.25	79	4590	1002.8	5.0120	858.7	5462.4
8	Metan	Sıvı	9.25	-83	4590	368.91	2.3176	-5004.8	7029.8
9	Metan	Sıvı	9.25	-83	80	368.91	3.3900	-5004.8	4072.23
10	Metan	Gaz	9.25	-162	80	511.08	4.6954	-3689.7	1787
11	D.Gaz-Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.3	427.01
12	D.Gaz-Metan	Gaz	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.7	537.4
13	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.7	2115.8

Tablo 8. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₇=4590 kPa)

1. Alt Çevrim	$COP_1 = 0.321$ Enerji Dengesi $Q_{Kn1} \approx Q_{B1} + W_{K1S}$ $5408.4 \approx 1315.024 + 4093.3 = 5408.4$ $E_{KOM1kay} = 872.7 \text{ kW}$ $E_{EV1kay} = 706.8 \text{ kW}$	$W_{K1S} = 4093.3 \text{ kW}$ $Q_{K1} = 5408.4 \text{ kW}$ $E_{KON1ev2kay} = 4784.6 \text{ kW}$ $E_{TOP1kayıp} = 9321.7 \text{ kW}$	$W_{K1} = 4548.1 \text{ kW}$ $X_9 = 0.73$ $E_{KV1kay} = 2957.6 \text{ kW}$
2. Alt Çevrim	$COP_2 = 0.465$ Enerji Dengesi $Q_{Kn2} \approx Q_{B2} + W_{K2S}$ $18439.8 \approx 5852.8 + 12587.2 = 18439.8$ $E_{KOM2kay} = 1322.5 \text{ kW}$ $E_{TOP2kayıp} = 7467.9 \text{ kW}$	$W_{K2S} = 12587.2 \text{ kW}$ $Q_{K2} = 18439.8 \text{ kW}$ $E_{KON2kay} = 251.5 \text{ kW}$	$W_{K2} = 13985.8 \text{ kW}$ $X_5 = 0.680$ $E_{KV2kay} = 5893.9 \text{ kW}$
Tüm Çevrim	$COP_T = 0.351$ Enerji Dengesi $Q_{Knt} \approx Q_{Bt} + W_{KTOPS}$ $18439.8 \approx 16680.5 + 1759.424 = 18439.8$ $E_{KOMTkay} = 2195.2 \text{ kW}$ $E_{TOPTkayıp} = 16789.6 \text{ kW}$	$W_{KTOPS} = 16680.5 \text{ kW}$ $Q_{K2} = 18439.8 \text{ kW}$ $E_{KONTev1-2kay} = 5036.1 \text{ kW}$ $\eta_{T\text{Çev}, Ex} = 0.190$	$W_{KTOP} = 18533.9 \text{ kW}$ $COP_{T IP} = 1.105$ $E_{KVTkay} = 8851.5 \text{ kW}$

Tablo 9’da doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=4000 kPa) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı Metan gazının kritik basıncından bir defaya mahsus 590 kPa azaltılıp çıkış basıncı 4000 kPa alınmıştır. Bu duruma göre elde edilen akış hatlarını enerji ve ekserji değerleri verilmiştir.

Tablo 9’da doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 9’daki değerlerden enerji dengesi, COP, ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₇=4000 kPa) hesaplanarak verilmiştir. Toplam ekserji kayıpları yaklaşık %50 oranında azalmış olup COP_T değerinde ciddi bir artış meydana gelmemiştir. Toplam kompresör tüketimi %25 civarında azalmıştır. Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.223 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna (P₇=4590 kPa) göre ekserji verimi %17 civarında artmıştır.

Tablo 9. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=4000 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	46.86	15	200	63.213	0.225	-1954.5	29.4
2	Su	Sıvı	46.86	90	200	377.14	1.1928	12756.2	1215.9
3s	Etan	Gaz	28.32	136	3800	720.46	2.3481	1513.9	10382.3
3	Etan	Gaz	28.32	152	3800	760.8	2.4427	2656.4	10725.9
4	Etan	Sıvı	28.32	20	3800	201.03	0.733	-13198.3	9309.3
5	Etan	Sıvı	28.32	-95	70	201.03	1.241	-13198.3	5019.9
6	Etan	Gaz	28.32	-95	70	357.01	2.1171	-8780.3	2039.9
7s	Metan	Gaz	6.28	50	4000	934.31	4.8770	152.9	3531.2
7	Metan	Gaz	6.28	69	4000	981.3	5.0189	447.9	3560.6
8	Metan	Sıvı	6.28	-90	4000	301.60	1.971	-3819.1	4997.8
9	Metan	Sıvı	6.28	-162	80	301.60	2.772	-3819.1	3499.1
10	Metan	Gaz	6.28	-162	80	511.08	4.6954	-2504.1	1212.9
11	D.Gaz-Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
12	D.Gaz-Metan	Gaz	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
13	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.7	2115.8

Tablo 10. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₇=4000 kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 0.495 Enerji Dengesi 3973 ≈ 1315.024 + 2657.9 = 3973 E _{KOM1kay} = 605.5kW E _{EV1kay} = 707.8kW E _{TOP1kay} = 4244.4kW	W _{K1} = 2657.9kW Q _{K1} = 3973 kW Q _{Kn1} ≈ Q _{B1} + W _{K1} E _{KON1kay} = 1432.4kW	W _{K1} = 2953.2 kW X ₉ = 0.604 E _{KV1kay} = 1498.7kW
2. Çevrim	COP ₂ = 0.429 W _{K2} = 11436.6 kW Enerji Dengesi 14710.3 ≈ 4417.4 + 10292.9 = 14710.3 E _{KOM2kay} = 2750.6kW E _{TOP2kay} = 7270.1kW	W _{K2S} = 10292.9 kW Q _{K2} = 14710.3kW Q _{Kn2} ≈ Q _{B2} + W _{K2S} E _{KON2kay} = 230.1kW	Q _{K2} = 14710.3kW X ₅ = 0.687 KV2kay = 4289.4kW
Tüm Çevrim	COP _T = 0.341 Enerji Dengesi 14710.3 ≈ 12950.8 + 1759.424 = 14710.3 E _{KOMTkay} = 3356.1 kW E _{TOPTkay} = 11515.5 kW	W _{KTOPS} = 12950.8kW Q _{K2} = 14710.3kW Q _{Knt} ≈ Q _{Bt} + W _{KTOPS} E _{KONTev1-2kay} = 1662.5kW η _{Tçev, Ex} = 0.223	W _{KTOP} = 14389.8kW COP _{T IP} = 1.136 E _{KVTkay} = 5788.1kW

Tablo 11. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=3600 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	45.98	15	200	63.213	0.225	-1917.8	28.8
2	Su	Sıvı	45.98	90	200	377.14	1.1928	12516.7	1193.1
3s	Etan	Gaz	26.53	146	3800	745.06	2.4075	2070.9	9908.9
3	Etan	Gaz	26.53	163	3800	788.67	2.5093	3227.9	10260.6
4	Etan	Sıvı	26.53	20	3800	201.03	0.733	-12362.6	8720.9
5	Etan	Sıvı	26.53	-99	50	201.03	1.304	-12362.6	4204.4
6	Etan	Gaz	26.53	-99	50	352.56	2.1829	-8342.4	1272.5
7s	Metan	Gaz	5.63	40	3600	912.7	4.8609	15.4	3071
7	Metan	Gaz	5.63	58	3600	957.3	5.00	266.5	3088.7
8	Metan	Sıvı	5.63	-94	3600	277.58	1.846	-3561.4	4557.1
9	Metan	Sıvı	5.63	-162	80	277.58	2.551	-3561.5	3372.7
10	Metan	Gaz	5.63	-162	80	511.08	4.6954	-2246.5	1088.1
11	D.Gaz-Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
12	D.Gaz-Metan	Gaz	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
13	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.7	2115.8

Tablo 12. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₇=3600 kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 0.582 W _{K1S} =2261 kW Q _{K1} =3576.2kW Enerji Dengesi Q _{Kn1} ≈Q _{B1} +W _{K1S} 3576.2≈1315.024+2261=3576.2 E _{KOM1kay} =511.8kW E _{KON1kay} =1353.1kW E _{KV1kay} = 1184.4kW E _{EV1kay} =706.2kW E _{TOP1kayıp} =3755.5kW	W _{K1} =2512.4kW X ₉ =0.557
2. Çevrim	COP ₂ = 0.386 W _{K2S} =10413kW Q _{K2} = 14433kW Enerji Dengesi Q _{Kn2} ≈Q _{B2} +W _{K2S} 14433≈4020.6+10413=14433 E _{KOM2kay} =2581.9kW E _{KON2kay} =375.4kW E _{KV2kay} =4516.5kW E _{TOP2kayıp} =7473.8kW	W _{K2} =11570 kW X ₅ =0.704
Tüm Çevrim	COP _T = 0.317 W _{KTOPS} =12674kW Q _{K2} =14433kW Enerji Dengesi Q _{Knt} ≈Q _{Bt} +W _{KTOP} 14433≈12674+1759.424=14433 E _{KOMTkay} = 3093.7kW E _{KONTev1-2kay} =1728.5kW E _{KVTkay} = 5700.9kW E _{TOPTkayıp} =11229.3kW η _{Tçev, Ex} =0.226	W _{KTOP} =14082kW COP _{T IP} =1.139

Tablo 11’de doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=3600 kPa) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre 400 kPa azaltılıp çıkış basıncı 3600 kPa alınmıştır. Tablo14’de doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 11’deki değerlerden enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₇=3600 kPa) hesaplanarak verilmiştir. Ayrıca burada 2. Alt çevrimdeki sıvı etanın kısılma vanasında çıkış basıncı 50 kPa’ya düşürülmüştür.

Toplam ekserji kayıpları $P_7=4000$ kPa'daki duruma göre burada da yaklaşık %3 oranında azalmış olup COP_T değerinde %2 civarında bir düşüş meydana gelmiştir. Toplam kompresör tüketimi de %2 civarında azalmıştır. Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.226 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna ($P_7=4000$ kPa) göre ekserji verimi %1 civarında artmıştır.

Tablo 13'te doğal gazın $20^{\circ}C$ ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_7=3200$ kPa) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre 400 kPa azaltılıp çıkış basıncı 3200 kPa alınmıştır. Ayrıca burada 2. Alt çevrimdeki sıvı etanın kısılma vanasında çıkış basıncı 50 kPa'ya düşürülmüştür. Tablo 15'te doğal gazın $20^{\circ}C$ ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 13'teki değerlerden enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_7=3200$ kPa) hesaplanarak verilmiştir.

Tablo 13. Doğal gazın $20^{\circ}C$ ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_7=3200$ kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık $^{\circ}C$	Basınc kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	45.27	15	200	63.213	0.225	-1888.1	28.3
2	Su	Sıvı	45.27	90	200	377.14	1.1928	12323.4	1174.7
3s	Etan	Gaz	25.75	149	3800	752.94	2.4262	2212.9	9675.4
3	Etan	Gaz	25.75	167	3800	797.6	2.5299	3362.9	10030.7
4	Etan	Sıvı	25.75	20	3800	201.03	0.733	-11998.7	8468.3
5	Etan	Sıvı	25.75	-100	50	201.03	1.304	-11998.7	4080.7
6	Etan	Gaz	25.75	-100	50	351.29	2.1756	-8129.5	1258.4
7s	Metan	Gaz	5.55	30	3200	891.25	4.8495	-103.9	2927.2
7	Metan	Gaz	5.55	47	3200	933.5	4.9827	130.6	2941.3
8	Metan	Sıvı	5.55	-95	3200	273.98	1.834	-3527.33	4491.2
9	Metan	Sıvı	5.55	-162	80	273.98	2.518	-3527.33	3359.4
10	Metan	Gaz	5.55	-162	80	511.08	4.6954	-2212.32	1072.3
11	D.Gaz-Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
12	D.Gaz-Metan	Gaz	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
13	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.74	2115.8

Toplam ekserji kayıpları $P_7=3600$ kPa'daki duruma göre burada da yaklaşık %2 oranında azalmış olup COP_T değerinde % 0.6 civarında bir düşüş meydana gelmiştir. Toplam kompresör tüketimi de %2 civarında azalmıştır. Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.229 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna ($P_7=3600$ kPa) göre ekserji verimi %1 civarında artmıştır.

Tablo 14. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₇=3200 kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 0.623 W _{K1S} =2109.9kW Q _{K1} =3424.9kW W _{K1} =2344.3kW Enerji Dengesi Q _{Kn1} ≈Q _{B1} +W _{K1S} 3424.9≈1315.024+2109.9=3424.9 E _{KOM1kay} =475.3kW E _{KON1ev2kay} =1162kW E _{KV1kay} =1131.8kW E _{EV1kay} =708.7kW E _{TOP1kayıp} =3477.8kW
2. Çevrim	COP ₂ = 0.374 W _{K2S} =10342.5kW Q _{K2} =14211.7 kW W _{K2} =11491.7kW Enerji Dengesi Q _{Kn2} ≈Q _{B2} +W _{K2S} 14211.7≈3869.4+10342.5=14211.7 E _{KOM2kay} =2719.4kW E _{KON2kay} =416kW E _{KV2kay} =4387.6kW E _{TOP2kayıp} = 7523kW
Tüm Çevrim	COP _T = 0.311 W _{KTOPS} =12452.4 kW Q _{K2} =14211.7kW W _{KTOP} =13836kW Enerji Dengesi Q _{Knt} ≈Q _{Bt} +W _{KTOPS} 14211.7≈12452.4+1759.424=14211.7 E _{KOMTkay} =3194.7kW E _{KONTEv1-2kay} =1578kW E _{KVTkay} = 5519.4kW E _{TOPTkayıp} =11000.8kW $\eta_{T\text{Çev}, Ex}$ = 0.229

Tablo 15. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=2800 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	45.75	15	200	63.213	0.225	-1908.2	28.7
2	Su	Sıvı	45.75	90	200	377.14	1.1928	12454	1187
3s	Etan	Gaz	25.89	150	3800	755.83	2.4330	2299.8	9751.8
3	Etan	Gaz	25.89	168	3800	801.3	2.5358	3477	10135.5
4	Etan	Sıvı	25.89	20	3800	201.03	0.733	-12062.5	8513.3
5	Etan	Sıvı	25.89	-104	40	201.03	1.347	-12062.5	3771
6	Etan	Gaz	25.89	-104	40	346.54	2.2085	-8295.7	888
7s	Metan	Gaz	5.02	20	2800	871.04	4.8474	-195.4	2549.4
7	Metan	Gaz	5.02	36	2800	911.04	4.9806	5.37	2550.8
8	Metan	Sıvı	5.02	-99	2800	249.24	1.7174	-3318.318	4114.5
9	Metan	Sıvı	5.02	-162	80	249.24	2.291	-3318.318	3254.2
10	Metan	Gaz	5.02	-162	80	511.08	4.6954	-2003.305	970.3
11	D.Gaz-Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
12	D.Gaz-Metan	Gaz	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
13	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.744	2115.8

Tablo 15'te doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=28000 kPa) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre 400 kPa azaltılıp çıkış basıncı 2800 kPa alınmıştır. Ayrıca burada 2. Alt çevrimdeki sıvı etanın kısılma vanasında çıkış basıncı 40 kPa'ya düşürülmüştür. Tablo 19'da doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 15'teki değerlerden enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₇=2800 kPa) hesaplanarak verilmiştir.

Toplam ekserji kayıpları $P_7=3200$ kPa'daki duruma göre burada da yaklaşık %1.5 oranında artmış olup COP_T değerinde % 0.3 civarında bir düşüş meydana gelmiştir. Toplam kompresör tüketimi de %1 civarında artmıştır. Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.227 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna ($P_7=3200$ kPa) göre ekserji verimi hemen hemen aynı kalmıştır.

Tablo 16. Doğal gazın 20^0C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_7=2800$ kPa)

1. Çevrim	$COP_1 = 0.655$ Enerji Dengesi $Q_{K1} \approx Q_{B1} + W_{K1S}$ $3322.8 \approx 1315.024 + 2007.8 = 3322.8$ $E_{KOM1kay} = 650.4kW$ $E_{EV1kay} = 705.5kW$ $E_{TOP1kayıp} = 3425.1kW$	$W_{K1S} = 2007.8kW$ $Q_{K1} = 3322.8kW$	$W_{K1} = 2230.9kW$ $X_9 = 0.502$ $E_{KV1kay} = 860.3kW$
2. Çevrim	$COP_2 = 0.356$ Enerji Dengesi $Q_{K2} \approx Q_{B2} + W_{K2S}$ $14363.7 \approx 3767.2 + 10596.5 = 14363.7$ $E_{KOM2kay} = 2526.4kW$ $E_{TOP2kayıp} = 7732.6kW$	$W_{K2S} = 10596.5kW$ $Q_{K2} = 14363.7kW$	$W_{K2} = 11773.9kW$ $X_5 = 0.715$ $E_{KV2kay} = 4742.3kW$
Tüm Çevrim	$COP_T = 0.299$ Enerji Dengesi $Q_{Knt} \approx Q_{Bt} + W_{KTOPS}$ $14363.7 \approx 1264.3 + 1759.424 = 14363.7$ $E_{KOMTkay} = 3176.8kW$ $E_{TOPTkayıp} = 11157.7kW$	$W_{KTOPS} = 12604.3kW$ $Q_{K2} = 14363.7kW$ $E_{KONev1-2Tkay} = 1672.8kW$ $\eta_{Tçev, Ex} = 0.227$	$W_{KTOP} = 14004.8kW$ $COP_{TIP} = 1.136$ $E_{KVTkay} = 5602.6kW$

Tablo 17'de doğal gazın 20^0C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_7=24000$ kPa) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre 400 kPa azaltılıp çıkış basıncı 2400 kPa alınmıştır. Ayrıca burada 2. Alt çevrimdeki sıvı etanın kısılma vanasında çıkış basıncı 30 kPa'ya düşürülmüştür. Tablo 21'de doğal gazın 20^0C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 17'teki değerlerden enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_7=2400$ kPa) hesaplanarak verilmiştir. Toplam ekserji kayıpları $P_7=2800$ kPa'daki duruma göre burada da yaklaşık %6 oranında azalmış olup COP_T değerinde % 6 civarında bir düşüş meydana gelmiştir. Toplam kompresör tüketimi de %5 civarında azalmıştır. Toplam kompresör tüketimi de %1.5 civarında artmıştır. Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.235 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna ($P_7=2800$ kPa) göre ekserji verimi %2.5 civarında artmıştır.

Tablo 19'da doğal gazın 20^0C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_7=2000$ kPa) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre 400 kPa azaltılıp çıkış basıncı 2000 kPa alınmıştır. Ayrıca burada 2. Alt çevrimdeki sıvı etanın kısılma vanasında çıkış basıncı 20 kPa'ya düşürülmüştür.

Tablo 17. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=2400 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	43.73	15	200	63.213	0.225	-1825.3	27.4
2	Su	Sıvı	43.73	90	200	377.14	1.1928	11904.2	1134.7
3s	Etan	Gaz	23.82	159	3800	777.39	2.4835	2629.5	9127
3	Etan	Gaz	23.82	178	3800	825.9	2.5948	3784.9	9492.1
4	Etan	Sıvı	23.82	20	3800	201.03	0.733	-11099.4	7833.7
5	Etan	Sıvı	23.82	-108	30	201.03	1.404	-11099.4	5195.3
6	Etan	Gaz	23.82	-108	30	341.19	2.2549	-7760.8	360.3
7s	Metan	Gaz	4.62	10	2400	852.87	4.8603	-263.8	2244.5
7	Metan	Gaz	4.62	27	2400	890.9	4.9901	-88.1	2241.5
8	Metan	Sıvı	4.62	-104	2400	226.71	1.577	-3159.59	3877.5
9	Metan	Sıvı	4.62	-162	80	226.71	2.086	-3159.59	3173.2
10	Metan	Gaz	4.62	-162	80	511.08	4.6954	-1844.59	893.4
11	D.Gaz-Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
12	D.Gaz-Metan	Gaz	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
13	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.744	2115.8

Tablo 18. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₇=2400 kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 0.833 Enerji Dengesi 2894.1 ≈ 1315.024 + 1579.1 = 2894.1 E _{KOM1kay} = 406.5kW E _{EV1kay} = 701.4kW E _{TOP1kayıp} = 4900.8kW	W _{K1S} = 1579.1 kW Q _{Kn1} ≈ Q _{B1} + W _{K1S} E _{KON1kay} = 3088.6kW	Q _{K1} = 2894.1kW	W _{K1} = 1754.6kW X ₉ = 0.459 E _{KV1kay} = 704.3kW
2. Çevrim	COP ₂ = 0.321 Enerji Dengesi 13728.8 ≈ 3338.5 + 10390.3 = 13728.8 E _{KOM2kay} = 2413kW E _{TOP2kayıp} = 5602.5kW	W _{K2S} = 10390.3 kW Q _{Kn2} ≈ Q _{B2} + W _{K2S} E _{KON2kay} = 551.1kW	Q _{K2} = 13728.8kW	W _{K2} = 11544.8 kW X ₅ = 0.727 E _{KV2kay} = 2638.4kW
Tüm Çevrim	COP _T = 0.279 Enerji Dengesi 13728.8 ≈ 11969.4 + 1759.4 = 13728.8 E _{KOMTkay} = 2819.5kW E _{TOPTkayıp} = 10503.3kW	W _{KTOPS} = 11969.4 kW Q _{Knt} ≈ Q _{Bt} + W _{KTOPS} E _{KONev1-2Tkay} = 3639.7kW η _{Tçev, Ex} = 0.235	Q _{K2} = 13728.8kW	W _{KTOP} = 13299kW COP _{T IP} = 1.147 E _{KVTkay} = 3342.7kW

Tablo 20’de doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 19’deki değerlerden enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₇=2000 kPa) hesaplanarak verilmiştir. Toplam ekserji kayıpları P₇=2400 kPa’daki duruma göre burada da yaklaşık %2 oranında artmış olup COP_T değerinde % 7 civarında bir düşüş meydana gelmiştir. Toplam kompresör tüketimi de %1.5 civarında artmıştır.

Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.232 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna ($P_7=2400$ kPa) göre ekserji verimi %1 civarında azalmıştır.

Tablo 19. Doğal gazın 20^0C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_7=2000$ kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık ^0C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	44.54	15	200	63.213	0.22456	-1857.8	27.9
2	Su	Sıvı	44.54	90	200	377.14	1.1928	12124.7	1155.7
3s	Etan	Gaz	23.02	171	3800	808.41	2.5542	3255.3	9049.4
3	Etan	Gaz	23.02	191	3800	860.9	2.6682	4463.6	9475.2
4	Etan	Sıvı	23.02	20	3800	201.03	0.733	-10727.3	7567.1
5	Etan	Sıvı	23.02	-113	20	201.03	1.485	-10727.3	2405.8
6	Etan	Gaz	23.02	-113	20	335.70	2.3321	-7626.5	-308.1
7s	Metan	Gaz	4.34	-5	2000	820.06	4.8310	-390.2	2004
7	Metan	Gaz	4.34	10	2000	854.4	4.9602	-241.2	1985.9
8	Metan	Sıvı	4.34	-108	2000	207.95	1.4726	-3045.50	3691.6
9	Metan	Sıvı	4.34	-162	80	207.95	1.912	-3045.50	3124.57
10	Metan	Gaz	4.34	-162	80	511.08	4.6954	-1730.47	838.2
11	D.Gaz-Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
12	D.Gaz-Metan	Gaz	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
13	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-	2115.8
								1787.744	

Tablo 20. Doğal gazın 20^0C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_7=2000$ kPa)

1. Çevrim	$COP_1 = 0.981$ Enerji Dengesi $Q_{K1} \approx Q_{B1} + W_{K1S}$ $2655.9 \approx 1315.024 + 1340.9 = 2655.9$ $E_{KOM1kay} = 342.2$ kW $E_{EV1kay} = 707.9$ kW $E_{TOP1kay} = 2514.9$ kW	$W_{K1S} = 1340.9$ kW $Q_{K1} = 2655.9$ kW $E_{KON1kay} = 897.8$ kW	$W_{K1} = 1489.9$ kW $X_9 = 0.422$ $E_{KV1kay} = 567$ kW
2. Çevrim	$COP_2 = 0.285$ Enerji Dengesi $Q_{K2} \approx Q_{B2} + W_{K2S}$ $13982.1 \approx 3100.3 + 10881.8 = 13982.1$ $E_{KOM2kay} = 2307.6$ kW $E_{TOP2kay} = 8249.2$ kW	$W_{K2S} = 10881.8$ kW $Q_{K2} = 13982.1$ kW $E_{KON2kay} = 780.3$ kW	$W_{K2} = 12090.9$ kW $X_5 = 0.744$ $E_{KV2kay} = 5161.3$ kW
Tüm Çevrim	$COP_T = 0.254$ Enerji Dengesi $Q_{Knt} \approx Q_{Bt} + W_{KTOPS}$ $13982.1 \approx 12222.7 + 1759.424 = 13982.1$ $E_{KOMTkay} = 2649.8$ kW $E_{TOPTkay} = 10764.1$ kW	$W_{KTOPS} = 12222.7$ kW $Q_{K2} = 13982.1$ kW $E_{KONTkay} = 1678.1$ kW $\eta_{Tçev, Ex} = 0.232$	$W_{KTOP} = 13580.8$ kW $COP_{T IP} = 1.136$ $E_{KVTkay} = 5728.3$ kW

Tablo 21’de doğal gazın 20^0C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_7=1600$ kPa) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre 400 kPa azaltılıp çıkış basıncı 1600 kPa alınmıştır. Ayrıca burada 2. Alt çevrimdeki sıvı etanın kısılma vanasında çıkış basıncı 10 kPa’ya düşürülmüştür.

Tablo 21. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=1600 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi KJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	48.37	15	200	63.213	0.22456	-2017.5	30.4
2	Su	Sıvı	48.37	90	200	377.14	1.1928	13167.3	1255
3s	Etan	Gaz	22.68	195	3800	870.50	2.6903	4615.4	9403.6
3	Etan	Gaz	22.68	218	3800	930.8	2.8153	5982.9	9925.9
4	Etan	Sıvı	22.68	20	3800	201.03	0.733	-10569.6	7455.4
5	Etan	Sıvı	22.68	-119	10	201.03	1.630	-10569.6	1389.8
6	Etan	Gaz	22.68	-119	10	328.20	2.4748	-7685	-1438.6
7s	Metan	Gaz	3.98	-19	1600	793.77	4.8402	-462.5	1722.2
7	Metan	Gaz	3.98	-5	1600	825.2	4.9634	-337.4	1701.1
8	Metan	Sıvı	3.98	-114	1600	181.04	1.3141	-2904.349	3471.6
9	Metan	Sıvı	3.98	-162	80	181.04	1.664	-2904.349	3052.6
10	Metan	Gaz	3.98	-162	80	511.08	4.6954	-1589.337	769.8
11	D.Gaz-Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
12	D.Gaz-Metan	Gaz	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
13	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.744	2115.8

Tablo 22. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₇=1600 kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 1.169	W _{K1S} =1125 kW	Q _{K1} =2440kW	W _{K1} =1250kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn1} ≈Q _{B1} +W _{K1S}		X ₉ =0.370
	2440≈1315.024+1125=2440			
	E _{KOM1kay} =318.7 kW	E _{KON1kay} =947.5kW		E _{KV1kay} =419 kW
	E _{EV1kay} =704.4kW			
	E _{TOP1kayıp} = 2389.6kW			
2. Çevrim	COP ₂ = 0.235	W _{K2S} =12299kW	Q _{K2} =15183.6kW	W _{K2} =13665.6kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn2} ≈Q _{B2} +W _{K2S}		X ₅ =0.769
	15183.6≈2884.5+12299=15183.6			
	E _{KOM2kay} =2823.4kW	E _{KON2kay} =1245.9kW		E _{KV2kay} =6065.6kW
	E _{TOP2kayıp} =10134.9kW			
Tüm Çevrim	COP _T = 0.215	W _{KTOPS} =13424kW	Q _{K2} =15183.6kW	W _{KTOP} =14915.6kW
	Enerji Dengesi	Q _{Knt} ≈Q _{Bt} +W _{KTOPS}		COP _T IP=1.131
	15183.6≈13424+1759.424=15183.6			
	E _{KOMTkay} =3142.1kW	E _{KONTkay} = 2193.4kW		E _{KVTkay} =6484.6kW
	E _{TOPTkayıp} = 12524.5kW	η _{Tçev, Ex} =0.218		

Tablo 22’de doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 21’deki değerlerden enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₇=1600 kPa) hesaplanarak verilmiştir. Toplam ekserji kayıpları P₇=2000 kPa’daki duruma göre burada da yaklaşık %18 oranında artmış olup COP_T değerinde % 15 civarında bir düşüş meydana gelmiştir. Toplam kompresör tüketimi de %10 civarında artmıştır.

Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.218 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna ($P_7=2000$ kPa) göre ekserji verimi % 6 civarında azalmıştır.

Tablo 23. Doğal gazın 20^0C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_7=1200$ kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık ^0C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	48.14	15	200	63.213	0.22456	-2007.9	30.2
2	Su	Sıvı	48.14	90	200	377.14	1.1928	13104.7	1250.7
3s	Etan	Gaz	22.16	200	3800	882.99	2.7168	4786.3	9289.7
3	Etan	Gaz	22.16	223	3800	945.49	2.8432	6171.3	9839.6
4	Etan	Sıvı	22.16	20	3800	201.03	0.733	-10325.7	7284.2
5	Etan	Sıvı	22.16	-125	8	201.03	1.739	-13032.9	637.8
6	Etan	Gaz	22.16	-125	8	320.49	2.4852	-7678.7	-1645.2
7s	Metan	Gaz	3.62	-38	1200	756.31	4.829	-556.3	1442.9
7	Metan	Gaz	3.62	-26	1200	783.56	4.9414	-457.6	1420.3
8	Metan	Sıvı	3.62	-122	1200	147.36	1.1045	-2757.2	3258.4
9	Metan	Sıvı	3.62	-162	80	147.36	1.3573	-2757.2	2985.6
10	Metan	Gaz	3.62	-162	80	511.08	4.6954	-1442.2	698.5
11	D.Gaz-Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
12	D.Gaz-Metan	Gaz	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
13	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.7	2115.8

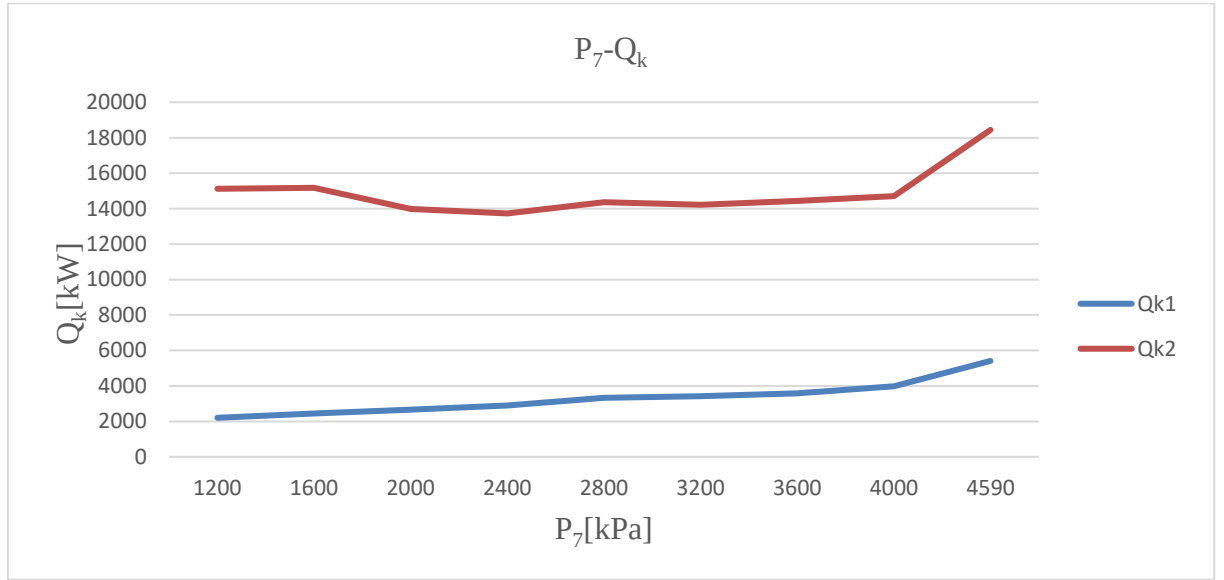
Tablo 24. Doğal gazın 20^0C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_7=1200$ kPa)

1. Çevrim	$COP_1 = 1.48$ Enerji Dengesi $Q_{K1} \approx Q_{B1} + W_{K1S}$ $2202.8 \approx 1315.024 + 887.7 = 2202.8$ $E_{KOM1kay} = 264.5kW$ $E_{EV1kay} = 708.7kW$ $E_{TOP1kay} = 1680.5kW$	$W_{K1S} = 887.7kW$ $Q_{K1} = 2202.8kW$ $E_{KON1ev2kay} = 334.5kW$	$W_{K1} = 986.3kW$ $X_9 = 0.305$ $E_{KV1kay} = 272.8kW$
2. Çevrim	$COP_2 = 0.212$ Enerji Dengesi $Q_{K2} \approx Q_{B2} + W_{K2S}$ $15112.2 \approx 2647.2 + 12465 = 15112.2$ $E_{KOM2kay} = 2365.2kW$ $E_{TOP2kay} = 10346.5kW$	$W_{K2S} = 12465kW$ $Q_{K2} = 15112.2kW$ $E_{KON2kay} = 1334.9kW$	$W_{K2} = 13850kW$ $X_5 = 0.785$ $E_{KV2kay} = 6646.4kW$
Tüm Çevrim	$COP_T = 0.198$ Enerji Dengesi $Q_{Knt} \approx Q_{Bt} + W_{KTOPS}$ $15112.2 \approx 13352.7 + 1759.424 = 15112.2$ $E_{KOMTkay} = 2629.7kW$ $E_{TOPTkay} = 12027kW$	$W_{KTOPS} = 13352.7kW$ $Q_{K2} = 15112.2kW$ $E_{KONev1-2Tkay} = 1669.4kW$ $\Pi_{Tçev, Ex} = 0.219$	$W_{KTOP} = 14836.3kW$ $COP_{TIP} = 1.131$ $E_{KVTkay} = 6919.2kW$

Tablo 23'te doğal gazın 20^0C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_7=1200$ kPa) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre 400 kPa azaltılıp çıkış basıncı 1200 kPa alınmıştır. Ayrıca burada 2. Alt çevrimdeki sıvı etanın kısılma vanasında çıkış basıncı 8 kPa'ya düşürülmüştür.

Tablo 24’te doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 23’deki değerlerden enerji dengesi, COP, ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_7=1600$ kPa) hesaplanarak verilmiştir. Toplam ekserji kayıpları $P_7=1600$ kPa’daki duruma göre burada da yaklaşık %4 oranında azalmış olup COP_T değerinde % 10 civarında bir düşüş meydana gelmiştir. Toplam kompresör tüketimi de %0.6 civarında azalmıştır. Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.219 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna ($P_7=1600$ kPa) göre ekserji verimi % 0.5 civarında artmıştır.

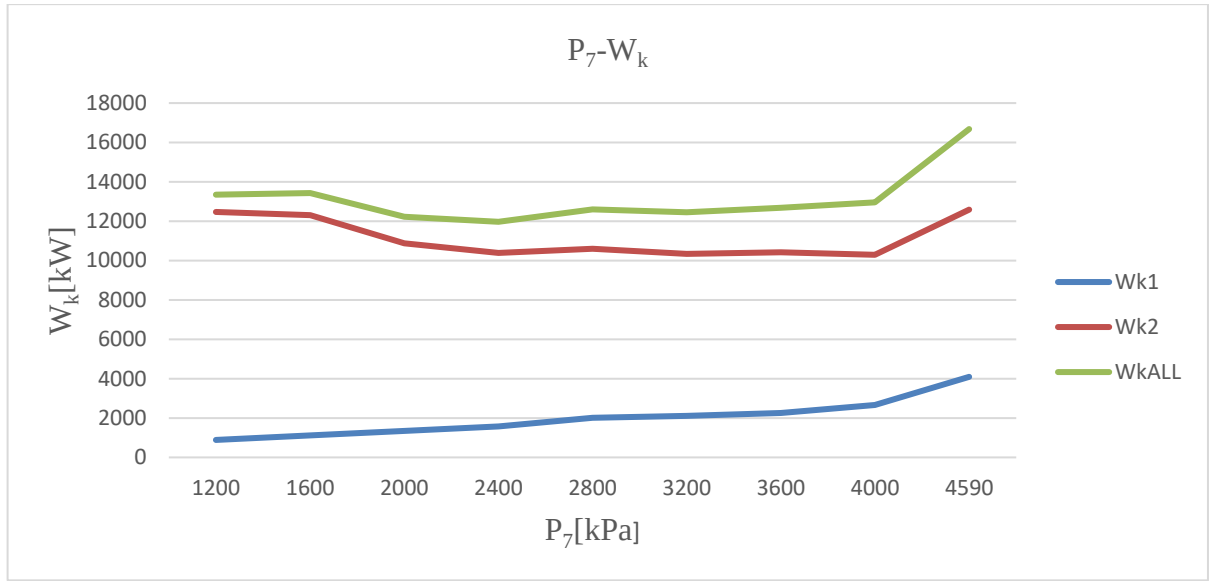
Buhar sıkıştırırmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin **birinci** kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen Q_{k1} , Q_{k2} , kondenser güç eğrileri Şekil 15’de verilmiştir.



Şekil 15. Buhar sıkıştırırmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin **birinci** kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen Q_{k1} , Q_{k2} , kondenser güç eğrileri

Şekil 15’de görüldüğü gibi birinci kademe kompresörünün yüksek basınçlarda çalıştırılması tüm çevrimi oluşturan alt çevrimlerin kondenserinden atılan ısı miktarını artırmaktadır. İkinci kademenin kondenserinden atılan ısı miktarını da artırmaktadır. Burada da üç kademeli çevrimdeki sonuçların benzeri sonuçlar elde edilmiştir.

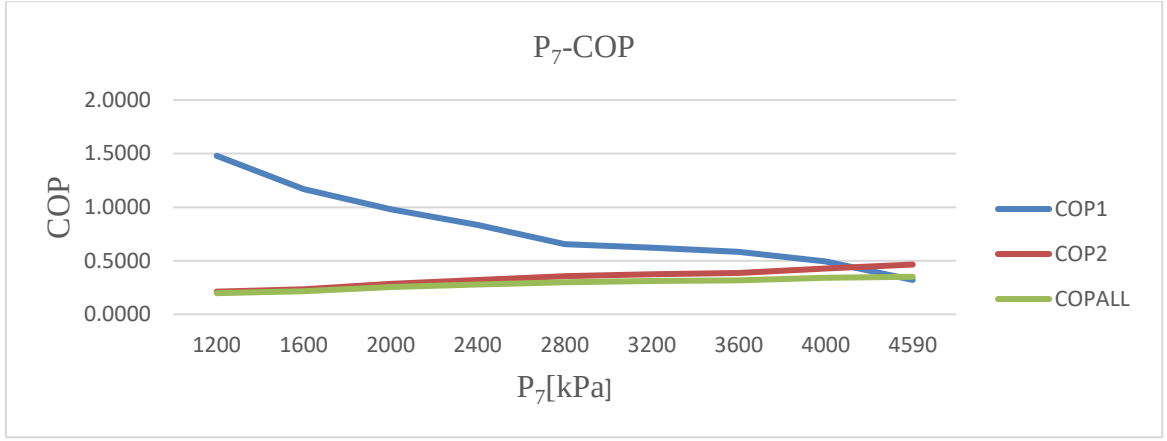
Buhar sıkıştırırmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin **birinci** kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen W_{k1} , W_{k2} , güçleri ve tüm çevrimin toplam kompresör $W_{ktüm}$ güç eğrileri Şekil 16 ‘da verilmiştir.



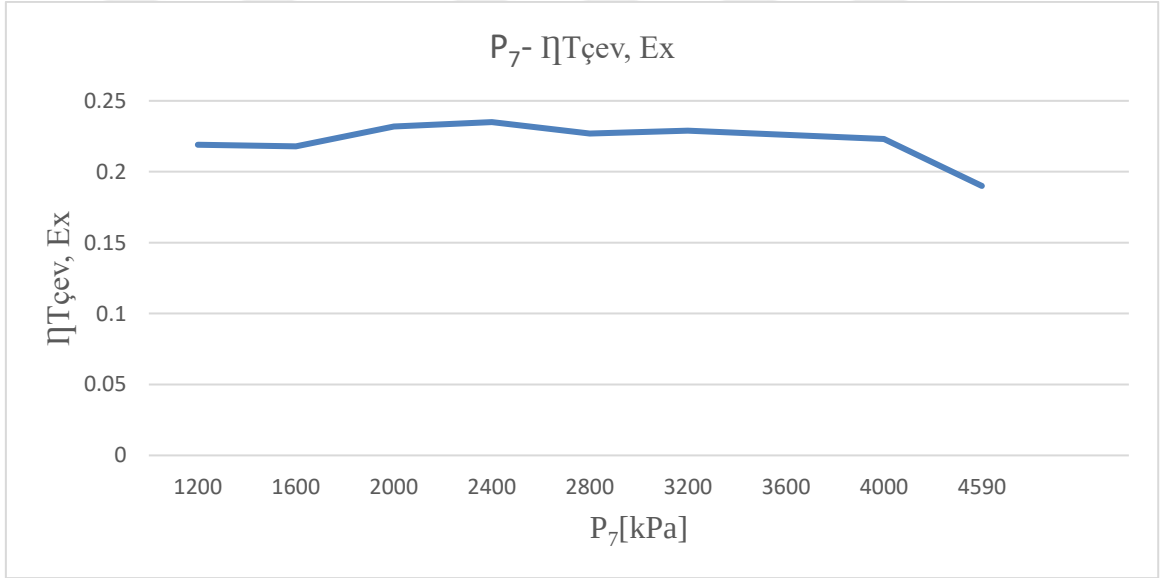
Şekil 16. Buhar sıkıştırırmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen W_{k1} , W_{k2} , güçleri ve tüm çevrimin toplam kompresör $W_{ktüm}$ güç eğrileri

Şekil 16'da görüldüğü gibi birinci kademe kompresörünün yüksek basınçlarda çalıştırılması alt çevrimlerin ve bu sebepten tüm çevrimin harcanan iş miktarını artırmaktadır. Bu yüzden buhar sıkıştırırmalı kaskad çevrimlerin iş tüketimini azaltmak ve verimini artırmak için düşük basınçlarda çalışılmalı ve kısılma vanası yerine uygun bir türbin kullanılarak elde edilen iş ile kompresör işi azaltılmalıdır. İkinci kademe kompresörünün 2400 kPa civarında çalıştırılmasının en optimum çalışma basıncı oldu da görülmektedir.

Buhar sıkıştırırmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen COP1, COP2 ve tüm çevrimin COPall eğrileri şekil 17'te verilmiştir. Birinci kademe kompresörünün basıncı yükseldikçe COP değeri hızla düşmekte ancak ikinci kademe kompresörünün basıncı yükseldikçe COP değeri artmaktadır. Tüm çevrimin COP değeri birinci kademe kompresörünün basıncı yükseldikçe artmaktadır. Bu artış 0.2'den 0.35'e kadar (%75 artış) yükselmektedir.

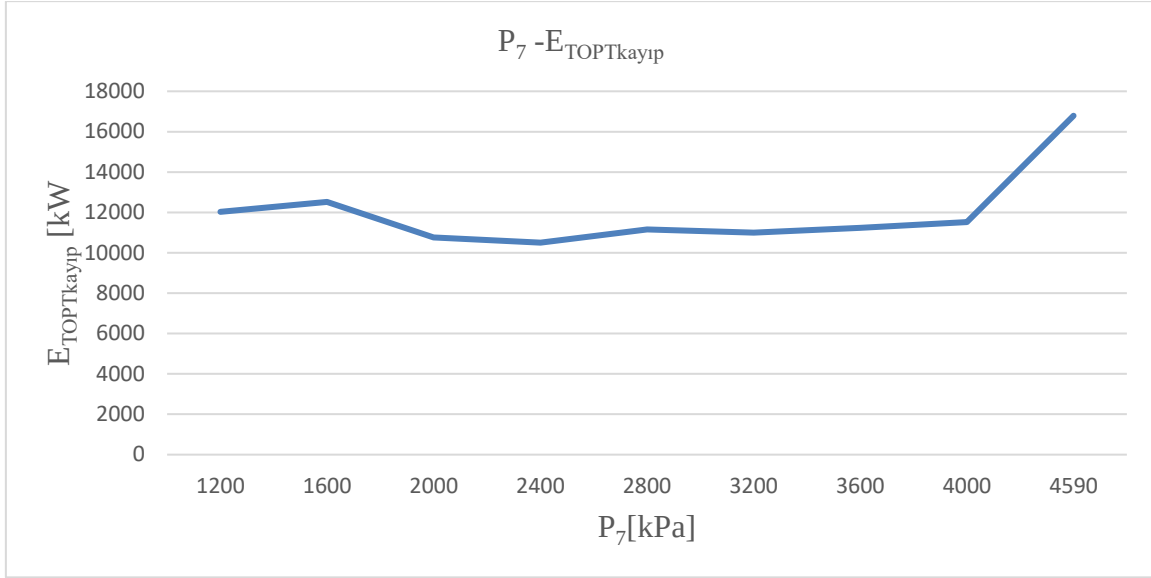


Şekil 17. Buhar sıkıştırırmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen COP1, COP2 ve tüm çevrimin COPall eğrileri



Şekil 18. Buhar sıkıştırırmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen tüm çevrimin ekserji verimi eğrileri

Şekil 18’de buhar sıkıştırırmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen tüm çevrimin ekserji verimi eğrisi elde edilmiştir. Ekserji veriminin birinci kademe kompresörünün çıkış basıncını 2400 ile 2800 kPa arasında olduğu değerlerde maksimum olduğu diğer basınçlarda düştüğü görülmektedir. En düşük ekserji verimi kritik basınca yakın basınçlarda ortaya çıkmaktadır.



Şekil 19. Buhar sıkıştırırmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen tüm çevrimin ekserji kayıpları eğrileri

Şekil 19’da buhar sıkıştırırmalı iki kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen tüm çevrimin ekserji kayıpları eğrisi elde edilmiştir. Ekserji kayıplarının en az olduğu birinci kademe kompresörü çalışma basıncı 2000 ile 2800 kPa arasında olduğu görülmektedir.

Şekil 16, Şekil 17 Şekil 18 ve Şekil 19’un, beraber yorumlanması durumunda Şekil 16’dan istenen kriyojenik soğutma için minimum toplam işin $P_7=2400$ kPa civarında elde edildiği görülmektedir. Burada 2. Alt kademe basıncı $P_5=30$ kPa alınmıştır. Şekil 17’den en iyi COP değerinin kritik basınca yakın yerde 0.35 bulunduğu görülmekte ise de $P_7=2400$ ile 2800 kPa arasında da COP değeri 0.30 olduğu görülmüştür. Şekil 18’den maksimum ekserji veriminin $P_7=2400$ kPa civarında elde edildiği (0.235) görülmektedir. Şekil 19’dan ise minimum ekserji kaybının $P_7=2000$ ile 2800 kPa arasında elde edildiği (10500 kW civarında) görülmektedir. Kompresöre verilen işin değerli, kondenserden alınan ısı enerjisinin daha az değerli olduğu düşünülürse minimum kayıp, maksimum ekserji verimi ve maksimum COP değerine yakın çalışmanın mantıklı ve kazançlı olduğu görülmektedir.

Üç Kademeli Buhar Sıkıştırma Kaskad Kriyojenik Çevrimin Bulgular ve Tartışması

Burada da verilen iş miktarı değiştirilerek COP değerinin değişimi incelenmiştir. Verilen iş miktarı kompresör yolu ile soğutucu akışkanın sıkıştırılmasında kullanıldığından sıkıştırma oranı değiştirilerek değişik çıkış basınçları için analiz yapılmıştır. 1. Alt çevrim 2. ve 3. Alt çevrimlerinden daha etkili olduğundan 1. Alt çevrimin kompresör çıkış basıncı değiştirilerek çalışma şartları incelenmiştir. Tablo 25’te doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_{11}=4590$ kPa) verilmiştir. Burada da $P_{11}=4590$ kPa ile hesaplama başlamanın sebebi Metanın bu basıncının kritik basınç olmasıdır. Kritik basınçtan başlanarak birinci kompresör basıncı önce 4000 kPa’ya düşürülmüş daha sonra 400’er kPa azaltılarak çevrimin performansı izlenmiştir. Kritik basınçta yapılan hesaplardan elde edilen akış hatlarının maddesi, fazı, kütleli debisi, sıcaklığı, basıncı, entalpisi, entropisi, enerji ve ekserjisi verilmiş olup elde edilen bu değerlerden Tablo 26’daki değerler hesaplanmıştır.

Tablo 25. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_{11}=4590$ kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi KJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	58.18	15	200	63.171	0.22456	-2426.5	47.4
2	Su	Sıvı	58.18	105	200	440.33	1.3634	19516.4	2235.7
3s	Propan	Gaz	43.77	110	2000	648.57	2.0565	793.9	11115.2
3	Propan	Gaz	43.77	132	2000	701.622	2.1884	3116.1	11716
4	Propan	Sıvı	43.77	20	2000	147.27	0.5473	-21148	8868.8
5	Propan	Sıvı	43.77	20	80	147.27	0.654	-21148	7476
6	Propan	Gaz	43.77	-42	80	422.40	1.8716	-9105.3	3628.7
7s	Etan	Gaz	15.69	157	4800	761.76	2.3887	1486.8	6210.1
7	Etan	Gaz	15.69	173	4800	805.59	2.4857	2174.5	6443.9
8	Etan	Sıvı	15.69	-37	4800	10.116	0.0073	-10307	5557.2
9	Etan	Sıvı	15.69	-37	80	10.116	0.156	-10307	4861.4
10	Etan	Gaz	15.69	-87	80	367.25	2.1374	-4703.1	1195.8
11s	Metan	Gaz	9.25	60	4590	953.6	4.8678	403.58	5405
11	Metan	Gaz	9.25	79	4590	1002.8	5.0120	858.7	5462.4
12	Metan	Sıvı	9.25	-83	4590	368.91	2.3176	-5004.8	7029.8
13	Metan	Sıvı	9.25	-83	80	368.91	3.3900	-5004.8	4072.23
14	Metan	Gaz	9.25	-162	80	511.08	4.6954	-3689.7	1787
15	D.Gaz-Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz-Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-82	400	673,61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.13509	-1787.7	2115.8

Tablo 26’da doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₁₁=4590 kPa) verilmiştir. Çevrimde ekserji kayıpları en çok kondanser ve evaporatörlerde ortaya çıkmakta olup 7380.7 kW değerindedir. İkinci sıradaki kayıplar ise kompresör cihazlarında ortaya çıkmaktadır ki bu da 5414 kW değerindedir. Burada 1. Alt Çevrimi COP değeri (0.32), 2. Alt Çevrimin COP değerinden (0.905) daha düşüktür. 3. Alt Çevrimin COP değeri (1.216) olup 1. Alt çevrimin COP değerinin düşük olması tüm çevrimin COP değerini (0.597) düşürmektedir. Çevrimin ısı pompası olarak çalıştırılması durumunda ısı pompası etkinlik katsayısı COP_{T,IP}=1.087 olarak elde edilmektedir. Çevrimden alınan ekserjinin verilen ekserjiye oranı olan ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.188 olmaktadır. Ekserji veriminin bu kadar düşük çıkması normaldir ve kriyojenik soğutmada ekserji verimi her zaman düşüktür. Literatürdeki değerlerle (% 20’ler civarında) uyumludur. İleride daha geniş tartışılmak üzere, COP değeri ile ekserji verimi birbirinden çok farklı kavramlardır.

Tablo 26. Doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₁₁=4590 kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 0.32 Enerji Dengesi 5408.38 ≈ 1315.024 + 4093.3 = 5408.38 E _{KOM1kay} = 872.7 kW E _{TOP1kayıp} = 6557.4 kW	W _{K1S} = 4093.3 kW Q _{Kn1} ≈ Q _{B1} + W _{K1S} E _{Kon1ev2kay} = 2020.3 kW E _{EV1kay} = 706.8 kW	Q _{K1} = 5408.38 kW W _{K1} = 4548.1 kW X ₁₃ = 0.73 E _{KV1kay} = 2957.6 kW
2. Çevrim	COP ₂ = 0.905 Enerji Dengesi 11792.5 ≈ 5602.66 + 6189.86 = 11792.5 E _{KOM2kay} = 1629.5 kW E _{TOP2kayıp} = 7026.8 kW	W _{K2S} = 6189.86 kW Q _{Kn2} ≈ Q _{B2} + W _{K2S} E _{Kon2ev3kay} = 4701.5 kW	Q _{K2} = 11792.5 kW W _{K2} = 6877.6 kW X ₉ = 0.294 E _{KV2kay} = 695.8 kW
3. Çevrim	COP ₃ = 1.216 Enerji Dengesi 21942.1 ≈ 12042.64 + 9899.46 = 21942.1 E _{KOM3kay} = 2912.1 E _{TOP3kayıp} = 4963.8 kW	W _{K3S} = 9899.46 kW Q _{Kn3} ≈ Q _{B3} + W _{K3S} E _{Kon3kay} = 658.9 kW	Q _{K3} = 21942.1 kW X ₅ = 0.380 Q _{dgaz} = 1759.4 kW W _{K3} = 10999.4 kW E _{KV3kay} = 1392.8 kW
Tüm Çevrim	COP _T = 0.597 Enerji Dengesi 21942.1 ≈ 20182.6 + 1759.14 = 21942.1 E _{KOMTkay} = 5414.3 kW E _{EVTkay} = 706.8 kW E _{TOPTkayıp} = 18548 kW	W _{KTOPS} = 20182.6 kW Q _{Knt} ≈ Q _{Bt} + W _{KTOPS} E _{KonTkay} = 7380.7 kW η _{Tçev, Ex} = 0.188	W _{KTOP} = 22425.1 kW COP _{T IP} = 1.087 E _{KVTkay} = 5046.2 kW

Tablo 27’de doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₁₁=4000 kPa) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre bir defaya mahsus 590 kPa azaltılıp çıkış basıncı 4000 kPa alınmıştır. Tablo 28’de doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 27’deki değerlerden enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₁₁=4000 kPa) hesaplanarak verilmiştir.

Toplam ekserji kayıpları $P_{11}=4590$ kPa'daki duruma göre burada yaklaşık % 27 oranında azalmış olup COP_T değerinde % 2 civarında bir artış meydana gelmiştir.

Tablo 27. Doğal gazın $20^{\circ}C$ ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_{11}=4000$ kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık $^{\circ}C$	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	45.72	15	200	63.213	0.22456	-1906.9	37.3
2	Su	Sıvı	45.72	105	200	440.37	1.3634	15336.5	1757.1
3s	Propan	Gaz	34.40	110	2000	648.57	2.0565	623.9	8734.8
3	Propan	Gaz	34.40	120	2000	673.7	2.1187	1488.3	8961.4
4	Propan	Sıvı	34.40	20	2000	147.27	0.547	-16619.2	6969.4
5	Propan	Sıvı	34.40	-42	80	147.27	0.654	-16619.2	5875.5
6	Propan	Gaz	34.40	-42	80	422.40	1.8716	-7155.6	2851.6
7s	Etan	Gaz	12.26	157	4800	761.76	2.4925	1161.6	4851.8
7	Etan	Gaz	12.26	174	4800	806.6	2.3887	1711.3	5401.4
8	Etan	Sıvı	12.26	-37	4800	10.116	0.0073	-8052.2	4341.7
9	Etan	Sıvı	12.26	-37	60	10.116	0.181	-8052.2	3707.2
10	Etan	Gaz	12.26	-94	60	358.69	2.1682	-3779.2	716.8
11s	Metan	Gaz	6.53	50	4000	934.31	4.8770	158.9	3671.8
11	Metan	Gaz	6.53	69	4000	981.3	5.0189	465.8	3702.3
12	Metan	Sıvı	6.53	-89	4000	309.63	2.0146	-3918.9	5163.7
13	Metan	Sıvı	6.53	-89	80	309.63	2.8450	-3918.9	3548.75
14	Metan	Gaz	6.53	-162	80	511.08	4.6954	-2603.9	1261.2
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.3	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.4	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.7	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.13509	-1787.7	2115.8

Tablo 28. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₁₁=4000 kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 0.476 Enerji Dengesi, Q _{Kn1} ≈Q _{B1} +W _{K1S} , 4079.2≈1315.024+2763.7=4079.2 E _{KOM1kay} = 629.7kW E _{TOP1kayıp} =4404.9 kW	W _{K1S} =2763.7 kW Q _{K1} =4079.2 kW	W _{K1} =3070.8 kW X ₁₃ =0.619 E _{KV1kay} =1614.9kW
2. Çevrim	COP ₂ = 0.865 Enerji Dengesi Q _{Kn2} ≈Q _{B2} +W _{K2S} 9215.2≈4273.5+4941.6=9215.2 E _{KOM2kay} =806.1kW E _{TOP2kayıp} =5491.7kW	W _{K2S} =4941.6kW, Q _{K2} =9215.2kW E _{Kon2ev3kay} =4051.1kW	W _{K2} =5490.7kW X ₉ =0.314 E _{KV2kay} =634.5kW
3. Çevrim	COP ₃ = 1.216 Enerji Dengesi Q _{Kn3} ≈Q _{B3} +W _{K3S} 17244.7≈9465.3+7780.3=17244.7 E _{KOM3kay} =2535kW E _{TOP3kayıp} =3901.1kW	W _{K3S} =7780.3 kW Q _{K3} =17244.7 kW E _{KON3kay} =272.2kW	Q _{dgaz} =1759.4 kW W _{K3} =8644.8kW E _{KV3kay} = 1093.9kW
Tüm Çevrim	COP _T = 0.611 Enerji Dengesi Q _{Knt} ≈Q _{Bt} +W _{KTOPS} 17244.7≈15485.6+1759.4=17244.7 E _{KOMTka} =3970.8kW E _{EVTka} =709.15kW E _{TOPTkayıp} = 13797.7kW	W _{KTOPS} =15485.6kW Q _{K3} =17244.7kW E _{KONTkay} =5774.4kW η _{Tçev, Ex} = 0.218	W _{KTOP} =17206.2kW COP _{T IP} =1.114 E _{KVTkay} =3343.3 kW

Toplam kompresör tüketimi de % 26 civarında azalmıştır. Toplam kompresör kayıpları da % 20 civarında azalmıştır. Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.218 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna (P₇=1600 kPa) göre ekserji verimi % 0.5 civarında azalmıştır.

Tablo 29’da doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₁₁=3600 kPa) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre 400kPa azaltılıp çıkış basıncı 3600 kPa alınmıştır. Tablo 30’da doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 29’daki değerlerden enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₁₁=3600 kPa) hesaplanarak verilmiştir. Toplam ekserji kayıpları P₁₁=4000 kPa’daki duruma göre burada yaklaşık % 17 oranında azalmış olup COP_T değerinde % 2 civarında bir artış meydana gelmiştir. Toplam kompresör tüketimi de % 12 civarında azalmıştır. Toplam kompresör kayıpları da % 5 civarında azalmıştır. Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.235 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna (P₁₁=4000 kPa) göre ekserji verimi % 7.5 civarında artmıştır.

Tablo 29. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_{11}=3600$ kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	40.75	15	200	63.21	0.224	-1699.5	33.25
2	Su	Sıvı	40.75	105	200	440.4	1.3634	13669.5	1568.4
3s	Propan	Gaz	30.66	110	2000	648.6	2.0565	556.2	7785.9
3	Propan	Gaz	30.66	120	2000	673.7	2.1187	1326.6	7987.7
4	Propan	Sıvı	30.66	20	2000	147.3	0.5473	-14813.3	6212.4
5	Propan	Sıvı	30.66	-42	80	147.3	0.654	-14813.3	5236.7
6	Propan	Gaz	30.66	-42	80	422.40	1.8716	-6378.1	2541.9
7s	Etan	Gaz	10.89	157	4800	761.76	2.3887	1031.6	4308.6
7	Etan	Gaz	10.89	174.6	4800	807.4	2.4925	1528.4	4468.6
8	Etan	Sıvı	10.89	-37	4800	10.116	0.00723	-7150.8	3855.7
9	Etan	Sıvı	10.89	-100	50	10.116	0.197	-7150.8	3241
10	Etan	Gaz	10.89	-100	50	351.29	2.1756	-3436.8	531.9
11s	Metan	Gaz	5.49	40	3600	912.7	4.8609	14.99	2994.7
11	Metan	Gaz	5.49	58	3600	957.3	5.00	259.8	3011.9
12	Metan	Sıvı	5.49	-95	3600	271.4	1.8117	-3503.51	4462.2
13	Metan	Sıvı	5.49	-162	80	271.4	2.4944	-3503.51	3347.6
14	Metan	Gaz	5.49	-162	80	511.08	4.6954	-2188.51	1060.03
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673,61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.74	2115.8

Tablo 30. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_{11}=3600$ kPa)

1. Çevrim	$COP_1=0.596$ Enerji Dengesi $Q_{Kn1} \approx Q_{B1} + W_{K1S}$ $3520.7 \approx 1315.024 + 2204.9 = 3520.7$ $E_{KOM1kay}=498.03kW$ $E_{KV1kay}=1114.6kW$ $E_{TOP1kayıp}=3502.7 kW$	$W_{K1S}=2204.9kW$ $Q_{K1}=3520.7kW$	$W_{K1}=2449.9 kW$ $X_{13}=0.545$ $E_{EV1kay}=709.17kW$
2. Çevrim	$COP_2=0.831$ Enerji Dengesi $Q_{Kn2} \approx Q_{B2} + W_{K2S}$ $8184.98 \approx 3714.98 + 4470 = 8184.98$ $E_{KOM2kay}=1030 kW$ $E_{TOP2kayıp}=4919.9kW$	$W_{K2S}=4470 kW$ $Q_{K2}=8184.98kW$ $E_{Kon2e3kay}=3275.2kW$	$W_{K2}=4966.7kW$ $X_9=0.326$ $E_{KV2kay}=614.7kW$
3. Çevrim	$COP_3=1.216$ Enerji Dengesi $Q_{Kn3} \approx Q_{B3} + W_{K3S}$ $15370.4 \approx 8435.1 + 6935.3 = 15370.4$ $E_{KOM3kay}=2260.1kW$ $E_{TOP3kayıp}=3475.95kW$	$W_{K3S}=6935.3kW$ $Q_{K3}=15370.4 kW$ $E_{KON3kay}=240.15kW$	$Q_{dgaz}=1759.4 kW$ $W_{K3}=7705.9kW$ $E_{KV3kay}=975.7kW$
Tüm Çevrim	$COP_T=0.620$ Enerji Dengesi $Q_{Knt} \approx Q_{Bt} + W_{KTOPS}$ $15370.4 \approx 13610 + 1759.4 = 15370.4$ $E_{KOMTkay}=3788.1kW$ $E_{EVTkay}=709.17kW$ $E_{TOPTkayıp}=11898.6kW$	$W_{KTOPS}=13610kW$ $Q_{K3}=15370.4kW$ $E_{KONTkay}=4696.3kW$ $\eta_{Tçev, Ex}=0.235$	$W_{KTOP}=15122.2kW$ $COP_{T IP}=1.095$ $E_{KVTkay}=2705 kW$

Tablo 31’de doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_{11}=3200$ kPa) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre 400 kPa azaltılıp çıkış basıncı 3200 kPa alınmıştır. Tablo 32’de doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 31’deki değerlerden enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_{11}=3200$ kPa) hesaplanarak verilmiştir. Toplam ekserji kayıpları $P_{11}=3600$ kPa’daki duruma göre burada yaklaşık % 3 oranında azalmış olup COP_T değerinde % 0.4 civarında bir artış meydana gelmiştir. Toplam kompresör tüketimi de % 3 civarında azalmıştır. Toplam kompresör kayıpları da % 2.5 civarında azalmıştır. Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.239 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna ($P_{11}=3600$ kPa) göre ekserji verimi % 1.5 civarında artmıştır.

Tablo 31. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_{11}=3200\text{kPa}$)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	39.73	15	200	63.213	0.2246	-1657.1	36.9
2	Su	Sıvı	39.73	105	200	440.37	1.3634	13327.4	1529.4
3s	Propan	Gaz	29.89	110	2000	648.57	2.0565	542.2	7590.5
3	Propan	Gaz	29.89	120	2000	673.7	2.1187	1319.8	7787.4
4	Propan	Sıvı	29.89	20	2000	147.27	0.5473	-14441.8	6056.5
5	Propan	Sıvı	29.89	-42	80	147.27	0.654	-14441.8	5105.3
6	Propan	Gaz	29.89	-42	80	422.40	1.8716	-6218	2478
7s	Etan	Gaz	10.61	157	4800	761.76	2.3887	1005	4198.5
7	Etan	Gaz	10.61	174.6	4800	807.4	2.4925	1498.3	4354.3
8	Etan	Sıvı	10.61	-37	4800	10.116	0.0073	-6967.9	3757.1
9	Etan	Sıvı	10.61	-100	50	10.116	0.197	-6967.9	3157.6
10	Etan	Gaz	10.61	-100	50	351.29	2.1756	-3348.9	518.4
11s	Metan	Gaz	5.55	30	3200	891.25	4.8495	-103.9	2927.2
11	Metan	Gaz	5.55	47	3200	933.5	4.9827	130.6	2941.3
12	Metan	Sıvı	5.55	-95	3200	273.98	1.8340	-3527.3	4488.2
13	Metan	Sıvı	5.55	-162	80	273.98	2.5180	-3527.3	3359.4
14	Metan	Gaz	5.55	-162	80	511.08	4.6954	-2212.3	1071.6
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.7	2115.8

Tablo 32. Doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₁₁=3200kPa)

1. Çevrim	COP ₁ =0.623 Enerji Dengesi $Q_{Kn1} \approx Q_{B1} + W_{K1S}$ 3424.9 ≈ 1315.024 + 2109.9 = 3424.9 E _{KOM1kay} = 474.7 kW E _{KV1kay} = 1128.8 kW E _{TOP1kayıp} = 3327.3 kW	W _{K1S} = 2109.9 kW Q _{K1} = 3424.9 kW E _{EV1kay} = 709.4 kW	W _{K1} = 2344.4 kW X ₁₃ = 0.55 E _{Kon1ev2kay} = 1014.4 kW
2. Çevrim	COP ₂ = 0.831 Enerji Dengesi $Q_{Kn2} \approx Q_{B2} + W_{K2S}$ 7974.3 ≈ 3619.2 + 4355.1 = 7974.3 E _{KOM2kay} = 1003 kW E _{TOP2kayıp} = 4794.5 kW	W _{K2S} = 4355.1 kW, Q _{K2} = 7974.3 kW E _{Kon2ev3kay} = 3192 kW	W _{K2} = 4838.9 kW X ₉ = 0.326 E _{KV2kay} = 599.5 kW
3. Çevrim	COP ₃ = 1.216 Enerji Dengesi $Q_{Kn3} \approx Q_{B3} + W_{K3S}$ 14984.6 ≈ 8224.4 + 6760.2 = 14984.6 E _{KOM3kay} = 2202 kW E _{TOP3kayıp} = 3391.6 kW	W _{K3S} = 6760.2 kW Q _{K3} = 14984.6 kW E _{KON3kay} = 238.4 kW	Q _{dgaz} = 1759.4 kW W _{K3} = 7511.4 kW E _{KV3kay} = 951.2 kW
Tüm Çevrim	COP _T = 0.622 Enerji Dengesi $Q_{KnT} \approx Q_{Bt} + W_{KTOPS}$ 14984.6 ≈ 13225.2 + 1759.4 = 14984.6 E _{KOMTkay} = 3679.7 kW E _{EVTkay} = 709.4 kW E _{TOPTkayıp} = 11513.4 kW	W _{KTOPS} = 13225.2 kW Q _{K3} = 14984.6 kW E _{KONTkay} = 4444.8 kW η _{Tçev, Ex} = 0.239	W _{KTOP} = 14694.7 kW COP _T _{IP} = 1.1 E _{KVTkay} = 2679.5 kW

Tablo 33'te doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₁₁=2800 kPa) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre 400 kPa azaltılıp çıkış basıncı 2800 kPa alınmıştır. Tablo 34'de doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 33'teki değerlerden enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₁₁=2800 kPa) hesaplanarak verilmiştir. Toplam ekserji kayıpları P₁₁=3200 kPa'daki duruma göre burada yaklaşık % 10 oranında azalmış olup COP_T değerinde ciddi bir değişiklik olmamıştır. Toplam kompresör tüketimi de % 8 civarında azalmıştır. Toplam kompresör kayıpları da % 15 civarında azalmıştır. Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.251 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna (P₁₁=3200 kPa) göre ekserji verimi % 5 civarında artmıştır.

Tablo 33. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_{11}=2800\text{kPa}$)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	36.90	15	200	63.213	0.2246	-1539	34.3
2	Su	Sıvı	36.90	105	200	440.37	1.3634	12378.1	1420.4
3s	Propan	Gaz	27.76	110	2000	648.57	2.0565	503.7	7051.2
3	Propan	Gaz	27.76	120	2000	673.7	2.1187	1201.5	7234
4	Propan	Sıvı	27.76	20	2000	147.27	0.5473	-13415.6	5626.2
5	Propan	Sıvı	27.76	-42	80	147.27	0.654	-13415.6	4741.5
6	Propan	Gaz	27.76	-42	80	422.40	1.8716	-5776.3	2301.9
7s	Etan	Gaz	9.83	157	4800	761.76	2.3887	931.4	3890.6
7	Etan	Gaz	9.83	175	4800	808.1	2.4953	1386.9	4033.6
8	Etan	Sıvı	9.83	-37	4800	10.116	0.0073	-6456.8	3481.5
9	Etan	Sıvı	9.83	-105	30	10.116	0.243	-6456.8	2790.7
10	Etan	Gaz	9.83	-105	30	345.50	2.2808	-3160.2	115
11s	Metan	Gaz	4.97	20	2800	871.04	4.8474	-193.5	2524
11	Metan	Gaz	4.97	36	2800	911.04	4.9806	5.32	2525.4
12	Metan	Sıvı	4.97	-100	2800	246.48	1.6853	-3297.413	4105.4
13	Metan	Sıvı	4.97	-162	80	246.48	2.267	-3297.413	3243.59
14	Metan	Gaz	4.97	-162	80	511.08	4.6954	-1982.404	960.2
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673,61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.744	2115.8

Tablo 34. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_{11}=2800\text{kPa}$)

1. Çevrim	$\text{COP}_1 = 0.735$ $W_{K1S}=1789\text{ kW}$ $Q_{K1}=3104\text{kW}$ $W_{K1}=1987.8\text{kW}$ Enerji Dengesi $Q_{Kn1}\approx Q_{B1}+W_{K1S}$ $X_{13}=0.497$ $3104\approx 1315.024+1789=3104$ $E_{KOM1\text{kay}}=422.6\text{kW}$ $E_{Kon1\text{ev}2\text{kay}}=1017.8\text{kW}$ $E_{KV1\text{kay}}=861.8\text{ kW}$ $E_{EV1\text{kay}}=704.99\text{kW}$ $E_{TOP1\text{kayıp}}=3007.2\text{kW}$
2. Çevrim	$\text{COP}_2 = 0.806$ $W_{K2S}=4091.8\text{ kW}$, $Q_{K2}=7388.7\text{kW}$ $W_{K2}=4546.4\text{kW}$ Enerji Dengesi $Q_{Kn2}\approx Q_{B2}+W_{K2S}$ $X_9=0.356$ $7388.7\approx 3298.3+4091.8=7388.7$ $E_{KOM2\text{kay}}=623.8\text{ kW}$ $E_{Kon2\text{ev}3\text{kay}}= 2959.2\text{kW}$ $E_{KV2\text{kay}}=690.8\text{kW}$ $E_{TOP2\text{kayıp}}=4273.8\text{kW}$
3. Çevrim	$\text{COP}_3 = 1.216$ $W_{K3S}=6278.5\text{kW}$ $Q_{K3}=13917.3\text{kW}$ $Q_{dgaz}=1759.4\text{ kW}$ Enerji Dengesi $Q_{Kn3}\approx Q_{B3}+W_{K3S}$ $X_5=0.380$ $W_{K3}=6976.1\text{kW}$ $13917.3\approx 7638.8+6278.5=13917.3$ $E_{KOM3\text{kay}}=2044\text{kW}$ $E_{KON3\text{kay}}=221.7\text{kW}$ $E_{KV3\text{kay}}=884.7\text{kW}$ $E_{TOP3\text{kayıp}}=3150.4\text{kW}$
Tüm Çevrim	$\text{COP}_T = 0.628$ $W_{KTOPS}=12159.3\text{kW}$ $Q_{K3}=13917.3\text{kW}$ $W_{KTOP}=13510.3\text{kW}$ Enerji Dengesi $Q_{Kn}\approx Q_{Bt}+W_{KTOPS}$ $\text{COP}_T \text{ IP}=1.145$ $13917.3\approx 12159.3+1759.14=13917.3$ $E_{KOMT\text{kay}}=3090.4\text{kW}$ $E_{KONT\text{kay}}=4198.7\text{kW}$ $E_{KVT\text{kay}}=2437.3\text{kW}$ $E_{EVT\text{kay}}=704.99\text{kW}$ $E_{TOPT\text{kayıp}}=10431.4\text{kW}$ $\eta_{T\text{çev}, Ex}=0.251$

Tablo 35'te doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_{11}=2400\text{ kPa}$) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre 400 kPa azaltılıp çıkış basıncı 2400 kPa alınmıştır. Tablo 36'de doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 35'teki değerlerden enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_{11}=2400\text{ kPa}$) hesaplanarak verilmiştir. Toplam ekserji kayıpları $P_{11}=2800\text{ kPa}$ 'daki duruma göre burada yaklaşık % 9 oranında azalmış olup COP_T değerinde % 1 civarında artış meydana gelmiştir. Toplam kompresör tüketimi de % 5 civarında azalmıştır. Toplam kompresör kayıpları da % 15 civarında azalmıştır. Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.261 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna ($P_{11}=2800\text{ kPa}$) göre ekserji verimi % 4 civarında artmıştır.

Tablo 37'te doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_{11}=2000\text{ kPa}$) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre 400 kPa azaltılıp çıkış basıncı 2000 kPa alınmıştır. Tablo 38'de doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 37'teki değerlerden enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_{11}=2400\text{ kPa}$) hesaplanarak verilmiştir.

Tablo 35. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_{11}=2400$ kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	35.01	15	200	63.213	0.22443	-1460	32.5
2	Su	Sıvı	35.01	105	200	440.33	1.3633	11743.9	1347.6
3s	Propan	Gaz	26.34	110	2000	648.57	2.0565	478.9	6688.5
3	Propan	Gaz	26.34	120	2000	673.7	2.1187	1139.6	6861.9
4	Propan	Sıvı	26.34	20	2000	147.27	0.5473	-12755.3	5336.8
5	Propan	Sıvı	26.34	-42	80	147.27	0.654	-12755.3	4498.9
6	Propan	Gaz	26.34	-42	80	422.40	1.8716	-5491.9	2183.6
7s	Etan	Gaz	9.31	157	4800	761.76	2.3887	884.3	3684.8
7	Etan	Gaz	9.31	175	4800	808.7	2.4953	1319.2	3825.9
8	Etan	Sıvı	9.31	-37	4800	10.116	0.0073	-6130.2	3297.4
9	Etan	Sıvı	9.31	-110	20	10.116	0.285	-6130.2	2526.5
10	Etan	Gaz	9.31	-110	20	339.39	2.3549	-3057.4	-153.5
11s	Metan	Gaz	4.55	10	2400	852.87	4.8603	-259.8	2210.5
11	Metan	Gaz	4.55	27	2400	890.9	4.9901	-86.8	2207.5
12	Metan	Sıvı	4.55	-105	2400	221.73	1.5478	-3127.91	3828.1
13	Metan	Sıvı	4.55	-162	80	221.73	2.0381	-3127.91	3167.4
14	Metan	Gaz	4.55	-162	80	511.08	4.6954	-1812.87	878.1
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.74	2115.8

Tablo 36. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_{11}=2400$ kPa)

1. Çevrim	$COP_1 = 0.846$ $W_{K1S} = 1555 \text{ kW}$ $Q_{K1} = 2870 \text{ kW}$ Enerji Dengesi $Q_{Kn1} \approx Q_{B1} + W_{K1S}$ $2870 \approx 1315.024 + 1555 = 2870$ $E_{KOM1kay} = 225.6 \text{ kW}$ $E_{Kon1ev2kay} = 981.5 \text{ kW}$ $E_{EV1kay} = 710.9 \text{ kW}$ $E_{KV1kay} = 660.7 \text{ kW}$ $E_{TOP1kayıp} = 2578.7 \text{ kW}$	$W_{K1} = 1727.8 \text{ kW}$ $X_{13} = 0.449$
2. Çevrim	$COP_2 = 0.779$ $W_{K2S} = 3932.3 \text{ kW}$, $Q_{K2} = 6996.6 \text{ kW}$ Enerji Dengesi $Q_{Kn2} \approx Q_{B2} + W_{K2S}$ $6996.6 \approx 3064.3 + 3932.3 = 6996.6$ $E_{KOM2kay} = 398.4 \text{ kW}$ $E_{Kon2ev3kay} = 2811.3 \text{ kW}$ $E_{TOP2kayıp} = 3980.6 \text{ kW}$	$W_{K2} = 4369.2 \text{ kW}$ $X_9 = 0.377$ $E_{KV2kay} = 770.9 \text{ kW}$
3. Çevrim	$COP_3 = 1.216$ $W_{K3S} = 5957.3 \text{ kW}$ $Q_{K3} = 13204 \text{ kW}$ Enerji Dengesi $Q_{Kn3} \approx Q_{B3} + W_{K3S}$ $X_5 = 0.380$ $13204 \approx 7246.7 + 5957.3 = 13204$ $E_{KOM3kay} = 1940.9 \text{ kW}$ $E_{KON3kay} = 210 \text{ kW}$ $E_{TOP3kayıp} = 2988.8 \text{ kW}$	$Q_{dgaz} = 1759.4 \text{ kW}$ $W_{K3} = 6619.2 \text{ kW}$ $E_{KV3kay} = 837.9 \text{ kW}$
Tüm Çevrim	$COP_T = 0.633$ $W_{KTOPS} = 11444.6 \text{ kW}$ $Q_{K3} = 13204 \text{ kW}$ Enerji Dengesi $Q_{KnT} \approx Q_{Bt} + W_{KTOPS}$ $13204 \approx 11444.6 + 1759.14 = 13204$ $E_{KOMTkay} = 2564.9 \text{ kW}$ $E_{KONTkay} = 4002.8 \text{ kW}$ $E_{EVTkay} = 710.9 \text{ kW}$ $E_{TOPTkayıp} = 9548.1 \text{ kW}$ $\eta_{Tcev, Ex} = 0.261$	$W_{KTOP} = 12716.2 \text{ kW}$ $COP_{T IP} = 1.154$ $E_{KVTkay} = 2269.5 \text{ kW}$

Tablo 37. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_{11}=2000\text{kPa}$)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklı k °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	32.87	15	200	63.213	0.2246	-1370.8	30.5
2	Su	Sıvı	32.87	105	200	440.37	1.3634	11026.1	1265.3
3s	Propan	Gaz	24.73	110	2000	648.57	2.0565	448.6	6280
3	Propan	Gaz	24.73	120	2000	673.7	2.1187	1070	6442.9
4	Propan	Sıvı	24.73	20	2000	147.27	0.5473	-11948.5	5010.9
5	Propan	Sıvı	24.73	-42	80	147.27	0.654	-11948.5	4223.9
6	Propan	Gaz	24.73	-42	80	422.40	1.8716	-5144.6	2050.3
7s	Etan	Gaz	8.72	157	4800	761.76	2.3887	826.1	3450.5
7	Etan	Gaz	8.72	175	4800	809.4	2.4953	1241.4	3602.1
8	Etan	Sıvı	8.72	-37	4800	10.116	0.00723	-5726.6	3087.7
9	Etan	Sıvı	8.72	-115	10	10.116	0.360	-5726.6	2171.4
10	Etan	Gaz	8.72	-115	15	332.47	2.3907	-2917.1	-297.2
11s	Metan	Gaz	4.21	-5	2000	820.06	4.8310	-378.5	1943.9
11	Metan	Gaz	4.21	10	2000	854.4	4.9602	-233.9	1926.7
12	Metan	Sıvı	4.21	-110	2000	198.64	1.4159	-2993.85	3613.5
13	Metan	Sıvı	4.21	-162	80	198.64	1.8260	-2993.85	3099.73
14	Metan	Gaz	4.21	-162	80	511.08	4.6954	-1678.85	813.2
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673,61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.74	2115.8

Tablo 38. Doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P₁₁=2000kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 1.01 W _{K1S} =1300.8kW, Q _{K1} =2615.8kW Enerji Dengesi Q _{Kn1} ≈Q _{B1} +W _{K1S} 2615.8≈1315.024+1300.8=2615.8 E _{KOM1kay} =331.8kW E _{Kon1ev2kay} =703.9kW E _{KV1kay} =513.8kW E _{TOP1kayıp} =2257.6kW	W _{K1} = 1445.3kW X ₁₃ =0.404 E _{EV1kay} =708.1kW
2. Çevrim	COP ₂ = 0.751 W _{K2S} =3743.4kW, Q _{K2} =6553.52 kW Enerji Dengesi Q _{Kn2} ≈Q _{B2} +W _{K2S} 6553.52≈2810.1+3743.4=6553.52kW E _{KOM2kay} =260kW E _{Kon2ev3kay} =2655.5kW E _{TOP2kayıp} =3831.8kW	W _{K2} =4159.3kW X ₉ =0.408 E _{KV2kay} =916.3kW
3. Çevrim	COP ₃ = 1.216 W _{K3S} =5593.2kW Q _{K3} =12396.8kW Enerji Dengesi Q _{Kn3} ≈Q _{B3} +W _{K3S} X ₅ =0.380 12396.8≈6803.6+5593.2=12396.8 E _{KOM3kay} =1822.1kW E _{KON3kay} =197.2kW E _{TOP3kayıp} =2806.3kW	Qdgaz=1759.4 kW W _{K3} =6214.7kW E _{KV3kay} =787kW
Tüm Çevrim	COP _T = 0.640 W _{KTOPS} =10637.4kW Q _{K3} =12396.8kW Enerji Dengesi Q _{Knt} ≈Q _{Bt} +W _{KTOPS} 12396.8≈10637.4+1759.14=12396.8 E _{KOMTkay} =2413.9kW E _{KONTkay} =3556.6kW E _{EVTkay} =708.1kW E _{TOPTkayıp} =8895.7kW	W _{KTOP} =11819.3kW COP _T ip=1.166 E _{KVTkay} =2217.1kW η _{Tçev, Ex} =0.274

Toplam ekserji kayıpları P₁₁=2400 kPa'daki duruma göre burada yaklaşık % 7 oranında azalmış olup COP_T değerinde % 1 civarında artış meydana gelmiştir. Toplam kompresör tüketimi de % 5 civarında azalmıştır. Toplam kompresör kayıpları da % 6 civarında azalmıştır. Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.274 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna (P₁₁=2400 kPa) göre ekserji verimi % 5 civarında artmıştır.

Tablo 39. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_{11}=1600\text{kPa}$)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	31.24	15	200	63.213	0.2246	-1302.9	28.98
2	Su	Sıvı	31.24	105	200	440.37	1.3634	10479.5	1202.6
3s	Propan	Gaz	23.50	110	2000	648.57	2.0565	364.2	5967.2
3	Propan	Gaz	23.50	120	2000	673.7	2.1187	1016.7	6122
4	Propan	Sıvı	23.50	20	2000	147.27	0.5473	-11353.3	4761.4
5	Propan	Sıvı	23.50	-42	80	147.27	0.654	-11353.3	4013.8
6	Propan	Gaz	23.50	-42	80	422.40	1.8716	-4888.3	1948.1
7s	Etan	Gaz	8.27	157	4800	761.76	2.3887	783.9	3274.7
7	Etan	Gaz	8.27	176	4800	810.1	2.4993	1183.7	3401.2
8	Etan	Sıvı	8.27	-37	4800	10.116	0.0073	-5433.8	2929.9
9	Etan	Sıvı	8.27	-120	10	10.116	0.360	-5433.8	2059.3
10	Etan	Gaz	8.27	-120	10	326.98	2.4669	-2812.7	-515.2
11s	Metan	Gaz	3.93	-19	1600	793.77	4.8402	-456.7	1700.6
11	Metan	Gaz	3.93	-5	1600	825.2	4.9634	-333.2	1679.8
12	Metan	Sıvı	3.93	-115	1600	176.69	1.2867	-2883.7	3441.5
13	Metan	Sıvı	3.93	-162	80	176.69	1.624	-2883.7	3043.99
14	Metan	Gaz	3.93	-162	80	511.08	4.6954	-1568.7	759.8
15	D.Gaz-Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz-Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.4	459.5
17	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.7	537.4
18	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.7	2115.8

Tablo 39’da doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_{11}=1600\text{ kPa}$) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre 400 kPa azaltılıp çıkış basıncı 1600 kPa alınmıştır. Tablo 40’ta doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 39’daki değerlerden enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_{11}=1600\text{ kPa}$) hesaplanarak verilmiştir. Toplam ekserji kayıpları $P_{11}=2000\text{ kPa}$ ’daki duruma göre burada yaklaşık % 7 oranında azalmış olup COP_T değerinde % 0.5 civarında artış meydana gelmiştir. Toplam kompresör tüketimi de % 5 civarında azalmıştır. Toplam kompresör kayıpları da % 12 civarında azalmıştır. Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.285 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna ($P_{11}=2000\text{ kPa}$) göre ekserji verimi % 4 civarında artmıştır.

Tablo 40. Doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₁₁=1600kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 1.18 Enerji Dengesi 2425.9≈1315.024+1110.97=2425.9 E _{KOM1kay} =314.4 kW E _{TOP1kayıp} =2152.6kW	W _{K1S} =1110.97 kW Q _{K1} =2425.9kW E _{Kon1ev2kay} =734.9kW E _{KV1kay} =397.5kW E _{EV1kay} =705.79kW	W _{K1} =1234.4 kW X ₁₃ =0.361
2. Çevrim	COP ₂ = 0.729 Enerji Dengesi 6215.9≈2620.3+3595.6=6215.9 E _{KOM2kay} =78.7kW E _{TOP2kayıp} =3453.8kW	W _{K2S} =3595.6kW Q _{K2} =6215.9 kW E _{Kon2ev3kay} =2504.5kW	W _{K2} =3995.1kW X ₉ =0.408 E _{KV2kay} =870.6kW
3. Çevrim	COP ₃ = 1.216 Enerji Dengesi 11781.5≈6466.1+5315.4=11781.5 E _{KOM3kay} =1732.1kW E _{TOP3kayıp} =2666.8kW	W _{K3S} =5315.4 kW Q _{K3} =11781.5kW E _{KON3kay} =186.98kW	Q _{dgaz} =1759 kW W _{K3} =5906kW E _{KV3kay} =747.6kW
Tüm Çevrim	COP _T = 0.645 Enerji Dengesi 11781.5≈10021.9+1759.14=11781.5 E _{KOMTkay} =2125.2kW E _{EVTkay} =705.79kW E _{TOPTkayıp} = 8273.2kW	W _{KTOPS} =10021.9 kW Q _{K3} =11781.5kW E _{KONTkay} =3426.4kW η _{Tçev, Ex} =0.285	W _{KTOP} =11135.5 kW COP _{T IP} =1.176 E _{KVTkay} =2015.7kW

Tablo 41’de doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₁₁=1200 kPa) verilmiştir. Burada 1. Alt Çevrimin çıkış basıncı bir önceki tabloya göre 400 kPa azaltılıp çıkış basıncı 1200 kPa alınmıştır. Tablo 42’de doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için Tablo 41’deki değerlerden enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları (P₁₁=1200 kPa) hesaplanarak verilmiştir. Toplam ekserji kayıpları P₁₁=1600 kPa’daki duruma göre burada yaklaşık % 9 oranında azalmış olup COP_T değerinde % 1 civarında artış meydana gelmiştir. Toplam kompresör tüketimi de % 6.5 civarında azalmıştır. Toplam kompresör kayıpları da % 10 civarında azalmıştır. Çevrimin ekserji verimi bu çalışma şartlarında 0.3 olmakta ve bir önceki çalışma durumuna (P₁₁=1600 kPa) göre ekserji verimi % 5 civarında artmıştır.

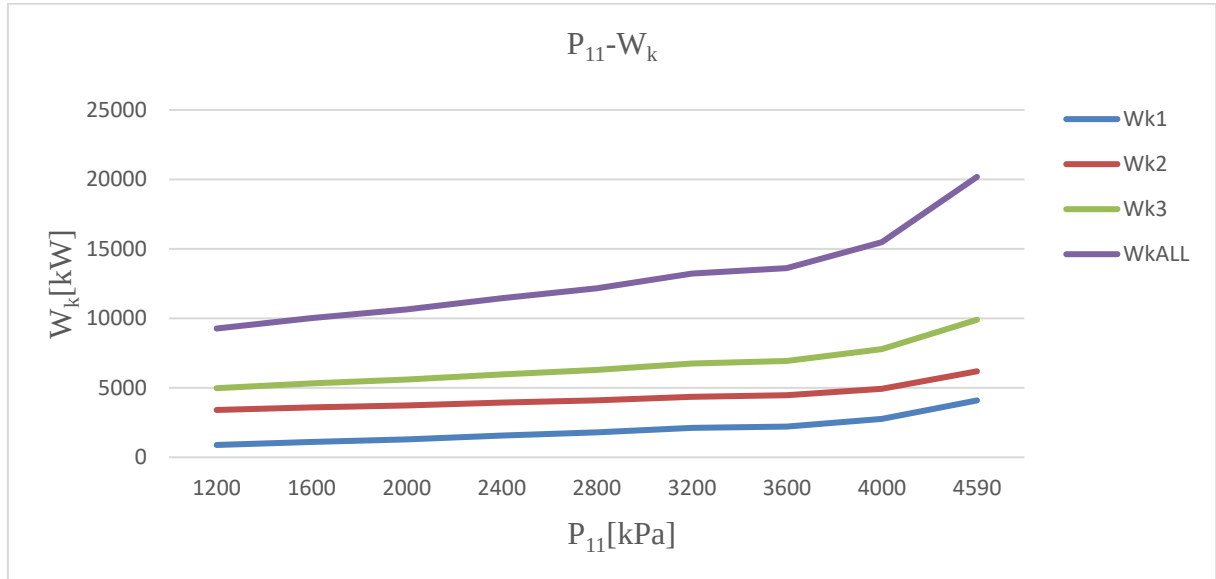
Tablo 41. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri ($P_{11}=1200\text{kPa}$)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	29.24	15	200	63.213	0.2246	-1219.5	27
2	Su	Sıvı	29.24	105	200	440.37	1.3634	9808.6	1125
3s	Propan	Gaz	22.00	110	2000	648.57	2.0565	399.2	5587.7
3	Propan	Gaz	22.00	120	2000	673.7	2.1187	952	5732.7
4	Propan	Sıvı	22.00	20	2000	147.27	0.5473	-10631.3	4458.5
5	Propan	Sıvı	22.00	-42	80	147.27	0.654	-10631.3	3757.6
6	Propan	Gaz	22.00	-42	80	422.40	1.8716	-4577.4	1824
7s	Etan	Gaz	7.72	157	4800	761.76	2.3887	731.7	3056
7	Etan	Gaz	7.72	176	4800	811.1	2.5033	1112.7	3173
8	Etan	Sıvı	7.72	-37	4800	10.116	0.0073	-5071.9	2734.7
9	Etan	Sıvı	7.72	-127	8	10.116	0.419	-5071.9	1786.6
10	Etan	Gaz	7.72	-125	8	320.49	2.4852	-2343.2	-573
11s	Metan	Gaz	3.62	-38	1200	756.31	4.829	-556	1442.9
11	Metan	Gaz	3.62	-26	1200	783.56	4.9414	-457.6	1420.3
12	Metan	Sıvı	3.62	-122	1200	147.36	1.1045	-2757.2	3258.4
13	Metan	Sıvı	3.62	-162	80	147.36	1.3573	-2757.2	2985.6
14	Metan	Gaz	3.62	-162	80	511.08	4.6954	-1442.2	698.5
15	D.Gaz-Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.3	427.01
16	D.Gaz-Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.4	459.5
17	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz-Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.1351	-1787.744	2115.8

Tablo 42. Doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P₁₁=1200kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 1.48 W _{K1S} =887.7 kW Q _{K1} =2202.7kW Enerji Dengesi Q _{Kn1} ≈Q _{B1} +W _{K1S} 2202.7≈1315.024+887.7=2202.7 E _{KOM1kay} =264.5kW E _{Kon1ev3kay} =443.6kW E _{KV1kay} =272.8kW E _{EV1kay} =708.7kW E _{TOP1kayıp} =1689.6kW	W _{K1} =986.3kW X ₁₃ =0.305
2. Çevrim	COP ₂ =0.704 W _{K2S} =3406.6 kW Q _{K2} =5803.6kW Enerji Dengesi Q _{Kn2} ≈Q _{B2} +W _{K2S} 5803.6≈2397+3406.6=5803.6 E _{KOM2kay} =39.1kW E _{Kon2ev3kay} =2339.4kW E _{KV2kay} =948.1kW E _{TOP2kayıp} =3326.6kW	W _{K2} = 3785.1kW X ₉ =0.419
3. Çevrim	COP ₃ = 1.216 W _{K3S} =4975.7 kW Q _{K3} =11029kW Enerji Dengesi Q _{Kn3} ≈Q _{B3} +W _{K3S} W _{K3} =5528.6kW 11029≈6053.7+4975.7=11029 E _{KOM3kay} =1619.9kW E _{KON3kay} =176.2kW E _{KV3kay} =700.9kW E _{TOP3kayıp} =2497kW	Qdgaz=17591.4 kW X ₅ =0.380
Tüm Çevrim	COP _T = 0.653 W _{KTOPS} =9270kW Q _{K3} =11029kW Enerji Dengesi Q _{Knt} ≈Q _{Bt} +W _{KTOPS} 11029≈9270+1759.14=11029 E _{KOMTkay} =1923.5kW E _{KONTkay} =2959.2kW E _{KVTkay} =1921.8 kW E _{EVTkay} =708.7kW E _{TOPTkayıp} =7513.2 kW η _{Tcev, Ex} =0.300	W _{KTOP} =10300kW COP _T IP=1.188

Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin **birinci** kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen Wk1, Wk2, Wk3 güçleri ve tüm çevrimin toplam kompresör Wktüm güç eğrileri Şekil 20’de verilmiştir.

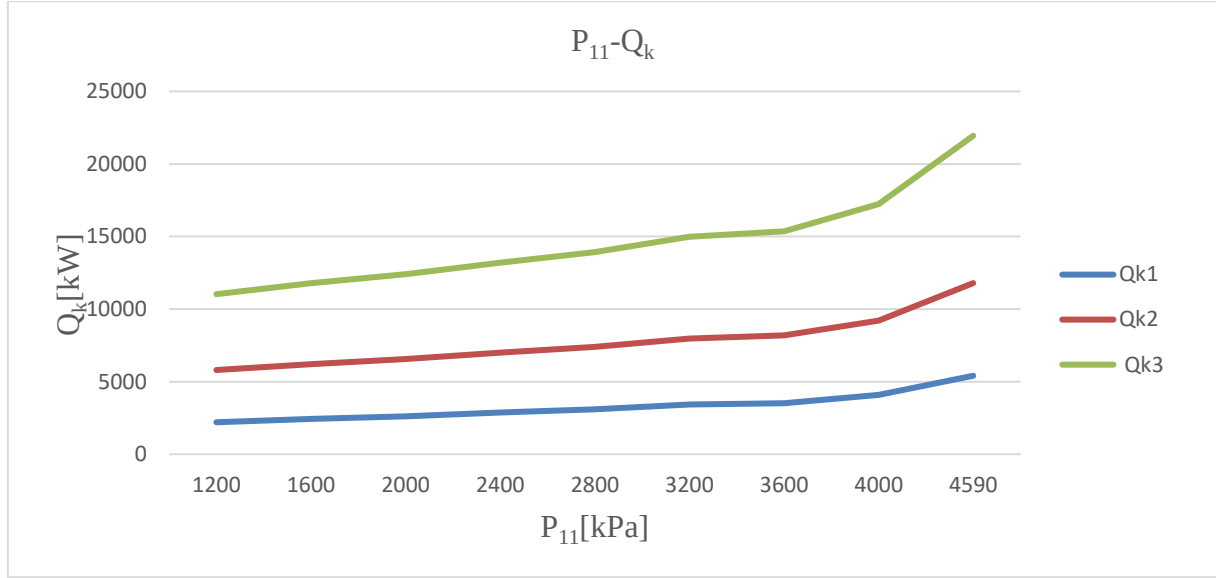


Şekil 20. Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin **birinci** kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen Wk1, Wk2, Wk3 güçleri ve tüm çevrimin toplam kompresör Wktüm güç eğrileri

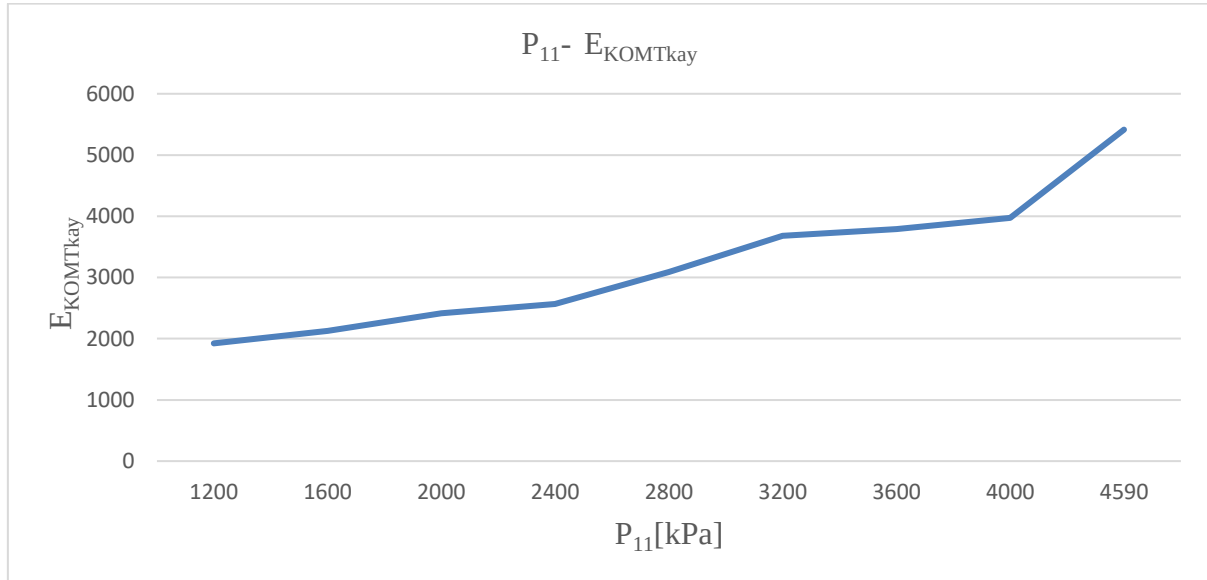
Şekil 20’de görüldüğü gibi birinci kademe kompresörünün yüksek basınçlarda çalıştırılması tüm çevrimi oluşturan alt çevrimlerin kompresör işini artırmakta bu sebepten tüm çevrime harcanan iş artmaktadır. Eğrilerden görüldüğü üzere birinci kademe kompresörünün sıkıştırma oranının artırılması hem tüm çevrimin hem de ikinci ve üçüncü kademe kompresörlerine harcanan güçleri iki katına çıkarmaktadır. Bu durum çok gerekmedikçe yüksek basınçlarda çalışılmaması gerektiğini göstermektedir.

Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin **birinci** kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen Qk1, Qk2, Qk3 kondenser güç eğrileri Şekil 21’de verilmiştir. Şekil 21’de görüldüğü gibi birinci kademe kompresörünün yüksek basınçlarda çalıştırılması tüm çevrimi oluşturan alt çevrimlerin kondenserinden atılan ısı miktarını artırmaktadır. İkinci ve üçüncü kademelerin kondenserlerinden atılan ısı miktarını iki katına çıkarmaktadır.

Buhar sıkıştırırmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen toplam kompresör kayıpları eğrisi Şekil 22’te verilmiştir. Şekil 22’te görüldüğü gibi birinci kademe kompresörünün yüksek basınçlarda çalıştırılması toplam kompresör kayıplarını 1923 kW’tan 5414 kW’a çıkarmakta yani toplam kompresör kayıplarını %281 artırmaktadır.

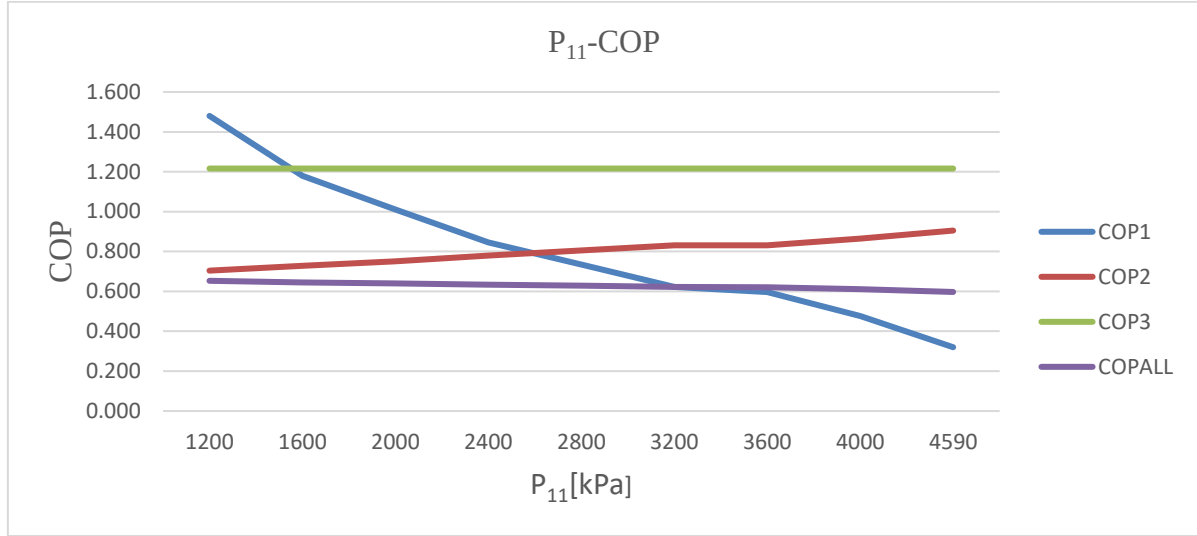


Şekil 21. Buhar sıkıştırırmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen Qk1, Qk2, Qk3 kondenser güç eğrileri



Şekil 22. Buhar sıkıştırırmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen toplam kompresör kayıpları eğrisi

Buhar sıkıştırırmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen COP1, COP2, COP3 ve tüm çevrimin COPall eğrileri şekil 23’de verilmiştir.

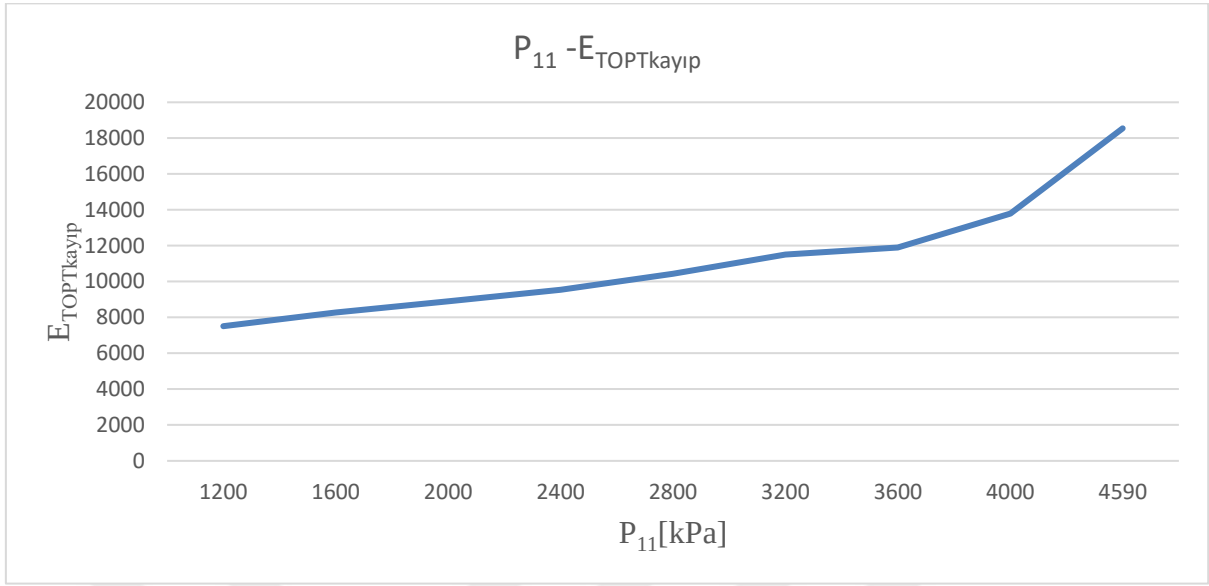


Şekil 23. Buhar sıkıştırırmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen COP1, COP2, COP3 ve tüm çevrimin COPall eğrileri

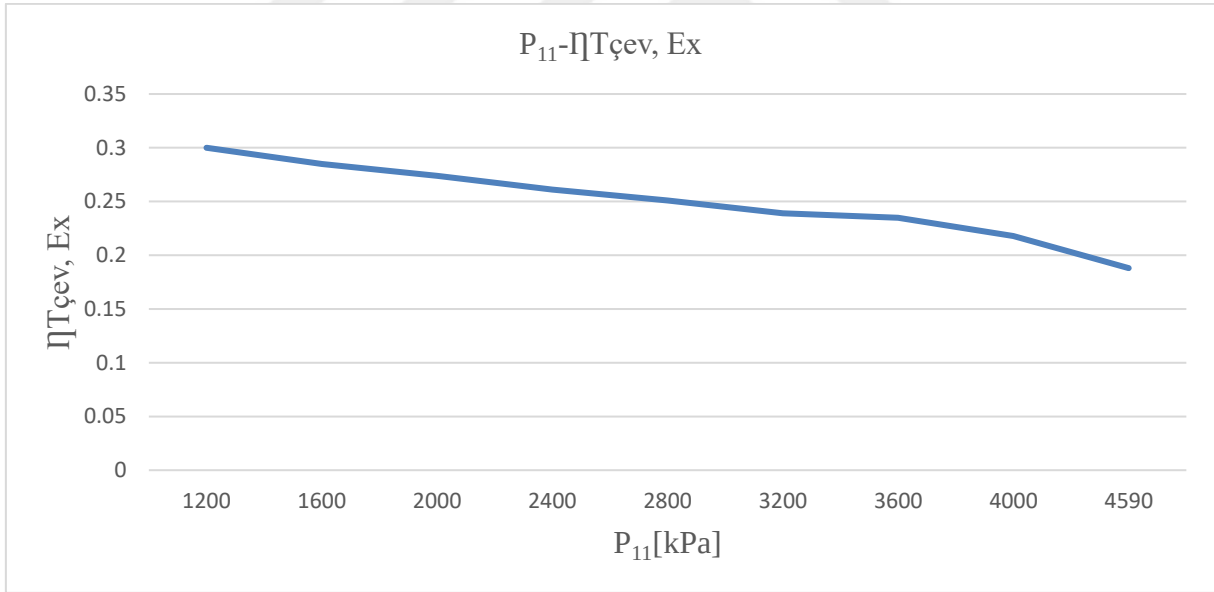
Şekil 23’de görüldüğü gibi birinci kademe kompresörünün yüksek basınçlarda çalıştırılması birinci çevrimin COP değerini düşürmekte ancak ikinci çevrimin COP değerlerini hızlı artırmaktadır. Üçüncü çevrimin ise COP değerlerini hafif artırmaktadır. Tüm çevrimin COP değerlerine bakıldığında birinci kademe kompresörünü yüksek basınçta çalıştırmak tüm çevrimin COP değerlerini düşürmektedir. COP değerinin taşınan ısıya verilen kompresör işine oranı olduğu hatırlanırsa kompresörün düşük basınçlarda az güç harcayarak çalıştırmanın COP değerlerini büyüteceği açıktır. Bu mantıksal sonucun eğrilerde de elde edildiği görülmüştür.

Buhar sıkıştırırmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen toplam kompresör kayıpları eğrisi Şekil 24’te verilmiştir. Şekil 24’te görüldüğü gibi birinci kademe kompresörünün yüksek basınçlarda çalıştırılması tüm çevrimin toplam kayıplarını 7500 kW’dan 18550 kW’a yükseltmektedir. Toplam ekserji kayıplarındaki artış %247 civarındadır.

Buhar sıkıştırırmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen tüm çevrimin ekserji verimi eğrisi Şekil 25’te verilmiştir. Şekil 25’te görüldüğü gibi birinci kademe kompresörünün yüksek basınçlarda çalıştırılması tüm çevrimin ekserji verimini artırmaktadır. Toplam ekserji verimindeki artış %160 civarındadır.



Şekil 24. Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen toplam kompresör kayıpları eğrisi



Şekil 25. Buhar sıkıştırılmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin birinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen tüm çevrimin ekserji verimi eğrisi

Şekil 22, Şekil 23, Şekil 24 ve Şekil 25'teki eğrilere ve sonuçlara bakılarak yüksek basınçlarda çalışılmaması gerektiği ortaya çıkmaktadır. Mümkün mertebe düşük basınçlarda çalışılması az iş gerektireceği için verimliliği artırmaktadır.

Yine aynı şekilde, ilgili tablo ve şekillere bakıldığında kısılma vanasında düşük basınca genişletme sırasında ciddi iş kaybı ortaya çıkmaktadır. Büyük çevrimlerde bu durum büyük kayıplara yol açacağı için kısılma vanası yerine uygun bir (genleşme) güç türbini konmakta böylece düşük basınca genleşme sırasında iş elde edilmektedir. Türbinden elde edilen iş kompresöre harcanmakta böylece kompresöre dışarıdan verilecek iş azaltılarak verimlilik artırılmaktadır. Büyük ölçekli doğal gaz sıvılaştırma çevrimlerinin birçoğunda kısılma vanası yerine uygun bir türbin konmakta ve genleşmeden doğan kayıplar azaltılmaktadır. Verimli bir çevrim olan Claude çevriminde böyle bir genleşme türbini mevcuttur.

İki ve Üç Kademeli Buhar Sıkıştırma Kaskad Kriyojenik Çevrimlerin Lokal Optimizasyonu Bulgular ve Tartışması

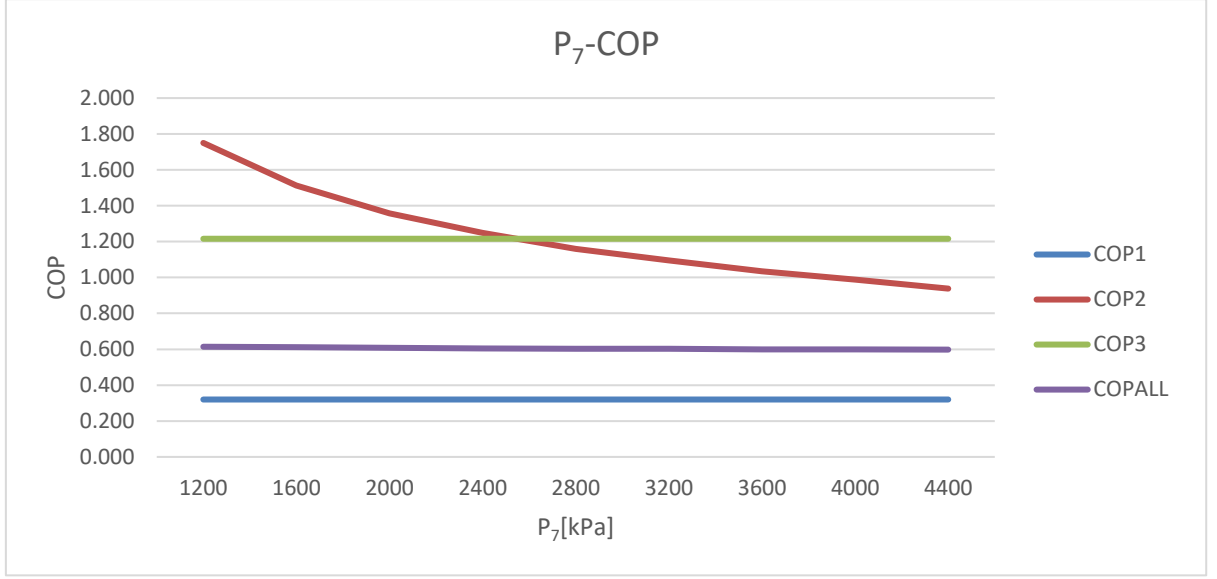
İki kademeli çevrimde Şekil 16, Şekil 17 Şekil 18 ve Şekil 19'un, incelenmesi ve ilgili tablolara bakılması durumunda lokal optimum değerlerin kendiliğinden ortaya çıktığı görülmektedir. Burada bizim için optimum noktalar minimum işin, minimum ekserji kaybının ve maksimum COP değerleri ile maksimum ekserji veriminin olduğu noktalardır. İki minimum ve iki maksimum noktaların kesiştiği noktalar bizim aradığımız optimum noktalardır. Çevrimin de bu optimum noktalarda çalıştırılması gerekir. Şekil 16'dan istenen kriyojenik soğutma için minimum toplam işin $P_7=2400$ kPa civarında elde edildiği görülmektedir. Burada 2. Alt kademe basıncı $P_5=30$ kPa alınmıştır. Şekil 17'den en iyi COP değerinin kritik basınca yakın yerde 0.35 bulunduğu görülmekte ise de $P_7=2400$ ile 2800 kPa arasında da COP değeri 0.30 olduğu görülmüştür. Şekil 18'den maksimum ekserji veriminin $P_7=2400$ kPa civarında elde edildiği (0.235) görülmektedir. Şekil 19'dan ise minimum ekserji kaybının $P_7=2000$ ile 2800 kPa arasında elde edildiği (10500 kW civarında) görülmektedir. İki minimum olan minimum kompresör işi ile minimum ekserji kaybı iki maksimumdan biri olan maksimum ekserji kaybı ile aynı noktayı yani $P_7=2400$ kPa olduğu noktada çakışmaktadır. COP'un maksimum olduğu nokta ise kritik basınç olan $P_7=4590$ kPa olduğu noktada 0.35 olup diğer üç optimum noktanın elde edildiği $P_7=2400$ kPa civarında ise COP değeri 0.3 çıkmaktadır. Kompresöre verilen işin değerli, kondenserden alınan ısı enerjisinin daha az değerli olduğu düşünülürse minimum kayıp, minimum kompresör işi, maksimum ekserji verimi ve maksimum COP değerine yakın çalışmanın mantıklı ve kazançlı olduğu görülmektedir.

Üç kademeli çevrimde Şekil 22, Şekil 23, Şekil 24 ve Şekil 25'teki eğrilere ve sonuçlara ve ilgili tablolara bakılması durumunda lokal optimum değerlerin tahmin edilebileceğinin ortaya çıktığı görülmektedir. Burada da bizim için optimum noktalar minimum işin, minimum ekserji kaybının ve maksimum COP değerleri ile maksimum ekserji veriminin olduğu

noktalardır. İki minimum ve iki maksimum noktaların kesiştiği noktalar bizim aradığımız optimum noktalardır. Çevrimin de bu optimum noktalarda çalıştırılması gerekir. Şekil 22'den en az kompresör kayıpları $P_{11}=1200$ kPa'da elde edildiği görülmektedir. Şekil 23'ten maksimum COP değeri $P_{11}=1200$ kPa'da elde edildiği görülmektedir. Şekil 24'ten tüm çevrimin minimum ekserji kayıpları $P_{11}=1200$ kPa'da elde edilmektedir. Şekil 25'ten tüm çevrimin maksimum ekserji verimi yine $P_{11}=1200$ kPa'da elde edilmektedir. İki minimum ve iki maksimum noktaların kesiştiği noktalar $P_{11}=1200$ kPa'da elde edilmektedir. Burada optimum noktamız bize mümkün mertebe düşük basınçlarda çalışılması gerektiğini göstermektedir.

Yine aynı şekilde, ilgili tablo ve şekillere bakıldığında kısılma vanasında düşük basınca genişletme sırasında ciddi iş kaybı ortaya çıkmaktadır. Büyük çevrimlerde bu durum büyük kayıplara yol açacağı için kısılma vanası yerine uygun bir (genleşme) güç türbini konmakta böylece düşük basınca genleşme sırasında iş elde edilmektedir. Türbinden elde edilen iş kompresöre harcanmakta böylece kompresöre dışarıdan verilecek iş azaltılarak verimlilik artırılmaktadır.

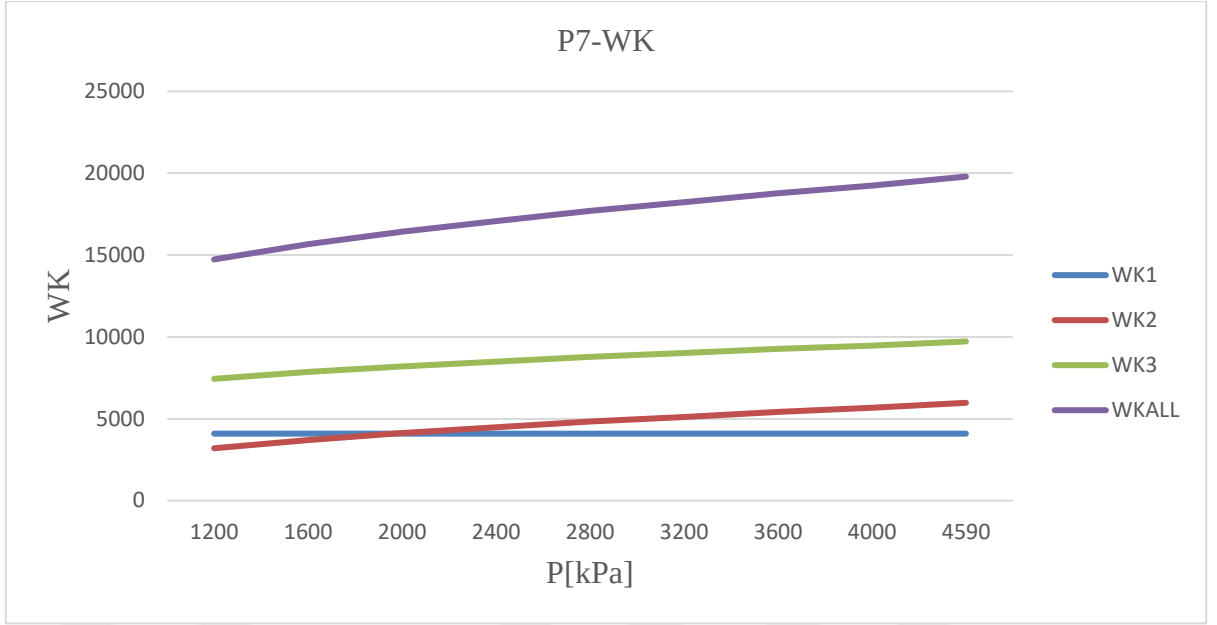
Üç kademeli çevrimde ikinci alt çevrimin ya da ikinci alt kademenin çalışmasının yani ikinci alt çevrim kompresörünün değişik basınçlarının (birinci kademe kompresör basıncı sabit alınarak) tüm çevrimi nasıl etkilediği Şekil 26, Şekil 27, Şekil 28, Şekil 29 ve Şekil 30'da görülmektedir. İkinci kademe kompresörü çıkış basıncı P_7 1200 kPa ile 4400 kPa arasında değiştirildiğinde Şekil 26'da görüldüğü gibi tüm çevrimin COP değeri $P_7=1200$ kPa'da %2 civarında artış göstermektedir.



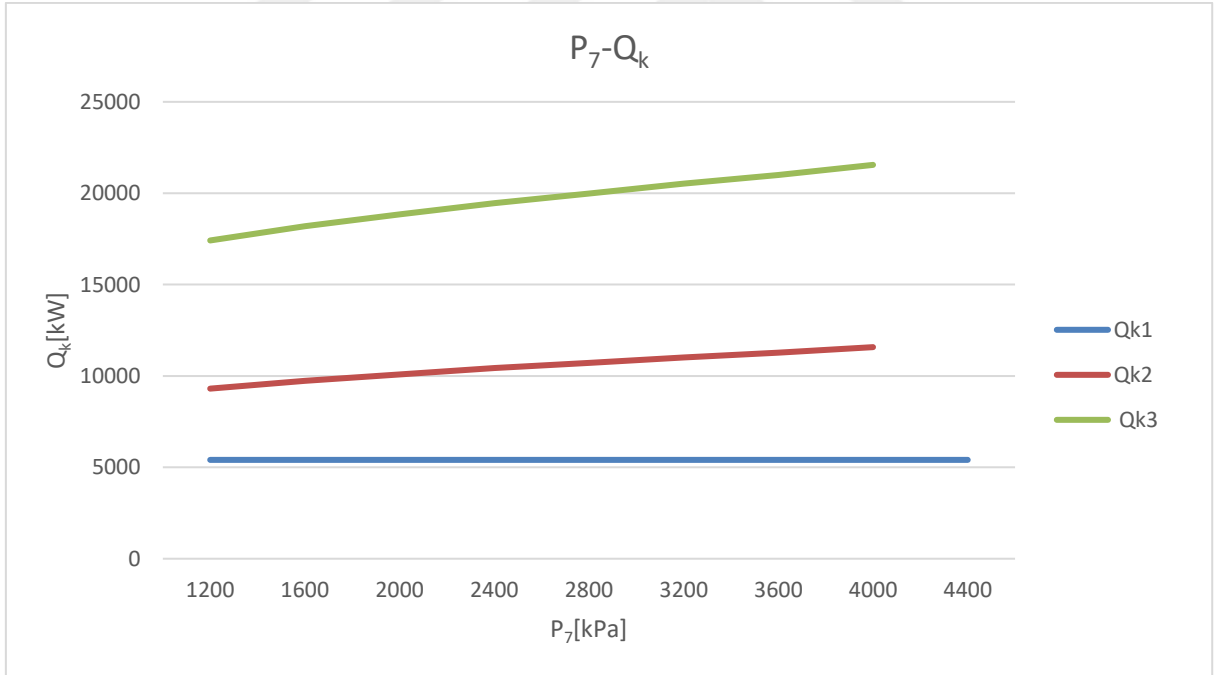
Şekil 26. Buhar sıkıştırırmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin ikinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen COP1, COP2, COP3 ve tüm çevrimin COPall eğrileri

Şekil 27’de görüldüğü gibi tüm çevrimin toplam kompresör Wktüm gereksinimi ya da minimum iş gerektirdiği nokta ikinci kademe kompresörünün $P_7=1200$ kPa’da çalıştırıldığı noktadır. $P_7=1200$ kPa’da çalıştırıldığı noktadan $P_7=4400$ kPa’da çalışıldığı noktaya çıkıldığında gereken iş miktarı %35 artmaktadır. Bu yüzden ikinci kademe kompresörünün de mümkün mertebe düşük basınçlarda çalıştırılması gerekmektedir.

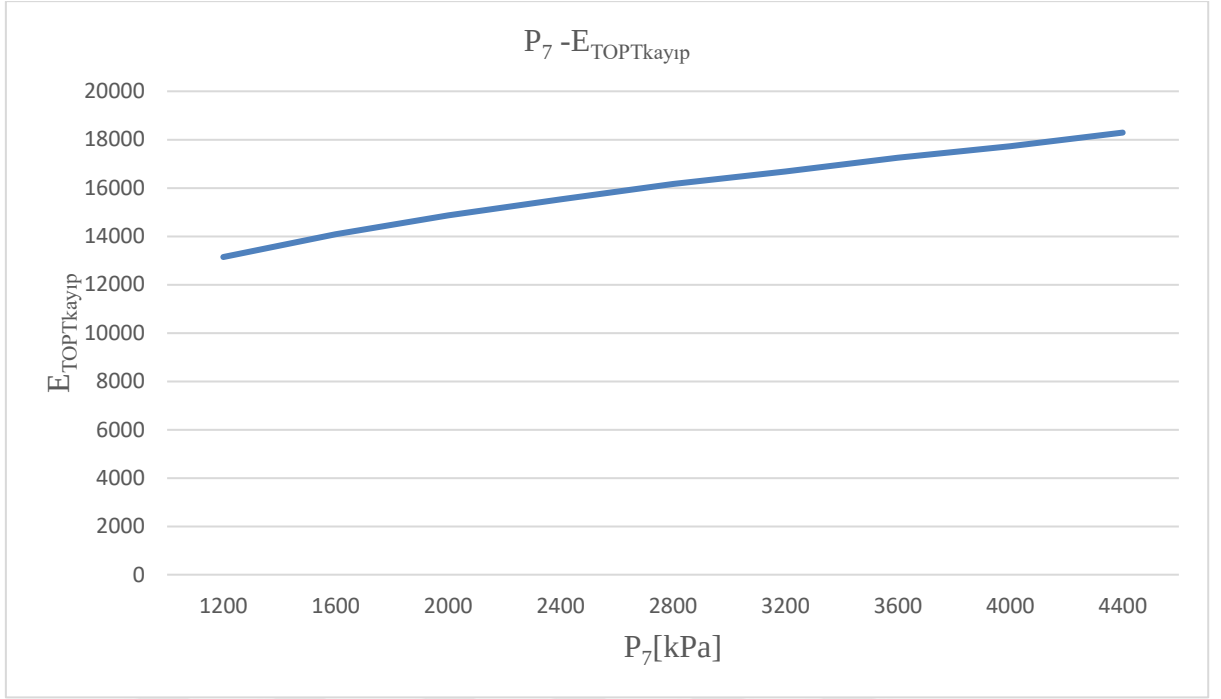
Şekil 28’de buhar sıkıştırırmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin ikinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen Qk1, Qk2, Qk3 kondenser güç eğrileri verilmiştir.



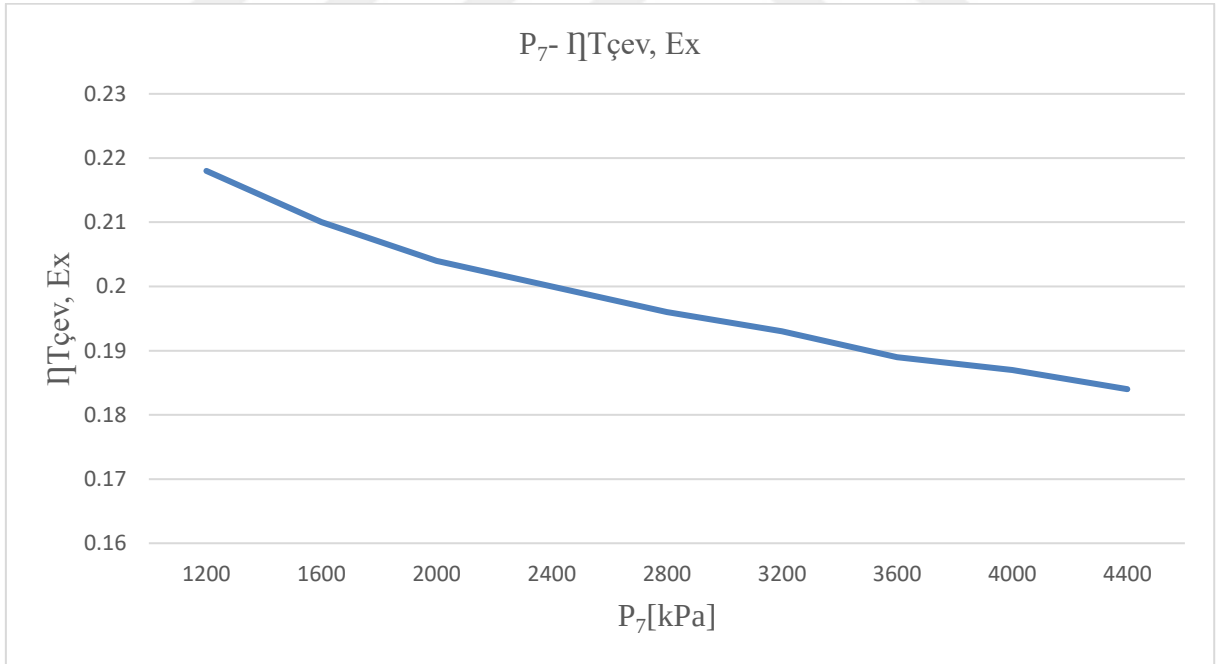
Şekil 27. Buhar sıkıştırırmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin ikinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen Wk1, Wk2, Wk3 güçleri ve tüm çevrimin toplam kompresör Wktüm güç eğrileri



Şekil 28. Buhar sıkıştırırmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin ikinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen Qk1, Qk2, Qk3 kondenser güç eğrileri



Şekil 29. Buhar sıkıştırırmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin ikinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen tüm çevrimin ekserji kaybı eğrisi



Şekil 30. Buhar sıkıştırırmalı üç kademeli kaskad kriyojenik çevrimin ikinci kademe kompresörünün çalışabileceği değişik çıkış basınçları için elde edilen tüm çevrimin ekserji verimi eğrisi

Şekil 29'da görüldüğü gibi tüm çevrimin toplam ekserji kayıpları ikinci kademe kompresörünün $P_7=1200$ kPa'da çalıştırıldığı noktadır. $P_7=1200$ kPa'da çalıştırıldığı noktadan

$P_7=4400$ kPa’da çalışıldığı noktaya çıkıldığında ekserji kayıpları %40 artmaktadır. Bu yüzden ikinci kademe kompresörünün de mümkün mertebe düşük basınçlarda çalıştırılması düşük ekserji kayıpları için gereklidir.

Şekil 30’da görüldüğü gibi tüm çevrimin maksimum ekserji verimi ikinci kademe kompresörünün $P_7=1200$ kPa’da çalıştırıldığı noktadır. $P_7=1200$ kPa’da çalıştırıldığı noktadan $P_7=4400$ kPa’da çalışıldığı noktaya çıkıldığında ekserji verimi %18.5 azalmaktadır. Bu yüzden ikinci kademe kompresörünün de mümkün mertebe düşük basınçlarda çalıştırılması maksimum ekserji verimi için gereklidir.

EK kısmında verilen tablolardan üç kademeli çevrimde ikinci alt çevrimin ya da ikinci alt kademenin çalışmasının yani ikinci alt çevrim kompresörünün değişik basınçlarının (birinci kademe kompresör basıncı sabit alınarak) tüm çevrimin akış hatlarının enerji, ekserji ve cihazların performans değerlerini nasıl değiştirdiği ayrıntılı olarak verilmiştir.

SONUÇ

Kriyojeni alanı anlaşılması kolay olmayan bir alan gibi görünmüş olsa da günümüz endüstrisinde ve bilimsel alanda büyük bir etkiye sahiptir. Yüz elli yıllık bir geçmişi olan Kriyojeni alanı çok geniş olup, doğayı ve evreni daha iyi anlamamızı ve bundan büyük faydalar elde etmemizi sağlamıştır. Bu çalışmada Kriyojeni alanının bir kısım çevrimlerine ekserji analizi ve lokal optimizasyon metotlarını uygulayarak optimum çalışma şartları aranmıştır. En çok kullanılan yöntem olan iki ve üç kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrimlerine, Termodinamiğin birinci, ikinci kanunları, ekserji analizi ve lokal optimizasyon metotları uygulanmıştır. Kuşkusuz bu çevrimlere yeni kademeler eklenmesi ve yeni cihazların çevrimlere katılması ile yeni kriyojenik çevrimler elde edilebilmektedir. Bunun için şartlar, ihtiyaç ve talepler göz önünde bulundurularak, kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrim, Claude çevrimi ve Linde-Hampson çevrimlerinden yeni çevrimler ortaya çıkarmak mümkündür.

Bu çalışmada iki ve üç kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrim, çevrimlerindeki her bir cihazın ve çevrim akış noktalarının kütle debisi, basıncı, sıcaklığı, entalpisi, entropisi, enerji ve ekserji değerleri bulunmuş, her bir çalışma şartı için enerji dengeleri kurulmuş ve tablolar halinde verilmiştir.

Elde edilen bulgular ve sonuçlar incelenen bu çevrimlerin optimum çalışma şartlarını ortaya koymuştur. Yüksek verim ve yüksek COP değerleri elde etmek için iş akışkanının izin verdiği ölçüde kompresör sıkıştırma oranının düşürülmesi ve kısılma vanasında ortaya çıkan iş kayıplarını kazanca dönüştürmek için kısılma vanası yerine türbin kullanılması gerektiği anlaşılmıştır. Kompresör sıkıştırma oranının yüksek olması çevrime harcanan işi ve atılan ısı miktarını artırmakta ve çevrimin COP değerlerini düşürmektedir. Kısılma vanası yerine türbin kullanılması ile elde edilen iş kompresör işine harcanmakta böylece çevrimin dışarıdan ihtiyaç duyduğu iş miktarı azaltılabilmektedir. Bu sebepten çevrim verimi ve COP değerleri artırılabilir.

İki kademeli çevrimin Şekil 16, Şekil 17 Şekil 18 ve Şekil 19, beraber yorumlanması durumunda Şekil 16'dan istenen kriyojenik soğutma için minimum toplam işin $P_7=2400$ kPa civarında elde edildiği görülmektedir. Burada 2. Alt kademe basıncı $P_5=30$ kPa alınmıştır. Şekil 17'den en iyi COP değerinin kritik basınca yakın yerde 0.35 bulunduğu görülmekte ise de $P_7=2400$ ile 2800 kPa arasında da COP değeri 0.30 olduğu görülmüştür. Şekil 18'den maksimum ekserji veriminin $P_7=2400$ kPa civarında elde edildiği (0.235) görülmektedir. Şekil 19'dan ise minimum ekserji kaybının $P_7=2000$ ile 2800 kPa arasında elde edildiği (10500 kW civarında) görülmektedir. Kompresöre verilen işin değerli, kondenserden alınan ısı enerjisinin daha az değerli olduğu düşünülürse minimum kayıp, maksimum ekserji verimi ve maksimum COP değerine yakın çalışmanın mantıklı ve kazançlı olduğu görülmektedir.

Üç kademeli çevrimde ikinci alt kademenin çalışmasının yani ikinci alt çevrim kompresörünün yüksek basınçlarının (birinci kademe kompresör basıncı sabit alınarak) tüm çevrimin performansını olumsuz etkilemektedir. İkinci kademe kompresörü düşük basınçta çalıştırıldığında COP değeri %2 ve ekserji verimi %20 civarında artmakta ve ekserji kayıpları %40 civarında azalmaktadır.

KAYNAKLAR

- Akdogan, A. (2007). *Bir Soğutma Sistemindeki Kondenser Kapasitesinin değiştirilmesinin Enerji ve Ekserji Analizleri ile İncelenmesi*(Yüksek lisans tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No.199797)
- Amin, R., Islam, A., Islam, R., & Islam, S. (2014). Simulation of N2 gas separation process from air. *IOSR Journal of Applied Chemistry (IOSR-JAC)*, 6(5), 09-13.
- Anek, M., & Wang, M. (2015). Potantial for improving the energy efficiency of cryogenic air separation unit (ASU) using binary heat recovery cycles. *Applied Thermal Engineering*, 81(2015), 223-231.
- Aydınlı, T. (2020). *R407c / R404a Kaskad Soğutma Sisteminde Aşırı Kızdırma Değerlerinin Oda Sıcaklığına olan Etkisinin Deneyisel olarak İncelenmesi*(Yüksek lisans tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No.637276)
- Can, M., & Avcı, A. (1994). Doğal gaz sıvılaştırma yöntemleri sıvılaştırılmış doğal gazın (LNG) nakli ve depolanması üzerine bir inceleme. *Doğal Gaz Dergisi*, 38(39), 40-56.
- Cimşit, C. (2009). *Absorbsiyonlu Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Çevrimlerinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi*(Doktora tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No.259416)
- Cimşit, C., Ozturk, İ.T., & Hosoz, M. (2014). Buhar Sıkıştırılmalı-Absorbsiyonlu Kaskad Soğutma Çevrimlerinin ikinci Kanun Analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 34(2),9-18.
- Cimşit, C. (2019). Organik Rankine Çevrim (ORC) İle Çalışan Tek Kademeli Absorbsiyonlu-Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Çevriminin Analizi.*Fırat Üniversitesi Müh. Bil.Dergisi*,31(1),29-37.
- Collins, D. N. (1996). Deep cryogenic treatment of toolsteels: A review. *Heat Treatment of Metals*, 23, 40-42.
- Collins, D. N. (1998). Cryogenic treatment of toolsteels. *Advanced Materials&Processes*, 154(6), 23-29.
- Cornelissen, R. L., & Hirs G. G. (1998). Exergy analysis of cryogenic air separation. *Energy Conversion and Management*, 39, 1821-1826.
- Coşkun, S. (2004). Doğal gazın sıvılaştırılmasında kullanılan klasik kaskad soğutma sisteminin matematiksel analizi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 9(1),33-34
- Çengel, A.Y., & Boles, M. A. (2012). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*.(A.Pınarbaşı, çev. ed.).
- Devecioğlu, A. G., & Oruç, V. (2018). Farklı Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinde R134a yerine düşük GWP değerli Soğutkanların Enerji Paramaterelerinin Teorik Mukayesesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*,38(2),51-61.
- Demir, E. (2014). *Investigation of the effects of holding times at cryogenic temperatures on residual stress distribution of AISI D2 tool steel*(Yüksek lisans tezi).Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No.371242)
- Deli, E. (2013). *LNG Prosesi İncelenmesi ve üç farklı LNG Depolama ve Gazlaştırma Tesisi için Maliyet Analizi Değerlendirilmesi*(Yüksek lisans tezi).Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No.333045)

- Dikmen, E., & Şencan Şahin, A. (2020). Gwp Değeri Düşük Soğutucu Akışkanların Kullanıldığı Kaskad Soğutma Sisteminin Karşılaştırmalı Performans Analizi, *El-Cezerî Fen ve Mühendislik Dergisi*, 7(1), 338-345.
- Dinçer, I., & Kanoglu, M. (2010). *Refrigeration Systems and Application*. USA: Wiley.
- Dinçer, I., & Rosen, M. A. (2015). *Exergy Analysis of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Methods and Applications*. USA: Elsevier.
- İçke, İ., & Başak, P. Y. (2004). Kriyoterapinin dermatolojide kullanımı. *Türkiye Klinikleri Tıp Bilimleri Dergisi*, 24, 383-395.
- Karabuga, A. (2016). *Azor Sıvılaştırma Prosesinin Enerji ve Ekserji Analizi*(Yüksek lisans tezi).Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No.442688)
- Kabukçu, N.Ö. (2011). *Süperiletken Parçacık Hızlandırıcıları İçin Soğutma Sisteminin Fiziği ve İşletimi*(Yüksek lisans tezi).Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No.299594)
- Kerry, F. G. (2007). *Industrial gas handbook; Gas separation and purification*. USA: CRC Press Taylor & Francis is Group.
- Kutluay, A. H., Çankal, D. A., & Bozkaya, S. (2010). Kriyocerrahi ve ağız cerrahisinde kullanım alanları. *Gazi Üniversitesi Diş Hekimliği Fakültesi Dergisi*, 27(1), 53-63.
- Rizk, J., Nemer, M., & Clodic, D. (2012). A Real Column Design Exergy Optimization of a Cryogenic Air Separation Unit. *Energy*, 37, 417-429.
- Sapali, S. N., & Raibhole, V. N. (2013, October). *Exergy analysis of cryogenic air separation unit integrated with biomass gasifier*. Paper presented at the meeting of the Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science 2013, CA, USA.
- Özkol, N. (1999) *Uygulamalı Soğutma Tekniği*. Ankara: TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayın No: 115.
- Taniguchi, M., Asaoka, H., & Ayuhara, T. (2015). Energy Saving Air Separation Plant Based On Exergy Analysis. *Kobelco Technology Review*, 33, 34-38. Retrieved from https://www.kobelco.co.jp/english/ktr/pdf/ktr_33/034-038.pdf
- Thomas, R. J., Ghosh, P., & Chowdhury, K. (2011). Exergy analysis of helium liquefaction systems based on modified claud cycle with two-expanders. *Cryogenics*, 51, 287-294.
- Tüfekçi, H. (2009). *Hastanelerde Kullanılan Klima Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi*(Yüksek lisans tezi).Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No.259697)
- Uzun, M. (2014). *Kriyojenik İşlem Görmüş Soğuk İş Takım Çeliğinin Aşınma Davranışının İncelenmesi*(Yüksek lisans tezi).Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No.376005)
- Ünsaç, A. (2010). *Kriyojenik Isı Değiştiricisinde Termoelektrik Jeneratör Uygulaması ve Karakterizasyonu*(Yüksek lisans tezi).Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No.256481)
- Van der Ham, L. V., & Kjelstrup, S. (2010). Exergy analysis of two cryogenic air separation processes. *Energy*, 35, 4731-4739.
- Weisend II, J.G. (1998). *Handbook of cryogenic engineering*. USA: Taylor & Francis.

- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., & Coşkun, S. (2002). *Soğutma tekniği ve uygulamaları*. Bursa: VİPAŞ A.Ş.
- Yamanoğlu, O. (2015). *Soğuk İş Takım Çeliklerinin Aşınma Direnci Üzerinde Kriyojenik İşlemin Etkisi*(Yüksek lisans tezi).Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi'nden edinilmiştir. (Tez No.395658)
- Zhu, Y., Legg, S., & Laird, C. D. (2010). Optimal design of cryogenic air separation columns under uncertainl. *Computers and Chemical Engineering*, 34(2010), 1377-1384.



EKLER

Tablo 43. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=4400 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi KJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	60.52	15	200	63.17	0.224	-2526.7	53.79
2	Su	Sıvı	60.52	100	200	419.28	1.3072	19025	2063.7
3s	Propan	Gaz	42.99	110	2000	648.57	2.0565	779.76	10917.2
3	Propan	Gaz	42.99	121	2000	673.7	2.1187	1860.2	11200.3
4	Propan	Sıvı	42.99	20	2000	147.27	0.547	-20771	8709
5	Propan	Sıvı	42.99	20	2000	147.27	0.567	-20771	8457.96
6	Propan	Gaz	42.99	-42	80	422.40	1.872	-8943.2	3553.8
7s	Etan	Gaz	15.68	150	4400	748.33	2.3787	1275.3	6042.3
7	Etan	Gaz	15.68	166	4400	790.67	2.4730	1939.2	6265.4
8	Etan	Sıvı	15.68	-37	4400	9.9058	0.019	-10303.2	5493.63
9	Etan	Sıvı	15.68	-37	80	9.9058	0.156	-10303.2	4854.96
10	Etan	Gaz	15.68	-87	80	367.25	2.137	-4700.08	1195.08
11s	Metan	Gaz	9.25	60	4590	953.53	4.8676	402.93	5404.9
11	Metan	Gaz	9.25	79	4590	1002.7	5.0121	857.8	5461.2
12	Metan	Sıvı	9.25	-83	4590	368.91	2.3176	-5004.81	7029.8
13	Metan	Sıvı	9.25	-83	80	368.91	3.3900	-5004.81	4072.2
14	Metan	Gaz	9.25	-162	80	511.08	4.6954	-3689.7	1787.2
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673,61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.13509	-1787.74	2115.8

Tablo 44. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları ($P_7=4400\text{kPa}$)

1. Çevrim	$\text{COP}_1 = 0.32$	$W_{K1S} = 4092.66 \text{ kW}$	$Q_{K1} = 5407.69 \text{ kW}$	$W_{K1} = 4547.4 \text{ kW}$
	Enerji Dengesi $Q_{Kn1} \approx Q_{B1} + W_{K1S}$			$X_{13} = 0.734$
	$5407.69 \approx 1315.24 + 4092.66 = 5407.69$			
	$E_{KOM1\text{kay}} = 873.4 \text{ kW}$	$E_{Kon1\text{ev}2\text{kay}} = 2013.38 \text{ kW}$	$E_{KV1\text{kay}} = 2957.6 \text{ kW}$	
	$E_{TOP1\text{kayıp}} = 6550.9 \text{ kW}$	$E_{EV1\text{kay}} = 706.6 \text{ kW}$		
2. Çevrim	$\text{COP}_2 = 0.938$	$W_{K2S} = 5975.3 \text{ kW}$	$Q_{K2} = 11577.3 \text{ kW}$	$W_{K2} = 6639.2 \text{ kW}$
	Enerji Dengesi $Q_{Kn2} \approx Q_{B2} + W_{K2S}$			$X_9 = 0.294$
	$11577.3 \approx 5601.97 + 5975.3 = 11577.3$			
	$E_{KOM2\text{kay}} = 1568.9 \text{ kW}$	$E_{Kon2\text{ev}3\text{kay}} = 5643.4 \text{ kW}$	$E_{KV2\text{kay}} = 638.67 \text{ kW}$	
	$E_{TOP2\text{kayıp}} = 7850.97 \text{ kW}$			
3. Çevrim	$\text{COP}_3 = 1.216$	$W_{K3S} = 9723.1 \text{ kW}$	$Q_{K3} = 21550.5 \text{ kW}$	$W_{K3} = 10803.4 \text{ kW}$
	Enerji Dengesi $Q_{Kn3} \approx Q_{B3} + W_{K3S}$			$X_5 = -0.404$
	$21550.5 \approx 11827.4 + 9723.1 = 21550.5$			
	$E_{KOM3\text{kay}} = 3156.9 \text{ kW}$	$E_{KON3\text{kay}} = 481.39 \text{ kW}$	$E_{KV3\text{kay}} = 251.04 \text{ kW}$	
	$E_{TOP3\text{kayıp}} = 3889.3 \text{ kW}$			
Tüm Çevrim	$\text{COP}_T = 0.598$	$W_{KTOPS} = 19791.1 \text{ kW}$	$Q_{K3} = 21550.5 \text{ kW}$	$W_{KTOP} = 21990 \text{ kW}$
	Enerji Dengesi $Q_{KnT} \approx Q_{dgaz} + W_{Kt}$			$\text{COP}_{T \text{ IP}} = 1.089$
	$21550.5 \approx 19791.1 + 1759.14 = 21550.5$			
	$E_{KOMT\text{kay}} = 5599.2 \text{ kW}$	$E_{KONT\text{kay}} = 8138.2 \text{ kW}$	$E_{KVT\text{kay}} = 3847.3 \text{ kW}$	
	$E_{EVT\text{kay}} = 706.6 \text{ kW}$			
	$E_{TOPT\text{kayıp}} = 18291.2 \text{ kW}$	$\eta_{T\text{Çev, Ex}} = 0.184$		

Tablo 45. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=4000 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi KJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	58.97	15	200	63.17	0.224	-2461.9	52.2
2	Su	Sıvı	58.97	100	200	419.28	1.3072	18537.8	2010.9
3s	Propan	Gaz	41.89	110	2000	648.57	2.0565	759.9	10637.9
3	Propan	Gaz	41.89	121	2000	673.7	2.1187	1812.6	10913.7
4	Propan	Sıvı	41.89	20	2000	147.27	0.547	-20240	8486.4
5	Propan	Sıvı	41.89	20	2000	147.27	0.567	-20240	8241.5
6	Propan	Gaz	41.89	-42	80	422.40	1.8716	-8714.4	3462.9
7s	Etan	Gaz	15.67	140	4000	729.22	2.3567	974.9	5841.8
7	Etan	Gaz	15.67	156	4000	769.44	2.4514	1605.2	6029.6
8	Etan	Sıvı	15.67	-37	4000	9.7019	0.0126	-10299.9	5518.6
9	Etan	Sıvı	15.67	-37	80	9.7019	0.155	-10295.2	4853.3
10	Etan	Gaz	15.67	-87	80	367.25	2.1374	-4697.1	1194.3
11s	Metan	Gaz	9.25	60	4590	953.53	4.8676	402.93	5404.9
11	Metan	Gaz	9.25	79	4590	1002.7	5.0121	857.8	5461.2
12	Metan	Sıvı	9.25	-83	4590	368.91	2.3176	-5004.81	7029.8
13	Metan	Sıvı	9.25	-83	80	368.91	3.3900	-5004.81	4072.2
14	Metan	Gaz	9.25	-162	80	511.08	4.6954	-3689.7	1787.2
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673,61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.13509	-1787.74	2115.8

Tablo 46. Doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P₇=4000kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 0.32	W _{K1S} =4092.66 kW	Q _{K1} =5407.69kW	W _{K1} =4547.4kW
	Enerji Dengesi Q _{Kn1} ≈Q _{B1} +W _{K1S}			X ₁₃ =0.734
	5407.69≈1315.24+4092.66=5407.69			
	E _{KOM1kay} =873.4kW	E _{Kon1ev2kay} =2012.5kW		E _{KV1kay} =2957.6kW
	E _{TOP1kayıp} =6550.1kW	E _{EV1kay} =706.6kW		
2. Çevrim	COP ₂ =0.988	W _{K2S} =5672.1kW	Q _{K2} =11274kW	W _{K2} =6302.3kW
	Enerji Dengesi Q _{Kn2} ≈Q _{B2} +W _{K2S}			X ₉ =0.294
	11274≈5601.97+5672.1=11274			
	E _{KOM2kay} =1467kW	E _{Kon2ev3kay} = 5257.1kW		E _{KV2kay} =665.3kW
	E _{TOP2kayıp} =7389.4kW			
3. Çevrim	COP ₃ =1.216	W _{K3S} =9474.3kW	Q _{K3} =20998.5kW	W _{K3} =10527kW
	Enerji Dengesi Q _{Kn3} ≈Q _{B3} +W _{K3S}	X ₅ = -0.404		Q _{dgaz} =1759.4kW
	20998.5≈11524.2+9474.3=20998.5			
	E _{KOM3kay} =3076.2kW	E _{KON3kay} =468.6W		E _{KV3kay} =244.9kW
	E _{TOP3kayıp} =3789.7kW			
Tüm Çevrim	COP _T = 0.599	W _{KTOPS} =19239.1kW	Q _{K3} =20998.5kW	W _{KTOP} =21376.7kW
	Enerji Dengesi Q _{KnT} ≈Q _{dgaz} +W _{KTOPS}			COP _{T IP} =1.091
	20998.5≈19239.1+1759.14=20998.5			
	E _{KOMTkay} =5416.6kW	E _{KONTkay} =7738.2kW		E _{KVTkay} =3867.8kW
	E _{EVTkay} =706.6kW			
	E _{TOPTkayıp} =17729.2kW	η _{Tçev, Ex} =0.187		

Tablo 47. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=3600 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi KJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	57.66	15	200	63.17	0.224	-2407.3	51.1
2	Su	Sıvı	57.66	100	200	419.28	1.3072	18126	1966.2
3s	Propan	Gaz	40.96	110	2000	648.57	2.0565	742.9	10401.8
3	Propan	Gaz	40.96	121	2000	673.7	2.1187	1772.4	10675
4	Propan	Sıvı	40.96	20	2000	147.27	0.547	-19789.7	8297.9
5	Propan	Sıvı	40.96	20	2000	147.27	0.567	-19789.7	8058.5
6	Propan	Gaz	40.96	-42	80	422.40	1.8716	-8520.9	3385.9
7s	Etan	Gaz	15.66	132	3600	713.13	2.3435	722.4	5647.8
7	Etan	Gaz	15.66	147	3600	751.56	2.4353	1324.2	5820.9
8	Etan	Sıvı	15.66	-37	3600	9.5049	0.0152	-10296.4	5499.9
9	Etan	Sıvı	15.66	-37	80	9.5049	0.154	-10289.5	4851.8
10	Etan	Gaz	15.66	-87	80	367.25	2.1374	-4694.1	1193.6
11s	Metan	Gaz	9.25	60	4590	953.53	4.8676	402.93	5404.9
11	Metan	Gaz	9.25	79	4590	1002.7	5.0121	857.8	5461.2
12	Metan	Sıvı	9.25	-83	4590	368.91	2.3176	-5004.81	7029.8
13	Metan	Sıvı	9.25	-83	80	368.91	3.3900	-5004.81	4072.2
14	Metan	Gaz	9.25	-162	80	511.08	4.6954	-3689.7	1787.2
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.13509	-1787.74	2115.8

Tablo 48. Doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P₇=3600kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 0.32	W _{K1S} =4092.66 kW	Q _{K1} =5407.69kW	W _{K1} =4547.4kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn1} ≈Q _{B1} +W _{K1S}		X ₁₃ =0.734
		5407.69≈1315.24+4092.66=5407.69		
	E _{KOM1kay} =873.4kW	E _{Kon1ev2kay} =2011.7kW		E _{KV1kay} =2957.6kW
	E _{TOP1kayıp} =6549.3kW	E _{EV1kay} =706.6kW		
2. Çevrim	COP ₂ = 1.034	W _{K2S} =5416.5kW	Q _{K2} =11018.45kW	W _{K2} =6018.3kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn2} ≈Q _{B2} +W _{K2S}		X ₉ =0.293
		11018.45≈5601.97+5416.5=11018.45		
	E _{KOM2kay} =1391kW	E _{Kon2ev3kay} =4961.1 kW		E _{KV2kay} =648.1kW
	E _{TOP2kayıp} =7000.2kW			
3. Çevrim	COP ₃ = 1.216	W _{K3S} =9263.9kW	Q _{K3} =20532.5kW	Q _{dgaz} =1759.4kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn3} ≈Q _{B3} +W _{K3S}	X ₅ = -0.404	W _{K3} =10293.2kW
		20532.5≈11268.57+9263.9=20532.5		
	E _{KOM3kay} =3004.1kW	E _{KON3kay} =462kW		E _{KV3kay} =239.4kW
	E _{TOP3kayıp} =3705.5kW			
Tüm Çevrim	COP _T = 0.600	W _{KTOPS} =18773.1kW	Q _{K3} =20532.5kW	W _{KTOP} =20859kW
	Enerji Dengesi	Q _{KnT} ≈Q _{Bt} +W _{KTOPS}		COP _{T IP} =1.094
		20532.5≈18773.1+1759.14=20532.5		
	E _{KOMTkay} =5268.5kW	E _{KONTkay} =7434.8kW		E _{KVTkay} =3845.1kW
	E _{EVTkay} =706.6kW			
	E _{TOPTkayıp} =17255kW	η _{Tçev, Ex} =0.189		

Tablo 49. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=3200 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi KJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	56.12	15	200	63.17	0.224	-2343	49.7
2	Su	Sıvı	56.12	100	200	419.28	1.3072	17641.9	1926.7
3s	Propan	Gaz	39.87	110	2000	648.57	2.0565	723.3	10124.8
3	Propan	Gaz	39.87	121	2000	673.7	2.1187	1725.2	10387.4
4	Propan	Sıvı	39.87	20	2000	147.27	0.547	-19263.6	8077.1
5	Propan	Sıvı	39.87	20	2000	147.27	0.567	-19263.6	7843.9
6	Propan	Gaz	39.87	-42	80	422.40	1.8716	-8294.2	3295.9
7s	Etan	Gaz	15.65	122	3200	694.15	2.3254	424.9	5431.6
7	Etan	Gaz	15.65	137	3200	730.47	2.4165	993.3	5574.9
8	Etan	Sıvı	15.65	-37	3200	9.3149	0.0180	-10292.7	5480.26
9	Etan	Sıvı	15.65	-37	80	9.3149	0.153	-10292.7	4850.4
10	Etan	Gaz	15.65	-87	80	367.25	2.1374	-4691.1	1192.8
11s	Metan	Gaz	9.25	60	4590	953.53	4.8676	402.93	5404.9
11	Metan	Gaz	9.25	79	4590	1002.7	5.0121	857.8	5461.2
12	Metan	Sıvı	9.25	-83	4590	368.91	2.3176	-5004.81	7029.8
13	Metan	Sıvı	9.25	-83	80	368.91	3.3900	-5004.81	4072.2
14	Metan	Gaz	9.25	-162	80	511.08	4.6954	-3689.7	1787.2
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.13509	-1787.74	2115.8

Tablo 50. Doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P₇=3200kPa)

1. Çevrim	COP ₁ =0.32	W _{K1S} =4092.66 kW	Q _{K1} =5407.69kW	W _{K1} =4547.4kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn1} ≈Q _{B1} +W _{K1S}		X ₁₃ =0.734
		5407.69≈1315.24+4092.66=5407.69		
	E _{KOM1kay} =873.4kW	E _{Kon1ev2kay} =2011.1kW		E _{KV1kay} =2957.6kW
	E _{TOP1kayıp} =6548.7kW	E _{EV1kay} =706.6kW		
2. Çevrim	COP ₂ = 1.095	W _{K2S} =5115.9kW	Q _{K2} =10717.9kW	W _{K2} =5684.3kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn2} ≈Q _{B2} +W _{K2S}		X ₉ = 0.293
		10717.9≈5601.97+5115.9=10717.9		
	E _{KOM2kay} =1302.2kW	E _{Kon2ev3kay} =4610.2 kW		E _{KV2kay} =629.9kW
	E _{TOP2kayıp} =6542.3kW			
3. Çevrim	COP ₃ = 1.216	W _{K3S} =9017.4kW	Q _{K3} =19985.4kW	Q _{dgaz} =1759.4kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn3} ≈Q _{B3} +W _{K3S}	X ₅ = -0.404	W _{K3} =10019.3kW
		19985.4≈10968+9017.4=19985.4		
	E _{KOM3kay} =2927.8kW	E _{KON3kay} =433.3kW		E _{KV3kay} =233.2kW
	E _{TOP3kayıp} =3594.3kW			
Tüm Çevrim	COP _T = 0.602	W _{KTOPS} =18225.96kW	Q _{K3} =19985.4kW	W _{KTOP} =20251kW
	Enerji Dengesi	Q _{KnT} ≈Q _{Bt} +W _{KTOPS}		COP _{T IP} =1.091
		19985.4≈18225.96+1759.14=19985.4		
	E _{KOMTkay} =5103.4kW	E _{KONTkay} =7054.6kW		E _{KVTkay} =3820.7kW
	E _{EVTkay} =706.6kW			
	E _{TOPTkayıp} =16685.3kW	η _{Tçev, Ex} =0.193		

Tablo 51. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=2800 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi KJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	54.65	15	200	63.17	0.224	-2281.7	48.4
2	Su	Sıvı	54.65	100	200	419.28	1.3072	17179.8	1863.5
3s	Propan	Gaz	38.82	110	2000	648.57	2.0565	704.2	9858.2
3	Propan	Gaz	38.82	121	2000	673.7	2.1187	1679.7	10117.3
4	Propan	Sıvı	38.82	20	2000	147.27	0.547	-18756.3	7864.4
5	Propan	Sıvı	38.82	20	2000	147.27	0.567	-18756.3	7637.4
6	Propan	Gaz	38.82	-42	80	422.40	1.8716	-8075.7	3209.1
7s	Etan	Gaz	15.64	112	2800	675.98	2.3122	140.5	5205.5
7	Etan	Gaz	15.64	126	2800	710.28	2.3962	676.9	5361.2
8	Etan	Sıvı	15.64	-37	2800	9.1322	0.0208	-10289.1	5406.9
9	Etan	Sıvı	15.64	-37	80	9.1322	0.152	-10289.1	4849.1
10	Etan	Gaz	15.64	-87	80	367.25	2.1374	-4688.1	1192
11s	Metan	Gaz	9.25	60	4590	953.53	4.8676	402.93	5404.9
11	Metan	Gaz	9.25	79	4590	1002.7	5.0121	857.8	5461.2
12	Metan	Sıvı	9.25	-83	4590	368.91	2.3176	-5004.81	7029.8
13	Metan	Sıvı	9.25	-83	80	368.91	3.3900	-5004.81	4072.2
14	Metan	Gaz	9.25	-162	80	511.08	4.6954	-3689.7	1787.2
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673,61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.13509	-1787.74	2115.8

Tablo 52. Doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P₇=2800kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 0.32	W _{K1S} =4092.66 kW	Q _{K1} =5407.69kW	W _{K1} =4547.4kW
	Enerji Dengesi Q _{Kn1} ≈Q _{B1} +W _{K1S}			X ₁₃ = 0.734
	5407.69≈1315.24+4092.66=5407.69			
	E _{KOM1kay} =873.4kW	E _{Kon1ev2kay} =2010.6kW		E _{KV1kay} =2957.6kW
	E _{TOP1kayıp} =6548.2kW	E _{EV1kay} =706.6kW		
2. Çevrim	COP ₂ = 1.160	W _{K2S} =4828.5kW	Q _{K2} =10430.5kW	W _{K2} =5365kW
	Enerji Dengesi Q _{Kn2} ≈Q _{B2} +W _{K2S}			X ₉ =0.292
	10430.5≈5601.97+4828.5=10430.5			
	E _{KOM2kay} =1195.8kW	E _{Kon2ev3kay} =4350.1kW		E _{KV2kay} =557.8kW
	E _{TOP2kayıp} =6103.7kW			
3. Çevrim	COP ₃ = 1.216	W _{K3S} =8779.9kW	Q _{K3} =19460.5kW	Q _{dgaz} =1759.4kW
	Enerji Dengesi Q _{Kn3} ≈Q _{B3} +W _{K3S}		X ₅ =-0.404	W _{K3} =9755.4kW
	19460.5≈10680.6+8779.9=19460.5			
	E _{KOM3kay} =2847.2kW	E _{KON3kay} =437.8kW		E _{KV3kay} =227kW
	E _{TOP3kayıp} =3512kW			
Tüm Çevrim	COP _T = 0.603	W _{KTOPS} =17701.1kW	Q _{K3} =19460.5kW	W _{KTOP} =19667.8kW
	Enerji Dengesi Q _{KnT} ≈Q _{DGAZ} +W _{KTOPS}			COP _{T IP} =1.099
	19460.5≈17701.1+1759.14=19460.5			
	E _{KOMTkay} =4916.4kW	E _{KONTkay} =6798.5kW		E _{KVTkay} =3742.4kW
	E _{EVTkay} =706.6kW			
	E _{TOPTkayıp} =16163.9kW	η _{Tcev, Ex} =0.196		

Tablo 53. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=2400 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi KJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	52.90	15	200	63.17	0.224	-2208.6	46.9
2	Su	Sıvı	52.90	100	200	419.28	1.3072	16629.6	1803.8
3s	Propan	Gaz	37.58	110	2000	648.57	2.0565	681.7	9543.4
3	Propan	Gaz	37.58	121	2000	673.7	2.1187	1626.1	9794.1
4	Propan	Sıvı	37.58	20	2000	147.27	0.547	-18157.2	7613.2
5	Propan	Sıvı	37.58	20	2000	147.27	0.567	-18157.2	7393.5
6	Propan	Gaz	37.58	-42	80	422.40	1.8716	-7817.8	3106.6
7s	Etan	Gaz	15.64	100	2400	654.15	2.2932	-200.9	4952.7
7	Etan	Gaz	15.64	114	2400	686.03	2.3774	297.6	5058.6
8	Etan	Sıvı	15.64	-37	2400	8.9572	0.0236	-10291.8	5445.1
9	Etan	Sıvı	15.64	-37	80	8.9572	0.151	-10291.8	4851.1
10	Etan	Gaz	15.64	-87	80	367.25	2.1374	-4688.1	1192
11s	Metan	Gaz	9.25	60	4590	953.53	4.8676	402.93	5404.9
11	Metan	Gaz	9.25	79	4590	1002.7	5.0121	857.8	5461.2
12	Metan	Sıvı	9.25	-83	4590	368.91	2.3176	-5004.81	7029.8
13	Metan	Sıvı	9.25	-83	80	368.91	3.3900	-5004.81	4072.2
14	Metan	Gaz	9.25	-162	80	511.08	4.6954	-3689.7	1787.2
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.13509	-1787.74	2115.8

Tablo 54. Doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P₇=2400kPa)

1. Çevrim	COP ₁ =0.32	W _{K1S} =4092.66 kW	Q _{K1} =5407.69kW	W _{K1} =4547.4kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn1} ≈Q _{B1} +W _{K1S}		X ₁₃ =0.734
		5407.69≈1315.24+4092.66=5407.69		
	E _{KOM1kay} =873.4kW	E _{Kon1ev2kay} =2012.6kW		E _{KV1kay} =2957.6kW
	E _{TOP1kayıp} =6550.2kW	E _{EV1kay} =706.6kW		
2. Çevrim	COP ₂ =1.249	W _{K2S} =4487kW	Q _{K2} =10089.1kW	W _{K2} =4985.6kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn2} ≈Q _{B2} +W _{K2S}		X ₉ = 0.292
		10089.1≈5601.97+4487=10089.1		
	E _{KOM2kay} =1119kW	E _{Kon2ev3kay} =3867.9kW		E _{KV2kay} =594kW
	E _{TOP2kayıp} =5580.9kW			
3. Çevrim	COP ₃ =1.216	W _{K3S} =8499.5kW	Q _{K3} =18838.7kW	Qdgaz=1759.4kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn3} ≈Q _{B3} +W _{K3S}	X ₅ = -0.404	W _{K3} =9443.9kW
		18838.7≈10339.2+8499.5=18838.7		
	E _{KOM3kay} =2756.4kW	E _{KON3kay} =424kW		E _{KV3kay} =219.7kW
	E _{TOP3kayıp} =3400.1kW			
Tüm Çevrim	COP _T = 0.605	W _{KTOPS} =17079.2kW	Q _{K3} =18838.7kW	W _{KTOP} =18976.8kW
	Enerji Dengesi	Q _{KnT} ≈Q _{Bt} + W _{KTOPS} =		COP _T IP=1.103
		18838.7≈17079.2+1759.14=18838.7		
	E _{KOMTkay} =4748.8kW	E _{KONTkay} =6304.5kW		E _{KVTkay} =3771.3kW
	E _{EVTkay} =706.6kW			
	E _{TOPTkayıp} =15531.2kW	η _{Tçev, Ex} =0.200		

Tablo 55. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=2000 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi KJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	51.07	15	200	63.17	0.224	-2132.2	45.3
2	Su	Sıvı	51.07	100	200	419.28	1.3072	16054.4	1741.5
3s	Propan	Gaz	36.28	110	2000	648.57	2.0565	658.1	9213.3
3	Propan	Gaz	36.28	121	2000	673.7	2.1187	1569.8	9455.3
4	Propan	Sıvı	36.28	20	2000	147.27	0.547	-17529.1	7349.9
5	Propan	Sıvı	36.28	20	2000	147.27	0.567	-17529.1	7137.7
6	Propan	Gaz	36.28	-42	80	422.40	1.8716	-7547.3	2999.1
7s	Etan	Gaz	15.63	87	2000	631.46	2.2773	-555.5	4668.9
7	Etan	Gaz	15.63	100	2000	660.82	2.3582	-96.6	4750.8
8	Etan	Sıvı	15.63	-37	2000	8.7903	0.0265	-10281.2	5425.5
9	Etan	Sıvı	15.63	-37	80	8.7903	0.150	-10281.2	4850
10	Etan	Gaz	15.63	-87	80	367.25	2.1374	-4685.1	1191.3
11s	Metan	Gaz	9.25	60	4590	953.53	4.8676	402.93	5404.9
11	Metan	Gaz	9.25	79	4590	1002.7	5.0121	857.8	5461.2
12	Metan	Sıvı	9.25	-83	4590	368.91	2.3176	-5004.81	7029.8
13	Metan	Sıvı	9.25	-83	80	368.91	3.3900	-5004.81	4072.2
14	Metan	Gaz	9.25	-162	80	511.08	4.6954	-3689.7	1787.2
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673,61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.13509	-1787.74	2115.8

Tablo 56. Doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P₇=2000kPa)

1. Çevrim	COP ₁ =0.32	W _{K1S} =4092.66 kW	Q _{K1} =5407.69kW	W _{K1} =4547.4kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn1} ≈Q _{B1} +W _{K1S}		X ₁₃ =0.734
		5407.69≈1315.24+4092.66=5407.69		
	E _{KOM1kay} =873.4kW	E _{Kon1ev2kay} =2012.2kW		E _{KV1kay} =2957.6kW
	E _{TOP1kayıp} =6549.8kW	E _{EV1kay} =706.6kW		
2. Çevrim	COP ₂ =1.357	W _{K2S} =4129.6kW	Q _{K2} =9731.6kW	W _{K2} =4588.4kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn2} ≈Q _{B2} +W _{K2S}		X ₉ =0.292
		9731.6≈5601.97+4129.6=9731.6		
	E _{KOM2kay} =1028.9kW	E _{Kon2ev3kay} = 3431.4kW		E _{KV2kay} =575.5kW
	E _{TOP2kayıp} =5035.8kW			
3. Çevrim	COP ₃ = 1.216	W _{K3S} =8205.5kW	Q _{K3} =18187.2kW	Q _{dgaz} =1759.4kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn3} ≈Q _{B3} +W _{K3S}	X ₅ =-0.404	W _{K3} =9117.2kW
		18187.2≈9981.7+8205.5=18187.2		
	E _{KOM3kay} =2661kW	E _{KON3kay} =409.2W		E _{KV3kay} =212.2kW
	E _{TOP3kayıp} =3282.4kW			
Tüm Çevrim	COP _T =0.608	W _{KTOPS} =16427.8kW	Q _{K3} =18187.2kW	W _{KTOP} =18253.1kW
	Enerji Dengesi	W _{KnT} ≈Q _{Bt} +W _{Kt}		COP _T IP=1.107
		18187.2≈16427.8+1759.14=18187.2		
	E _{KOMTkay} =4563.3kW	E _{KONTkay} =5852.8kW		E _{KVTkay} =3745.3kW
	E _{EVTkay} =706.6kW			
	E _{TOPTkayıp} =14868kW	η _{Tçev, Ex} =0.204		

Tablo 57. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=1600 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütleli Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi KJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	48.90	15	200	63.17	0.224	-2041.6	43.3
2	Su	Sıvı	48.90	100	200	419.28	1.3072	15372.2	1667.5
3s	Propan	Gaz	34.74	110	2000	648.57	2.0565	630.2	8822.2
3	Propan	Gaz	34.74	121	2000	673.7	2.1187	1503.2	9053.9
4	Propan	Sıvı	34.74	20	2000	147.27	0.547	-16785	7037.8
5	Propan	Sıvı	34.74	20	2000	147.27	0.567	-16785	6834.8
6	Propan	Gaz	34.74	-42	80	422.40	1.8716	-7227	2871.8
7s	Etan	Gaz	15.62	71	1600	604.49	2.2574	-976.4	4337.4
7	Etan	Gaz	15.62	83	1600	630.85	2.3293	-564.7	4414.3
8	Etan	Sıvı	15.62	-37	1600	8.6317	0.0294	-10283.7	5406.07
9	Etan	Sıvı	15.62	-37	80	8.6317	0.149	-10283.7	4849.1
10	Etan	Gaz	15.62	-87	80	367.25	2.1374	-4682.1	1190.5
11s	Metan	Gaz	9.25	60	4590	953.53	4.8676	402.93	5404.9
11	Metan	Gaz	9.25	79	4590	1002.7	5.0121	857.8	5461.2
12	Metan	Sıvı	9.25	-83	4590	368.91	2.3176	-5004.81	7029.8
13	Metan	Sıvı	9.25	-83	80	368.91	3.3900	-5004.81	4072.2
14	Metan	Gaz	9.25	-162	80	511.08	4.6954	-3689.7	1787.2
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673.61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.13509	-1787.74	2115.8

Tablo 58. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P₇=1600kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 0.32	W _{K1S} =4092.66 kW	Q _{K1} =5407.69kW	W _{K1} =4547.4kW
	Enerji Dengesi Q _{Kn1} ≈Q _{B1} +W _{K1S}			X ₁₃ = 0.734
	5407.69≈1315.24+4092.66=5407.69			
	E _{KOM1kay} =873.4kW	E _{Kon1ev2kay} =2012.1kW		E _{KV1kay} =2957.6kW
	E _{TOP1kayıp} =6549.7kW	E _{EV1kay} =706.6kW		
2. Çevrim	COP ₂ = 1.512	W _{K2S} =3705.7kW	Q _{K2} =9307.7kW	W _{K2} =4117.4kW
	Enerji Dengesi Q _{Kn2} ≈Q _{B2} +W _{K2S}			X ₉ =0.291
	9307.7≈5601.97+3705.7=9307.7			
	E _{KOM2kay} =893.6kW	E _{Kon2ev3kay} = 2938.7kW		E _{KV2kay} =556.97kW
	E _{TOP2kayıp} =4389.3kW			
3. Çevrim	COP ₃ =1.216	W _{K3S} =7857.2kW	Q _{K3} =17414.9kW	Q _{dgaz} =1759.4kW
	Enerji Dengesi Q _{Kn3} ≈Q _{B3} +W _{K3S}	X ₅ =-0.404		W _{K3} =8730kW
	17414.9≈9557.8+7857.2=17414.9			
	E _{KOM3kay} =2547.9kW	E _{KON3kay} =391.9kW		E _{KV3kay} =203kW
	E _{TOP3kayıp} =3142.8kW			
Tüm Çevrim	COP _T = 0.611	W _{KTOPS} =15655.6kW	Q _{K3} =17414.9kW	W _{KTOP} = 17395.1kW
	Enerji Dengesi Q _{KnT} ≈Q _{Bt} +W _{KTOPS}			COP _T IP=1.112
	17414.9≈15655.6+1759.14=17414.9			
	E _{KOMTkay} =4314.9kW	E _{KONTkay} =5342.7kW		E _{KVTkay} =3717.6kW
	E _{EVTkay} =706.6kW			
	E _{TOPTkayıp} =14081.8kW	η _{Tçev, Ex} =0.210		

Tablo 59. Doğal gazın 20°C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için akış hatlarının termodinamik özellikleri (P₇=1200 kPa)

Akış Hattı No	Madde	Fazı	Kütlesel Debi Kg/s	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi KJ/kgK	Enerji kW	Ekserji kW
1	Su	Sıvı	46.31	15	200	63.17	0.224	-1933.4	40.9
2	Su	Sıvı	46.31	100	200	419.28	1.3072	14557.9	1579.1
3s	Propan	Gaz	32.90	110	2000	648.57	2.0565	596.8	8354.9
3	Propan	Gaz	32.90	121	2000	673.7	2.1187	1423.6	8574.4
4	Propan	Sıvı	32.90	20	2000	147.27	0.547	-15895.9	6665.1
5	Propan	Sıvı	32.90	20	2000	147.27	0.567	-15895.9	6472.8
6	Propan	Gaz	32.90	-42	80	422.40	1.8716	-6844	2719.8
7s	Etan	Gaz	15.62	52	1200	572.1	2.2342	-1482.3	3939.5
7	Etan	Gaz	15.62	63	1200	594.86	2.3005	-1126.8	3986.2
8	Etan	Sıvı	15.62	-37	1200	8.4818	0.0324	-10286.1	5389.75
9	Etan	Sıvı	15.62	-37	80	8.4818	0.148	-10286.1	4851.39
10	Etan	Gaz	15.62	-87	80	367.25	2.1374	-4682.1	1190.5
11s	Metan	Gaz	9.25	60	4590	953.53	4.8676	402.93	5404.9
11	Metan	Gaz	9.25	79	4590	1002.7	5.0121	857.8	5461.2
12	Metan	Sıvı	9.25	-83	4590	368.91	2.3176	-5004.81	7029.8
13	Metan	Sıvı	9.25	-83	80	368.91	3.3900	-5004.81	4072.2
14	Metan	Gaz	9.25	-162	80	511.08	4.6954	-3689.7	1787.2
15	D.Gaz- Metan	Gaz	2	20	400	895.81	5.9177	-28.32	427.01
16	D.Gaz- Metan	Gaz	2	-37	400	770.75	5.4437	-278.44	459.5
17	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-82	400	673,61	4.9873	-472.72	537.4
18	D.Gaz- Metan	Sıvı	2	-157	400	16.098	0.13509	-1787.74	2115.8

Tablo 60. Doğal gazın 20⁰C ve 400 kPa basınçta girmesi durumu için enerji dengesi, COP ekserji verimi ve ekserji kayıpları(P₇=1200kPa)

1. Çevrim	COP ₁ = 0.32	W _{K1S} =4092.66 kW	Q _{K1} =5407.69kW	W _{K1} =4547.4kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn1} ≈Q _{B1} +W _{K1S}		X ₁₃ =0.734
		5407.69≈1315.24+4092.66=5407.69		
	E _{KOM1kay} =873.4kW	E _{Kon1ev2kay} =2014.4kW		E _{KV1kay} =2957.6kW
	E _{TOP1kayıp} =6552kW	E _{EV1kay} =706.6kW		
2. Çevrim	COP ₂ = 1.75	W _{K2S} =3199.8kW	Q _{K2} =8801.7kW	W _{K2} =3555.3kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn2} ≈Q _{B2} +W _{K2S}		X ₉ = 0.291
		8801.7≈5601.97+3199.8=8801.7		
	E _{KOM2kay} =759.6kW	E _{Kon2ev3kay} = 2316.9kW		E _{KV2kay} =538.4kW
	E _{TOP2kayıp} =3614.9kW			
3. Çevrim	COP ₃ = 1.216	W _{K3S} =7440.9kW	Q _{K3} =16492.9kW	Q _{dgaz} =1759.4kW
	Enerji Dengesi	Q _{Kn3} ≈Q _{B3} +W _{K3S}	X ₅ =-0.404	W _{K3} =8267.7kW
		16492.9≈9051.9+7440.9=16492.9		
	E _{KOM3kay} =2413.1kW	E _{KON3kay} =371.1kW		E _{KV3kay} =192.3kW
	E _{TOP3kayıp} =2976.5kW			
Tüm Çevrim	COP _T =0.614	W _{KTOPS} =14733.4kW	Q _{K3} =16492.9kW	W _{KTOP} =16370.4kW
	Enerji Dengesi	Q _{KnT} ≈Q _{Bt} +W _{KTOPS}		COP _T IP=1.119
		16492.9≈14733.4+1759.14=16492.9		
	E _{KOMTkay} =4046.1kW	E _{KONTkay} =4702.4kW		E _{KVTkay} =3688.3kW
	E _{EVTkay} =706.6kW			
	E _{TOPTkayıp} =13143.4kW	η _{Tçev, Ex} =0.218		

ÖZGEÇMİŞ

1989 yılında Adana’da doğdu. İlköğretimi TOROS İlköğretim Okulunda, Lise Eğitimi Yüreğir 75.Yıl Anadolu Lisesinde tamamladı. Lisans Eğitimi 2010-2014 yılları arasında Bayburt Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümünde tamamladı. 2013 yılında Anadolu üniversitesi Kamu yönetimi lisans programından mezun oldu.2016 yılında Anadolu Üniveristesi Adalet önlisans programından mezun oldu. 2019 yılında Anadolu Üniversitesi Yaşlı bakımı önlisans programından mezun oldu. Lisansüstü Eğitimi Bayburt Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Termodinamik Ana Bilim dalında tamamladı.

