



**ABSORPSİYONLU KOMBİNE ELEKTRİK ÜRETİM SİSTEMİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ**

Zafir Abdualrahman Bakhiet ALATTA

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAYIS 2017

Zafir Abdulrahman Bakhiet ALATTA tarafından hazırlanan “ABSORPSİYONLU KOMBİNE ELEKTRİK ÜRETİM SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüritarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Danışman:Doç. Dr. Abuzer ÖZSUNAR

Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Başkan:Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU

Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Üye:Yrd. Doç. Dr. Kemal BİLEN

Makina Mühendisliği, Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

.....

Tez Savunma Tarihi: 24/05/2017

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dökümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

Bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Zafir Abdualrahman Bakhiet ALATTA

24/05/2017

ABSORPSİYONLU KOMBİNE ELEKTRİK ÜRETİM SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Zafir Abdualrahman Bakhiet ALATTA

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mayıs 2017

ÖZET

Bu çalışmanın amacı, düşük sıcaklıklardaki atık ısının elektrik enerjisine dönüştürülmesi amacıyla kullanılan Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) verimini artırmaya yönelik olarak Absorpsiyonlu Sıcaklık Yükselticisi (ASY) ile birlikte kullanımının analiz edilmesi üzerinedir. Çalışmada öncelikle basit ORÇ sistem modeli kurularak elde edilen sonuçlar literatürdeki verilerle karşılaştırılarak modelin geçerliliği ispat edilmiştir. Daha sonra rejeneratif ORÇ sistemi kurularak çevrim verimi artırılmaya çalışılmıştır. Rejeneratif ORÇ ile tek kademeli ve çift kademeli ASY'nin birlikte kullanıldığı kombine sistem tasarlanmıştır. ORÇ çevriminde R134a ve R245fa soğutucu akışkanları iş akışkanı olarak kullanılmıştır. Absorpsiyonlu Sıcaklık Yükselticisinde ise Lityum Bromür-Su çifti kullanılmıştır. Tek kademeli rejeneratif kombine sistem ile basit ORÇ sistemi karşılaştırıldığında, 130°C türbin giriş sıcaklığı için sistem veriminde %15.6 artış sağlanırken, rejeneratif çift kademeli kombine sistem veriminde %17.3 artış sağlanmıştır.

Bilim Kodu : 91436
Anahtar Kelimeler : Atık Isı, Absorpsiyonlu Sıcaklık Yükseltici, Organik Rankine Çevrimi
Sayfa Adedi : 164
Danışman : Doç. Dr. Abuzer ÖZSUNAR

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF AN APSORBTION COMBINED SYSTEM FOR ELECTRICITY PRODUCTION

(M. Sc. Thesis)

Zafir Abdualrahman Bakhiet ALATTA

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

May 2017

ABSTRACT

The aim of this study is to analyze and present a thermodynamic use of a combined system between an Absorption Heat Transformers (AHT) and Organic Rankine Cycle (ORC), to harvest mechanical power and increase the efficiency of the Organic Rankine Cycle (ORC), which is used to convert waste heat at low temperature into electric energy. In the study, the validity of the model has been proved by comparing the results obtained from the simple ORC system model and the literature. Later, the Regenerative ORC System was installed to increase the conversion efficiency. Combined regenerative ORC with single-stage and double-stage AHT System is designed using R134a and R245fa refrigerants as the working fluid in the ORC cycle. In the Absorption Heat Transformers, Lithium bromide-water couple is used as working fluid. Compared with the single-stage regenerative combined system and the simple ORC system, a %15.6 increase in system efficiency was achieved for a turbine inlet temperature of 130 °C, while a %17.3 increase in the efficiency of the regenerative dual stage combined system was achieved.

Science Code	: 91436
Key Words	: Waste Heat, Absorption Heat Transformers, Organic Rankine Cycle cooling, renewable energy
Page Number	: 164
Supervisor	: Assoc. Dr. Abuzer ÖZSUNAR

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca maddi ve manevi desteğini benden esirgemeyip her ortamda ve her koşulda engin bilgi birikimi ile bana yol gösteren değerli hocam Doç. Dr. Abuzer ÖZSUNAR'a teşekkür ve minnetlerimi sunarım. Yapmış olduğum çalışmanın basamaklarında bilgisi ile yanımda duran sayın hocam Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU'na, yönlendirmeleri ile yanımda olan Yrd. Doç. Dr. Nureddin DİNLER ve Yrd. Doç. Dr. Muhittin BİLGİLİ'ye teşekkürlerimi sunarım. Türkçe becerilerimi geliştiren ve tez ile ilgili konularda sürekli yardım aldığım Makina Mühendisliği Bölümünün değerli asistanları Arş. Gör. Murat ERBAŞ, Arş. Gör. Emre YURTKURAN, Arş. Gör. Fatih AKTAŞ ve Arş. Gör. Nazım BABACAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Geçen yıl hayatını kaybeden hayatımın güneşi ve ailemizin en değerli kişisi sevgili babanneme teşekkür ederim. Tüm annelerimize ve özellikle kendi anneme hep onlara dua ettiğimizi belirterek şükranlarımı sunarım. Ayrıca çalışmalarım boyunca beni destekleyen sorumluluk bilincimi kazandıran babama ona duacı olduğumu bildirerek teşekkür ederim. Benim diğer yarım sevgili eşim, oğlumun annesine tüm desteklerinden dolayı teşekkürlerimi sunarım. Ankara'da bulunduğum süre zarfında bana gösterdikleri misafirperverlik ve yardımlardan dolayı Şengül KASAR, Nevbahar GÜL ve ailelerine şükranlarımı sunarım. Ayrıca bana gösterdiği ilgi, alaka ve tüm destekleri için Prof. Dr. Volkan ÖZTÜRK'e teşekkür ederim. Bu çalışma boyunca her konuda yardımları için tüm arkadaşlarıma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI	5
3. DÜŞÜK SICAKLIK ENERJİ KAYNAKLARI	13
3.1. Güneş Enerjisi	13
3.2. Biyogazlar	15
3.3. Jeotermal Enerji	15
3.4. Atık Isı	16
4. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ	17
4.1. Organik Rankine Çevriminin Önemli Avantajları	18
4.2. Uygun İş Akışkanı Seçimi ve Organik Rankine Çevrim Sisteminin Termodinamik Analizi	19
5. ABSORBSİYONLU SICAKLIK YÜKSELTİCİ	27
5.1. Absorpsiyonlu Sıcaklık Yükselticinin Tanıtımı	27
5.2. ASY Sistem Elemanları	29
5.2.1. Kaynatıcı	29
5.2.2. Yoğuşturucu	30

	Sayfa
5.2.3. Buharlaştırıcı	31
5.2.4. Soğurucu	32
5.2.5. Eriyik eşanjörü	32
5.3. ASY Sisteminde Kullanılan Akışkan Çiftleri	33
5.3.1. Soğutucu-soğurucu akışkan çiftinden beklenen genel özellikler	33
5.3.2. Absorpsiyonlu sıcaklık yükselticilerde kullanılan akışkan çiftleri ve özellikleri	34
5.3.3. Soğurucu akışkanların istenen özellikleri	35
5.3.4. Lityum bromür-su eriyiği	36
5.3.5. Lityum bromür-su eriyiğinde kristalizasyon	37
6. TEK KADEME KOMBİNE ELEKTRİK ÜRETİM SİSTEMİ	39
7. TEORİK ANALİZ SONUÇLARI	69
7.1. Model Sonuçları	107
7.1.1. Basit organik rankine çevrimi	107
7.1.2. Rejenerasyonlu organik rankine çevrimi	110
7.1.3. Tek kademeli kombine sistem sonuçları	115
7.1.4. Çift kademeli kombine sistem sonuçları	130
8. SONUÇ VE ÖNERİLER	155
KAYNAKLAR	157
EKLER	161
EK-1. Su için entalp-entropi değişimi	162
ÖZGEÇMİŞ	164

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Farklı uygulama alanları için düşünülen ve analiz sonucunda tavsiye edilen akışkanlar	6
Çizelge 4.1. Bazı iş akışkanlarının termodinamik ve fiziksel özellikleri	21
Çizelge 7.1. 80°C kızgın buhar R134a kullanan organik Rankine çevrimi	107
Çizelge 7.2. 80°C kızgın buhar R245fa kullanan organik Rankine çevrimi	108
Çizelge 7.3. 130°C kızgın buhar R134a kullanan organik Rankine çevrimi	108
Çizelge 7.4. 130°C kızgın buhar R245fa kullanan organik Rankine çevrimi	108
Çizelge 7.5. Basit Organik Rankine çevrimi karşılaştırılması	110
Çizelge 7.6. R134a kullanan organik Rankine çevrimi	111
Çizelge 7.7. R245fa kullanan organik Rankine çevrimi	111
Çizelge 7.8. Rejenerasyonlu organik Rankine çevrimi karşılaştırılması	113
Çizelge 7.9. R134a ve R245fa iş akışkanları için rejenerasyonlu ORÇ ile basit Organik Rankine çevrimi karşılaştırılması	114
Çizelge 7.10. Tüm kombine tek kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi noktalarındaki değerler	116
Çizelge 7.11. Tek kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi sonuçları	116
Çizelge 7.12. Tek kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi karşılaştırılması	117
Çizelge 7.13. Tek kademeli Entalpi değerlerinin literatürle ile karşılaştırılması	122
Çizelge 7.14. Tek kademeli sistemde çevrime ait verilerin literatürle ile karşılaştırılması	122
Çizelge 7.15. Tek kademeli sistemde sıcaklık yükselticisi için entalpi değerleri	123
Çizelge 7.16. Tek kademeli sistemde sıcaklık yükselticisi için uygulama değerleri	123
Çizelge 7.17. Tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarına ait basınca karşılık türbin güç değişimi ($T_{TGS}=130\text{ °C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)	124
Çizelge 7.18. Tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarına ait çevrimin I. yasa verimi ($T_{TGS}=130\text{ °C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)	125

Çizelge	Sayfa
Çizelge 7.19. Tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarına ait çevrimin II. yasa verimi ($T_{TGS}=130\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)	126
Çizelge 7.20. Tek kademeli sistemde sekiz farklı iş akışkanlarına ait çevrimin güç değişimi ($T_{TGS}=130\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)	127
Çizelge 7.21. Tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarına ait çevrimin türbin giriş basıncı ile I. yasa verimi değişimi ($T_{TGS}=130\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)	128
Çizelge 7.22. Tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarına ait çevrimin türbin giriş basıncı ile II. yasa verimi değişimi ($T_{TGS}=130\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)	129
Çizelge 7.23. Çift kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi sistemlerinin farklı noktalardaki özellikleri	131
Çizelge 7.24. Çift kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi sistemlerinin karşılaştırılması	132
Çizelge 7.25. Rejenerasyonlu çift kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi sistemlerinin karşılaştırılması	133
Çizelge 7.26. Kombine çift kademeli ORÇ'nin sistem özellikleri	136
Çizelge 7.27. Çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait çevrimin güç değişimi ($\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)	137
Çizelge 7.28. Çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait çevrimin I. yasa verimi η_I [%] ($\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)	137
Çizelge 7.29. Çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait çevrimin II. yasa verimi η_I [%] ($\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)	137
Çizelge 7.30. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait üç farklı türbin giriş sıcaklığı için türbinden alınan güç ($\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)	140
Çizelge 7.31. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait I. yasa verimi ($\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)	140
Çizelge 7.32. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait II. yasa verimi η_I [%] ($\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)	141
Çizelge 7.33. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi ($T_{TGS}=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)	143
Çizelge 7.34. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile I. yasa verimi değişimi ($T_{TGS}=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)	145

Çizelge	Sayfa
Çizelge 7.35. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile II. Yasa verimi değişimi ($T_{TGS}=150^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$)	147
Çizelge 7.36. Çevrimde kullanılan ekipmanlara ait ikinci yasa verimi ve kayıp kullanılabilir enerji	153
Çizelge 7.37. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile II. Yasa verimi değişimi ($T_{TGS}=150^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$)	154



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 4.1. Basit organik rankine çevrimi sistem şeması	18
Şekil 4.2. Bazı organik akışkanların sıcaklık-entropi diyagramları	23
Şekil 5.1. Absorpsiyonlu sıcaklık yükseltici ile çalışan organik rankine çevrimi şeması.....	27
Şekil 5.2. Absorpsiyonlu sıcaklık yükselticinin şematik görünümü	28
Şekil 5.3. Kaynatıcının şematik gösterimi	29
Şekil 5.4. Yoğuşturucunun şematik gösterimi	31
Şekil 5.5. Buharlaştırıcının şematik gösterimi	31
Şekil 5.6. Soğurucunun şematik gösterimi	32
Şekil 5.7. Eriyik eşanjörünün şematik gösterimi	33
Şekil 5.8. LiBr-su karışımı konsantrasyon-entalpi diyagramı	37
Şekil 5.9. LiBr –su karışımı sıcaklık –buhar basıncı diyagramı	38
Şekil 6.1. Tek kademeli kombine elektrik üretim sisteminin şematik görünümü	39
Şekil 6.2. Kaynatıcı kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	41
Şekil 6.3. Yoğuşturucu kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	43
Şekil 6.4. Buharlaştırıcı-1 şematik gösterimi	44
Şekil 6.5. Absorber - ORÇ Buharlaştırıcısı kütle ve enerji akışları şematik gösterimi .	46
Şekil 6.6. Isı değiştirici kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	48
Şekil 6.7. Eriyik ısı değiştirici kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	49
Şekil 6.8. Pompa-I kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	50
Şekil 6.9. Kısılma vanası kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	51
Şekil 6.10. Yoğuşturucu kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	52
Şekil 6.11. Absorber kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	54
Şekil 6.12. Buharlaştırıcı kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	55

Şekil	Sayfa
Şekil 6.13. Türbin kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	57
Şekil 6.14. Yoğuşturucu kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	58
Şekil 6.15. Pompa kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	60
Şekil 7.1. Çift kademeli kombine elektrik üretim sistemi	69
Şekil 7.2. Kaynatıcı-1 şematik gösterimi	71
Şekil 7.3. Yoğuşturucu-1 şematik gösterimi	73
Şekil 7.4. Buharlaştırıcı-1 şematik gösterimi	75
Şekil 7.5. Absorber-1 buharlaştırıcı-2 kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	76
Şekil 7.6. Kaynatıcı-2 kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	79
Şekil 7.7. Yoğuşturucu-2 kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	81
Şekil 7.8. Absorber-2 kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	83
Şekil 7.9. Isı değiştirici kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	84
Şekil 7.10. Eriyik ısı değiştirici kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	85
Şekil 7.11. Pompa-I kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	87
Şekil 7.12. Kısılma vanası kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	88
Şekil 7.13. Buharlaştırıcının şematik gösterimi	89
Şekil 7.14. Türbin kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	90
Şekil 7.15. Yoğuşturucu kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	92
Şekil 7.16. Pompa kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi	94
Şekil 7.17. Isı değiştiricisi kütle ve enerji akışlarının şematik diyagramı	95
Şekil 7.18. R134a ORÇ çevrimi T-S diyagram	108
Şekil 7.19. R245fa ORÇ çevrimi T-S diyagram	109
Şekil 7.20. Organik Rankine çevrimi simülasyon sonuçlarının doğrulanması	110
Şekil 7.21. Rejenerasyonlu organik Rankine çevriminin şematik gösterimi	111

Şekil	Sayfa
Şekil 7.22. R245fa ve R134a akışkanları için buharlaşma sıcaklığı ile türbin gücünün değişimi	112
Şekil 7.23. Rejenerasyonlu organik Rankine çevrimi T-s diyagramı	114
Şekil 7.24. Basınç entalpi değişimi (lnp-h)	115
Şekil 7.25. Basınç karışım sıcaklığı değişimi	115
Şekil 7.26. İTK ve Konsantrasyon oranı değişimi	118
Şekil 7.27. Sıcaklık ile konsantrasyon oranı değişimi	119
Şekil 7.28. Absorber sıcaklığının ısı transferine etkisi	120
Şekil 7.29. Absorber sıcaklığının ısı transferine ve İTK	120
Şekil 7.30. Kaynatıcı-buharlaştırıcı sıcaklığının İTK değerine etkisi	121
Şekil 7.31. Yoğusturucu sıcaklığının İTK değerinin değişimi	121
Şekil 7.32. Tek kademeli sistemde farklı akışkanlara ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi	124
Şekil 7.33. Tek kademeli sistemde farklı akışkanlara ait türbin giriş basıncına	
Şekil 7.34. Tek kademeli sistemde farklı akışkanlara ait türbin giriş basıncına karşılık II. yasa verim değişimi	126
Şekil 7.35. Tek kademeli sistemde farklı akışkanlara ait türbin giriş basıncına karşılık güç değişimi	128
Şekil 7.36. Tek kademeli sistemde farklı akışkanlara ait türbin giriş basıncı ile I. yasa verim değişimi	129
Şekil 7.37. Tek kademeli sistemde farklı akışkanlara ait türbin giriş basıncı ile II. yasa verim değişimi	130
Şekil 7.38. Çift kademeli sistemde basınç entalpi değişimi (lnp-h)	131
Şekil 7.39. Entalpi – Konsantrasyon değişimi ve Su buhar basıncı- soğutucu sıcaklığı-çözüm sıcaklığı diyagramı	132
Şekil 7.40. Çift kademeli sıcaklık yükselticisi sisteminde simülasyon sonuçlarının literatürle karşılaştırılması	134
Şekil 7.41. Çift kademeli sistemde konsantrasyon oranına karşılık ve İTK değişimi ...	134

Şekil	Sayfa
Şekil 7.42. Çift kademeli sistemde R245fa akışkanı için sıcaklık-entropi değişimi	135
Şekil 7.43. Çift kademeli sistemde R134a akışkanı için sıcaklık-entropi değişimi	135
Şekil 7.44. Çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi	138
Şekil 7.45. Çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile I. yasa verim değişimi	139
Şekil 7.46. Çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile II. yasa verim değişimi	139
Şekil 7.47. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi	142
Şekil 7.48. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile I. yasa verim değişimi	142
Şekil 7.49. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile II. yasa verim değişimi	143
Şekil 7.50. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi	144
Şekil 7.51. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile güç grafiği	144
Şekil 7.52. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile I. Yasa verim değişimi	146
Şekil 7.53. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile I. Yasa verim değişimi	146
Şekil 7.54. Çift kademeli ORÇ sisteminde 4 farklı iş akışkanına ait 1000-3000 kPa aralığında türbin giriş basıncı ile II. yasa verim değişimi	148
Şekil 7.55. Çift kademeli ORÇ sisteminde 4 farklı iş akışkanına ait 3000-6000 kPa aralığında türbin giriş basıncı ile II. yasa verim değişimi	148
Şekil 7.56. Çift kademeli ORÇ sisteminde üç farklı iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile güç değişiminin simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile karşılaştırılması	149
Şekil 7.57. Çift kademeli ORÇ sisteminde üç farklı iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile I. yasa verim değişiminin simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile karşılaştırılması	149

Şekil	Sayfa
Şekil 7.58. Çift kademeli ORÇ sisteminde üç farklı iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile II. yasa verim değişiminin simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile karşılaştırılması	150
Şekil 7.59. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile güç değişiminin simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile karşılaştırılması	150
Şekil 7.60. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile I.yasa verimi değişiminin simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile karşılaştırılması	151
Şekil 7.61. Şekil 7.42 Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile II.yasa verim değişiminin simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile karşılaştırılması	151
Şekil 7.62. R22 iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi	152
Şekil 7.63. R22 iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile I. Yasa verim değişimi	152
Şekil 7.64. R22 iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile II. Yasa verim değişimi	153

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

$\dot{m}$	Kütlesel Debi [kg/s]
f	Dolaşım oranı
$\dot{Q}$	Birim zamanda ısı geçişi [kW]
$\dot{W}$	Birim zamanda yapılan iş [kW]
H	Entalpi [kJ]
h	Özgül entalpi [kJ/kg]
Ψ	Akım ekserjisi [kJ/kg]
η	Isıl verim [%]
T	Sıcaklık [°C, K]
X	Konsantrasyon [%]
x	Buhar kalitesi
S	Entropi [kJ/K]
s	Özgül entropi [kJ/kgK]
$\dot{E}$	Ekserji [kW]
$\dot{I}$	Kayıp kullanılabilir enerji [kW]
P	Basınç [kPa]
c	Özgül ısı [kJ/kgK]

Kısaltmalar

Açıklamalar

ASY	Absorpsiyonlu sıcaklık Yükselticisi
ABS	Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin
BSMS	Buhar Sıkıştırırmalı Mekanik Soğutma
COP	Performans katsayısı
ORÇ	Organik Rankine Çevrimi
R134a	1, 1, 1, 2-Tetrafloretan
R245fa	1, 1, 1, 3, 3-Pentafluoropropan

Kısaltmalar

Açıklamalar

vd.

ve diğerleri



1. GİRİŞ

Enerji kaynaklarının daha verimli kullanma gereksinimi artan enerji maliyeti ve ihtiyacı sebebiyle artmaktadır. Enerji maliyetleri arttıkça birim enerji fiyatları ile üretim ve tüketimdeki enerji payı da artmıştır. Bu sebeple son zamanlarda enerji verimliliğine verilen önem artmıştır. Ayrıca, yenilenebilir enerji kaynaklarının ve atık ısıların daha verimli kullanımı için daha yüksek verimli sistemler tasarlanmaya çalışılmaktadır.

Geleneksel olarak kullanılan buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın basıncının arttırılması bir kompresör yardımıyla gerçekleştirilmektedir. Absorpsiyonlu soğutma sistemi, soğurucu ve soğutucu akışkan çiftinden oluşan bir kimyasal çevrim içermekte olup, soğutucu akışkanın basıncının arttırılması ısıl sistem yardımıyla sağlanır. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerine göre daha karmaşık bir yapıya sahip olmakla birlikte, bu sistemlerde soğutucuyu sıkıştırmak için gerekli enerjinin çok düşük olmasından dolayı büyük avantaj sağlanmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde iş akışkanı olarak kloroflorokarbonların yerine ozon tabakasına zarar vermeyen akışkanların kullanılabilmesi ise çevrenin korunması yönüyle önem taşımaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan basınçlandırma yöntemi güç çevrimlerine de uygulanabilir. Bu yöntemle elde edilen sistemlere absorpsiyonlu sıcaklık yükseltme sistemleri (ASYS) denir. Böylece düşük sıcaklıktaki kaynaktan gelen ısıнын sıcaklığı artırılarak daha yüksek sıcaklıklarda çalışan bir çevrime veya prosese aktarılır. Sonuç olarak, bu kaynaklar daha yüksek verimlerle kullanılabilir. Organik Rankine çevrimi su yerine organik akışkanlar kullanarak güç üretmeye yarayan bir çevrimdir.

Bu tezde Organik Rankine çevrimi (ORÇ) ve absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisinden (ASY) oluşan bir atık ısı geri-kazanım kombine elektrik üretim sistemi tasarlanmıştır. Tasarımda ORÇ için R134a ve R245fa soğutucu akışkanı, absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisinde ise Lityum Bromür-su çifti kullanılmıştır. ORÇ sistemi, excel ortamında CoolProp akışkan veritabanı kullanılarak modellenmiş, termodinamik analizi yapılmış ve en uygun çalışma parametreleri belirlenmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi fikri ilk kez Fransız Ferdinand Carre tarafından ortaya konmuş ve 1860 yılında Amerika'da kendisi tarafından patenti alınmıştır. Yirminci yüzyılın ilk yıllarında absorpsiyonlu soğutma sistemi oldukça rağbet görmüş ve uygulama alanları bulmuştur. 1920'li yıllardan sonra özellikle Amerika, Almanya, İtalya, İngiltere, Belçika, Hollanda, Rusya ve diğer bazı ülkelerde absorpsiyonlu soğutma makinalarının tasarımı ve teknolojisi konusunda çalışmalar ve uygulamalar başarıyla sürdürülmüştür. 1950'li yıllardan sonra elektriğin ucuzlaması, değişik boyut ve kapasitedeki kompresörlerin kullanıma geçmesiyle buhar sıkıştırırmalı mekanik sistemler öncelik kazanmıştır [1].

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde; sistemin karmaşıklığı, ilk devreye alma ve işletme sırasında karşılaşılan problemler nedeniyle bu konuda yapılan çalışmaların çoğunluğu teorik düzeyde olmuş ve bu çalışmalar çoğunlukla belirli kapasitedeki sistemlere, termodinamiğin 1. ve 2. yasaları kullanılarak termodinamik simülasyonların gerçekleştirilmesi şeklinde yapılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalarda ise küçük kapasiteli ünitelerde karşılaşılan teknik problemler nedeniyle genel olarak büyük kapasiteli tesis ve sistemler üzerinde yoğunlaşmıştır [2].

Son yıllarda artan ısı yükleri ve gereksinimlerle birlikte soğutma işlemleri için gerekli enerji talebinin artması nedeniyle, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin geleneksel sistemlere göre avantajları ve dezavantajları konusundaki araştırmalar yoğunlaşmıştır. Yapılan çalışmalarda absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin enerjide daha ekonomik olmasından dolayı, geleneksel dünyanın önde gelen bazı soğutma firmaları (Carrier, York, Trane, Robur, Broad, Mycom, LG, Mitsubishi, Sanyo, Mc Quay, Entropie, Century and CoLiBr), özellikle endüstriyel uygulamalarda ve büyük binalarda, kullanım açısından bu tip soğutma sistemlerinin yüksek kapasiteli olanlarını geliştirmişlerdir. Buna karşın orta ve küçük kapasiteli sistemlerin geliştirilmesi sınırlı kalmıştır. Bununla birlikte son yıllarda evsel kullanıma dönük soğutma taleplerinin dikkate değer oranda artış göstermesiyle birlikte küçük kapasiteli (<100 kW) soğutmalı sistemlerin üretiminde önemli sayılara ulaşılmaya başlanmıştır [3].

Küçük kapasiteli sistemler konusunda çalışma ve geliştirme yapan ticari firmalar; Nishyodo, Maekawa, Maycom, Yazaki, Robur, Broad, Rotartica, Climatewell, Sor Tech,

Invesnsor, Thermax, Solar Next, Aosol, Pink, Sonnenklima, EAW şeklinde sıralanmıştır [4].

Termal ısı kaynağıyla çalıştırılan küçük kapasiteli bu sistemlerin sayısı hakkında net bilgi olmamakla birlikte [5], 2007 yılında güneş enerjisi ile çalışan 250 ile 300 soğutma sisteminin olduğunu, bunların 200 kadarının Avrupa'da, özellikle de İspanya ve Almanya'da kurulu olduğunu belirtmiştir.

Uluslararası Enerji Ajansı'nın ticari binalarda kullanılan 88 adet geniş ölçekli güneş enerjisi destekli soğutma sistemlerinin yaklaşık %70'inin absorpsiyon, %13 adsorbsiyon ve %17'sinde DEC (nem almalı soğutma) sistemleri olduğunu ve bu veriler ışığında güneş enerjisiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma teknolojisinin pazarda açıkça önde olduğunu belirtmiştir [6].



2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Bu tez kapsamında incelenen güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi ile organik Rankine çevriminin tahrik edilmesine dair literatürde çok az sayıda çalışma vardır, ancak bu sistemin bileşenleriyle ilgili çalışmalar literatürde geniş yer almıştır. Bu amaçla bu bölümde düz güneş kollektörü kullanan organik Rankine çevrimi ve absorpsiyonlu sıcaklık yükselticilerine dair kaynak araştırması yapılmıştır.

Yari vd., çalışmalarında kademe sayısı arttıkça buharlaştırıcı sıcaklığının artmakta, fakat ısı transfer katsayısının düşmekte olduğunu göstermişlerdir [7].

Yari, vd. iki kademe absorpsiyonlu sıcaklık yükseltici için üç değişkenli optimizasyon çalışması yapmıştır. Çalışmalarında detaylı ekserji ekonomisi analizi yapmışlardır. Önerdikleri farklı sistemlerde verimler yaklaşık aynı kalsa bile ekserji başına maliyetin çok değiştiğini göstermişlerdir. Ayrıca, çift kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticinin çift kademe sıcaklık yükselticilerden daha basit ve daha yüksek ısı transfer katsayısına sahip olduğunu göstermişlerdir [8].

Parham, vd., absorpsiyonlu sıcaklık yükselticiler hakkında detaylı bir gözden geçirme makalesi yazmışlardır. Bu makalede çeşitli çalışma akışkanları ve problemleri, analiz modelleri ve ekonomik analizlerini detaylıca anlatmışlardır [9].

Rahbar vd., düşük ölçekli uygulamalar için organik Rankine çevrimi uygulamalarını değerlendirmişlerdir. Çalışmalarında çeşitli ısı kaynakları için organik Rankine çevrimi sistemlerini göstermişlerdir. Bu sistemlerde pozitif deplasmanlı ve turbo türbinlerin uygulamalarını göstermişlerdir. Bu sistemlerin tasarımlarını detaylıca anlatmışlardır [10].

Frutiger, vd., Organik Rankine Çevrimleri için akışkan seçiminde akışkan özelliklerinin belirsizliklerinin etkisini detaylıca incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlarda akışkan belirsizliklerinin REFPROP 9.0 programına göre genel olarak %2 civarında olduğunu göstermişlerdir [11].

Zhai, vd., bu güne kadar kurulan organik Rankine çevrimleri uygulamalarını incelemişlerdir. Bu sistemlerle üretilen gücün çoğu jeotermal kaynaklardan temin edilirken, uygulama sayısı olarak en çok biyokütle kaynaklarının kullanıldığını göstermişlerdir [12].

Quoilin, Çizelge 2.1’de literatürdeki farklı uygulamalarda kullanılan akışkanlar ve bu akışkanların buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının analizini özetlemiştir [13].

Çizelge 2.1. Farklı uygulama alanları için düşünülen ve analiz sonucunda tavsiye edilen akışkanlar

Yazarlar	Uygulama	Yoğ. Sıc.	Buh. Sıc.	Düşünülen akışkanlar	Tavsiye edilen akışkanlar
(Badr et al., 1990)	Atık ısı kazanımı	30-50°C	120	R11, R113, R114	R113
(V. Maizza & Maizza, 2001)	n/a	35-56°C	80-110	Unconventional working fluids	HCFC-123, R124
(B.-T. Liu et al., 2004)	Atık ısı kazanımı	30°C	150-200	HCFC-123, iso-pentane, HFE7100, Benzene Toluene, p-xylene water, HCFC123	Benzene, Toluene, HCFC-123
(El chammas & Clodic, 2005)	Buz	50°C (100°C su için)	60-150°C (150-260°C su için)	isopentane, R245ca, HFC-245fa, butane, isobutane & R-152a	Su, R245-ca & isopentane
(Derscher & Büggemann, 2007)	Biyo kütle CHP	90°C	250-350°C	ButylBenzene, PropylBenzene, Ethylbenzene, Toluene, OMT5	ButylBenzene
(Hettiarachchi et al., 2007)	Jeotermal	30°C	70-90°C	Ammonia, nPentane, HCFC-123, PF5050	Ammonia
(V. Lemort et al., 2007)	Atık ısı kazanımı	35°C	60-100°C	HFC-245fz, HCFC-123, HFC-134a, npentane	HCFC-123, n-pentane
(Saleh et al., 2007)	Jeotermal	30°C	100°C	alkanes, fluorinated, ethers & fluorinated ethers	RE134, RE245, R600, HFC-245fa, R245ca, R601
(Borsukiewicz Gozdur & Nowak, 2007)	Jeotermal	25°C	80-115°C	propylene, R227ea, RC318, R236fa, isobutane, HFC-245fa	Propylene, R227ea, HFC-245fa
(Mago et al., 2008)	AIK	25°C	100-210°C	R113, 123, R245ca, isobutane	R113
(Tchanche et al., 2009)	Solar	35°C	60-100°C	Refrigerants	R152a, R600, R290

Çizelge 2.1. (devam) Farklı uygulama alanları için düşünülen ve analiz sonucunda tavsiye edilen akışkanlar

(Façao et al., 2008)	Solar	45°C	120-230°C	su,n-pentaneHFE7100, Cyclohexane, Toluene, HFC-245fa, n-dodecane, isobutane su, ammonia, butane, isobutane	n-dodecane
(Dai et al., 2009)	AIK	25°C	145°C	R11, HCFC-123, R141B, R236EA, R245CA, R113Alcanes, Benzene, R113, HCFC-123, R113	R236EA
(Desai & Bandyopadhyay, 2009)	AIK	40°C	120°C	HCFC-123, R141b, R236ea, R245ca, HFC-245fa, R365mfc, Toluene	Toluene, Benzene
(W. Gu et al., 2009)	AIK	50°C	80-220°C	R600a, HFC-245fa, HCFC-123, R113, R365mfc, Heptane	R113, HCFC-123
(D. Mikielewicz & Mikielewicz, 2010)	CHP	50°C	170°C	pentane, R12, R141b, Ethanol	Ethanol
(Vaja & Gambarotta, 2010)	Buz AIK	35°C	96-221°C	HFC-134a, R11, Benzene	Benzene
(Aljundi, 2011)	n/a	30°C	50-140°C	RC-318, R-227ea, R-113, isobutane, n-butane, n-hexane, isopentane, neo-pentane, R245fa, R-236ea, C5F12, R236fa	n-hexane
(E. H. Wang et al., 2011)	AIK	27-87°C	327°C	HFC-245fa, R245ca, R236ea, R141b, HCFC-123, R114, R113, R11, Butane	R11, R141b, R113, HCFC-123, HFC-245fa, R245ca
(Roy et al., 2011)	AIK	n/a	277°C	R12, HCFC-123, HFC-134a, R717	HCFC-123
(Asghar et al., 2015)	AIK	20°C	80-100°C	R245fa, R236ea, R124, R227ea	R245fa
(Demirtekin, E., 2016)	AIK	25°C	80-100°C	R245fa, R600, isobutene, Toulune, npentan, r11	Toulune

Kurt vd. gerçekleştirmiş olduğu çalışmada, absorpsiyonlu sıcaklık yükseltici sistemlerinin tanımı, “kendilerine has eşsiz özellikleriyle atık ısı kaynaklarının düşük veya orta sıcaklık seviyelerini, faydalı daha yüksek sıcaklık seviyelerine yükseltebilen cihazlardır” olarak yapılmıştır. Bu çalışma suyun soğutucu akışkan olarak kullanıldığı, lityum bromür-su eriyiği kullanan ASY sistemlerinin analizini ve bir sanayi kuruluşuna uygulanmasını kapsamaktadır. Öncelikle temel absorpsiyonlu ısı pompası (AIP) ve ASY sistemleri izah edilmiş ve çalışma prensipleri açıklanmıştır. ASY sistemlerinin termodinamik analizi sunulduktan sonra endüstriyel uygulaması teorik olarak incelenmiştir. Bu amaçla, bir bilgisayar programı hazırlanmış ve sistem performansına etki eden değişik parametreler incelenmiş ve sonuçlar grafik halinde sunulmuştur. Ayrıca araştırmalar derinleştirilerek bu

şekilde bir sanayi uygulamasında ASY sisteminin ısıtma tesir katsayısını arttırmak yani elde edilen proses suyu veya buharının debisini arttırmak için sistem üzerinde nasıl değişiklikler yapılabileceği ve bu değişikliklerin etkileri karşılaştırmalı olarak incelenmiş ve sonuçlar tablo halinde sunulmuştur. Araştırmalar bir ASY sisteminin ısı geri kazanımı gayesiyle bir sanayi kuruluşuna uygulanması durumunda sistem üzerinde yapılan değişikliklerle ASY sisteminin ısıtma tesir katsayısı temel ASY sistemine göre %14,1 ve absorberdeki ısı transferinin %159 ve üretilen proses suyunun %3.6 oranında arttırılabileceğini göstermiştir [14].

Chaiyat vd., bu çalışmada, ORÇ yoğunlaştırıcı sıcaklığını düşürmek için bir absorpsiyon sisteminden CCHP (kombine soğutma ısıtma ve güç) üretimi yoluyla ORÇ verimini arttırmak için geliştirilen bir yöntemin ekonomik ve ekonomik fizibilitesine odaklanmıştır. 20 kW gücünde LiBr-su ASY ünitesine entegre edilen R245fa akışkanı ile çalışan 25 kW gücünde bir ORÇ'nin projelendirilmesi düşünülmüştür. Her iki ünitenin deney verileri kullanılarak performans eğrileri oluşturulmuş ve uygun çalışma koşullarını bulmak için kullanılmıştır. ASY ile ORÇ'nin, normal ORÇ'ye kıyasla toplam verimliliği daha yüksek olduğu bulunmuştur. ORÇ veriminin, ASY'den sağlanan 15°C soğutulmuş su kullanılarak %7 civarında yükseltilebildiği ispatlanmıştır. Fakat ekonomik sonuç açısından, modifiye edilen sistemin elektrik üretim maliyeti, 0.0669 USD/kWh'den 0.0891 USD/kWh'e yükselmiştir. Çevresel etki açısından, yeni ünitenin serbest bırakılmış bir karbon dioksit yoğunluğu, normal üniteden sırasıyla 0.203 ve 0.216 kg CO₂ eq / kWh civarında düşüktür [15].

Liu vd., bir H₂O / LiBr çalışma çifti ile çalışan, iki tip faydalı ısı tedarik etmek üzere orta sıcaklıkta atık ısı ile yönlendirilen bir kombine ısı pompası transformatörü (CHPT) sistemi önermişlerdir. Enerji ve kütle korunumu ve faz dengesine dayanarak, CHPT'nin sistem sıcaklığına, karışım ısı eşanjörü etkinliğine, akış oranına ve sıcaklık artışına göre performansını gözlemlemek için EES (Engineering Equation Solver) programı kullanarak bir hesaplama modeli geliştirilmişlerdir. Sonuç olarak, sistem verimliliğinin neredeyse % 100 olduğunu ve ekserji performans katsayısının sırasıyla referans sistemdeki verilere göre %33.2 ve %33.1 artarak %71.1'e ulaştığını göstermişlerdir. Yüksek basınç absorberinde, %26 ile en yüksek tersinmezliğin olduğu belirlenmiştir. Tersinmezliklerin miktarına göre birimler en yüksekten en düşüğe göre sıralanmış ve Yüksek Basınç Absorberini takiben Düşük Basınç Absorberi, Düşük Basınç Üretici ve Orta Basınç Üreticinde

tersinmezliklerin olduğu tespit edilmiştir. Sonuç olarak, bu dört bileşenin tasarımı tersinmezlik açısından iyileştirilmesi gerektiği ortaya çıkmıştır. Bunun yanı sıra, daha iyi bir akış oranı veya optimum sıcaklık artışı için daha yüksek ekserjetik tesir katsayısı (ECOP) elde edilmiştir [16].

Donnellan vd., sıcaklık yükselticisini, “atık ısı enerjisinin sıcaklığını arttırarak geri dönüştürülebilmesini sağlayan kapalı çevrim termodinamik sistemleri” olarak tanımlamışlardır. Araştırmacılar, üç kademeli sıcaklık yükseltici ile türbin girişindeki akışkan sıcaklığını 140°C 'ye kadar artırmayı başarmışlardır. Bu çalışma, çeşitli farklı doğalgaz fiyat senaryolarını inceleyen küçük bir İrlanda petrol rafinerisinde sıcaklık yükselticinin kurulmasıyla ilgili bir vaka incelemesi yaparak bu döngülerin endüstriyel cazibesini analiz etmeye çalışmışlardır. Sıcaklık Yükselticilerin, büyük miktarda gizli ısı ile atık ısı akışlarına uygulandıklarında en fazla fayda sağladığı gösterilmiştir. Sistemdeki Konvansiyonel borulu eşanjörleri yerine daha verimli ve uygun maliyetli ekipman kullanımı, sıcaklık yükselticinin potansiyel ekonomik getirisini önemli ölçüde artırmaktadır. Bu sistemin maliyetinin yüksek geri ödeme süresine sahip olduğu ve finansal açıdan çekici bir yatırım olmadığı sonucuna ulaşılmıştır [17].

Wang vd., ASY'nin güneş enerjili termik sistemler gibi yenilenebilir enerji sistemi ile kombinasyonu üzerine odaklanmışlardır. Bu kombine sistemlerde, ısı kaynaklarını kullanma stratejilerinin sistemin termodinamik performansını önemli ölçüde etkilediği anlaşılmıştır. Bu nedenle, bu çalışma ısı kaynağı sıcaklığının ve farklı ısı kaynağı akış modellerinin çift kademeli ASY performansı üzerindeki etkileri üzerine ayrıntılı bir analiz sunmaktadır. Jeneratör ve buharlaştırıcı sıcaklık farklarının, tesir katsayısı (COP) ile ekserjetik tesir katsayısına (ECOP), her bir bileşen için ekserji yitim miktarına ve ısı aktarım alanlarına olan etkisini netleştirmek için ayrıntılı bir karşılaştırmalı çalışma yürütülmüştür. Sonuç olarak, üretici, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcının ekserji yitiminin olduğu birimler olduğu ortaya çıkmıştır. Paralel akış konfigürasyonunun (üretici sıcaklığının buharlaştırıcı sıcaklığına eşit olduğu durum) yüksek sıcaklık artışı durumunda daha iyi performans gösterdiği anlaşılmıştır. Karşı akış konfigürasyonunda (üretici sıcaklığının buharlaştırıcı sıcaklığından yüksek olduğu durum), düşük ısı kaynağı sıcaklıkları (85 ve 95°C) ile daha yüksek COP ve ECOP değerlerine ulaşılmıştır [18].

Kurt B., bu çalışmada, endüstrideki atık ısıların sisteme tekrar kazandırılmasında kullanılabilecek olan absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi uygulamasını incelenmiştir. Klasik ısı geri kazanım sistemlerinde faydalanabilecek ısıнын sıcaklığı, atık ısı sıcaklığı ile sınırlıdır. Absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi ile atık ısı kaynağı sıcaklığının üzerindeki sıcaklıklarda, faydalanılabilir enerji üretilebilmektedir. Çalışma kapsamında öncelikle absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisinin çalışma mantığının anlaşılması için soğutma sistemlerinden başlayarak temel absorpsiyon mantığı açıklanmıştır. Absorpsiyonlu sıcaklık yükseltici sistemi için termodinamik analiz yapıldıktan sonra, küçükçalık tekstil kojenerasyon tesisi gömlek soğutma suyundaki fazla ısıdan faydalanarak kızgın su üretme amaçlı standart tipte eriyik eşanjörü kullanan absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi uygulaması incelenmiştir. Dizayn ve hesaplamalar için bilgisayarda basit bir program hazırlanıp hesaplamalar bu program vasıtasıyla yapılmıştır. Böylece parametre değişikliklerinin sistem üzerindeki etkisi öngörölmeye çalışılmıştır. Aynı sistem üzerinde parametrelerin değişimi incelenmiştir. Bu incelemenin sonuçları doğrultusunda sistem üzerinde verim artışı ve geri kazanılan ısı miktarını arttıran değişiklikler iredelenmiştir. Yapılan değişikliklerde hedef, absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi COP'sini yükseltmek yerine, sistem geri kazanım miktarı artırılmıştır. Sistemde yapılan değişikliklerle, absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi COP değeriindeki artışın sistem geri kazanımına her zaman pozitif katkısının olmayacağı tespit edilmiş olup, farklı uygulamalar ile daha çok ısıнын geri kazanılabileceği saptanmıştır [19].

Mollazadeh A., düşük sıcaklardaki enerjinin elektriğe dönüştürölmesinde Organik Rankine Çevrimi kullanmıştır. Bu çevrimlerin veriminin düşük olması ve düşük sıcaklıklarla çalışan ORÇ'lerde kullanılabilecek iş akışkanlarının sınırlı olması, ORÇ sistemlerinin uygulama alanlarını ve yaygınlaşmasını sınırlamaktadır. Bu tezde, yukarıda bahsedilen problemlere çözüm olmak amacıyla, düşük sıcaklıklara sahip atık ısıların elektrik enerjisine dönüştürölerek değeriendirilmesini sağlayacak, klasik ORÇ'lerden daha verimli ve uygulama alanı daha geniş olan bir kombine elektrik üretim sistemi önerilmiştir. Kombine elektirk üretim sistemi iki kısımdan oluşmaktadır. İlk kısım, klasik ORÇ'dir. İkinci kısım ise, atık ısı kaynağından gelen düşük sıcaklıktaki enerjiyi yüksek sıcaklığa çıkartarak ORÇ'ne enerji sağlayan absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisidir. Tezin ilk kısmında, öncelikle, 80 ile 200°C arasında değişen sıcaklıklara sahip enerji kaynakları ile çalışabilecek bir Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) modellenmiştir. Çevrimin sıcaklık ve basınç oranları belirlenmiş daha sonra bu oranlar için farklı iş akışkanları kullanılarak

çevrimin işletim parametreleri tayin edilmiştir. Her akışkan için optimum çalışma parametreleri Termodinamiğin Birinci ve İkinci Kanunları dikkate alınarak tayin edilmiştir. Bu sonuçlar analiz edilerek, düşük sıcaklık aralıklarında kullanılabilecek en uygun çevrim iş akışkanı tayin edilmiştir. İkinci kısımda ise, absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisinin termodinamik analiz sonuçlarına göre yükselticide kullanılacak ısı değiştiricilerin tasarım hesapları yapılmıştır [20].

Rivera vd., bu çalışmada ASY'lerin performans ve gelişimini gözden geçirmiştir. İnceleme, geleneksel veya alternatif karışımlarla çalışan, tek ve çok kademeli sistemlerin teorik ve deneysel çalışmalarının mevcut durumunu kapsamaktadır. Endüstriyel proseslerde atık ısı geri kazanımı, konjenerasyon sistemleri ve deniz suyunun tuzdan arındırılması, damıtma ve diğer uygulamalar bulunmaktadır. Çalışma ayrıntılı olmamakla birlikte, bu teknolojiler ile ilgili yayınlanmış en önemli araştırmaları yansıtmaktadır [21].



3. DÜŞÜK SICAKLIK ENERJİ KAYNAKLARI

Termodinamik çevrim analizlerinde iş akışkanı seçimi, ısı kaynağının sıcaklığına bağlıdır. Düşük sıcaklıklarda çalışan bir iş akışkanının, buharlaşma sıcaklığı da düşük olmalıdır. Güneş enerjisi, biyogazlar, jeotermal enerji ve atık ısılar başlıca enerji kaynaklarıdır. Bu bölümde, enerji kaynakları hakkında kısaca bilgi verilecektir.

3.1. Güneş Enerjisi

Güneş enerjisi, güneşin yaydığı enerjinin faydalı enerjiye dönüştürülmesine dayalı bir teknolojidir. Güneşin yaydığı ve dünyamıza da ulaşan enerji, güneşin çekirdeğinde yer alan füzyon süreci ile açığa çıkan ısıdır. Güneşin çekirdeğinde meydana gelen füzyon süreci ile açığa çıkan enerjinin bir kısmı dünyaya ulaşır. Dünyaya ulaşan güneş ışınları güneş kolektörleri tarafından toplanıp ısı ve elektriğe dönüştürülür. Güneş enerjisini toplayıp ısı ve elektriğe dönüştürebilen güneş kolektörleri güneş enerjisinin kullanımındaki aracı elemandır. Güneş enerjisi, ısıtmadan soğutmaya ve elektrik üretiminde kontrollü olarak kullanılabilir. Güneş enerjisi, ısıtmadan soğutmaya ve elektrik üretiminde kontrollü olarak kullanılabilir.

Dünya atmosferinin dışında güneş ışıının şiddeti, aşağı yukarı sabit ve 1370 W/m^2 değerindedir; ancak yeryüzünde $0-1100 \text{ W/m}^2$ değerleri arasında değişim gösterir. Bu enerjinin Dünya'ya gelen küçük bir bölümü bile, insanlığın mevcut enerji tüketiminden kat kat fazladır. Güneş enerjisinden yararlanma konusundaki çalışmalar özellikle 1970'lerden sonra hız kazanmış, teknolojik olarak ilerleme ve maliyet bakımından düşme göstermiş ve temiz birincil enerji kaynağı olarak kendini kabul ettirmiştir.

Yaygın güneş enerjisi uygulamaları şunlardır;

- Düzlemsel güneş kolektörleri: Evlerde sıcak su elde etmede kullanılan sistemlerdir.
- Tek-odaklı güneş enerjisi santralleri: Doğrusal, çanak şeklinde ya da merkezi bir odağa yönlendirilmiş dev aynalar kullanılarak, odak noktasında çok yüksek sıcaklıkta ısı elde edilen sistemlerdir. Genellikle elektrik üretiminde kullanılmakla birlikte henüz yaygın olarak kullanım alanı bulmamıştır.
- Vakum tüplü güneş enerjisi sistemleri: İç içe geçmiş cam silindirik tüpten oluşmaktadır. Tüpler arasındaki hava alınır ve dış silindirik tüpün yüzeyine düşen

güneş ışınları tüpler arasındaki havasız ortamdan ışıınım ile geçerek iç kısımdaki silindirik tüpün yüzeyinde absorbe edilir.

- Güneş ocakları: Çanak ya da kutu şeklinde güneş ısınıı toplayan yapılardır. Gelişmekte olan ülkelerde daha yaygın kullanılır.
- Trombe duvarı: Sandviç şeklinde cam ve hava kanalları ile paketlenmiş bir pasif güneş enerjisi sistemidir. Güneş ışınları gün boyunca, duvarın altında ve üstünde yer alan hava geçiş boşluklarını tahrik ederek, doğal çevirim ile termal kütleyi ısıtırlar. Gece ise Trombe duvarı biriktirdiği enerjiyi ışıma yolu ile yayar.
- Geçişli hava paneli: Aktif Güneş enerjili ısıtma ve havalandırma sistemidir. Termal güneş paneli gibi davranan, güneş'e bakan delikli (perfore) bir duvardan oluşur. Panel, binanın havalandırma sistemine ön ısıtma uygular. Ucuz bir yöntem olup kullanım verimi %70'e kadar ulaşabilmektedir.

Araştırmaya konu olmuş, ancak yaygınlaşamamış bazı güneş enerjisi teknolojileri aşağıda sunulmuştur;

- Güneş havuzları: Havuza atılan tuzların yardımı ile havuz sıcaklığında artış sağlanmaktadır.
- Güneş bacaları: Bir binanın zemininde toplanan sıcak hava, yüksek ve dar bir bacaya yönlendirilerek türbin vasıtasıyla elektrik üretimi gerçekleştirilir.
- Su arıtma sistemleri: Havuzun üstüne eğimli cam kapak yerleştirilerek buharlaşan suyun tuzdan arınarak bu kapakta yoğunlaşması sağlanır.
- Kurutma sistemleri

Güneş pilleri veya fotovoltaik piller olarak anılan cihazlar, yarı iletkenlerin fotovoltaik etki özelliğini kullanarak, güneş ışığından elektrik enerjisi üretirler. Güneş pilleri, kurulan sisteme bağlı olarak kW mertebesinde MW mertebesine kadar elektrik üretebilir. Yüksek üretim maliyetleri nedeniyle, yakın zamana kadar oldukça az kullanılmıştır. 1956' lardan bu yana uzayda uydularda, 1970' li yıllarda, elektrik hattından uzak yerlerde, yol kenarlarındaki acil telefon cihazları ya da uzaktan algılama gibi uygulamaların enerji gereksiniminin karşılanmasında kullanılmıştır.

3.2. Biyogazlar

Biyogaz terimi temel olarak organik atıklardan kullanılabilir gaz üretilmesini ifade eder. Diğer bir ifade ile oksijensiz ortamda mikrobiyolojik floranın etkisi altında organik maddenin karbondioksit ve metan gazına dönüştürülmesidir. Biyogaz eldesi temel olarak organik maddelerin ayrıştırılmasına dayandığı için temel madde olarak bitkisel atıklar ya da hayvansal gübreler kullanılabilir. Kullanılan hayvansal gübrelerin biyogaza dönüşümü sırasında fermente olarak daha yararlı hale gelmesi sebebiyle dünyada temel materyal olarak kullanılmaktadır. Günümüzde biyogaz üretimi çok çeşitli alanlarda; tek bir evin ısıtma ve mutfak giderlerini karşılamaktan, jeneratörle elektrik üretimine kadar yapılmaktadır.

Biyogaz kullanım alanları aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Doğrudan yakarak ısınma ve ısıtma
- Motor yakıtı olarak kullanımı suretiyle ulaşım
- Türbin yakıtı olarak kullanımı ile elektrik üretimi
- Yakıt pillerinde kullanımı
- Mevcut doğalgaza katılarak maliyetlerin düşürülmesi
- Kimyasal maddelerin üretimi sırasında biyogaz kullanımı

Tüm bu kullanım alanlarının yanı sıra biyogaz çevre dostu bir enerji kaynağıdır. Bu yüzden çeşitli koşullarda çevre kirliliğinin önlenmesinde yeşil yakıt olarak bilinen organik madde kökenli biyogaz kullanımı daha önemlidir. Biyogaz üretimi için kullanılan ham maddeler, tarımsal arazilerde üretildiğinden, gerek tarımsal işletmelerde seraların ve iskân yapılarının ısıtılmasında gerekse traktörlerin yakıtı olarak kullanılmasında önemli bir fayda sağlamaktadır. Bu şekilde kullanılan biyogaz işletme maliyetlerini önemli ölçüde azaltmaktadır.

3.3. Jeotermal Enerji

Jeotermal kaynaklar, yer kabuğunun çeşitli derinliklerinde birikmiş ısının oluşturduğu, kimyasallar içeren sıcak su, buhar ve gazlardır. Jeotermal enerji de bu jeotermal kaynaklardan ve bunların oluşturduğu enerjiden doğrudan veya dolaylı yollardan

faaydalanmayı kapsamaktadır. Jeotermal enerji yeni, yenilenebilir, sürdürülebilir, tükenmez, ucuz, güvenilir, çevre dostu, yerli ve yeşil bir birincil enerji kaynağıdır. İçinde su bulunmayan sıcak kuru kayalar da jeotermal enerji kaynağıdır.

Jeotermal kaynaklar ile;

- Elektrik enerjisi üretimi
- Merkezi ısıtma, merkezi soğutma, sera ısıtması vb. ısıtma/soğutma uygulamaları
- Proses ısısı temini, kurutma işlemleri gibi endüstriyel amaçlı kullanımlar
- Karbondioksit, gübre, lityum, ağır su, hidrojen gibi kimyasal maddelerin ve minerallerin üretimi
- Termal turizmde kaplıca amaçlı kullanım
- Düşük sıcaklıklarda (30 °C' ye kadar) kültür balıkçılığı
- Mineraller içeren içme suyu üretimi gibi uygulama ve değerlendirme alanlarında kullanımlar gerçekleştirilmektedir.

3.4. Atık Isı

Atık ısı, makinelerde ve ihtiyaç duyulan tüm süreçte sisteme verilen ısıнын o ekipmanda veya bölgede iş yapması sonucu oluşan, enerjisi düşük ısıdır. Isıtmanın söz konusu olduğu süreçlerde genellikle kullanılan ısıнын ancak belli bir bölümü, sürecin gerçekleşmesi için kullanılabilir. Geri kalan bölüm ise, değişik yollarla ve çoğunlukla da baca gazları vasıtasıyla atılmaktadır.

Atık ısı geri dönüşüm sistemiyle, atmosfere atılan bu sıcak gazlar kullanılmak suretiyle enerji üretimi mümkün olmaktadır. Böylece, hem bedelsiz yakıt kullanılarak enerji üretilip ekonomik fayda sağlanmakta hem de çevre duyarlılığı açısından bilinç oluşturulmaktadır.

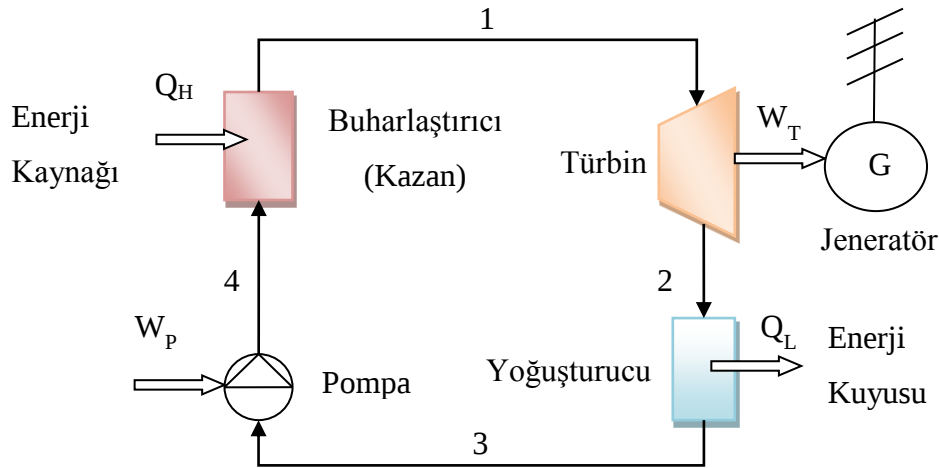
Atık ısı kaynakları düşük seviye (80 – 110°C), orta seviye (120 – 140°C) ve yüksek seviye (150 – 180°C) olarak sınıflandırılabilir. Düşük sıcaklıklı atık ısı geri kazanım tipik örnekleri havalandırma, sıcak su sistemleri, düşük sıcaklık güneş panelleri, güneş havuzları vb. olabilir.

4. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ

Rankine çevrimi buhar kullanılan enerji santralleri için ideal çevrimdir. Çevrimde kullanılan iş akışkanının kızgın buhar haline getirilmesi ve tekrar yoğunlaştırıcuda doymuş sıvı haline getirilmesi Carnot çevriminde uygulamada karşılaşılan pek çok zorluğu da ortadan kaldırır. Teknik anlamda zor ve ekonomik olmadığından, geleneksel olarak düşük sıcaklıktaki ısıdan faydalanmak çeşitli zorluklar içermektedir. Isı enerjisinden elektrik üretiminde kullanılan geleneksel teknoloji buhar türbinidir; ancak uygun işletim için yüksek sıcaklık ve basınç gerektirmektedir. Düşük sıcaklıklarda tercih edilen teknoloji Organik Rankine Çevrimi (ORÇ)'dir. İş akışkanı olarak, yüksek basınçlı su buharı yerine, organik akışkan kullanıldığı için bu isim ile adlandırılmaktadır [23].

Basit ORÇ şematik olarak Şekli 4.1'de gösterilmiştir. Organik çalışma sıvısını buharlaştırmak için, enerji kaynağından çekilen ısı kullanılmaktadır. Seçilen iş akışkanı silikon bazlı veya düşük sıcaklıklar için hidrokarbon veya soğutucu bazlı olabilir. Buhar, yoğunlaştırıcı içinde tekrar sıvı hale yoğunlaştırılır. Soğutma kulesinde yeraltı suyu ya da ırmak suyu soğutma aracı olarak kullanılır. Hava soğutma sistemi de alternatif olarak kullanılabilir. Daha sonra iş akışkanı buharlaştırıcıya pompalanır ve bu kapalı çevrim süreci tekrar eder. Sıcak kaynak, yakıt kaynağı olarak kullanıldığından yakıt maliyeti sıfırdır. Ayrıca hiçbir yanma gerçekleşmediğinden, ORÇ enerji sisteminde atmosfere hiçbir salınım oluşmaz.

Sıcak kaynaklar genellikle sıcak sıvı veya gaz halindedir. Bu tip kaynaklardan gelen ısı, atık ısı kaynağı veya diğer sınırlandırmaların özelliklerine bağlı olarak, bir aracı akışkan vasıtasıyla doğrudan veya dolaylı olarak ORÇ iş akışkanına aktarılır. Sıvı haldeki atık ısı kaynakları genellikle ORÇ ünitesiyle doğrudan birleştirilir. Gaz haldeki ısı kaynakları ise dolaylı olarak kullanılır.



Şekil 4.1. Basit organik rankine çevrimi sistem şeması

4.1. Organik Rankine Çevriminin Önemli Avantajları

Buhar türbin sistemlerine kıyasla, ORÇ bazı özel avantajlara sahiptir. Buhar türbini yüksek sıcaklık ve basınçta kullanıldığı için genellikle daha verimli olsa da ORÇ aşağıda belirtilen kendine has bazı özellikler nedeniyle birçok uygulamada tercih edilmektedir;

1. ORÇ’de sıcak kaynak türbinle temas halinde olmadığından, jeotermal sularda bulunabilecek kirletici maddelerin türbine zarar verme tehlikesi yoktur. Flaş buharının jeotermal kaynaktan doğrudan buhar türbinine geçmesi sebebiyle, bu tehlike buhar türbininde mevcuttur. Jeotermal sular temiz değilse bu durum tahribata yol açabilir. Türbin bıçaklarındaki hasar elbette daha yüksek bakım maliyetine sebep olur. Zira bu durumda bıçakların sık sık yenilenmesi gerekmektedir. ORÇ’ de, türbin bıçaklarına temas eden buharın temiz iş akışkanının buharı olmasından ötürü, türbinin 20 yıldan fazla sorunsuz çalışması mümkündür [24].
2. Ayrıca organik iş akışkanları, su buharına oranla daha yüksek moleküler ağırlığa sahip olduğundan, yüksek hızlı buhar moleküllerinin türbin bıçaklarının tahribatına neden olduğu dikkate alındığında, ORÇ türbinlerinin bakım ve yenileme sıklığının ve toplam maliyetinin buhar türbinine oranla daha düşük olduğu söylenebilir.
3. ORÇ daha düşük sıcaklık ve basınçlarda çalıştığı için bileşenlerdeki mekanik ve termal gerilim, buhar türbinine kıyasla daha düşüktür. Bu da bileşenlerin ömrünü artırır.

4. ORÇ daha düşük sıcaklık ve basınçlarda çalıştığı için çalışma alanında bir operatöre ihtiyaç yoktur dolayısıyla, personele gerek duymadan uzaktan kontrol edilip çalıştırılabilir. Bunun sonucu olarak çalışma maliyeti büyük oranda azalır.
5. ORÇ'nin önemli bir avantajı da nominal enerjinin %10'u gibi kısmi yüklemelerde bile nispeten daha yüksek verimlilikle çalışabilmesidir. Bu, girdi ısısının sık devinim yaptığı bazı endüstriyel uygulamalarda ve ORÇ'nin buhar türbinlerine kıyasla daha uzun süre çalışabildiği güneş-termal uygulamalarda özellikle avantajlıdır. Zira bu tür uygulamalarda, güneşin doğduğu sabahın erken saatlerinde sistem çalışmaya başlayıp güneşin battığı akşamın geç saatlerine kadar işletilebilmektedir.
6. İş akışkanı su/buhar yerine kullanıldığından su kullanımı gerekli değildir. Ayrıca buhar sistemlerinde genellikle gerekli olan saf su veya diğer yardımcı istemlere ihtiyaç yoktur. Dolayısıyla sistemin tamamının işletilmesi ve kontrolü daha kolaydır.
7. ORÇ'de türbin, buhar türbinine kıyasla daha düşük bir hızla döner, bu da mekanik zorlanmayı azaltır. Ayrıca, devir düşürücü dişli sistemi ve bağlantı parçalarıyla doğrudan türbinle jeneratör arasında bir bağ kurulmasına imkân tanır.
8. ORÇ ile yüksek türbin verimliliği (%85'e varıncaya kadar) elde edilebilir.
9. Ek olarak, çalıştırma-durdurma işlemlerinin kolaylığı, otomatik/devamlı çalıştırılabilme, güvenli ve sessiz çalıştırma, sahaya yüksek uyumluluk (%98 ve fazlası) ve ciddi bakımlar olmaksızın geçen uzun ömür (20+ yıl) diğer avantajları arasındadır.
10. Üretilen enerjinin düşük MW aralığında olduğu özel durumlarda ORÇ'nin buhar türbini karşısında özel ekonomik avantajı bulunmaktadır. Zira buhar türbini ek olarak çevresel bir sistem gerektirmekte; bu sistem maliyete eklenmekte ve bu da ekonomik anlamda küçük boyutlarda olmamaktadır.

4.2. Uygun İş Akışkanı Seçimi ve Organik Rankine Çevrim Sisteminin Termodinamik Analizi

ORÇ sistemlerinde en uygun iş akışkanı seçerken aşağıdaki şartlar göz önünde bulundurulmalıdır;

- Termodinamik performans: Türbinden alınan güç ve çevrim verimi yüksek olmalıdır. Sisteme ait bu performans değerleri seçilen iş akışkanının termodinamik özellikleri olan kritik nokta, özgül ısı, yoğunluk vb. değişkenlere bağlıdır. Bu değişkenlere göre

farklı iş akışkanlarına ait çevrim oluşturulmalı ve alınan sonuçlar (türbin gücü – verim) karşılaştırılmalıdır.

- Pozitif ya da izantropik doymuş buhar eğrisi: Su gibi iş akışkanı ile yapılan çevrimde negatif buhar eğrisine sahip olan akışkanlar, genişleme sonucunda türbin çıkışında yoğunlaşmış su buharı içerir. Bunun sonucunda ise, türbin kanatçıkları kavitasyon nedeniyle zarar görebilir.
- Yüksek buhar yoğunluğu: Önemli bir özellik olan buhar yoğunluğu sistem için belirleyici bir özelliktir. Düşük buhar yoğunluğa sahip olan bir akışkan kullanıldığında zaman sistemde daha fazla debide akışkan kullanılmalıdır. Ayrıca sistemde basınç kayıpları artar ve bunun sonucunda türbin boyutlarının artırılması gerekir.
- Düşük viskozite: Sıvı ve buhar fazında yüksek ısı transferi olması ve sürtünme kayıplarının az olması için gereklidir.
- Yüksek iletkenlik: Isı eşanjörlerinde ısı transferi için iletkenliğin yüksek olması gerekmektedir.
- Uygun buharlaşma basıncı: İş akışkanı su olan çevrimlerde de görüldüğü gibi buharlaşma basıncı arttıkça işletme ve yatırım maliyetleri artmaktadır.
- Yoğuşma basıncı: Yoğuşma basıncının sistemde vakum etkisi göstermemesi için atmosferik basınçtan büyük olması gerekmektedir.
- Yüksek kararlılık sıcaklığı: Su gibi olmayan organik yapıları yüksek sıcaklıklarda kimyasal bozulmalara maruz kalabilirler. Akışkanın kimyasal kararlılığı nedeniyle ısı kaynağı sıcaklığı sınırlandırılmalıdır.
- Donma noktası: Çalışma sıvısının donmasını engellemek için donma noktası ortam şartlarından daha düşük olmalıdır.
- Yüksek güvenlik seviyesi: Akışkan güvenliği iki önemli konuyu içermektedir: zehirlenme etkisi ve alevlenme özelliği. ASHRAE standartlarına uygun akışkan seçilmelidir.
- Ozon delme etkisi: Ozon tabakasına zararlı olan akışkanlar kullanılmamalıdır.

ORÇ sistemlerinde kullanılabilecek bazı akışkanlar hakkında açıklayıcı bilgiler aşağıda sunulmuştur:

R134a: Jeotermal kaynaklı güç çevrimlerinde ve oldukça düşük atık ısı kaynak sıcaklıklarında kullanılmaktadır. R134a ($\text{CF}_2\text{CH}_2\text{F}$), termodinamik ve fiziksel özellikleri

ile R12'ye en yakın soğutucudur. Halen ozon tüketme katsayısı 0 olan ve diğer özellikleri açısından en uygun soğutucu maddedir. Araç soğutucuları ve ev tipi soğutucular için en uygun olan alternatiftir. Ticari olarak temini mümkündür. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve / veya düşük basınç farklarında kompresör verimi ve sistemin COP değeri R12 ile yaklaşık aynı seviyededir. Düşük sıcaklık için çift kademeli sıkıştırma gerekmektedir. R134a, mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliolester veya poliolalkalinglikol bazlı yağlarla olester veya poliolalkalinglikol bazlı yağlarla kullanılmalıdır [26].

R245fa: Düşük atık ısı kaynak sıcaklıklarında kullanılmaktadır. 1,1,1,3,3-pentafluoropropane olarak da isimlendirilir [27]. R245fa öncelikle bir köpük üfleme maddesi olarak kullanılmaktadır. Aynı zamanda, ısı transfer ve ısı geri kazanım sistemlerinin yanı sıra bazı merkezkaç kompresörler dahil olmak üzere bazı soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında kullanılmaktadır [28].

n-pentan: Pentane, alkolü içeceklerde ve atlama yağında bulunur. Bu alkan, bazı yakıtların bir bileşenidir ve laboratuvarlarda özel bir solvent olarak kullanılır. Özellikleri butan ve heksan'a çok benzer. Üç yapısal izomerde bulunur, dallı izomerlere izopentan ve neopentan denir. Pentan, polistren köpük üretiminde kullanılan birincil üfleme ajanlarından biridir. Pentanın radikal süpürücü fonksiyonu sergilediği gösterilmiştir. Pentane, Asiklik Alkanlar ailesine aittir. Bunlar sadece n-karbon atomundan ve m-hidrojen atomlarından oluşan asiklik hidrokarbonlardır.

Ayrıca, Organik Rankine çevrimi için literatürde yer alan bazı organik akışkanların Termodinamik ve fiziksel özellikleri Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Bazı iş akışkanlarının termodinamik ve fiziksel özellikleri

İş Akışkanı	Doymuş buhar çizgisi	Kritik Nokta [°C] – bar	1 atm buharlaşma ısı [kJ/kg]	1 atm de kaynama sıcaklığı [°C]	Güvenilirlik
Su	Islak	374 – 220	2258	100	Alevlenme yok
R11	İzantropik	198 – 44,1	180,4	23,5	Alevlenme yok
R12	Islak	96,1 – 49,9	232,7	-41,1	Alevlenme yok
R113	Kuru	214 – 34,4	143,9	47,8	Alevlenme yok
R123	İzantropik	184 – 36,7	171,5	27,7	Alevlenme yok
R134a	Islak	101 – 40,6	217,2	-26,4	Alevlenme yok
R245FA	İzantropik	154 – 36,4	197,5	14,6	Alevlenme yok
R601	Kuru	196 – 33,6	358,7	35,5	Alevlenmeyebilir

Çizelge 4.1. (devam) Bazı iş akışkanlarının termodinamik ve fiziksel özellikleri

R601a	Kuru	187 – 33,7	342,8	27,5	Alevlenmeyebilir
C6H6	Kuru	289 – 49	395,4	79,8	Alevlenmeyebilir

Termodinamiğin birinci yasası Şekil 4.1’deki sisteme uygulanarak türbin gücü,

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (4.1)$$

ve pompa gücü entalpi farkı cinsinden

$$\dot{W}_P = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (4.2)$$

Olarak ifade edilir. Çevrimden elde edilen net iş

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_P \quad (4.3)$$

Organik akışkanı buharlaştırmak için gereken enerji

$$\dot{Q}_g = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (4.4)$$

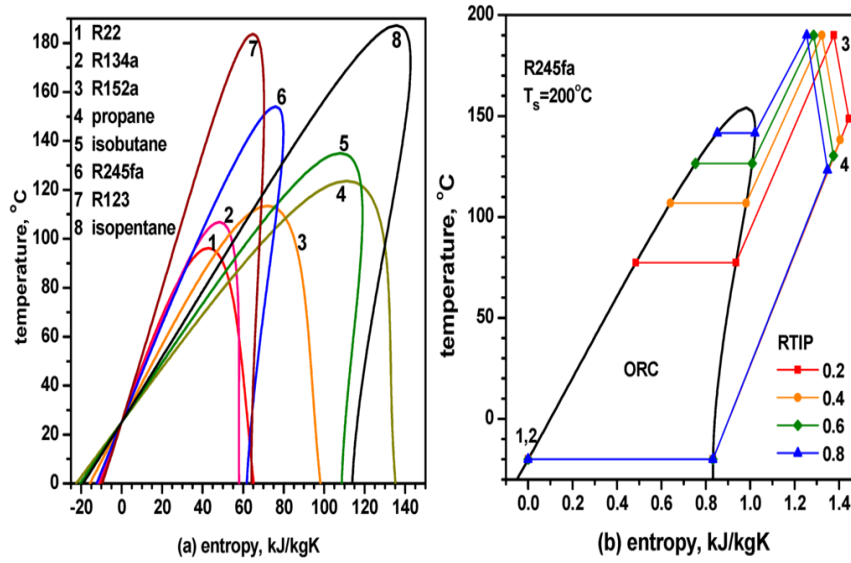
Kullanılarak bulunur. Çevrimin birinci yasa verimi (ısıl verim) ise;

$$\eta_U = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_g} \quad (4.5)$$

Çevrimin ikinci yasa verimi ise; santral için gerçek ısıl verimin aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısıl verime oranıdır.

$$\eta_{UI} = \frac{\eta_U}{\left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)} \quad (4.6)$$

Çevrim verimi, kuyu sıcaklığı T_L ile kaynak sıcaklığı, T_H ’na bağlıdır. Kuyu sıcaklığı 20°C alınmış olup kaynak sıcaklığı 85 ile 185°C sıcaklıkları arasında değiştirilerek parametrik hesaplamalar gerçekleştirilmiştir [29]. Şekil 4.2’de ORÇ’lerde kullanılan bazı organik akışkanların sıcaklık-entropi (T - s) diyagramları karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



Şekil 4.2. Bazı organik akışkanların sıcaklık-entropi diyagramları [30]

Termodinamiğin Birinci Kanunu genel olarak Denklem 4.7’de sunulduğu gibi ifade edilebilir;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{outlet} \dot{m}_k \left(h + gz + \frac{u^2}{2} \right)_k - \sum_{inlet} \dot{m}_k \left(h + gz + \frac{u^2}{2} \right)_k \quad (4.7)$$

Bu denklemde, $\dot{Q}$: Sisteme giren/çıkan ısı miktarı, $\dot{W}$: Bir sistemden geçen mekanik güç, $\dot{m}$: Sisteme giren / çıkan kütleli debi, z : Referans yüksekliği, u : Akışkan hızı (m/s), h : özgül entalpi (kJ/kg) için kullanılan sembolleri göstermektedir [33].

Herhangi bir sistemin entropi dengesi Denklem 4.8’de verilmiştir. Bu denklemdeki tersinmezlik terimi bir prosesin verimi hakkında bilgi içermektedir.

$$\sum_{outlet} (\dot{m} \cdot s)_k - \sum_{inlet} (\dot{m} \cdot s)_k = \sum_j \left(\frac{\dot{Q}_j}{T_j} \right) + \sigma \quad (4.8)$$

Burada, S : entropi (kJ/kg.K), Q : ısı transferi (W), T : ortamının sıcaklığı (K), σ : Tersinmezlikten dolayı genel entropi üretimi (W/K) için kullanılan sembolleri temsil etmektedir.

Entropi denklemiyle enerji denklemi birleştirilmesiyle açık sistemler için ekserji (Denklem 4.9) tanımlanır. Ekserji bir enerji kaynağından elde edilebilecek maksimum güçtür.

$$E = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + \frac{w^2 - w_o^2}{2} + g(z - z_o) \quad (4.9)$$

Isı transferiyle sisteme giren ekserji Denklem 4.10'da verilmiştir. Sisteme giren ısıнын tamamı faydalı işe çevrilemez. Sisteme giren ısıнын sıcaklığı arttıkça ekserji değeri de artar. Bu yüzden çevrimler için yüksek sıcaklıkta ısı girişi tercih edilir.

$$E_Q = \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) Q \quad (4.10)$$

Ekserji analizi için termodinamiğin ikinci kanun analizi yapılmıştır. Çevrimdeki her durumdanki özgül akış ekserjisi Eşitlik (4.11) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$e_i = (h_i - h_o) - T_o \times (s_i - s_o) \quad (4.11)$$

Burada T_o ekserji hesapları için ölü durum sıcaklık değerini (K) , h_o akışkanın ölü durum sıcaklık ve basınçtaki entalpisini (kJ/kg) ve s_o ise ölü durum sıcaklık ve basınç değerinde akışkanın entropisini (kJ/kg.K) göstermektedir [29][31].

Toplam akış ekserjisi E_{xi}° ise eşitlik (4.12) ile hesaplanır,

$$E_{xi}^\circ = \dot{m} \times e_i \quad (4.12)$$

Eşitlikteki $\dot{m}$ değeri sistemde dolaşan akışkanın kütleli debisini göstermektedir.

Pompanın ekserji balansı Eşitlik (4.13)'de verilmiştir.

$$E_{wp} + E_{x3}^\circ = E_{x4}^\circ + E_{yitim,pompa} \quad (4.13)$$

Sisteme giren ısı ekserjisi,

$$\dot{E}_{Qin} = \dot{Q}_{in} [1 - (T_o/T_{kazan})] \quad (4.14)$$

Kazan ekserji balansı,

$$E_{x4}^\circ + E_{Qin} = E_{x1} + E_{yitim,kazan} \quad (4.15)$$

Türbin ekserji balansı Eşitlik (4.16)'da verilmiştir.

$$E_{x1}^{\circ} = E_{x2}^{\circ} + E_{xyitim,türbin} + E_{Wt} \quad (4.16)$$

Yoğuşturucudan atılan ısıнын ekserjisi

$$E_{Qout} = Q_{out} \times [1 - (T_0/T_{yoğ})] \quad (4.17)$$

Yoğuşturucu ekserji balansı,

$$E_{x2} + E_{Qout} = E_{x3} + E_{yitim,yoğ} \quad (4.18)$$

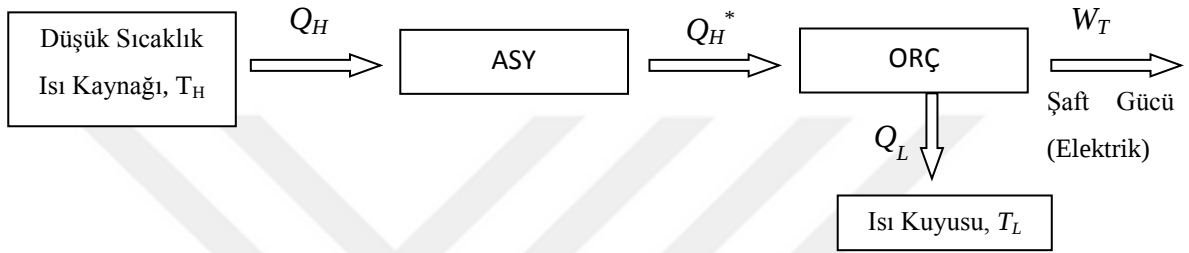
Toplam ekserji yitim aşağıda gösterildiği gibidir.

$$E_{top} = E_{yitim,kazan} + E_{yitim,pompa} + E_{yitim,türbin} + E_{yitim,yoğ} \quad (4.19)$$



5. ABSORPSİYONLU SICAKLIK YÜKSELTİCİ

Düşük sıcaklıktaki bir enerji kaynağından çekilen ısı, Absorpsiyonlu Sıcaklık Yükseltici (ASY) kullanarak, daha yüksek sıcaklıkta Organik Rankine Çevrimi'ni tahrik etmek amacıyla kullanılmaktadır. ASY ile düşük sıcaklıktaki ısı orta sıcaklık seviyelerine yükseltilerek ORÇ akışkanının buharlaştırılmasında kullanılır. Bu sistemin genel şematik görünümü Şekil 5.1'de sunulmuştur.



Şekil 5.1. Absorpsiyonlu sıcaklık yükseltici ile çalışan organik rankine çevrimi şeması

5.1. Absorpsiyonlu Sıcaklık Yükselticinin Tanıtımı

Lityum bromür-su akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu sıcaklık yükseltici sistemi ve elemanları Şekil 5.2'te gösterilmiştir. Absorpsiyonlu Sıcaklık Yükseltici elemanlarının kapasitelerini kütleli debilerden bağımsız olarak hesaplayabilmek için Denklem 5.1'de gösterilen dolaşım oranı kavramından yararlanılmıştır.

ASY dolaşım oranı, zengin eriyik debisinin soğutucu akışkan debisine oranı olarak tanımlanır.

$$f = \frac{\text{Zengin eriyik debisi}}{\text{Soğutucu akışkan debisi}} = \frac{m_8}{m_1} \quad (5.1)$$

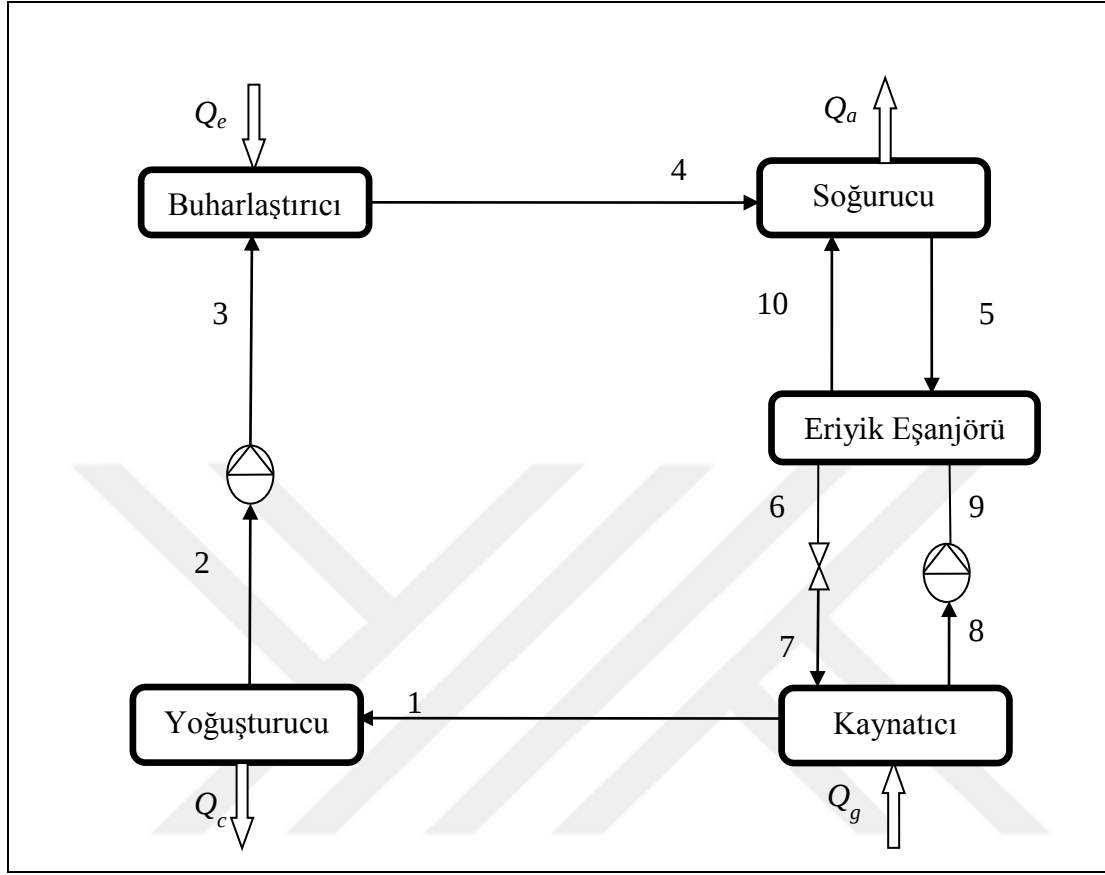
bu sistemin ısı verimi, soğurucuda açığa çıkan ısının, kaynaktan sisteme beslenen toplam ısı enerjisine, yani, kaynatıcıda ve buharlaştırıcıda iş akışkanına aktarılan ısı enerjisine oranı olarak tanımlanmıştır,

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_g + \dot{Q}_e} \quad (5.2)$$

Olarak tanımlanır. İdeal ısı verim ise sıcaklık farklarının oranı cinsinden

$$\eta_{th,ideal} = \frac{(T_g - T_c).T_a}{T_g.(T_a - T_c)} \quad (5.3)$$

olarak ifade edilir.



Şekil 5.2. Absorpsiyonlu sıcaklık yükselticinin şematik görünümü

Absorpsiyonlu Sıcaklık Yükseltici analizinde kullanılan kabuller aşağıda verilmiştir;

- Her elemanın sıcaklığı sabit alınmıştır.
- Kaynatıcı ve yoğuşturucu sıcaklığına karşılık gelen soğutucu akışkan doyma basıncıdır.
- Buharlaştırıcı ve soğurucu basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen soğutucu akışkan doyma basıncıdır.
- Kaynatıcıdan ayrılan soğutucu buharının sıcaklığı ve basıncı kaynatıcı sıcaklığı ve basıncındadır.
- Soğurucudan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı fazındadır ($x=0$)
- Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş buhar fazındadır ($x=1$)
- Soğurucudan ayrılan eriyik, soğurucu basınç ve sıcaklığında denge halindedir
- Kaynatıcıdan ayrılan eriyik, kaynatıcı basınç ve sıcaklığında denge halindedir

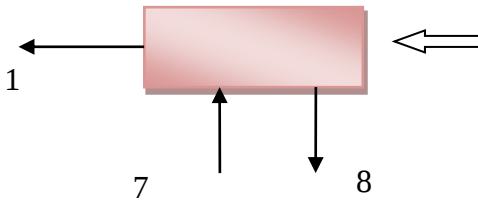
- Aynı sıcaklık ve konsantrasyon için denge halindeki eriyik entalpisi ile dengesiz haldeki entalpi eşittir.
- Soğurucu, kaynatıcı, buharlaştırıcı, yoğuşturucu içerisinde ve boru donanımında basınç kaybı meydana gelmemektedir
- Sisteme iş girişi ihmal edilebilir (pompa işi çok küçük)
- Yoğuşturucu ve soğurucu aynı kaynak tarafından soğutulduğundan, soğurucu çıkış sıcaklığı, yoğuşturucu çıkış sıcaklığına eşittir ($T_5=T_2$).

5.2. ASY Sistem Elemanları

Aşağıda Şekil 5.2’de sunulan ASY sisteminde kullanılan elemanlar ayrı ayrı tanıtılmış ve analizde kullanılan denklemler sunulmuştur.

5.2.1. Kaynatıcı

Absorpsiyonlu Sıcaklık Yükselticinin kaynatıcısında, soğutucu akışkan dışardan ısı alarak kaynayıp eriyikten ayrılır. Ayrılan akışkandan sonra, kalan akışkan yeniden basıncı düşürülerek soğurucuya gönderilir. Kaynatıcı Şekil 5.3’de gösterilmiştir [32].



Şekil 5.3. Kaynatıcının şematik gösterimi

Kaynatıcı için kütle dengesi Denklem 5.4’de sunulmuştur.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_1 \quad (5.4)$$

Kaynatıcıyı terk ederek yoğuşturucuya gönderilen soğutucu akışkan kütlesi, $\dot{m}_1$ ile gösterilmektedir. Kaynatıcıya giren fakir eriyiğin kütleli debisi $\dot{m}_7$ ve kaynatıcıyı terk eden zengin eriyiğin kütleli debisi ise $\dot{m}_8$ ile gösterilmiştir.

Kaynatıcıdaki Li-Br kütleli denge denklemi

$$\dot{m}_7 X_7 = \dot{m}_8 X_8 \quad (5.5)$$

İle verilir. Bu denklemde geçen X_7 fakir eriyiğin konsantrasyonu, X_8 ise zengin eriyiğin konsantrasyonunu temsil etmektedir. Dolaşım oranı (f), zengin soğutucu akışkan içeren eriyik debisinin ($\dot{m}_8$) soğutucu akışkan debisine ($\dot{m}_1$) oranı şeklinde tanımlanır. Bu tanımlar ışığında, kaynatıcı kütle dengesi, dolaşım oranı cinsinden

$$\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = f + 1 \quad (5.6)$$

olarak ifade edilir. Kaynatıcı için enerjinin korunumu yazılarak kaynatıcıda gerekli olan ısı miktarı

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_7 h_7 \quad (5.7)$$

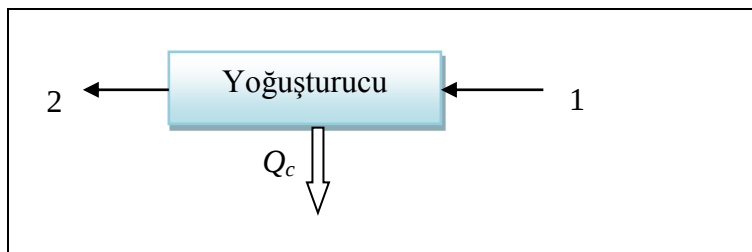
Entalpiler ve kütleli debiler kullanılarak belirlenir. Kaynatıcı için ekserji balans denklemi yazılarak, kaynatıcıdaki tersinmezlik miktarı,

$$\dot{I}_g = \dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_0}{T_{kay}} \right) + \dot{m}_7 e_7 - \dot{m}_8 e_8 - \dot{m}_1 e_1 \quad (5.8)$$

elde edilir. Sistemin her noktasındaki basınç ve sıcaklık değerleri bilinirse, her nokta için konsantrasyon değeri ilgili eriyik konsantrasyon tablosundan bulunabilir. Bu sayede, kütleli debilerin oranları konsantrasyon oranlarına bağlı olarak hesaplanabilir. Sonuç olarak, sistemi oluşturan bütün elemanların kapasiteleri, soğutucu akışkan debisine bağlı olarak ifade edilir [33],[34]. Soğutucu akışkan debisi, sistemin soğutuma kapasitesi kullanılarak hesaplanır.

5.2.2. Yoğuşturucu

Yoğuşturucu sabit basınçta çalışan ve kendine gelen akışkanı doymuş sıvı haline dönüştüren çevrim elemanıdır. Yoğuşturucu Şekil 5.4'de gösterilmiştir.



Şekil 5.4. Yoğuşturucunun şematik gösterimi

Yoğuşturucunun enerji dengesi Denklem 5.9'da verilmiştir.

$$q_c = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 \quad (5.9)$$

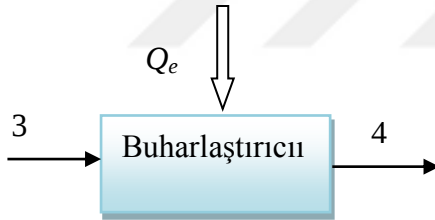
Yoğuşturucu için ekserji balans denklemi kullanılarak yoğuşturucu tersinmezliği

$$\dot{I}_c = -\dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) + \dot{m}_1(e_1 - e_2) \quad (5.10)$$

olarak elde edilir.

5.2.3. Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı sabit basınçta çalışan ve kendine gelen akışkanı doymuş buhar haline getiren çevrim elemanıdır. Yoğuşturucu Şekil 5.6'de gösterilmiştir.



Şekil 5.5. Buharlaştırıcının şematik gösterimi

Buharlaştırıcının enerji dengesi Denklem 5.11'de verilmiştir.

$$q_e = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}_1} = h_4 - h_3 \quad (5.11)$$

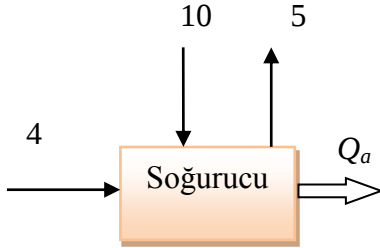
Buharlaştırıcının ekserji balans denklemi kullanılarak buharlaştıracıdaki tersinmezlik

$$\dot{I}_e = \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e} \right) + \dot{m}_1(e_3 - e_4) \quad (5.12)$$

olarak hesaplanır.

5.2.4. Soğurucu

Absorpsiyonlu sıcaklık yükseltici sistemlerdeki soğurucuda, soğutucu akışkan soğurucu akışkan tarafından emilerek eriyik haline geçer. Eriyik haline geçen akışkan pompalanarak kaynatıcıya gönderilir. Soğurucu Şekil 5.6’da gösterilmiştir.



Şekil 5.6. Soğurucunun şematik gösterimi

Soğurucunun enerji dengesi Denklem 5.13’te verilmiştir.

$$q_a = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_1} = (f + 1)h_5 - h_4 - f h_{10} \quad (5.13)$$

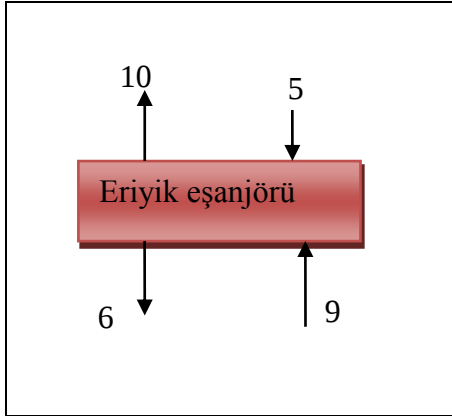
Soğurucu ekseji denge denklemi kullanılarak soğurucu tersinmezliği

$$\dot{I}_a = -\dot{Q}_a \left(1 - \frac{T_0}{T_a} \right) + \dot{m}_4 e_4 + \dot{m}_8 e_{10} - \dot{m}_5 e_5 \quad (5.14)$$

olarak elde edilmiştir.

5.2.5. Eriyik eşanjörü

Eriyik eşanjöründe yüksek sıcaklıktaki zengin eriyik ile düşük sıcaklıkta fakir eriyik arasında ısı transferiyle ısı geri kazanılır. Eriyik eşanjörü Şekil 5.7’da gösterilmiştir.



Şekil 5.7. Eriyik eşanjörünün şematik gösterimi

Eriyik eşanjörünün zengin eriyik tarafı ısı transfer denklemi .

$$\dot{Q}_{hex} = (f + 1)(h_{10} - h_9) \quad (5.15)$$

İle fakir eriyik tarafı ısı transfer denklemi

$$Q_{hex} = f(h_5 - h_6) \quad (5.16)$$

Eşitlenerek denklem parametreler arasında ilişki kurulur.

5.3. ASY Sisteminde Kullanılan Akışkan Çiftleri

Soğutucu akışkan seçimi yapılırken bazı özellikler dikkate alınmalıdır. Bu özelliklerin başında, ozon tabakasına zarar vermemesi ve sera etkisi oluşturmaması açısından CO_2 salınımının düşük olması gelmektedir.

5.3.1. Soğutucu-soğurucu akışkan çiftinden beklenen genel özellikler

Absorpsiyonlu Sıcaklık Yükseltici Sisteminde kullanılacak soğutucu-soğurucu akışkan çiftinin aşağıdaki özellikleri taşıması gerekmektedir [35];

- Soğutucu ve soğurucu çifti, çevrimin çalışacağı sıcaklıklarda kristalize olmamalıdır. Kristalize olan akışkan çevrim elemanlarına zarar verecek ve çevrimin düzgün şekilde çalışmasını engelleyecektir.

- Soğutucu-soğurucu akışkan çiftinin birbirinden ayrışması için gereken buharlaşma ısısı düşük olmalıdır. Aksi takdirde, akışkan çiftinin ayrılması için daha çok ısı vermek gerekeceğinden çevrim verimi olumsuz etkilenecektir.
- Absorpsiyonun gerçekleştiği şartlarda, soğurucu akışkan soğutucu akışkana kolay ve hızlı karışmalıdır.
- Soğutucu akışkanın tasarlanacak sistem için uygun basınç aralıklarında kalması gerekir. Çok yüksek basınçta çalışan soğutucu akışkanlarda boru cidar kalınlıkları artacağından tesisat maliyetini artırır. Çok düşük basınçlarda çalışan akışkanlarda hava kacağı olabileceğinden pompa ve kompresörlerde verimsizliğe sebep olacaktır.
- Soğutucu akışkanların kimyasal olarak kararlı olması ve uzun süre sistemde düzgün olarak çalışmalıdır.
- Soğutucu ve soğurucu akışkanların, sistemdeki boru, eşanjör ve contalarda korozyona sebep olmamalıdır.
- Soğutucu ve soğurucu akışkanlar, güvenlik sebebiyle, zehirli, yanıcı, parlayıcı ve patlayıcı olmamalıdır.
- Soğutucu ve soğurucu akışkanların viskoziteleri düşük olmalıdır. Yüksek viskoziteye sahip akışkanlar tesisat elemanlarında daha yüksek kayıplara sebep olur.
- Soğutucu ve soğurucu akışkanlar ve bu akışkanlara uyumlu tesisat malzemeleri ucuz ve kolay temin edilebilir olmalıdır.

5.3.2. Absorpsiyonlu sıcaklık yükselticilerde kullanılan akışkan çiftleri ve özellikleri

Absorpsiyonlu Sıcaklık Yükselticilerinde kullanılan akışkan çiftleri, Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde kullanılan akışkan çiftleri ile aynıdır ve aşağıda sunulmuşlardır;

1. Soğutucu akışkan olarak amonyak, absorbent olarak amonyak –su eriği
2. Soğutucu akışkan olarak amonyak, absorbent olarak amonyak-su ve hidrojen eriği
3. Soğutucu akışkan olarak su, absorbent olarak LiBr-su eriği
4. Soğutucu akışkan olarak dichlormehane, absorbent olarak demethoxytetraethylene glycol eriği
5. Soğutucu akışkan olarak amonyak, absorbent olarak sodyum thiocyanate (NaSCN) ve amonyak eriği

Açık çevrimli absorpsiyonlu Sıcaklık Yülseltici sistemlerinde kullanılan yaygın akışkan çiftleri ise şunlardır;

1. Soğutucu akışkan olarak su, absorbent olarak lithium chloride –su eriği
2. Soğutucu akışkan olarak su, absorbent olarak triethyhene glycol-su eriği

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin (ABS), buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma (BSMS) sistemiyle karşılaştırılması durumunda aşağıda belirtilen noktalar dikkat çeker ;

1. BSMS sistemindeki kompresörün yerini ABS sisteminde kaynatıcı ve soğurucudan oluşan termik kompresör almıştır. Buharı sıkıştırmak fazla miktarda mekanik enerji gerektirirken, ABS sisteminde sıvı pompalamak çok düşük miktarda mekanik enerji gerektirir.
2. ABS sisteminde pompa için gerekli olan az miktardaki mekanik enerji dışında, mekanik enerji gerektirmezken BSMS sistemi, ABS sisteminin pompasına kıyasla hayli yüksek oranda mekanik enerji gerektirir.
3. BSMS sisteminde tek bir soğutucu akışkan varken, ABS sisteminde bir soğutucu akışkan bir de yutucu akışkan (soğurucu) vardır.
4. ABS sisteminde pompa dışında hareketli parça yoktur, BSMS sisteminde göre bakım ve onarım masrafı hayli azdır.
5. ABS sisteminde absorbentin cinsine göre kristalleşme tehlikesi varken, BSMS sisteminde böyle bir tehlike söz konusu değildir [35].

5.3.3. Soğurucu akışkanların istenen özellikleri

Soğurucu akışkanların istenen özellikleri aşağıda verilmiştir;

1. Soğutucu akışkanla kolay birleşip kolay ayrılmalı,
2. Soğutucu akışkana göre kaynama sıcaklığı daha yüksek olmalı,
3. Sistemin hiçbir yerinde katı halde bulunmamalı,
4. Absorbe etme özelliği yüksek olmalı,
5. Donma sıcaklığı düşük olmalı,
6. Kolay bulunabilmeli ve ucuz olmalı,
7. Viskozitesi düşük olmalı,
8. Yanıcı ve patlayıcı olmamalı,
9. Donanımda kullanılan malzemelere korozyif etkisi olmamalı,
10. Soğutucu akışkanla reaksiyona girmemelidir.

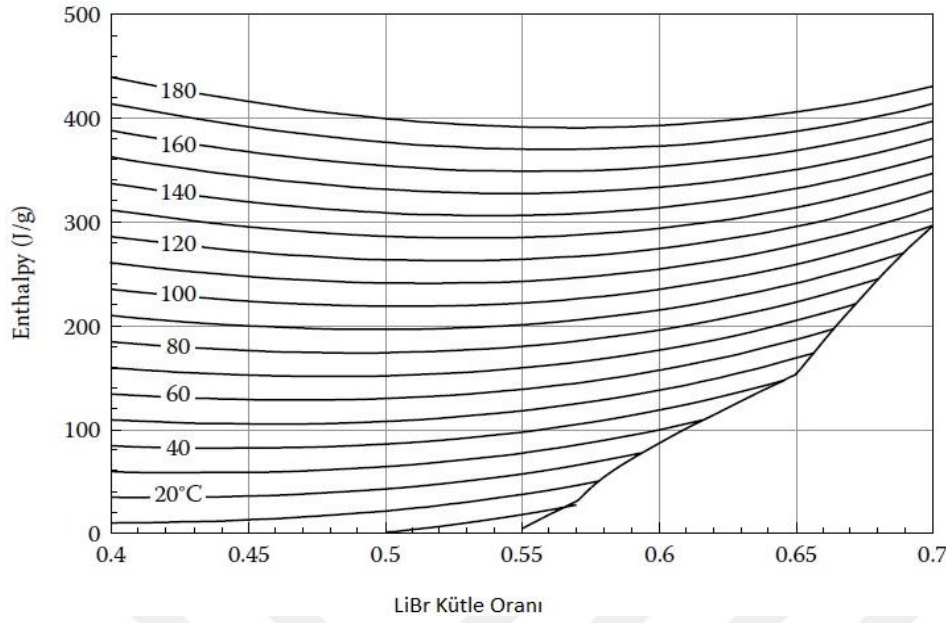
5.3.4. Lityum bromür-su eriyiği

Bu akışkan çifti son yıllarda oldukça önem kazanmış durumdadır. Lityum bromürün kaynama noktası sudan 540°C daha fazladır. Bu da kaynatıcı içerisinde suyun lityum bromürden kolayca ayrılmasını sağlar. Lityum bromür kolayca elde edilebileceği için maliyeti çok ucuzdur. Bu eriyiğin Raoult kanunundan en geniş sapması bilindiğinden uygun operasyon şartları ve performans katsayısı verilir. Lityum bromür eriyiği suya göre daha büyük yüzey gerilimine sahiptir. Bu eriyiğin viskozitesi, kullanılan konsantrasyon değerleri için çok küçüktür. Bu eriyiğin özgül ısısı da saf suyunkine göre çok küçüktür. Lityum bromür-su eriyiği, ideal bir eriyikten istenen şartların çoğuna sahiptir. En büyük mahzuru, korozif tesiridir. Bu tesirine karşı eriyiğe inhibitörler katılır. Bu eriyiğin başlıca avantajları şöyle sıralanabilir;

- Aynı sıcaklıklar arasında çalışan diğer akışkan çiftlerine göre daha yüksek soğutma tesir katsayısı sağlar.
- Bu sistemlerde ilave bir rektifikasyon kolonuna ihtiyaç olmadığından nispeten basit elemanlardan meydana gelir.
- Dolaşım pompası için gerekli olan mekanik iş çok azdır. Bu iş, amonyak-su çifti ile çalışan sistemin işinin yüzde biri kadardır.

Yukarıda sayılan avantajların yanında, lityum bromür-su eriyiği ile çalışan sıcaklık yükselticilerinin bazı dezavantajları aşağıda özetlenmiştir;

- Buharlaştırıcı sıcaklığı, suyun donma noktası ile sınırlanmıştır.
- Bu akışkan çifti sadece iklimlendirme tesisatlarında kullanılabilir.



Şekil 5.8. LiBr-su karışımı konsantrasyon-entalpi diyagramı [5]

Eriyiğin sıcaklığı ve konsantrasyonu bilindiğinde, Şekil 5.8'daki LiBr-Su Karışımı konsantrasyon-entalpi diyagram kullanılarak eriyiğin entalpisi bulunabilir.

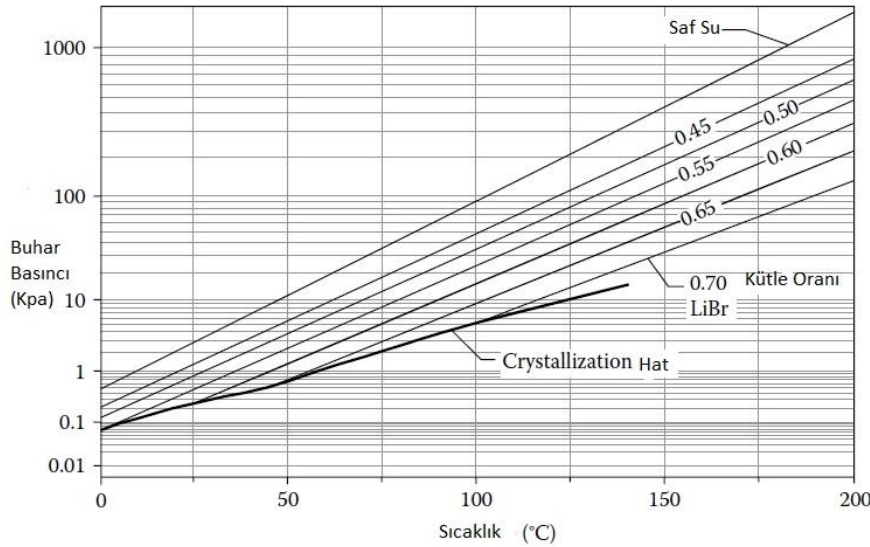
5.3.5. Lityum bromür-su eriyiğinde kristalizasyon

Lityum bromür katı haldeyken kristal yapıya sahiptir. Tuzların çoğu gibi lityum bromür de suda çözünebilir. Lityum bromürün su ile yaptığı eriyiğin belirli bir konsantrasyon değerinde belirli bir minimum eriyik sıcaklığı vardır. Bu minimum sıcaklığın altında tuz eriyikten ayrılmaya başlar yani katı hale dönüşmeye başlar bu olaya kristalleşme denir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kristalleşme olayının olma ihtimalinin en fazla olduğu yer, eriyik ısı eşanjörüdür. Eriyik ısı eşanjöründe, zengin eriyik, kristalleşme sıcaklığına kadar inebilir. Bu durumda kristal haldeki tuz, ısı eşanjörünün borularına yerleşir ve boruları tıkararak cihazın çalışması için gerekli olan akışı durdurur ve sistem çalışmaz hale gelir [36],[37].

Kristalizasyon olayının temelde üç nedeni vardır;

1. Pompalama sisteminde güç dönüşümü olduğunda, otomatik dekristalizasyon sistemi çalışmaz.

2. Soğutma suyu sıcaklığında ani düşüş kristalizasyona yol açabilir. Örneğin, soğutma suyu yoğunlaştırucuya 30°C yerine 12°C sıcaklıkta girerse, eşanjörden geçen fakir eriyiğin sıcaklığı 24°C, zengin eriyiğin sıcaklığı ise yaklaşık 15°C'ye kadar düşer ve kristalleşme oluşur. Bu durumda, kristalleşmenin önlenmesi amacıyla yoğunlaştırucu soğutma suyunun kesilmesi gerekir.
3. Hava sızıntıları da kristalizasyona sebep olabilir. Soğurucu basıncının artışı buharlaştırıcının kapasitesini sınırlar. Basıncın artışına sebep olan hava kabarcıkları buharlaştırıcının soğutma suyu sıcaklığını yükseltir. Buharlaştırıcıdaki bu sıcaklık yükselmesi otomatik bir düzenele kaynatıcıyı uyararak daha fazla ısı yükünün kaynatıcıya verilmesini sağlar. Böylece, kaynatıcıda lityum bromür yüzdesi daha yüksek olan eriyiğin kalmasına sebep olur. Bunun sebebi, soğutucu akışkanın çoğunun yoğunlaştırucuya gitmiş olmasıdır. Sonuç olarak soğurucu ısı yükü, soğurucuyu terk eden fakir eriyiğin sıcaklığı ve eşanjörde zengin çözeltinin sıcaklığı düşer ve kristalleşmeye olur [36].



Şekil 5.9. LiBr –su karışımı sıcaklık –buhar basıncı diyagramı [5]

Konsantrasyonların bulunması absorpsiyonlu sıcaklık yükselticilerinin simülasyonu için önemlidir. Buhar basıncı ve sıcaklık bilindiğinde Şekil 5.9'daki LiBr-su Karışımı Sıcaklık-buhar basıncı diyagramı kullanılarak LiBr konsantrasyonu bulunabilir. Bu diyagram kullanılarak, kristalizasyon noktası ve konsantrasyon oranı bilindiğinde, çığ noktası sıcaklığı bulunabilir.

Tek kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi çevrimi; soğutucu akışkan çevrimi ve soğutucu-soğurucu akışkan çifti çevrimi olmak üzere iki çevriminden oluşmaktadır. Kaynatıcıda soğutucu akışkan buharlaştırılır ve yoğuşturucuya yönlendirilir. Yoğuşturucuda soğutucu akışkan sıvı hale getirilir ve buharlaştırıcıya pompalanır. Buharlaştırıcıda yüksek basınç bölgesinde soğutucu akışkan buharlaştırılır ve soğurucuya yönlendirilir. Soğutucu-soğurucu akışkan çevriminde, kaynatıcıda üretilen zengin karışım soğurucuya pompalanır. Soğurucuda, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkan buharı ile kaynatıcıdan gelen zengin karışım karıştırılır ve soğurucu akışkanca az olan fakir karışım soğurucudan kaynatıcıya kısılma vanası üzerinden geri döndürülür. Soğurucuda gerçekleşen absorpsiyon işlemi fiziko-kimyasal bir reaksiyon olup ekzotermik olduğundan yüksek sıcaklıkta enerji oluşur.

Tek kademeli Kombine Elektrik Üretim Sistemi (KEÜS)'nin şematik yapısı Şekil 6.1'de verilmiştir. Tek kademeli ASY Sistemi LiBr-su akışkan çiftini kullanmaktadır. Sistemde her birimin farklı görevi vardır. ASY sisteminin anahtar ünitesi kaynatıcıdır. Kaynatıcının görevi, çevrim dışındaki atık ısı kaynağından aldığı enerjiyi kullanarak sisteme soğutucu akışkan sağlamaktır. Yoğuşturucu ve soğurucu su soğutmalı olup, ayrıca soğutma kulesi gerektirmemektedir. Bu sistemde LiBr soğurucu, su ise soğutucu olarak görev yapmaktadır.

Soğurucudan çıkan LiBr-su çözeltisi sırasıyla ısı değiştirici, eriyik ısı eşanjörü, kaynatıcı, eriyik ısı eşanjöründen geçtikten sonra tekrar soğurucuya döner. Temel çalışma sıcaklıkları; kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve soğurucu sıcaklıklarıdır. Temel çalışma basınçları; kaynatıcıdaki yüksek basınç, yoğuşturucudaki orta basınç ve buharlaştırıcı ile soğurucudaki düşük basınçlardır.

Şekil 6.1'de sunulan Tek kademeli ASY Sisteminin her bir elemanı için enerji ve kütle korunumları kurularak dolaşım oranı, kütledebiler ve ısı kapasiteler belirlendikten sonra sistemin birinci kanun ve ikinci kanun verimleri hesaplanmıştır. Dolaşım oranı, f zengin eriyik debisine bağlı olarak tanımlanır. Zengin eriyikten kasıt, soğurucu akışkan bakımından zengin içeriğe sahip çözeltidir. Dolaşım oranı,

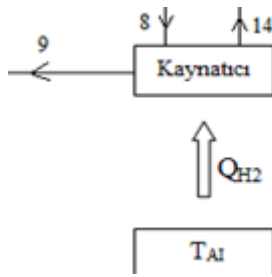
$$f = \frac{\text{zengin soğurucu akışkan içeren eriyik debisi}}{\text{soğutucu akışkan debisi}} \quad (6.1)$$

olarak tanımlanmıştır. Bu genel tanım kullanılarak ASY dolaşım oranı,

$$f = \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_9} \quad (6.2)$$

olarak ifade edilir. Dolaşım oranlarını hesaplayabilmek için, sistem kaynatıcısında soğurucu ve soğutucu akışkanların süreklilik denklemleri ile birlikte soğurucu/soğutucu denge denklemi kullanılmalıdır.

Kaynatıcı termodinamik analizi



Şekil 6.2. Kaynatıcı kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Süreklilik Dengesi;

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 + \dot{m}_{14} \quad (6.3)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_9$: soğutucu akışkan debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir. Kaynatıcıdaki Li-Br Dengesi;

$$\dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_{14} X_{14} \quad (6.4)$$

ile verilir. Bu eşitlikte, $\dot{m}_8$: Fakir eriyiğin debisi (kg/s), $\dot{m}_{14}$: Zengin eriyiğin debisi (kg/s), X_8 : Fakir eriyik konsantrasyonu (%), X_{14} : Zengin eriyik konsantrasyonu (%)’nu temsil etmektedir. Li-Br denge denklemi ile kaynatıcı süreklilik denklemi birleştirilerek;

$$(\dot{m}_9 + \dot{m}_{14})X_8 = \dot{m}_{14}X_{14} \quad (6.5)$$

ve aynı kütleli debiler ortak paranteze alınarak

$$\dot{m}_{14}(X_{14} - X_8) = \dot{m}_9 X_8 \quad (6.6)$$

denklemi elde edilir. Bu denklemin her iki tarafı soğutucu akışkan debisine bölünerek ve dolaşım oranı tanımı ışığında;

$$f = \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_9} = \frac{X_8}{X_{14} - X_8} \quad (6.7)$$

olarak ifade edilir. Konsantrasyon bilgisi kullanılarak ASY sisteminin dolaşım oranı, f tespit edilir.

Benzer şekilde, her iki tarafı soğutucu akışkan debisine bölünerek süreklilik denklemi dolaşım oranı cinsinden;

$$\frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_9} = 1 + f \quad (6.8)$$

ifade edilir. Kaynatıcı için enerji dengesi kurularak gereken ısıtma miktarı

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_8 h_8 \quad (6.9)$$

Entalpiler ve kütledebiler cinsinden ifade edilir. Kütle dengesi ışığında, kaynatıcı ısı transfer miktarı,

$$q_g = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_{r,1}} = h_9 + f h_{14} - (f + 1) h_8 \quad (6.10)$$

Dolaşım oranı cinsinden ifade edilir. Bu enerjinin, atık ısı kaynağından karşılanması gerekir. Entropi dengesi kurularak, kaynatıcı için entropi üretimi,

$$S_{gen,g} = \dot{m}_9 s_9 + \dot{m}_{14} s_{14} - \dot{m}_8 s_8 - \frac{\dot{Q}_g}{T_{Al}} \quad (6.11)$$

$$S_{gen,g} = \dot{m}_{r,1} (s_{19} + f s_{23}) - \dot{m}_{r,1} (1 + f) s_{18} - \frac{\dot{Q}_{g,1}}{T_{Al}} \quad (6.12)$$

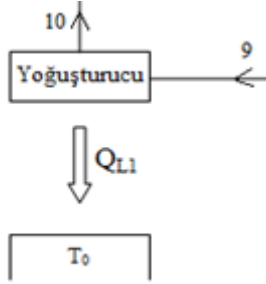
Olarak elde edilir. Ekserji dengesi;

$$\dot{I}_g = \dot{m}_8 \Psi_8 - (\dot{m}_9 \Psi_9 + \dot{m}_{14} \Psi_{14}) + \dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_0}{T_{Al}}\right) \quad (6.13)$$

$$\dot{I}_g = \dot{m}_{r,1} (1 + f) \Psi_8 - \dot{m}_{r,1} (\Psi_9 + f \Psi_{14}) + \dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_0}{T_{Al}}\right) \quad (6.14)$$

Bu denklemde geçen, Ψ terimi özgül akış ekserjisi olup $\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$ olarak tanımlanır.

Yoğuşturucu termodinamik analizi



Şekil 6.3. Yoğuşturucu kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Yoğuşturucu kütle dengesi için $\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{r,1}$ eşitliği kullanılmıştır.

Bu eşitlikte $\dot{m}_{r,1}$: ASY sisteminde kullanılan soğutucu akışkan debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir. Yoğuşturucunun soğutulmasında soğutma suyu kullanıldığı düşünülerek, hesaplamalarda kuyu sıcaklığı $T_L = T_o = 15^\circ C$ alınmıştır. Soğutma suyu devresi için kütle dengesi, $\dot{m}_e = \dot{m}_f = \dot{m}_{cw}$ olarak alınmıştır. Bu eşitlikte $\dot{m}_{cw}$: Soğutma suyu debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir.

Yoğuşturucu için enerji dengesi, $Q_{L,1} = \dot{Q}_{c,1}$ eşitliğini gerektirmektedir.

$$\dot{Q}_{c,1} = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9 \quad (6.15)$$

Birim soğutucu akışkan kütlesi başına yoğuşturucudan çekilmesi gereken ısı transfer miktarı aşağıdaki eşitlikte entalpi farkından

$$q_{c,1} = \frac{\dot{Q}_{c,1}}{\dot{m}_{r,1}} = h_{10} - h_9 \quad (6.16)$$

olarak hesaplanır. Soğutma suyu enerji dengesi

$$\dot{Q}_{L,1} = \dot{m}_{cw}C_{cw}\Delta T_{cw} = \dot{m}_{cw}C_{cw}(T_f - T_e) \quad (6.17)$$

Burada C_{cw} soğutma suyunun özgül ısıdır ve hesaplamalarda $C_{cw} = 4.186 (kJ/kgK)$ değeri alınmıştır. Soğutma suyu için sıcaklık artışı $\Delta T_{cw} = 5^\circ C$ kabulü ile hesaplanmıştır.

Entropi dengesi kurularak yoğusturucu için entropi üretimi,

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{10}s_{10} - \dot{m}_9s_9 + \frac{\dot{Q}_{c,1}}{T_L} \quad (6.18)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{r,1}(s_{10} - s_9) + \frac{\dot{Q}_{c,1}}{T_L} \quad (6.19)$$

Ekserji analizine sonucunda;

$$\dot{I}_{c,1} = \dot{m}_9\psi_9 - \dot{m}_{10}\psi_{10} + \dot{Q}_{L,1} \left(1 - \frac{T_0}{T_{L,1}}\right) \quad (6.20)$$

$$\dot{I}_{c,1} = \dot{m}_{r,1}(\psi_9 - \psi_{10}) + \dot{Q}_{L,1} \left(1 - \frac{T_0}{T_{L,1}}\right) \quad (6.21)$$

Buharlaştırıcı termodinamik analizi



Şekil 6.4. Buharlaştırıcı-1 şematik gösterimi

Genel Süreklilik Dengesi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (6.22)$$

Soğutucu akışkan hattı için kütlenin korunumu

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{r,1} = \dot{m}_9 \quad (6.23)$$

Burada, $\dot{m}_{r,1}$: ASY sistemindeki soğutucu akışkan debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir.

Atık ısı hattı için kütlenin korunumu,

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} = \dot{m}_{at} \quad (6.24)$$

Burada ise, $\dot{m}_{at}$: Atık ısı kaynağının debisi (kg/s)'ni göstermektedir.

Buharlaştırıcı için enerji korunumu en genel halde;

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_{ç} - \sum H_g \quad (6.25)$$

ve ASY buharlaştırıcısı için enerji korunumu uygulanarak, buharlaştırıcıya verilmesi gereken ısı enerjisi, $\dot{Q}_e^{ASY}$,

$$\dot{Q}_e^{ASY} = H_{12} - H_{11} = \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{11}h_{11} \quad (6.26)$$

Olarak entalpi farkları cinsinden elde edilir. Birim soğutucu akışkan debisi başına ASY buharlaştırıcısından çekilmesi gereken ısı miktarı, $\dot{m}_{r,1}$ ile bölünerek

$$q_e^{ASY} = \frac{\dot{Q}_e^{ASY}}{\dot{m}_{r,1}} = h_{12} - h_{11} \quad (6.27)$$

Elde edilir. Atık ısı kaynağından aktarılması gereken ısı, buharlaştırıcı enerji korunumundan elde edilen ısıya eşit olması gerektiği enerji dengesinden elde edilir. Dolayısıyla, $\dot{Q}_e^{ASY} = \dot{Q}_{AI}$ olmalıdır. Atık ısı kaynağı enerji dengesi,

$$\dot{Q}_{AI} = \dot{m}_{ai}C_{ai}\Delta T_{ai} \quad (6.28)$$

Atık ısı sıcaklık farkı, atık ısı hattı giriş ve çıkış sıcaklıkları cinsinden,

$$\dot{Q}_{AI} = \dot{m}_{ai}C_{ai}(T_{18} - T_{17}) \quad (6.29)$$

Olarak ifade edilebilir. Atık ısı hattında dolaştırılan iş akışkanı su olduğu için özgül ısı değeri, $C_{ai} = 4.186 \text{ (kJ/kgK)}$ olarak alınır. Yaklaşım sıcaklığı ise, $\Delta T_{ai} = 5^\circ\text{C}$ alınmıştır.

Entropi dengesi kurularak, buharlaştırıcıdaki entropi üretimi,

$$\dot{S}_{gen,e}^{ASY} = \dot{m}_{12}s_{12} - \dot{m}_{11}s_{11} - \frac{\dot{Q}_e^{ASY}}{T_{AI}} \quad (6.30)$$

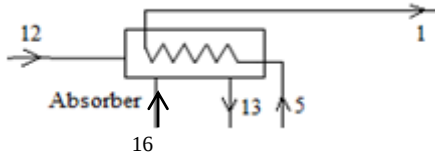
$$\dot{S}_{gen,e}^{ASY} = \dot{m}_{r,1}(s_{12} - s_{11}) - \frac{\dot{Q}_e^{ASY}}{T_{AI}} \quad (6.31)$$

Ekserji dengesi kurularak;

$$\dot{I}_e^{ASY} = \dot{m}_{11}\psi_{11} - \dot{m}_{12}\psi_{12} + \dot{Q}_e^{ASY} \left(1 - \frac{T_0}{T_{AI}}\right) \quad (6.32)$$

$$\dot{I}_e^{ASY} = \dot{m}_{r,1}(\psi_{11} - \psi_{12}) + \dot{Q}_e^{ASY} \left(1 - \frac{T_0}{T_{AI}}\right) \quad (6.33)$$

Absorber - ORÇ buharlaştırıcısı termodinamik analizi



Şekil 6.5. Absorber - ORÇ Buharlaştırıcısı kütle ve enerji akışları şematik gösterimi

Tek kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisine ait buharlaştırıcıda, atık ısı kaynağından faydalanılarak soğutucu akışkanın buharlaşması sağlanır.

ASY sistemi soğutucu akışkan hattı için Süreklilik Deklemi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_c \quad (6.34)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{r,1} \quad (6.35)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{r,1}$: ASY soğutucu akışkan debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir. ASY Eriyik hattı için süreklilik denklemleri;

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{fe} \quad (6.36)$$

Bu denklemde $\dot{m}_{fe}$: Fakir eriyiğin debisi (kg/s)

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{ze} \quad (6.37)$$

$\dot{m}_{ze}$: Zengin eriyiğin debisi (kg/s)

Absorber için enerji dengesi,

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{16}h_{16} \quad (6.38)$$

Denklemin her iki tarafını $\dot{m}_{r,1}$ ' ye bölerek;

$$q_a = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_{r,1}} = (1 + f)h_{13} - h_{12} - fh_{16} \quad (6.39)$$

ORÇ Buharlaştırıcısı için enerjinin korunumu,

$$\dot{Q}_e^{ORC} = \dot{m}_r(h_1 - h_5) \quad (6.40)$$

Denklemin her iki tarafını ORÇ soğutucu akışkan debisi, $\dot{m}_r$ ' ye bölerek;

$$q_e = \frac{\dot{Q}_e^{ORC}}{\dot{m}_r} = h_1 - h_5 \quad (6.41)$$

Birim soğutucu akışkan başına, ORÇ buharlaştırıcısında gereken ısı enerjisi belirlenir.

Absorber ve ORÇ Buharlaştırıcısı ısı değişiricileri arasındaki enerji dengesi;

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_e^{ORC} \quad (6.42)$$

ASY soğutucu akışkan debisi ile ORÇ soğutucu akışkan debisi arasındaki ilişki,

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{r,1}} = \frac{(1+f)h_{13}-h_{12}-fh_{16}}{h_1-h_5} \quad (6.43)$$

olarak elde edilir. Absorber ve buharlaştırıcıdan geçen akışkanlar karışmadığı için her birim için ayrı analiz yapılabilir. Absorber için entropi denge denklemi kurularak, absorberdaki entropi üretimi;

$$\dot{S}_{gen,a} = \dot{m}_{13}s_{13} - (\dot{m}_{12}s_{12} + \dot{m}_{16}s_{16}) + \frac{\dot{Q}_a}{T_e^{ORC}} \quad (6.44)$$

$$\dot{S}_{gen,a} = \dot{m}_{r,1}(1+f_1)s_{13} - (\dot{m}_{r,1}s_{12} + \dot{m}_{r,1}f_1s_{16}) + \frac{\dot{Q}_a}{T_e^{ORC}} \quad (6.45)$$

Bener şekilde, ORÇ buharlaştırıcısındaki entropi üretimi,

$$\dot{S}_{gen,e}^{ORC} = \dot{m}_1s_1 - \dot{m}_5s_5 - \frac{\dot{Q}_e^{ORC}}{T_e^{ORC}} \quad (6.46)$$

ORÇ hattında kütleli debiler eşit ($\dot{m}_1 = \dot{m}_5 = \dot{m}_r$) olduğu için

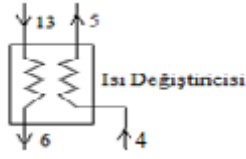
$$\dot{S}_{gen,e}^{ORC} = \dot{m}_r(s_{11} - s_{10}) - \frac{\dot{Q}_e^{ORC}}{T_e^{ORC}} \quad (6.47)$$

Absorber için ekserji balansı;

$$\dot{I}_a = (\dot{m}_{12}\psi_{12} + \dot{m}_{16}\psi_{16}) - \dot{m}_{13}\psi_{13} - \dot{Q}_a \left(1 - \frac{T_0}{T_e^{ORC}}\right) \quad (6.48)$$

$$\dot{I}_a = (\dot{m}_{r,1}\psi_{12} + \dot{m}_{r,1}f\psi_{16}) - \dot{m}_{r,1}(1+f)\psi_{13} - \dot{Q}_a \left(1 - \frac{T_0}{T_e^{ORC}}\right) \quad (6.49)$$

Isı değiştiricisi termodinamik analizi:



şekil 6.6. Isı değiştirici kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Isı değiştirici ASY eriyik hattı için süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_6 = \dot{m}_{fe} \quad (6.50)$$

ORÇ soğutucu akışkan hattı için süreklilik denklemi,

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_r \quad (6.51)$$

Isı değiştirici için enerji korunumu en genel halde;

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_{\dot{c}} - \sum H_g \quad (6.52)$$

ASY eriyik hattı için enerji korunumu uygulanarak, ORÇ soğutucu akışkanına verilen ısı enerjisi, $\dot{Q}_{HEX}$

$$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_{13} h_{13} \quad (6.53)$$

Süreklilik denklemi ışığında,

$$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_{r,1} (1 + f) (h_6 - h_{13}) \quad (6.54)$$

ORÇ soğutucu akışkan hattı için enerji korunumu uygulanarak, ASY eriyik hattından çekilen ısı,

$$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_r (h_5 - h_4) \quad (6.55)$$

Isı değiştirici ASY eriyik ve ORÇ soğutucu akışkan hatları arasında enerji dengesi

$$\dot{m}_{r,1} (1 + f) (h_6 - h_{13}) = \dot{m}_r (h_5 - h_4) \quad (6.56)$$

Isı değiştirici için Termodinamiğin İkinci Kanunu,

$$\dot{S}_{gen,HEX} = \dot{m}_6 s_6 - \dot{m}_{13} s_{13} + \dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_4 s_4 \quad (6.57)$$

Kütle korunumları Eş (6.50) ve (6.51) dikkate alınarak,

$$\dot{S}_{gen,HEX} = \dot{m}_{r,1}(1+f)(s_6 - s_{13}) + \dot{m}_r(s_5 - s_4) \quad (6.58)$$

Isı değiştirici tersinmezliği, ekserji denge denklemi uygulanarak,

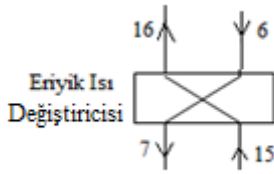
$$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_6\psi_6 - \dot{m}_{13}\psi_{13} + \dot{m}_5\psi_5 - \dot{m}_4\psi_4 \quad (6.59)$$

Kütle korunum denklemleri ışığında, ısı değiştiricisi tersinmezliği,

$$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_{r,1}(1+f)(\psi_6 - \psi_{13}) + \dot{m}_r(\psi_5 - \psi_4) \quad (6.60)$$

olarak elde edilir.

Eriyik ısı değiştiricisi termodinamik analizi



Şekil 6.7. Eriyik ısı değiştirici kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Isı değiştirici ASY fakir eriyik hattı için süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{fe} \quad (6.61)$$

Isı değiştirici ASY zengin eriyik hattı için süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{ze} \quad (6.62)$$

Isı değiştirici için enerji korunumu en genel halde;

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_c - \sum H_g \quad (6.63)$$

ASY eriyik ısı değiştirici fakir eriyik hattı için enerji korunumu uygulanarak, zengin eriyik akışkanına aktarılan ısı enerjisi, $\dot{Q}_{HEX_{sol}}$

$$\dot{Q}_{HEX_{sol}} = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_6 h_6 \quad (6.64)$$

Süreklilik denklemi ışığında,

$$\dot{Q}_{HEX_{sol}} = \dot{m}_{r,1}(1+f)(h_7 - h_6) \quad (6.65)$$

ASY eriyik ısı değiştirici zengin eriyik hattı için enerji korunumu uygulanarak, fakir eriyik akışkanına aktarılan ısı enerjisi, $\dot{Q}_{HEX_{sol}}$

$$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_{r,1}f(h_{16} - h_{15}) \quad (6.66)$$

Eriyik ısı değiştirici ASY fakir eriyik ile zengin eriyik akışkan hatları arasında enerji dengesi

$$\dot{m}_{r,1}(1+f)(h_7 - h_6) = \dot{m}_{r,1}f(h_{16} - h_{15}) \quad (6.67)$$

elde edilir. Bu denklik kullanılarak ısı değiştiricisinden çıkan akışkanın sıcaklığı belirlenebilir. Isı değiştirici için Termodinamiğin İkinci Kanunu,

$$\dot{S}_{gen,HEX} = \dot{m}_7s_7 - \dot{m}_6s_6 + \dot{m}_{16}s_{16} - \dot{m}_{15}s_{15} \quad (6.68)$$

Kütle korunumları Eş (6.61) ve (6.62) dikkate alınarak,

$$\dot{S}_{gen,HEX} = \dot{m}_{r,1}(1+f)(s_7 - s_6) + \dot{m}_{r,1}f(s_{16} - s_{15}) \quad (6.69)$$

Eriyik ısı değiştirici tersinmezliği, ekserji denge denklemi uygulanarak,

$$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_7\Psi_7 - \dot{m}_6\Psi_6 + \dot{m}_{16}\Psi_{16} - \dot{m}_{15}\Psi_{15} \quad (6.70)$$

Kütle korunum denklemleri ışığında, eriyik ısı değitiricisi tersinmezliği,

$$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_{r,1}(1+f)(\Psi_7 - \Psi_6) + \dot{m}_{r,1}f(\Psi_{16} - \Psi_{15}) \quad (6.71)$$

olarak elde edilir.

Pompa-I termodinamik analizi



şekil 6.8. Pompa-I kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Pompa-1 için süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{ze} \quad (6.72)$$

Pompa-1 için enerjinin korunumu denklemi en genel halde;

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_{\dot{c}} - \sum H_g \quad (6.73)$$

Isı transferi ihmal edilerek, pompa işi entalpi farkı cinsinden

$$\dot{W}_{P_I} = \dot{m}_{r,1} f (h_{15} - h_{14}) \quad (6.74)$$

elde edilir. Entropi korunumu uygulanarak, entropi üretimi

$$\dot{S}_{gen, P_I} = \dot{m}_{r,1} f (s_{15} - s_{14}) \quad (6.75)$$

olarak elde edilir.

Pompa tersinmezliği, ekserji denge denklemi uygulanarak,

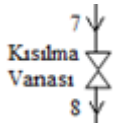
$$\dot{I}_{P_I} = \dot{m}_{15} \Psi_{15} - \dot{m}_{14} \Psi_{14} \quad (6.76)$$

Kütle korunum denklemleri ışığında, ısı değitiricisi tersinmezliği,

$$\dot{I}_{P_I} = \dot{m}_{r,1} f (\Psi_{15} - \Psi_{14}) \quad (6.77)$$

olarak elde edilir.

Kısılma vanası termodinamik analizi



Şekil 6.9. Kısılma vanası kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Kısılma vanası için süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{fe} \quad (6.78)$$

Kısılma vanası için enerjinin korunumu denklemi en genel halde;

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_{\dot{c}} - \sum H_g \quad (6.79)$$

Isı transferi ihmal edilir ve iş etkileşimi olmadığı için

$$h_8 = h_7 \quad (6.80)$$

Elde edilir. Entropi korunumu uygulanarak, entropi üretimi

$$\dot{S}_{gen,EV} = \dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_7 s_7 \quad (6.81)$$

olarak elde edilir. Korunum denklemleri dikkate alınarak,

$$\dot{S}_{gen,EV} = \dot{m}_{r,1}(1 + f)(s_8 - s_7) \quad (6.82)$$

Kısılma vanası tersinmezliği, ekserji denge denklemi uygulanarak,

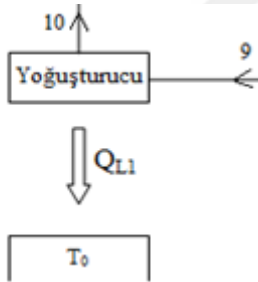
$$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_8 \Psi_8 - \dot{m}_7 \Psi_7 \quad (6.83)$$

Kütle korunum denklemleri ışığında, ısı değitiricisi tersinmezliği,

$$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_{r,1}(1 + f)(\Psi_8 - \Psi_7) \quad (6.84)$$

olarak elde edilir.

Yoğuşturucu termodinamik analizi



Şekil 6.10. Yoğuşturucu kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Yoğuşturucu için genel süreklilik denklemi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (6.85)$$

Yoğuşturucu soğutucu akışkan hattı için kütle korunumu,

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{r,1} \quad (6.86)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{r,1}$: ASY soğutucu akışkan debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir.

ASY Yoğuşturucu soğutma suyu hattı için kütle korunumu,

$$\dot{m}_c = \dot{m}_d = \dot{m}_{cw,1} \quad (6.87)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{cw,1}$: ASY soğutma suyu debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir.

ASY Yoğuşturucusu için genel enerjinin korunumu

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_{\dot{c}} - \sum H_g \quad (6.88)$$

ASY Yoğuşturucu soğutucu akışkan hattı için enerjinin korunumu

$$\dot{Q}_c^{ASY} = H_{10} - H_9 = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9 \quad (6.89)$$

Birim soğutucu akışkan başına yoğuşturucudan soğutma suyuna olan ısı transferi

$$q_c^{ASY} = \frac{\dot{Q}_c^{ASY}}{\dot{m}_{r,1}} = h_{10} - h_9 \quad (6.90)$$

Soğutucu akışkan ile soğutma suyu arasında enerjinin korunumu gereği,

$$\dot{Q}_c^{ASY} = \dot{Q}_{L,1} \quad (6.91)$$

ASY Yoğuşturucu soğutma suyu için enerjinin korunumu,

$$\dot{Q}_{L,1} = \dot{m}_{cw,1}C_{cw,1}\Delta T_{cw,1} \quad (6.92)$$

Soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklıkları cinsinden,

$$\dot{Q}_{L,1} = \dot{m}_{cw,1}C_{cw,1}(T_d - T_c) \quad (6.93)$$

Bu denklemde soğutma suyunun özgül ısısı, $C_{cw,1} = 4.186$ (kJ/kgK) olarak alınmıştır. Bunun yanı sıra, soğutma suyu çıkış sıcaklığı ile yoğuşturucudan geçen soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı arasındaki yaklaşım sıcaklık farkının, $\Delta T_o = 5^\circ\text{C}$ olduğu dolayısıyla, $\Delta T_{cw,1} = 15^\circ\text{C}$ olduğu kabul edilmiştir.

ASY Yoğuşturucusu için entropi dengesi;

$$\dot{S}_{gen,c}^{ASY} = \dot{m}_{10}s_{10} - \dot{m}_9s_9 + \frac{\dot{Q}_c^{ASY}}{T_o} \quad (6.94)$$

$$\dot{S}_{gen,c}^{ASY} = \dot{m}_{r,1}(s_{10} - s_9) + \frac{\dot{Q}_c^{ASY}}{T_o} \quad (6.95)$$

ASY Yoğuşturucusu için ekserji denge denklemi uygulanarak tersinmezlik miktarı,

$$i_{gen,c}^{ASY} = \dot{m}_9\psi_9 - \dot{m}_{10}\psi_{10} - \dot{Q}_c^{ASY} \left(1 - \frac{T_o}{T_c}\right) \quad (6.96)$$

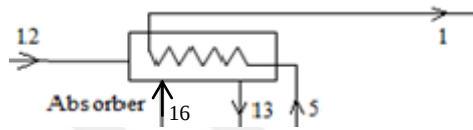
ASY Yoğuşturucusundan soğutma suyuna ısı transferi olamasına karşılık, soğutma suyu sıcaklığı referans sıcaklığı alındığı için bu ısı transferinin işe dönüşme olasılığı yoktur.

Dolayısıyla ekserjisi sıfır alınmıştır. ASY Yoğuşturucusundaki tersinmezlik miktarı,

$$\dot{I}_{gen,c}^{ASY} = \dot{m}_{r,1}(\Psi_9 - \Psi_{10}) \quad (6.97)$$

olarak belirlenmiştir.

Absorber termodinamik analizi



Şekil 6.11. Absorber kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Absorber için genel süreklilik denklemi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (6.98)$$

Absorber soğutucu akışkan hattı kütle korunumu

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} = \dot{m}_9 = \dot{m}_{r,1} \quad (6.99)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{r,1}$: ASY soğutucu akışkan debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir.

ASY Fakir eriyik için kütle korunum denklemi,

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{fe} \quad (6.100)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{fe}$: ASY fakir eriyik debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir. Zengin eriyik için kütle korunum denklemi,

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{ze} \quad (6.101)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{ze}$: ASY zengin eriyik debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir.

Absorber için genel enerji dengesi

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_ç - \sum H_g \quad (6.102)$$

Absorber için enerji korunumu uygulanarak, açığa çıkan enerji

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{16}h_{16} \quad (6.103)$$

olarak belirlenir. Bu denklemin her iki tarafı soğutucu akışkan debisi, $\dot{m}_{r,1}$ 'ne bölünerek, birim soğutucu akışkan başına absorber'da açığa çıkan ısı enerjisi, dolaşım oranı cinsinden

$$q_a = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_{r,1}} = (1 + f)h_{13} - h_{12} - fh_{16} \quad (6.104)$$

olarak hesaplanır. Absorber için entropi denge denklemi uygulanarak

$$\dot{S}_{gen,a} = \dot{m}_{13}s_{13} - (\dot{m}_{12}s_{12} + \dot{m}_{16}s_{16}) + \frac{\dot{Q}_a}{T_e^{ORC}} \quad (6.105)$$

$$\dot{S}_{gen,a} = \dot{m}_{r,1}(1 + f)s_{13} - \dot{m}_{r,1}(s_{12} + fs_{16}) + \frac{\dot{Q}_a}{T_e^{ORC}} \quad (6.106)$$

Absorber için ekserji denge denklemi,

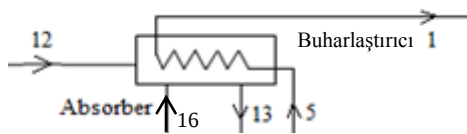
$$\dot{I}_a = (\dot{m}_{12}\Psi_{12} + \dot{m}_{16}\Psi_{16}) - \dot{m}_{13}\Psi_{13} - \dot{Q}_a \left(1 - \frac{T_0}{T_e^{ORC}}\right) \quad (6.107)$$

$$\dot{I}_a = \dot{m}_{r,1}(\Psi_{12} + f\Psi_{16}) - \dot{m}_{r,1}(1 + f)\Psi_{13} - \dot{Q}_a \left(1 - \frac{T_0}{T_e^{ORC}}\right) \quad (6.108)$$

ORÇ termodinamik analizi

Buharlaştırma işlemi için gerekli ısıyı, tek kademeli ASY'nin absorber'ından sağlayan Organik Rankine Çevrimi'nin termodinamik analizi aşağıda verilmiştir.

Buharlaştırıcı termodinamik analizi



Şekil 6.12. Buharlaştırıcı kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Buharlaştırıcı süreklilik denklemi;

Soğutucu akışkan hattı süreklilik denklemi,

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_2 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r \quad (6.109)$$

Bu denklemden, $\dot{m}_r$: ORÇ soğutucu akışkan debisi [kg/s]'ni temsil etmektedir.

Termodinamiğin Birinci kanunu buharlaştırıcıya uygulanarak, ORÇ soğutucu akışkanını buharlaştırmak için gereken ısı tranfer miktarı

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_5 h_5 \quad (6.110)$$

$$\dot{Q}_e^{ORC} = \dot{m}_r (h_1 - h_5) \quad (6.111)$$

Enerjinin korunumu Absorber ile buharlaştırıcı arasındaki ısı transferinin birbirine eşit olmasını gerektirmektedir,

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_e^{ORC} \quad (6.112)$$

Denklem (6.104) ile denklem (6.111) eşitlenerek

$$\dot{m}_{r,1} [(1+f)h_{13} - h_{12} - fh_{16}] = \dot{m}_r (h_1 - h_5) \quad (6.113)$$

ORÇ soğutucu akışkan debisi ile ASY soğutucu akışkan debisi arasındaki ilişki

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{r,1}} = \frac{(1+f)h_{13} - h_{12} - fh_{16}}{h_1 - h_5} \quad (6.114)$$

olarak elde edilir. Termodinamiğin İkinci Kanunu ORÇ buharlaştırıcısına uygulanarak entropi üretimi,

$$\dot{S}_{gen,e}^{ORC} = \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_5 s_5 - \frac{\dot{Q}_e^{ORC}}{T_e^{ORC}} \quad (6.115)$$

Soğutucu akışkan kütle korunumu Eş. (6.88) dikkate alınarak

$$\dot{S}_{gen,e}^{ORC} = \dot{m}_r (s_1 - s_5) - \frac{\dot{Q}_e^{ORC}}{T_e^{ORC}} \quad (6.116)$$

şeklinde elde edilir. Bu denklemde T_e^{ORC} ORÇ buharlaştırıcısından geçen soğutucu akışkanın sıcaklığını temsil etmektedir ve değeri sabittir. Buharlaştırıcıdaki tersinmezlik miktarı, entropi üretimi ile referans sıcaklığın çarpımına eşittir.

$$\dot{I}_e^{ORC} = T_0 \dot{S}_{gen,e}^{ORC} \quad (6.117)$$

Alternatif yöntem olarak ekserji denge denklemi ORÇ buharlaştırıcısına uygulanarak, buharlaştırıcıdaki tersinmezlik, akış ekserjileri ve ısı ekserjisi cinsinden

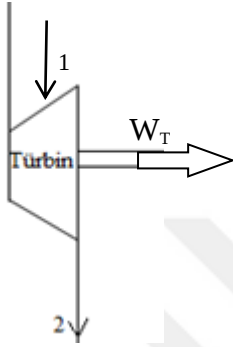
$$\dot{I}_e^{ORC} = \dot{m}_5 \psi_5 - \dot{m}_1 \psi_1 + \dot{Q}_e^{ORC} \left(1 - \frac{T_0}{T_e^{ORC}} \right) \quad (6.118)$$

Soğutucu akışkan kütle korunumu Eş. (6.88) dikkate alınarak

$$\dot{I}_e^{ORC} = \dot{m}_r(\psi_5 - \psi_1) + \dot{Q}_e^{ORC} \left(1 - \frac{T_0}{T_e^{ORC}}\right) \quad (6.119)$$

elde edilir.

Türbin termodinamik analizi



Şekil 6.13. Türbin kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Türbin genel süreklilik denklemi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (6.120)$$

Türbin kütle korunumu,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r \quad (6.121)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_r$: ORÇ soğutucu akışkan debisi [kg/s]'ni temsil etmektedir.

Termodinamiğin Birinci Kanunu Türbine uygulanarak,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum (\dot{m}_ç h_ç) - \sum (\dot{m}_g h_g) \quad (6.122)$$

Türbin işi

$$\dot{W}_T = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 \quad (6.123)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_r (h_1 - h_2) \quad (6.124)$$

Elde edilir. Termodinamiğin İkinci Kanunu türbine uygulanarak, türbindeki entropi üretimi, net entropi değişimi cinsinden

$$\dot{S}_{gen,T} = \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1 \quad (6.125)$$

kütle korunum dikkate alınarak

$$\dot{S}_{gen,T} = \dot{m}_r(s_2 - s_1) \quad (6.126)$$

olarak belirlenir. Türbindeki tersinmezlik, entropi üretimi ile doğru orantılıdır ve bu orantı sabiti referans sıcaklık olan çevre sıcaklığıdır;

$$\dot{I}_T = T_0 \dot{S}_{gen,T} \quad (6.127)$$

Tersinmezlik, aynı zamanda, iş üreten makinalar için üretebileceği maksimum iş, yani, tersinir iş ile gerçek iş arasındaki farka eşittir,

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_T \quad (6.128)$$

Tersinir iş, Türbin için ekserji yitiminin olmadığı durum için ekserji denge denklemi kurularak elde edilebilir,

$$\dot{E}_{W,max} = \dot{m}_1 \Psi_1 - \dot{m}_2 \Psi_2 \quad (6.129)$$

$$\dot{E}_{W,max} = \dot{m}_r(\Psi_1 - \Psi_2) \quad (6.130)$$

Türbin için maksimum ekserji, yani maksimum iş tersinir durumda üretilen iş demektir; Dolayısıyla,

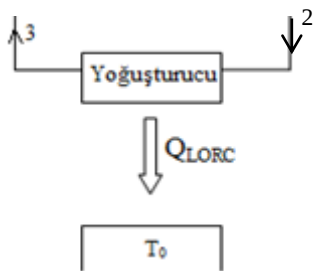
$$\dot{W}_{tr} = \dot{E}_{W,max} \quad (6.131)$$

Türbin için ekserji denge denklemi uygulanarak, türbin tersinmezliği

$$\dot{I}_T = \dot{m}_{r,3}(\Psi_1 - \Psi_2) - \dot{E}_W \quad (6.132)$$

Elde edilir. Bu denklemde türbin işinin ekserjisi, $\dot{E}_W = \dot{m}_r W_T$ ile verilir.

Yoğuşturucu termodinamik analizi



Şekil 6.14. Yoğuşturucu kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Yoğuşturucu için genel süreklilik denklemi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (6.133)$$

Yoğuşturucu soğutucu akışkan hattı süreklilik denklemi,

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r \quad (6.134)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_r$: ORÇ soğutucu akışkan debisi $[kg/s]$ 'ni temsil etmektedir.

Yoğuşturucu soğutma suyu hattı süreklilik denklemi,

$$\dot{m}_a = \dot{m}_b = \dot{m}_{cw} \quad (6.135)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{cw}$: ORÇ soğutma suyunun debisi $[kg/s]$ 'ni temsil etmektedir.

ORÇ Yoğuşturucusu için Termodinamiğin Birinci Kanunu;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum (\dot{m}_\zeta h_\zeta) - \sum (\dot{m}_g h_g) \quad (6.136)$$

Yoğuşturucu soğutucu akışkan hattı için Termodinamiğin Birinci Kanunu,

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \quad (6.137)$$

kütle korunumu dikkate alınarak,

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r (h_3 - h_2) \quad (6.138)$$

Yoğuşturucu soğutma suyu hattı için Termodinamiğin Birinci Kanunu,

$$\dot{Q}_{L,ORC} = \dot{m}_{cw} C_{cw} \Delta T_{cw} \quad (6.139)$$

Bu denklemde, soğutma suyunun özgül ısısı, $C_{cw} = 4.186 \text{ (kJ/kgK)}$ alınmıştır.

Yoğuşturucu soğutma suyu ile soğutucu akışkan hattı arasında Termodinamiğin Birinci Kanunu uygulanarak, yoğuşturucudan çekilen ısının tamamen soğutma suyuna aktarıldığı

$$\dot{Q}_c^{ORC} = \dot{Q}_{L,ORC} \quad (6.140)$$

Belirlenir. Soğutma suyu giriş çıkış sıcaklıkları cinsinden soğutma suyuna aktarılan ısı transferi,

$$\dot{Q}_{L,ORC} = \dot{m}_{cw} C_{cw} (T_b - T_a) \quad (6.141)$$

Termodinamiğin İkinci Kanunu uygulanarak, yoğuşturucu entropi üretimi,

$$\dot{S}_{gen,c}^{ORC} = \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_2 s_2 + \frac{\dot{Q}_c^{ORC}}{T_o} \quad (6.142)$$

Kütle ve enerji korunumları Eş. (6.113) ve Eş.(6.119) dikkate alınarak

$$\dot{S}_{gen,c}^{ORC} = \dot{m}_r (s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_{L,ORC}}{T_o} \quad (6.143)$$

olarak elde edilir. Yoğuşturucu tersinmezlik miktarı, entropi üretimi ile doğru orantılıdır. Bu orantı sabiti, referans sıcaklık olan soğutma suyu sıcaklığı olarak alınmıştır.

$$\dot{I}_c^{ORC} = T_o \dot{S}_{gen,c}^{ORC} \quad (6.144)$$

Yoğuşturucu için ekserji dengesi kurularak, yoğuşturucu tersinmezlik miktarı akış ekserjileri ve ısı transferi ekserjisi cinsinden,

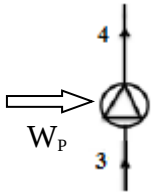
$$\dot{I}_c^{ORC} = \dot{m}_2 \psi_2 - \dot{m}_3 \psi_3 - \dot{Q}_c^{ORC} \left(1 - \frac{T_o}{T_o}\right) \quad (6.145)$$

Kütle korunumu dikkate alınarak ve referans sıcaklıktaki soğutma suyuna aktarılan ısınin ekserjisinin sıfır olacağı düşünüldüğünde,

$$\dot{I}_c^{ORC} = \dot{m}_r (\psi_2 - \psi_3) \quad (6.146)$$

olarak elde edilir.

Pompa termodinamik analizi



Şekil 6.15. Pompa kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Pompa için süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \quad (6.147)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_r$: ORÇ soğutucu akışkan debisi $[kg/s]$ 'ni temsil etmektedir.

Termodinamiğin Birinci kanunu uygulanarak,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum(\dot{m}_c h_c) - \sum(\dot{m}_g h_g) \quad (6.148)$$

Pompa gücü,

$$-\dot{W}_P = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (6.149)$$

olarak elde edilir. Süreklilik denklemi ışığında, pompa işi soğutucu akışkan debisi cinsinden,

$$\dot{W}_P = \dot{m}_r(h_3 - h_4) \quad (6.150)$$

olarak ifade edilir. Pompa için Termodinamiğin İkinci Kanunu uygulanarak, pompa entropi üretimi,

$$\dot{S}_{gen,P} = \dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_3 s_3 \quad (6.151)$$

$$\dot{S}_{gen,P} = \dot{m}_r(s_4 - s_3) \quad (6.152)$$

Pompa tersinmezliği, entropi üretimi ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Bu orantı sabiti, referans sıcaklık olarak alınan soğutma suyu sıcaklığıdır.

$$\dot{I}_P = T_o \dot{S}_{gen,P} \quad (6.153)$$

Pompa için ekserji dengesi kurularak, tersinmezlik akış ekserjileri cinsinden

$$\dot{I}_P = \dot{m}_3 \Psi_3 - \dot{m}_4 \Psi_4 \quad (6.154)$$

kütle korunum dikkate alınarak

$$\dot{I}_P = \dot{m}_r(\Psi_3 - \Psi_4) \quad (6.155)$$

olarak ifade edilir.

Tek kademeli kombine elektrik üretim sistemi termodinamik analizi

Tasarımı Şekil 6.1’de verilen Tek Kademeli Kombine Elektrik Üretim Sistemi, Tek Kademeli ASY ve ORÇ’nin birleşiminden oluşmuştur. Bu bölümde, Tek Kademeli ASY ve ORÇ’ne ait her bir eleman için yapılan Termodinamik analizler dikkate alınarak komple sistemin verimleri belirlenecektir. Kombine Sistem Analizi, ASY ile ORÇ’nin birbirine bağlandığı Absorber ile ORÇ Buharlaştırıcısı analizlerini gerektirmektedir.

Bununla birlikte, Tek kademeli ASY analizi ile ORÇ analizi sonucunda her iki sistemin Termodinamiğin Birinci ve İkinci Kanun verimlerini tanımlamak mümkündür. Bu verim tanımları kullanılarak Kombine Sistemin verim tanımı yapılabilir.

Tek kademeli ASY için termodinamiğin birinci kanun verimi

ASY'nin amacı ORÇ'nin ihtiyacı olan buharlaşma enerjisini yüksek sıcaklıkta sağlamaktır. Bu amacı sağlamak için ASY'nin ihtiyacı olan enerji atık ısı kaynağından karşılanmıştır. Ayrıca, Kaynatıcı'da soğutucu akışkanı eriyikten ayırmak için gerekli olan enerji, atık ısı kaynağından sağlamaktadır. Dolayısıyla, ORÇ buharlaştırıcısının ihtiyacı olan enerjiyi sağlamak için ASY, ORÇ Buharlaştırıcısı ve Kaynatıcı'da atık ısı kaynağından çektiği enerjiyi kullanmaktadır. Tek Kademeli ASY için Termodinamiğin Birinci Kanun verim tanımı, ASY'nin sağladığı enerjinin, bu enerjiyi üretmek için atık ısı kaynağından kullandığı enerjiye oranı olarak yapılmıştır.

$$\eta_{I,ASY-I} = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_e^{ASY} + \dot{Q}_g} \quad (6.156)$$

Tek Kademeli ASY için Termodinamiğin Birinci Kanunu,

$$\sum \dot{Q} - \dot{W} = \Delta U \quad (6.157)$$

ASY çevriminde iş üretimi olmamasına karşın eriyik pompası ile soğutucu akışkan pompasında iş tüketimi mevcuttur, Bunun yanı sıra başlangıç ve son iç enerjiler birbirine eşit olduğu için çevrim iç enerji değişimi sıfırdır,

$$\dot{Q}_e^{ASY} + \dot{Q}_g - \dot{Q}_c^{ASY} - \dot{Q}_a - \dot{W}_{P_I} - \dot{W}_{P_{II}} = 0 \quad (6.158)$$

Amaçlanan absorber'de açığa çıkan ısı olduğu için bu terim sol tarafa alınarak ifade yeniden yazılır,

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_e^{ASY} + \dot{Q}_g - \dot{Q}_c^{ASY} - \dot{W}_{P_I} - \dot{W}_{P_{II}} \quad (6.159)$$

Her taraf atık ısı kaynağından sisteme sağlanan toplam ısıya $(\dot{Q}_e^{ASY} + \dot{Q}_g)$ bölünerek

$$\frac{\dot{Q}_{a,2}}{\dot{Q}_e^{ASY} + \dot{Q}_g} = 1 - \frac{\dot{Q}_c^{ASY}}{\dot{Q}_e^{ASY} + \dot{Q}_g} - \frac{\dot{W}_{P_I} + \dot{W}_{P_{II}}}{\dot{Q}_e^{ASY} + \dot{Q}_g} \quad (6.160)$$

Tek kademeli ASY için verim ifadesi

$$\eta_{ASY-I} = 1 - \frac{\dot{Q}_c^{ASY} + \dot{W}_{PI} + \dot{W}_{PII}}{\dot{Q}_e^{ASY} + \dot{Q}_g} \quad (6.161)$$

olarak elde edilir.

Tek kademeli ASY çevrimi için termodinamiğin ikinci kanunu

$$\sum \dot{E}_Q - \dot{E}_W = \frac{dZ}{dt} + \dot{I}_{ASY-I} \quad (6.162)$$

ASY, atık ısı kaynağı ile düşük sıcaklık rezervuarı olarak kullanılacak olan soğutma suyu arasında çalışan bir çevrim olarak düşünülmektedir. Çevrimin başlangıç ve son durağan durum ekserjisi birbirine eşit ($Z_i = Z_f$) olacağı için eşitlik (6.148)'in sağ tarafındaki ilk terim ($\frac{dZ}{dt} = 0$) düşer. Dolayısıyla, çevrim ile çevresi arasındaki enerji alış verişleri dikkate alınarak çevrimin tersinmezliği, ısı ekserjileri cinsinden

$$\dot{I}_{ASY-I} = \dot{E}_{\dot{Q}_e}^{ASY} + \dot{E}_{\dot{Q}_g} - \dot{E}_{\dot{Q}_c}^{ASY} - \dot{E}_{\dot{Q}_a} - \dot{E}_{\dot{W}_{PI}} - \dot{E}_{\dot{W}_{PII}} \quad (6.163)$$

olarak hesaplanır. Bu denklemde geçen $\dot{E}_Q$ ifadeleri ısı transferlerinin ekserjisini temsil etmektedir ve aşağıda sırayla açıklanmışlardır;

Atık ısı kaynağından birinci kademe buharlaştırıcıya transfer olan ısı ekserjisi,

$$\dot{E}_{\dot{Q}_e}^{ASY} = \dot{Q}_e^{ASY} \left(1 - \frac{T_o}{T_{AI}} \right) \quad (6.164)$$

olarak tanımlanır. Bu denklemde geçen T_{AI} , atık ısı kaynak sıcaklığını temsil etmektedir ve değer olarak $T_{AI} = 80^\circ C + 273 = 353 K$ mutlak sıcaklığındadır. T_o ortam sıcaklığını temsil etmekte olup değeri $T_o = 25^\circ + 273 = 298 K$ olarak alınmıştır.

Atık ısı kaynağından birinci kademe kaynatıcıya transfer olan ısı ekserjisi,

$$\dot{E}_{\dot{Q}_g} = \dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_o}{T_{AI}} \right) \quad (6.165)$$

Olarak tanımlanır. Bu denklemde geçen T_{AI} , atık ısı kaynak sıcaklığını temsil etmektedir ve değer olarak $T_{AI} = 80^\circ C + 273 = 353 K$ mutlak sıcaklığındadır. T_o ortam sıcaklığını temsil etmekte olup değeri $T_o = 25^\circ + 273 = 298 K$ olarak alınmıştır.

ASY Yoğuşturucusundan düşük sıcaklık kuyusu olarak kullanılan soğutma suyuna transfer olan ısı ekserjisi,

$$\dot{E}_{\dot{Q}_c}^{ASY} = \dot{Q}_c^{ASY} \left(1 - \frac{T_o}{T_o}\right) = 0 \quad (6.166)$$

Olarak tanımlanır. Bu denklemde geçen T_{cw} , soğutma suyu sıcaklığını temsil etmektedir ve değer olarak $T_{cw} = 30^\circ C + 273 = 303 K$ mutlak sıcaklığındadır. T_o ortam sıcaklığını temsil etmekte olup değeri $T_o = 25^\circ + 273 = 298 K$ olarak alınmıştır.

Absorber'dan ORÇ buharlaştırıcısı soğutucu akışkanına transfer olan ısı ekserjisi,

$$\dot{E}_{\dot{Q}_a} = \dot{Q}_a \left(1 - \frac{T_o}{T_e^{ORC}}\right) \quad (6.167)$$

olarak tanımlanır. Bu denklemde geçen T_e^{ORC} , ORÇ buharlaştırıcısındaki soğutucu akışkan sıcaklığını temsil etmektedir ve değer olarak $T_e^{ORC} = 130^\circ C + 273 = 403 K$ mutlak sıcaklığındadır. T_o ortam sıcaklığını temsil etmekte olup değeri $T_o = 25^\circ + 273 = 298 K$ olarak alınmıştır.

Tek kademeli ASY için ikinci kanun verimi

Tek Kademeli ASY için İkinci Kanun verimi,

$$\eta_{II,ASY-II} = \frac{\dot{E}_{\dot{Q}_a}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e}^{ASY} + \dot{E}_{\dot{Q}_g}} \quad (6.168)$$

olarak tanımlanır.

Ekserji denge denklemi (6.142), atık ısı kaynağından sisteme sağlanan toplam ısı ekserji girdilerine $(\dot{E}_{\dot{Q}_e}^{ASY} + \dot{E}_{\dot{Q}_g})$ bölünerek

$$\frac{i_{ASY-I}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e}^{ASY} + \dot{E}_{\dot{Q}_g}} = 1 - \left(\frac{\dot{E}_{\dot{Q}_c}^{ASY}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e}^{ASY} + \dot{E}_{\dot{Q}_g}} \right) - \left(\frac{\dot{E}_{\dot{Q}_a}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e}^{ASY} + \dot{E}_{\dot{Q}_g}} \right) - \left(\frac{\dot{E}_{\dot{W}_{PI}} + \dot{E}_{\dot{W}_{PII}}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e}^{ASY} + \dot{E}_{\dot{Q}_g}} \right) \quad (6.169)$$

Eşitliği elde edilir. İkinci kanun verim tanımı Eş (6.150) ışığında, ekserji denge denklemi (6.149) kullanılarak çift kademeli ASY için ikinci kanun verimi tersinmezlik cinsinden,

$$\eta_{II,ASY-I} = 1 - \left(\frac{\dot{E}_{\dot{Q}_c}^{ASY} + \dot{E}_{\dot{W}_{PI}} + \dot{E}_{\dot{W}_{PII}}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e}^{ASY} + \dot{E}_{\dot{Q}_g}} \right) - \left(\frac{i_{ASY-II}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e}^{ASY} + \dot{E}_{\dot{Q}_g}} \right) \quad (6.170)$$

olarak elde edilir.

ORÇ için termodinamiğin birinci kanunu

TEK Kademeli ASY Çevrimin çıkışı, yani Absorber, ORÇ için yüksek sıcaklık rezervuarı olarak düşünülmektedir. Dolayısıyla, Absorber sıcaklığı ile kuyu rezervuarı olarak soğutma suyu sıcaklığı arasında çalışan ORÇ için Termdinamiğin Birinci Kanunu,

$$\Sigma \dot{Q} - \dot{W} = \Delta U \quad (6.171)$$

Çevrim için başlangıç ve son iç enerjiler eşit ($U_i = U_f$) olduğu için $\Delta U = 0$ alınır ve enerji korunumu

$$\dot{Q}_a - \dot{Q}_c^{ORC} + \dot{W}_p^{ORC} - \dot{W}_T = 0 \quad (6.172)$$

Şeklinde ifade edilir. Bu denklem kullanılarak Türbinde üretilen güç, net ısı akışı cinsinden,

$$\dot{W}_T = \dot{Q}_a - \dot{Q}_c^{ORC} + \dot{W}_p^{ORC} \quad (6.173)$$

olarak elde edilir. Absorber ile buharlaştırıcı arasındaki enerji dengesinden $\dot{Q}_a = \dot{Q}_e^{ORC}$ denkliği elde edilir ve bu bilgi ışığında türbin işi,

$$\dot{W}_T = \dot{Q}_e^{ORC} - \dot{Q}_c^{ORC} + \dot{W}_p^{ORC} \quad (6.174)$$

olarak ifade edilir.

ORÇ için Termodinamiğin Birinci Kanun Verimi,

$$\eta_{I,ORC} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{Q}_c^{ORC}} \quad (6.175)$$

Enerjinin korunumu Eş. (6.174), $\dot{Q}_c^{ORC}$ terimi ile bölünerek,

$$\frac{\dot{W}_T}{\dot{Q}_c^{ORC}} = \frac{\dot{Q}_e^{ORC} + \dot{W}_p^{ORC}}{\dot{Q}_c^{ORC}} - 1 \quad (6.176)$$

verim tanımı ile enerjinin korunumu birleştirilerek, Birinci Kanun verimi ısı transferi cinsinden,

$$\eta_{I,ORC} = \frac{\dot{Q}_e^{ORC} + \dot{W}_p^{ORC}}{\dot{Q}_c^{ORC}} - 1 \quad (6.177)$$

olarak ifade edilebilir.

ORÇ için termodinamiğin ikinci kanunu

ORÇ için Termodinamiğin İkinci Kanun'u uygulanarak,

$$\sum \dot{E}_Q - \dot{E}_W = \frac{dZ}{dt} + \dot{I}_{ORÇ-I} \quad (6.178)$$

ORÇ çevrimi için başlangıç ve son durumlardaki durağan ekserji terimleri $Z_i = Z_f$ birbirine eşit olduğu için $\frac{dZ}{dt} = 0$ alınır ve denklem yeniden yazılarak tek kademeli Kombine Elektrik Üretim Sisteminin ORÇ'si için tersinmezlik,

$$\dot{I}_{ORÇ-I} = \dot{E}_{\dot{Q}_e^{ORC}} - \dot{E}_{\dot{Q}_c^{ORC}} + \dot{E}_{\dot{W}_P^{ORC}} - \dot{E}_{\dot{W}_T} \quad (6.179)$$

ORÇ için Termodinamiğin İkinci Kanun Verimi,

$$\eta_{II,ORC} = \frac{\dot{E}_{\dot{W}_T}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e^{ORC}}} \quad (6.180)$$

olarak tanımlanır. Burada, $\dot{E}_{\dot{W}_T}$ terimi, türbinden elde edilen iş ekserjisini, yani, türbin işini temsil etmektedir. Dolayısıyla, $\dot{E}_W = \dot{W}_T$ eşitliği geçerlidir. Bu denklemde geçen, $\dot{E}_{\dot{Q}_e^{ORC}}$ terimi, ASY absorber'ından ORÇ buharlaştırıcısına transfer olan ısı ekserjisidir ve

$$\dot{E}_{\dot{Q}_e^{ORC}} = \dot{Q}_e^{ORC} \left(1 - \frac{T_o}{T_e^{ORC}} \right) \quad (6.181)$$

olarak temsil edilir. Bu denklemde geçen T_o ortam sıcaklığını temsil etmekte olup değeri $T_o = 25^\circ + 273 = 298 \text{ K}$ olarak alınmıştır.

Tek kademeli kombine elektrik üretim sisteminin birinci kanun verimi

Tek Kademeli Kombine Elektrik Üretim Sistemine Termodinamiğin Birinci Kanunu uygulanırsa,

$$\sum \dot{Q} - \dot{W} = \Delta U \quad (6.182)$$

Atık Isı kaynağı ile düşük sıcaklık rezervuarı olarak soğutma suyu arasında çalışan KEÜS için enerjinin korunumu,

$$\dot{Q}_e^{ASY} + \dot{Q}_g - \dot{Q}_c^{ASY} - \dot{Q}_c^{ORC} + \dot{W}_{P_I} + \dot{W}_{P_{II}} + \dot{W}_P^{ORC} - \dot{W}_T = 0 \quad (6.183)$$

Enerji korunum denklemi ışığında tek kademeli KEÜS ısı verimi

$$\eta_{I,KEÜS} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{Q}_e^{ASY} + \dot{Q}_g} \quad (6.184)$$

olarak tanımlanır. Bu denklem, $\dot{Q}_a$ ile bölünüp çarpılır ve aşağıdaki gibi gruplanırsa,

$$\eta_{I,KEÜS} = \left(\frac{\dot{W}_T}{\dot{Q}_a} \right) \left(\frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_e^{ASY} + \dot{Q}_g} \right) \quad (6.185)$$

Çift Kademeli ASY Çevrim verim tanımı ile ORÇ verim tanımı ışığında,

$$\eta_{I,KEÜS} = \eta_{I,ORÇ-I} \eta_{I,ASY-I} \quad (6.186)$$

KEÜS Birinci Kanun verimi, alt çevrimlerin verimlerinin çarpımı olarak ifade edilir.

Tek kademeli kombine elektrik üretim sisteminin ikinci kanun verimi

Tek Kademeli Kombine Elektrik Üretim Sisteminin İkinci Kanun Verimi,

$$\eta_{II,KEÜS} = \frac{\dot{E}_{W_T}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e^{ASY}} + \dot{E}_{\dot{Q}_g}} \quad (6.187)$$

Bu denklem, $\dot{E}_{\dot{Q}_a}$ ile bölünüp çarpılır ve aşağıdaki gibi gruplanırsa,

$$\eta_{II,KEÜS} = \left(\frac{\dot{E}_{W_T}}{\dot{E}_{\dot{Q}_a}} \right) \left(\frac{\dot{E}_{\dot{Q}_a}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e^{ASY}} + \dot{E}_{\dot{Q}_g}} \right) \quad (6.188)$$

Tek Kademeli ASY Çevrim ikinci kanun verim tanımı ile ORÇ ikinci kanun verim tanımı ışığında,

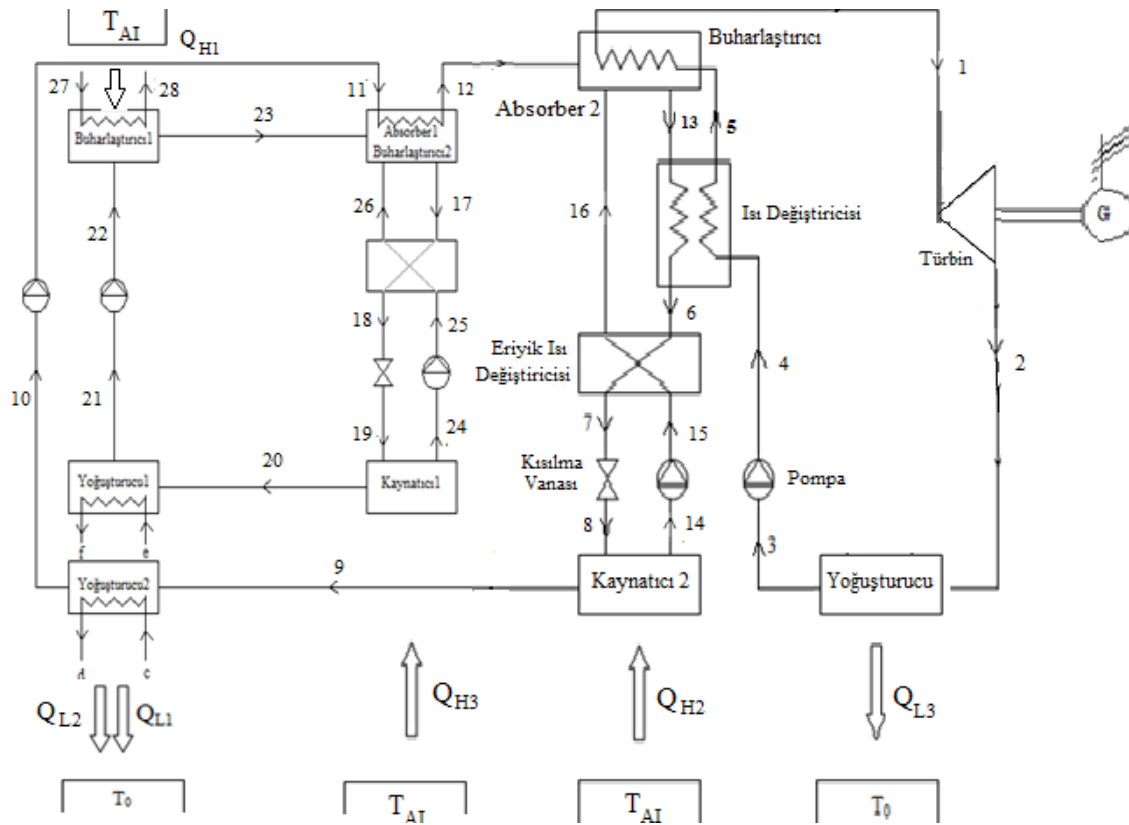
$$\eta_{II,KEÜS} = \eta_{II,ORÇ-II} \eta_{II,ASY-II} \quad (6.189)$$

Tek Kademeli KEÜS İkinci Kanun verimi, alt çevrimlerin verimlerinin çarpımı olarak ifade edilir.



7. TEORİK ANALİZ SONUÇLARI

Kombine sistem ASY ile ORÇ'nin birlikte kullanımı sonucu oluşan çevrimdir. Kombine sistem farklı şekillerde tasarlanabilir. Bu bölümde çift kademeli ASY tasarımları dikkate alınarak çevrim analizleri yapılmıştır. Çift kademeli kombine elektrik üretim sistemi, çift kademeli ASY ile ORÇ sistemlerinin birleşiminden oluşmuştur. Kombine sistemin şematik diyagramı Şekil 7.1'de verilmiştir.



Şekil 7.1. Çift kademeli kombine elektrik üretim sistemi

Şekil 7.1'te görülen çift kademeli Kombine Elektrik Üretim Sistemi (KEÜS), ORÇ ile çift kademeli ASY çevrimlerinin birleşiminden oluşmuştur. ASY ile ORÇ alt çevrimleri ORÇ buharlaştırıcısında birbirine bağlanır [39]. Bunun amacı, ORÇ buharlaştırıcısının ihtiyaç duyduğu enerjiyi karşılamaktır.

Çift kademeli sistemlerde iki adet jeneratör kullanımı ile absorber ünitesinde oluşan eriyiğin sıcaklığının yükselmesi sağlanır. Fakat bu tür sistemler basit sistemlere göre daha karmaşık ve düzgün olarak çalıştırılması daha zordur. Her bir eleman için hassas basınç ve

sıcaklık ayarı gerekir. Aksi halde sistemdeki soğutucu ve soğurucu akışkanların kimyasal özelliklerinden dolayı sorunlar oluşabilir. Lityum bromür–su akışkan çifti için bu durum, kristalleşme ve suyun donması şeklinde kendini gösterir. Sistemde buharlaştırıcı, yoğusturucu, soğurucu, iki adet kaynatıcı ve iki adet ısı değıştirgeci vardır. Birinci kaynatıcı yüksek basınçta, ikinci jeneratör ve yoğusturucu orta basınçta, buharlaştırıcı ve soğurucu ise düşük basınçta çalışır. Birinci kaynatıcıdaki yüksek basınç bir pompa vasıtaıyla sağlanmaktadır. İkinci kaynatıcı ve yoğusturucu orta basıncı iki adet basınç düşürücü vana ile sağlar. Soğurucudaki düşük basınç bir basınç düşürücü vana ile buharlaştırıcıdaki düşük basınç ise bir kısılma vanası ile elde edilir [40].

Çift kademeli Kombine Elektrik Üretim Sistemi (KEÜS)’nin şematik yapısı Şekil 7.1’de verilmiştir. Çift kademeli Sistem LiBr-su akışkan çiftini kullanmaktadır. Çift kademeli ASY sistemi, iki benzer ASY çevriminin çift etki oluşturmak amacıyla birbirine bağlanması ile oluşturulur. Bu bağlantı paralel veya seri olarak kurulabilir. Şekil 7.1’de tasarlanan Çift Kademe, paralel bağlantı yapılarak oluşturulmuştur. Sistemde her birimin farklı görevi vardır. ASY sisteminin anahtar ünitesi kaynatıcıdır. Kaynatıcının görevi, çevrim dışındaki atık ısı kaynağından aldığı enerjiyi kullanarak sisteme soğutucu akışkan sağlamaktır. Yoğusturucu ve soğurucu su soğutmalı olup, ayrıca soğutma kulesi gerektirmemektedir. Çift etkili LiBr-su akışkan çiftini kullanan Absorpsiyonlu Sıcaklık Yükseltme (ASY) sistemi hassas basınç ve sıcaklık ayarı gerektirir. İyi tayin edilememiş, herhangi bir elemandaki basınç veya sıcaklık, LiBr-su çözeltisinin kristalleşmesine sebep olarak sistemde tıkanmalara yol açabilir. Ayrıca, suyun sıfır derecenin altında katı faza dönüşerek tıkanmaya sebep olacağı dikkate alınarak sistem işletimi sağlanmalıdır. Bu sistemde LiBr soğurucu, su ise soğutucu olarak görev yapmaktadır. Soğurucudan çıkan LiBr-su çözeltisi sırasıyla ikinci ısı eşanjörü, birinci ısı eşanjörü, birinci kaynatıcı, birinci ısı eşanjörü, ikinci kaynatıcı, ikinci ısı eşanjörünü dolaştıktan sonra tekrar soğurucuya girer. Birinci kaynatıcıda buharlaşan su, ikinci kaynatıcıdan geçerek yoğusturucuya girer. İkinci jeneratörde ayrışan su yoğusturucuya girerek diğer su buharıyla birleşir. Yoğusturucudan çıkan su buharlaştırıcıdan geçerek soğurucuya girer ve burada çözelti tarafından soğurulur. Çevrim bu şekilde devam eder. Temel çalışma sıcaklıkları; birinci ve ikinci jeneratör, yoğusturucu, evaporatör ve soğurucu sıcaklıklarıdır. Temel çalışma basınçları; birinci jeneratördeki yüksek basınç, ikinci jeneratör ve yoğusturucudaki orta basınç, evaporatör ve soğurucudaki düşük basınçlardır.

Şekil 6.2’de sunulan İki kademeli ASY Sisteminin her bir elemanı için enerji ve kütle korunumları kurularak dolaşım oranları, kütledebiler, ısı kapasiteler belirlenir ve sistemin birinci kanun ve ikinci kanun verimleri hesaplanabilir. Burada, tek kademeliden farklı olarak, iki tane ayrı dolaşım oranı bulunmaktadır. Dolaşım oranı, f zengin eriyik debisine bağlı olarak tanımlanır. Zengin eriyikten kasıt, soğurucu akışkanca zengin içeriğe sahip çözüldür.

$$f = \frac{\text{zengin soğurucu akışkan içeren eriyik debisi}}{\text{soğutucu akışkan debisi}} \quad (7.1)$$

Bu genel tanım kullanılarak birinci kademe için dolaşım oranı,

$$f_1 = \frac{\dot{m}_{23}}{\dot{m}_{19}} \quad (7.2)$$

İkinci kademe için dolaşım oranı,

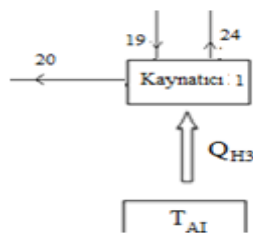
$$f_2 = \frac{\dot{m}_{13}}{\dot{m}_8} \quad (7.3)$$

olarak ifade edilir. Dolaşım oranlarını hesaplayabilmek için, sistem kaynatıcılarında soğurucu ve soğutucu akışkanların süreklilik denklemleri ile birlikte soğurucu/soğutucu denge denklemleri kullanılmalıdır.

Birinci kademe ASY termodinamik analizi

Birinci Kademe ASY elemanları, Kaynatıcı-I, Yoğuşturucu-I, Buharlaştırıcı-I, Soğurucu-I, Isı Değiştirici-I, Pompa1-I, Pompa2-I, Kısılma Vanası-I’ndan oluşturulmuş. Bu kısımda, birinci kademe ASY elemanlarının Termodinamik Analizi yapılmıştır.

Kaynatıcı-1 analizi



Şekil 7.2. Kaynatıcı-1 şematik gösterimi

Süreklilik Dengesi;

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} + \dot{m}_{24} \quad (7.4)$$

$\dot{m}_{20}$: soğutucu akışkan debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir. Kaynatıcıdaki Li-Br Dengesi;

$$\dot{m}_{19}X_{19} = \dot{m}_{24}X_{24} \quad (7.5)$$

ile verilir. Bu eşitlikte, $\dot{m}_{19}$: Fakir eriyiğin debisi (kg/s), $\dot{m}_{24}$: Zengin eriyiğin debisi (kg/s), X_{19} : Fakir eriyik konsantrasyonu (%), X_{24} : Zengin eriyik konsantrasyonu (%)’nu temsil etmektedir. Li-Br denge denklemi ile kaynatıcı süreklilik denklemi birleştirilerek;

$$(\dot{m}_{20} + \dot{m}_{24})X_{19} = \dot{m}_{24}X_{24} \quad (7.6)$$

ve konsantrasyonlar sol tarafa alınarak

$$\dot{m}_{24}(X_{24} - X_{19}) = \dot{m}_{20}X_{19} \quad (7.7)$$

denklemi elde edilir. Bu denklemin her iki tarafı soğutucu akışkan debisine bölünerek ve Birinci kademe dolaşım oranı tanımı ışığında;

$$f_1 = \frac{\dot{m}_{24}}{\dot{m}_{20}} = \frac{X_{19}}{X_{24} - X_{19}} \quad (7.8)$$

Konsantrasyon bilgisi kullanılarak sistemin birinci kademe dolaşım oranı, f_1 tespit edilir.

Benzer şekilde, süreklilik denge denkleminin her iki tarafı soğutucu akışkan debisine bölünerek dolaşım oranı cinsinden;

$$\frac{\dot{m}_{19}}{\dot{m}_{20}} = 1 + f_1 \quad (7.9)$$

ifade edilir. Kaynatıcı için enerji dengesi kurularak gereken ısıtma miktarı

$$\dot{Q}_{g,1} = \dot{m}_{20}h_{20} + \dot{m}_{24}h_{24} - \dot{m}_{19}h_{19} \quad (7.10)$$

Entalpiler ve kütledebiler cinsinden ifade edilir. Kütle dengesi ışığında, kaynatıcı ısı transfer miktarı,

$$q_{g,1} = \frac{\dot{Q}_{g,1}}{\dot{m}_{r,1}} = h_{20} + f_1h_{24} - (f_1 + 1)h_{19} \quad (7.11)$$

Dolaşım oranı cinsinden ifade edilir. Bu enerjinin, atık ısı kaynağından karşılanması gerekir. Entropi dengesi kurularak, kaynatıcı için entropi üretimi,

$$S_{gen,g,1} = \dot{m}_{20}s_{20} + \dot{m}_{24}s_{24} - \dot{m}_{19}s_{19} - \frac{\dot{Q}_{g,1}}{T_{AI}} \quad (7.12)$$

$$S_{gen,g,1} = \dot{m}_{r,1}(s_{20} + f_1s_{24}) - \dot{m}_{r,1}(1 + f_1)s_{19} - \frac{\dot{Q}_{g,1}}{T_{AI}} \quad (7.13)$$

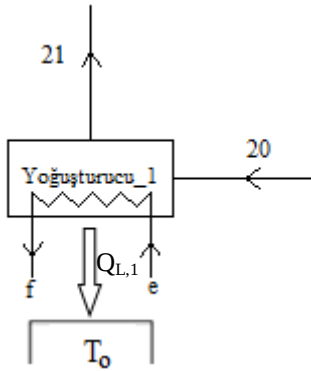
Olarak elde edilir. Ekserji dengesi;

$$\dot{I}_{g,1} = \dot{m}_{19}\Psi_{19} - (\dot{m}_{20}\Psi_{20} + \dot{m}_{24}\Psi_{24}) + \dot{Q}_{g,1} \left(1 - \frac{T_0}{T_{AI}}\right) \quad (7.14)$$

$$\dot{I}_{g,1} = \dot{m}_{r,1}(1 + f_1)\Psi_{19} - \dot{m}_{r,1}(\Psi_{20} + f_1\Psi_{24}) + \dot{Q}_{g,1} \left(1 - \frac{T_0}{T_{AI}}\right) \quad (7.15)$$

Bu denklemde geçen, Ψ terimi özgül akış ekserjisi olup $\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$ olarak tanımlanır.

Yoğuşturucu-1 analizi



Şekil 7.3. Yoğuşturucu-1 şematik gösterimi

Yoğuşturucu kütle dengesi için $\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} = \dot{m}_r$ eşitliği kullanılmıştır.

Bu eşitlikte $\dot{m}_r$: soğutucu akışkan debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir. Yoğuşturucunun soğutulmasında soğutma kulesi kullanıldığı düşünülerek, hesaplamalarda kuyu sıcaklığı $T_L = 25^\circ C$ alınmıştır. Soğutma suyu devresi için kütle dengesi, $\dot{m}_e = \dot{m}_f = \dot{m}_{cw}$ olarak alınmıştır. Bu eşitlikte $\dot{m}_{cw}$: Soğutma suyu debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir.

Yoğuşturucu için enerji dengesi, $Q_{L,1} = Q_{c,1}$ eşitliğini gerektirmektedir.

$$\dot{Q}_{c,1} = \dot{m}_{21}h_{21} - \dot{m}_{20}h_{20} \quad (7.16)$$

Birim soğutucu akışkan kütlesi başına yoğuşturucudan çekilmesi gereken ısı transfer miktarı aşağıdaki eşitlikten entalpi farkından

$$q_{c,1} = \frac{\dot{Q}_{c,1}}{\dot{m}_{r,1}} = h_{21} - h_{20} \quad (7.17)$$

Olarak hesaplanır. Soğutma suyu enerji dengesi

$$\dot{Q}_{L,1} = \dot{m}_{cw}C_{cw}\Delta T_{cw} = \dot{m}_{cw}C_{cw}(T_f - T_e) \quad (7.18)$$

Burada C_{cw} soğutma suyunun özgül ısısıdır ve hesaplamalarda $C_{cw} = 4.186$ (kJ/kgK) değeri alınmıştır. Soğutma suyu için sıcaklık artışı $\Delta T_{cw} = 5^\circ\text{C}$ kabulü ile hesaplanmıştır.

Entropi dengesi kurularak yoğuşturucu için entropi üretimi,

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{21}s_{21} - \dot{m}_{20}s_{20} + \frac{\dot{Q}_{c,1}}{T_o} \quad (7.19)$$

Kütle dengesi dikkate alınarak

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{r,1}(s_{21} - s_{20}) + \frac{\dot{Q}_{c,1}}{T_o} \quad (7.20)$$

Ekserji analizine sonucunda;

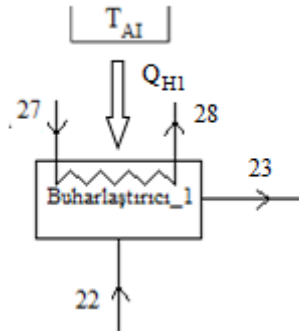
$$\dot{I}_{c,1} = \dot{m}_{20}\Psi_{20} - \dot{m}_{21}\Psi_{21} + \dot{Q}_{L,1} \left(1 - \frac{T_o}{T_{L,1}}\right) \quad (7.21)$$

Kütle dengesi dikkate alınarak,

$$\dot{I}_{c,1} = \dot{m}_{r,1}(\Psi_{19} - \Psi_{20}) + \dot{Q}_{L,1} \left(1 - \frac{T_o}{T_o}\right) \quad (7.22)$$

Referans sıcaklığı ile soğutma suyu sıcaklığı eşit olduğu için soğutma suyuna aktarılan ısıнын ekserjisi sıfırdır.

Buharlaştırıcı-1 analizi



Şekil 7.4. Buharlaştırıcı-1 şematik gösterimi

Genel Süreklilik Dengesi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_c \quad (7.23)$$

Soğutucu akışkan hattı için kütle korunumu

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} = \dot{m}_{r,1} \quad (7.24)$$

Burada, $\dot{m}_r$: soğutucu akışkan debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir.

Atık ısı hattı için kütle korunumu,

$$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28} = \dot{m}_{at} \quad (7.25)$$

Burada ise, $\dot{m}_{at}$: Atık ısı kaynağının debisi (kg/s)'ni göstermektedir.

Buharlaştırıcı için enerji korunumu en genel halde;

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_c - \sum H_g \quad (7.26)$$

Ve buharlaştırıcı-1 için enerji korunumu uygulanarak, buharlaştırıcıya verilmesi gereken ısı enerjisi, $\dot{Q}_{e,1}$,

$$\dot{Q}_{e,1} = H_{23} - H_{22} = \dot{m}_{23}h_{23} - \dot{m}_{22}h_{22} \quad (7.27)$$

Olarak entalpi farkları cinsinden elde edilir. Birim soğutucu akışkan debisi başına buharlaştıracıdan çekilmesi gereken ısı miktarı, $\dot{m}_{r,1}$ ile bölünerek

$$q_{e,1} = \frac{\dot{Q}_{e,1}}{\dot{m}_{r,1}} = h_{23} - h_{22} \quad (7.28)$$

Elde edilir. Atık ısı kaynağından aktarılması gereken ısı, buharlaştırıcı enerji korunumundan elde edilen ısıya eşit olması gerektiği enerji dengesiyle elde edilir. Dolayısıyla, $\dot{Q}_{e,1} = \dot{Q}_{H1}$ olmalıdır. Atık ısı kaynağı enerji dengesi,

$$\dot{Q}_{H1} = \dot{m}_{at} C_{at} \Delta T_{at} \quad (7.29)$$

Atık ısı sıcaklık farkı, atık ısı hattı giriş ve çıkış sıcaklıkları cinsinden,

$$\dot{Q}_{H1} = \dot{m}_{at} C_{at} (T_{28} - T_{27}) \quad (7.30)$$

Olarak ifade edilebilir. Atık ısı hattında dolaştırılan iş akışkanı su olduğu için özgül ısı değeri, $C_{at} = 4.186 \text{ (kJ/kgK)}$ olarak alınır. Yaklaşım sıcaklığı ise, $\Delta T_{at} = 5^\circ\text{C}$ alınmıştır.

Entropi dengesi kurularak, buharlaştırıcıdaki entropi üretimi

$$\dot{S}_{gen,e} = \dot{m}_{23} s_{23} - \dot{m}_{22} s_{22} - \frac{\dot{Q}_{e,1}}{T_{AI}} \quad (7.31)$$

$$\dot{S}_{gen,e} = \dot{m}_{r,1} (s_{23} - s_{22}) - \frac{\dot{Q}_{e,1}}{T_{AI}} \quad (7.32)$$

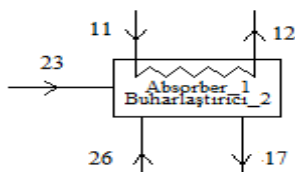
Ekserji dengesi kurularak;

$$\dot{I}_{e,1} = \dot{m}_{22} \psi_{22} - \dot{m}_{23} \psi_{23} + \dot{Q}_{e,1} \left(1 - \frac{T_0}{T_{AI}}\right) \quad (7.33)$$

Kütle dengesi dikkate alınarak

$$\dot{I}_{e,1} = \dot{m}_{r,1} (\psi_{21} - \psi_{22}) + \dot{Q}_{e,1} \left(1 - \frac{T_0}{T_{AI}}\right) \quad (7.34)$$

Absorber-1 buharlaştırıcı-2



Şekil 7.5. Absorber-1 buharlaştırıcı-2 kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

İki kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisinde 2. kademenin buharlaştırıcısı, 1.kademenin absorberinde açığa çıkan ısıdan faydalanır. Bu sayede 2. Kademe absorberinde daha yüksek sıcaklıklara ulaşılabilir.

Birinci Kademe ASY soğutucu akışkan için Süreklilik Deklemi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (7.35)$$

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{20} = \dot{m}_{r,1} \quad (7.36)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{r,1}$: birinci kademedeki kullanılan soğutucu akışkan debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir. Eriyik için süreklilik denklemleri;

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{19} = \dot{m}_{fe} \quad (7.37)$$

Bu denklemde $\dot{m}_{fe}$: Fakir eriyiğin debisi (kg/s)

$$\dot{m}_{26} = \dot{m}_{24} = \dot{m}_{ze} \quad (7.38)$$

$\dot{m}_{ze}$: Zengin eriyiğin debisi (kg/s)

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_9 = \dot{m}_{r,2} \quad (7.39)$$

$\dot{m}_{r,2}$: ikinci kademedeki kullanılan soğutucu akışkan debisi (kg/s)

Absorber-1 için enerji dengesi,

$$\dot{Q}_{a,1} = \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{23}h_{23} - \dot{m}_{26}h_{26} \quad (7.40)$$

Kütle denklemleri dikkate alınarak denklemin her iki tarafını $\dot{m}_r$ ile bölünür,

$$q_{a,1} = \frac{\dot{Q}_{a,1}}{\dot{m}_{r,1}} = (1 + f_1)h_{17} - h_{23} - f_1h_{26} \quad (7.41)$$

Buharlaştırıcı-2 için enerjinin korunumu,

$$\dot{Q}_{e,2} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{11}) \quad (7.42)$$

Denklemin her iki tarafını ikinci kademedeki soğutucu akışkan debisi, $\dot{m}_{r,2}$ 'ye bölerek;

$$q_{e,2} = \frac{\dot{Q}_{e,2}}{\dot{m}_{r,2}} = h_{12} - h_{11} \quad (7.43)$$

Birim soğutucu akışkan başına, buharlaştırıcı-2'de gereken ısı enerjisi belirlenir.

Absorber-1 ve Buharlaştırıcı-2'den oluşan ısı değiştiricisi için enerji dengesi;

$$\dot{Q}_{a,1} = \dot{Q}_{e,2} \quad (7.44)$$

İkinci kademe soğutucu akışkan debisi ile birinci kademe soğutucu akışkan debisi arasındaki ilişki,

$$\frac{\dot{m}_{r,2}}{\dot{m}_{r,1}} = \frac{(1+f_1)h_{17}-h_{23}-f_1h_{26}}{h_{12}-h_{11}} \quad (7.45)$$

Olarak elde edilir. Absorber ve buharlaştırıcıdan geçen akışkanlar karışmadığı için her birim için ayrı analiz yapılabilir. Absorber-1 için entropi denge denklemi kurularak, absorberdaki entropi üretimi;

$$\dot{S}_{gen,a1} = \dot{m}_{17}s_{17} - (\dot{m}_{23}s_{23} + \dot{m}_{26}s_{26}) + \frac{\dot{Q}_{a,1}}{T_{e,2}} \quad (7.46)$$

$$\dot{S}_{gen,a1} = \dot{m}_{r,1}(1+f_1)s_{17} - (\dot{m}_{r,1}s_{23} + \dot{m}_{r,1}f_1s_{26}) + \frac{\dot{Q}_{a,1}}{T_{e,2}} \quad (7.47)$$

Bener şekilde, buharlaştırıcıdaki entropi üretimi,

$$\dot{S}_{gen,e,2} = \dot{m}_{12}s_{12} - \dot{m}_{11}s_{11} - \frac{\dot{Q}_{e,2}}{T_{e,2}} \quad (7.48)$$

$$\dot{S}_{gen,e,2} = \dot{m}_{r,2}(s_{12} - s_{11}) - \frac{\dot{Q}_{e,2}}{T_{e,2}} \quad (7.49)$$

Absorber-1 için ekserji balansı;

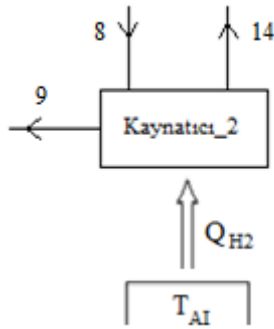
$$\dot{I}_{a,1} = (\dot{m}_{23}\psi_{23} + \dot{m}_{26}\psi_{26}) - \dot{m}_{17}\psi_{17} - \dot{Q}_{a,1} \left(1 - \frac{T_0}{T_{e,2}}\right) \quad (7.50)$$

$$\dot{I}_{a,1} = (\dot{m}_{r,1}\psi_{23} + \dot{m}_{r,1}f_1\psi_{26}) - \dot{m}_{r,1}(1+f_1)\psi_{17} - \dot{Q}_{a,1} \left(1 - \frac{T_0}{T_{e,2}}\right) \quad (7.51)$$

İkinci kademe ASY termodinamik analizi

İkinci Kademe ASY elemanları, Kaynatıcı-II, Yoğuşturucu-II, Buharlaştırıcı-II, Soğurucu-II, Isı Değiştirici-II, Eriyik Isı Değiştiricisi Pompa1-II, Pompa2-II, Kısılma Vanası-II'nden oluşmuştur. Bu kısımda, ikinci kademe ASY elemanlarının Termodinamik Analizi yapılmıştır.

Kaynatıcı-2 termodinamik analizi



Şekil 7.6. Kaynatıcı-2 kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Kaynatıcı-2 için genel süreklilik denklemi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (7.52)$$

Kaynatıcı süreklilik denklemi,

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 + \dot{m}_{14} \quad (7.53)$$

Bu eşitlikte, $\dot{m}_9$: ikinci kademe soğutucu akışkan debisi, $\dot{m}_{r,2}$ (kg/s)'ni temsil etmektedir.

Kaynatıcıdaki Li-Br Dengesi;

$$\dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_{14} X_{14} \quad (7.54)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_8$: ikinci kademedeki fakir eriyik debisi (kg/s), $\dot{m}_{14}$: ikinci kademedeki zengin eriyik debisi (kg/s), X_8 : ikinci kademedeki fakir eriyik konsantrasyonu (%), X_{14} : ikinci kademedeki zengin eriyik konsantrasyonu (%)’nu temsil etmektedir.

Li-Br denge denklemi ışığında süreklilik denklemi yeniden yazılacak olursa;

$$(\dot{m}_9 + \dot{m}_{14}) X_8 = \dot{m}_{14} X_{14} \quad (7.55)$$

Eşitliği elde edilir. Aynı kütleli debiler biraraya getirilerek

$$\dot{m}_{14}(X_{14} - X_8) = \dot{m}_9 X_8 \quad (7.56)$$

denklemi elde edilir. Bu denklemin her iki tarafı ikinci kademe soğutucu akışkan debisine bölünerek dolaşım oranı;

$$f_2 = \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_9} = \frac{X_8}{X_{14} - X_8} \quad (7.57)$$

elde edilir. Konsantrasyon bilgisi ışığında karışım oranı hesaplanabilir süreklilik denklemi (7.53)'in her iki tarafı ikinci kademe soğutucu akışkan debisine bölünerek;

$$\frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_9} = 1 + f_2 \quad (7.58)$$

Zengin karışım kütle debisi, $\dot{m}_8$ İkinci kademe için dolaşım oranı, f_2 ve soğutucu akışkan debisi, $\dot{m}_{r,2}$ cinsinden elde edilir.

Açık sistemler için genel enerji korunumu,

$$\Sigma \dot{Q} - \Sigma \dot{W} = \Sigma H_{\dot{c}} - \Sigma H_g \quad (7.59)$$

Olarak ifade edilir. Kaynatıcı-2 için enerji korunumu,

$$\dot{Q}_{g,2} = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_8 h_8 \quad (7.60)$$

Kaynatıcı-2 için elde edilen toplam ısı transferi, soğutucu akışkan debisi, $\dot{m}_{r,2}$ ile bölünerek, kaynatıcı-2 özgül ısı transferi,

$$q_{g,2} = \frac{\dot{Q}_{g,2}}{\dot{m}_{r,2}} = h_9 + f_2 h_{14} - (f_2 + 1) h_8 \quad (7.61)$$

İkinci kademe dolaşım oranı cinsinden elde edilir. Kaynatıcı-2 için entropi denge denklemi;

$$\dot{S}_{gen,g,2} = (\dot{m}_9 s_9 + \dot{m}_{14} s_{14}) - \dot{m}_8 s_8 - \frac{\dot{Q}_{g,2}}{T_{AI}} \quad (7.62)$$

$$\dot{S}_{gen,g,2} = \dot{m}_{r,2} (s_9 + f_2 s_{14}) - \dot{m}_{r,2} (1 + f_2) s_8 - \frac{\dot{Q}_{g,2}}{T_{AI}} \quad (7.63)$$

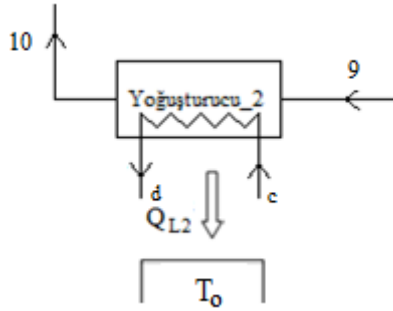
Kaynatıcı-2 için ekserji denge denklemi kurularak tersinmezlik miktarı;

$$\dot{I}_{g,2} = \dot{m}_8 \Psi_8 - (\dot{m}_9 \Psi_9 + \dot{m}_{14} \Psi_{14}) + \dot{Q}_{g,2} \left(1 - \frac{T_0}{T_{AI}}\right) \quad (7.64)$$

$$\dot{I}_{g,2} = \dot{m}_{r,2} (1 + f_2) \Psi_8 - \dot{m}_{r,2} (\Psi_9 + f_2 \Psi_{14}) + \dot{Q}_{g,2} \left(1 - \frac{T_0}{T_{AI}}\right) \quad (7.65)$$

olarak elde edilir.

Yoğuşturucu-2 termodinamik analizi



Şekil 7.7. Yoğuşturucu-2 kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Yoğuşturucu-2 için genel süreklilik denklemi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (7.66)$$

Yoğuşturucu-2 soğutucu akışkan hattı için kütlenin korunumu,

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{r,2} \quad (7.67)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{r,2}$: ikinci kademe soğutucu akışkan debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir.

Yoğuşturucu-2 soğutma suyu hattı için kütlenin korunumu,

$$\dot{m}_c = \dot{m}_d = \dot{m}_{cw,2} \quad (7.68)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{cw,2}$: ikinci kademe soğutma suyu debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir.

Yoğuşturucu-2 için genel enerjinin korunumu

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_ç - \sum H_g \quad (7.69)$$

Yoğuşturucu-2 soğutucu akışkan hattı için enerjinin korunumu

$$\dot{Q}_{c,2} = H_{10} - H_9 = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9 \quad (7.70)$$

Birim soğutucu akışkan başına yoğuşturucudan soğutma suyuna olan ısı transferi

$$q_{c,2} = \frac{\dot{Q}_{c,2}}{\dot{m}_{r,2}} = h_{10} - h_9 \quad (7.71)$$

Soğutucu akışkan ile soğutma suyu arasında enerjinin korunumu gereği,

$$\dot{Q}_{c,2} = \dot{Q}_{L,2} \quad (7.72)$$

Yoğuşturucu-2 soğutma suyu için enerjinin korunumu,

$$\dot{Q}_{L,2} = \dot{m}_{cw,2} C_{cw,2} \Delta T_{cw,2} \quad (7.73)$$

Soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklıkları cinsinden,

$$\dot{Q}_{L,2} = \dot{m}_{cw,2} C_{cw,2} (T_d - T_c) \quad (7.74)$$

Bu denklemde soğutma suyunun özgül ısısı, $C_{cw,2} = 4.186 \text{ (kJ/kgK)}$ olarak alınmıştır.

Bunun yanı sıra, soğutma suyu çıkış sıcaklığı ile yoğuşturucudan geçen soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı arasındaki yaklaşım sıcaklık farkının, $\Delta T_{cw,2} = 5^\circ\text{C}$ olduğu kabul edilmiştir.

Yoğuşturucu-2 için entropi dengesi;

$$\dot{S}_{gen,c,2} = \dot{m}_{10} s_{10} - \dot{m}_9 s_9 + \frac{\dot{Q}_{L,2}}{T_{L,2}} \quad (7.75)$$

Kuyu sıcaklığı olarak soğutma suyu sıcaklığı alınmıştır. Bu sıcaklık, aynı zamanda referans sıcaklığı olduğu için ($T_{L,2} = T_o$) alınır ve kütle korunumu ışığında, yoğuşturucu entropi üretimi

$$\dot{S}_{gen,c,2} = \dot{m}_{r,2} (s_{10} - s_9) + \frac{\dot{Q}_{L,2}}{T_o} \quad (7.76)$$

şeklinde ifade edilir. Yoğuşturucu-2 için ekserji denge denklemi uygulanarak tersinmezlik miktarı,

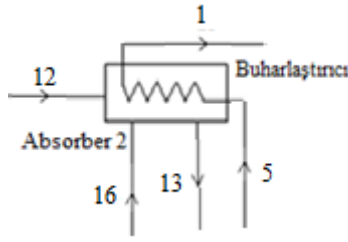
$$\dot{I}_{c,2} = \dot{m}_9 \Psi_9 - \dot{m}_{10} \Psi_{10} - \dot{Q}_{L,2} \left(1 - \frac{T_o}{T_{L,2}} \right) \quad (7.77)$$

Kütle korunumu ve ($T_{L,2} = T_o$) olduğu dikkate alınarak soğutma suyuna aktarılan ısıнын ekserjisi sıfırdır. Dolayısıyla, yoğuşturucu-2 için tersinmezlik, ekserji farkı cinsinden

$$\dot{I}_{c,2} = \dot{m}_{r,2} (\Psi_9 - \Psi_{10}) \quad (7.78)$$

olarak belirlenmiştir.

Absorber-2 termodinamik analizi



Şekil 7.8. Absorber-2 kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Absorber-2 için genel süreklilik denklemi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (7.79)$$

Absorber-2 kütle korunumu

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} = \dot{m}_9 = \dot{m}_{r,2} \quad (7.80)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{r,2}$: ikinci kademe soğutucu akışkan debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir.

Fakir eriyik için korunum denklemi,

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{fe,2} \quad (7.81)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{fe,2}$: ikinci kademe fakir eriyik debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir. Zengin eriyik için korunum denklemi,

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{ze,2} \quad (7.82)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{ze,2}$: ikinci kademe zengin eriyik debisi (kg/s)'ni temsil etmektedir.

Absorber-2 için genel enerji dengesi

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_ç - \sum H_g \quad (7.83)$$

Absorber-2 ASY hattı için enerji korunumu uygulanarak, açığa çıkan enerji

$$\dot{Q}_{a,2} = \dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{16}h_{16} \quad (7.84)$$

olarak belirlenir. Bu denklemin her iki tarafı soğutucu akışkan debisi, $\dot{m}_{r,2}$ ile bölünerek, birim soğutucu akışkan başına absorberda açığa çıkan ısı enerjisi, dolaşım oranı cinsinden

$$q_{a,2} = \frac{\dot{Q}_{a,2}}{\dot{m}_{r,2}} = (1 + f_2)h_{13} - h_{12} - f_2h_{16} \quad (7.85)$$

olarak hesaplanır. Absorber-2 için entropi denge denklemi uygulanarak

$$\dot{S}_{gen,a,2} = \dot{m}_{13}s_{13} - (\dot{m}_{12}s_{12} + \dot{m}_{16}s_{16}) + \frac{\dot{Q}_{a,2}}{T_e} \quad (7.86)$$

Bu denklemde T_e , ORÇ buharlaştırıcısının sıcaklığını temsil etmektedir. Kütle korunumu dikkate alınarak, soğurucu-2 entropi üretimi,

$$\dot{S}_{gen,a,2} = \dot{m}_{r,2}(1 + f_2)s_{12} - \dot{m}_{r,2}(s_{11} + f_2s_{15}) + \frac{\dot{Q}_{a,2}}{T_e} \quad (7.87)$$

olarak elde edilir. Absorber-2 için ekserji denge denklemi,

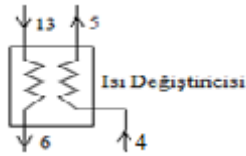
$$\dot{I}_{a,2} = (\dot{m}_{12}\Psi_{12} + \dot{m}_{16}\Psi_{16}) - \dot{m}_{13}\Psi_{13} - \dot{Q}_{a,2}\left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \quad (7.88)$$

Kütle korunumu ışığında, Soğurucu-2 tersinmezliği özgül akış ekserjileri ve ısı ekserjisi cinsinden

$$\dot{I}_{a,2} = \dot{m}_{r,2}(\Psi_{12} + f_2\Psi_{16}) - \dot{m}_{r,2}(1 + f_2)\Psi_{13} - \dot{Q}_{a,2}\left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \quad (7.89)$$

Şeklinde ifade edilmiştir.

İkinci kademe ısı değiştiricisi termodinamik analizi



Şekil 7.9. Isı değiştirici kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Isı değiştirici ASY eriyik hattı için süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_6 = \dot{m}_{fe} \quad (7.90)$$

ORÇ soğutucu akışkan hattı için süreklilik denklemi,

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_r \quad (7.91)$$

Isı değiştirici için enerji korunumu en genel halde;

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_{\dot{c}} - \sum H_{\dot{g}} \quad (7.92)$$

ASY eriyik hattı için enerji korunumu uygulanarak, ORÇ soğutucu akışkanına verilen ısı enerjisi, $\dot{Q}_{HEX}$

$$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_{13} h_{13} \quad (7.93)$$

Süreklilik denklemi ışığında,

$$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_{r,1} (1 + f_2) (h_6 - h_{13}) \quad (7.94)$$

ORÇ soğutucu akışkan hattı için enerji korunumu uygulanarak, ASY eriyik hattından çekilen ısı,

$$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_r (h_5 - h_4) \quad (7.95)$$

Isı değiştirici ASY eriyik ve ORÇ soğutucu akışkan hatları arasında enerji dengesi

$$\dot{m}_{r,1} (1 + f_2) (h_6 - h_{13}) = \dot{m}_r (h_5 - h_4) \quad (7.96)$$

Isı değiştirici için Termodinamiğin İkinci Kanunu,

$$\dot{S}_{gen,HEX} = \dot{m}_6 s_6 - \dot{m}_{13} s_{13} + \dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_4 s_4 \quad (7.97)$$

Kütle korunumları Eş (6.50) ve (6.51) dikkate alınarak,

$$\dot{S}_{gen,HEX} = \dot{m}_{r,1} (1 + f_2) (s_6 - s_{13}) + \dot{m}_r (s_5 - s_4) \quad (7.98)$$

Isı değiştirici tersinmezliği, ekserji denge denklemi uygulanarak,

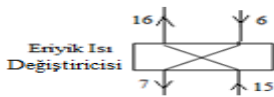
$$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_6 \Psi_6 - \dot{m}_{13} \Psi_{13} + \dot{m}_5 \Psi_5 - \dot{m}_4 \Psi_4 \quad (7.99)$$

Kütle korunum denklemleri ışığında, ısı değitiricisi tersinmezliği,

$$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_{r,1} (1 + f_2) (\Psi_6 - \Psi_{13}) + \dot{m}_r (\Psi_5 - \Psi_4) \quad (7.100)$$

olarak elde edilir.

İkinci kademe eriyik ısı değiştiricisi termodinamik analizi



Şekil 7.10. Eriyik ısı değiştirici kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Isı değiştirici ASY fakir eriyik hattı için süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{fe} \quad (7.101)$$

Isı değiştirici ASY zengin eriyik hattı için süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{ze} \quad (7.102)$$

Isı değiştirici için enerji korunumu en genel halde;

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_{\dot{c}} - \sum H_g \quad (7.103)$$

ASY eriyik ısı değiştirici fakir eriyik hattı için enerji korunumu uygulanarak, zengin eriyik akışkanına aktarılan ısı enerjisi, $\dot{Q}_{HEX_{sol}}$

$$\dot{Q}_{HEX_{sol}} = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_6 h_6 \quad (7.104)$$

Süreklilik denklemi ışığında,

$$\dot{Q}_{HEX_{sol}} = \dot{m}_{r,1} (1 + f_2) (h_7 - h_6) \quad (7.105)$$

ASY eriyik ısı değiştirici zengin eriyik hattı için enerji korunumu uygulanarak, fakir eriyik akışkanına aktarılan ısı enerjisi, $\dot{Q}_{HEX_{sol}}$

$$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_{r,1} f_2 (h_{16} - h_{15}) \quad (7.106)$$

Eriyik ısı değiştirici ASY fakir eriyik ile zengin eriyik akışkan hatları arasında enerji dengesi

$$\dot{m}_{r,1} (1 + f_2) (h_7 - h_6) = \dot{m}_{r,1} f_2 (h_{16} - h_{15}) \quad (7.107)$$

elde edilir. Bu denklik kullanılarak ısı değiştiricisinden çıkan akışkanın sıcaklığı belirlenebilir. Isı değiştirici için Termodinamiğin İkinci Kanunu,

$$\dot{S}_{gen,HEX} = \dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_6 s_6 + \dot{m}_{16} s_{16} - \dot{m}_{15} s_{15} \quad (7.108)$$

Kütle korunumları Eş (6.61) ve (6.62) dikkate alınarak,

$$\dot{S}_{gen,HEX} = \dot{m}_{r,1} (1 + f_2) (s_7 - s_6) + \dot{m}_{r,1} f_2 (s_{16} - s_{15}) \quad (7.109)$$

Eriyik ısı değıştirici tersinmezliği, ekserji denge denklemi uygulanarak,

$$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_7 \Psi_7 - \dot{m}_6 \Psi_6 + \dot{m}_{16} \Psi_{16} - \dot{m}_{15} \Psi_{15} \quad (7.110)$$

Kütle korunum denklemleri ışığında, eriyik ısı değitiricisi tersinmezliği,

$$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_{r,1} (1 + f_2) (\Psi_7 - \Psi_6) + \dot{m}_{r,1} f_2 (\Psi_{16} - \Psi_{15}) \quad (7.111)$$

olarak elde edilir.

İkinci kademe pompa-I termodinamik analizi



Şekil 7.11. Pompa-I kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Pompa-1 için süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{ze} \quad (7.112)$$

Pompa-1 için enerjinin korunumu denklemi en genel halde;

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_{\dot{c}} - \sum H_g \quad (7.113)$$

Isı transferi ihmal edilerek, pompa işi entalpi farkı cinsinden

$$\dot{W}_{P_I} = \dot{m}_{r,1} f_2 (h_{15} - h_{14}) \quad (7.114)$$

elde edilir. Entropi korunumu uygulanarak, entropi üretimi

$$\dot{S}_{gen, P_I} = \dot{m}_{r,1} f_2 (s_{15} - s_{14}) \quad (7.115)$$

olarak elde edilir.

Pompa tersinmezliği, ekserji denge denklemi uygulanarak,

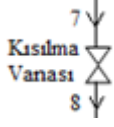
$$\dot{I}_{P_I} = \dot{m}_{15} \Psi_{15} - \dot{m}_{14} \Psi_{14} \quad (7.116)$$

Kütle korunum denklemleri ışığında, ısı değitiricisi tersinmezliği,

$$\dot{I}_{P_I} = \dot{m}_{r,1} f (\Psi_{15} - \Psi_{14}) \quad (7.117)$$

olarak elde edilir.

İkinci kademe kısılma vanası termodinamik analizi



Şekil 7.12. Kısılma vanası kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Kısılma vanası için süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{fe} \quad (7.118)$$

Kısılma vanası için enerjinin korunumu denklemi en genel halde;

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_{\dot{c}} - \sum H_{\dot{g}} \quad (7.119)$$

Isı transferi ihmal edilir ve iş etkileşimi olmadığı için

$$h_8 = h_7 \quad (7.120)$$

Elde edilir. Entropi korunumu uygulanarak, entropi üretimi

$$\dot{S}_{gen,EV} = \dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_7 s_7 \quad (7.121)$$

olarak elde edilir. Korunum denklemleri dikkate alınarak,

$$\dot{S}_{gen,EV} = \dot{m}_{r,1} (1 + f_2) (s_8 - s_7) \quad (7.122)$$

Kısılma vanası tersinmezliği, ekserji denge denklemi uygulanarak,

$$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_8 \Psi_8 - \dot{m}_7 \Psi_7 \quad (7.123)$$

Kütle korunum denklemleri ışığında, ısı değitiricisi tersinmezliği,

$$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_{r,1} (1 + f_2) (\Psi_8 - \Psi_7) \quad (7.124)$$

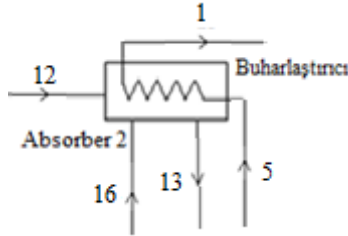
olarak elde edilir.

ORÇ termodinamik analizi

Buharlaştırma işlemi için gerekli ısıyı, iki kademeli ASY'nin ikinci kademesindeki absorberden sağlayan Organik Rankine Çevrimi'nin (Şekil 7.1) termodinamik analizi aşağıda verilmiştir. Bu kısımda ORÇ bileşenlerinin Termodinamik analizi yapıldıktan

sonra birinci ve ikinci Kanun verim tanımları yapıp sistem parametreleri cinsinden ifade edilmiştir.

Buharlaştırıcı termodinamik analizi



Şekil 7.13. Buharlaştırıcının şematik gösterimi

Buharlaştırıcı soğutucu akışkan hattı süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{r,3} \quad (7.125)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{r,3}$: ORÇ'ne ait soğutucu akışkan debisi [kg/s]'dir.

Termodinamiğin 1. kanunu buharlaştıracıya uygulanarak;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum(\dot{m}_c h_c) - \sum(\dot{m}_g h_g) \quad (7.126)$$

ORÇ soğutucu akışkanını buharlaştırmak için gereken ısı transfer miktarı

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_5 h_5 \quad (7.127)$$

Kütle korunumu kullanılarak,

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{r,3}(h_1 - h_5) \quad (7.128)$$

Enerjinin korunumu Absorber ile buharlaştıracı arasındaki ısı transferinin birbirine eşit olmasını gerektirmektedir,

$$\dot{Q}_{a,2} = \dot{Q}_e \quad (7.129)$$

Soğurucu-2'de açığa çıkan ısı, Eş (7.85) ile buharlaştıracıda ihtiyaç duyulan ısı, Eş.7.128 birbirine eşitlenir

$$\dot{m}_{r,2}[(1 + f_2)h_{13} - h_{12} - f_2 h_{16}] = \dot{m}_{r,3}(h_1 - h_5) \quad (7.130)$$

ORÇ soğutucu akışkan debisi ile ASY ikinci kademe soğutucu akışkan debisi arasındaki ilişki

$$\frac{\dot{m}_{r,3}}{\dot{m}_{r,2}} = \left(\frac{h_{13}-h_{12}}{h_1-h_5} \right) + f_2 \left(\frac{h_{13}-h_{16}}{h_1-h_5} \right) \quad (7.131)$$

olarak elde edilir. Termodinamiğin İkinci Kanunu buharlaştırıcıya uygulanarak entropi üretimi,

$$\dot{S}_{gen,e} = \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_5 s_5 - \frac{\dot{Q}_e}{T_e} \quad (7.132)$$

Kütle korunumu dikkate alınarak, buharlaştırıcı tersinmezlik miktarı

$$\dot{S}_{gen,e} = \dot{m}_{r,3} (s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_e}{T_e} \quad (7.133)$$

belirlenir. Bu denklemde T_e buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkan sıcaklığını temsil etmektedir ve değeri sabittir. Buharlaştırıcıdaki tersinmezlik miktarı, entropi üretimi ile referans sıcaklığının çarpımına eşittir.

$$\dot{I}_e = T_0 \dot{S}_{gen,e} \quad (7.134)$$

Alternatif yöntem olarak ekserji denge denklemi buharlaştırıcıya uygulanarak, buharlaştırıcıdaki tersinmezlik akış ekserjileri ve ısı ekserjisi cinsinden elde edilir.

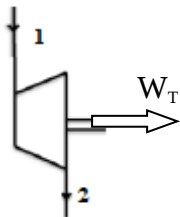
$$\dot{I}_e = \dot{m}_4 \psi_4 - \dot{m}_1 \psi_1 + \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e} \right) \quad (7.135)$$

Kütle korunumu dikkate alınarak, buharlaştırıcı tersinmezliği

$$\dot{I}_e = \dot{m}_{r,3} (\psi_4 - \psi_1) + \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e} \right) \quad (7.136)$$

olarak elde edilir.

Türbin termodinamik analizi



Şekil 7.14. Türbin kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Türbin genel süreklilik denklemi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\varphi \quad (7.137)$$

Türbin kütle korunumu,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{r,3} \quad (7.138)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{r,3}$: ORÇ soğutucu akışkan debisi [kg/s]'ni temsil etmektedir.

Termodinamiğin Birinci Kanunu türbine uygulanarak,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum (\dot{m}_\varphi h_\varphi) - \sum (\dot{m}_g h_g) \quad (7.139)$$

Türbin işi

$$\dot{W}_T = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 \quad (7.140)$$

Kütle korunumu dikkate alınarak, türbin işi entalpi farkı cinsinden

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{r,3} (h_1 - h_2) \quad (7.141)$$

elde edilir. Termodinamiğin İkinci Kanunu türbine uygulanarak, türbindeki entropi üretimi,

$$\dot{S}_{gen,T} = \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1 \quad (7.142)$$

Kütle korunumu dikkate alınarak, net entropi değişimi cinsinden

$$\dot{S}_{gen,T} = \dot{m}_{r,3} (s_2 - s_1) \quad (7.143)$$

elde edilir. Türbindeki tersinmezlik, entropi üretimi ile doğru orantılıdır ve bu orantı sabiti referans sıcaklık olan soğutma suyu sıcaklığıdır;

$$\dot{I}_T = T_o \dot{S}_{gen,T} \quad (7.144)$$

Tersinmezlik, aynı zamanda, iş üreten makinalar için üretebileceği maksimum iş, yani, tersinir iş ile gerçek iş arasındaki farka eşittir,

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_T \quad (7.145)$$

Tersinir iş, Türbin için ekserji yitiminin olmadığı durum için ekserji denge denklemi kurularak elde edilebilir,

$$\dot{E}_{W,max} = \dot{m}_1 \Psi_1 - \dot{m}_2 \Psi_2 \quad (7.146)$$

Kütle korunumu ışığında,

$$\dot{E}_{W,max} = \dot{m}_{r,3}(\Psi_1 - \Psi_2) \quad (7.147)$$

Türbin için maksimum ekserji, yani maksimum iş tersinir durumda üretilen iş demektir;
Dolayısıyla,

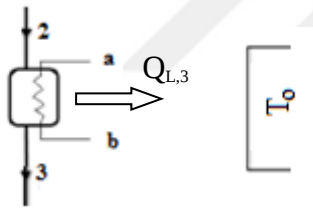
$$\dot{W}_{tr} = \dot{E}_{W,max} \quad (7.148)$$

Türbin için ekserji denge denklemi uygulanarak, türbin tersinmezliği

$$\dot{I}_T = \dot{m}_{r,3}(\Psi_1 - \Psi_2) - \dot{E}_W \quad (7.149)$$

olarak elde edilir. Bu denklemde türbin işinin ekserjisi, $\dot{E}_W = \dot{m}_{r,3} \dot{W}_T$ ile verilir.

ORÇ yoğusturucu termodinamik analizi



Şekil 7.15. Yoğusturucu kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Yoğusturucu için genel süreklilik denklemi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (7.150)$$

Yoğusturucu soğutucu akışkan hattı süreklilik denklemi,

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{r,3} \quad (7.151)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{r,3}$: ORÇ soğutucu akışkan debisi. $[kg/s]$ 'ni temsil etmektedir.

Yoğusturucu soğutma suyu hattı süreklilik denklemi,

$$\dot{m}_a = \dot{m}_b = \dot{m}_{cw,3} \quad (7.152)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{cw,3}$: ORÇ soğutma suyunun debisi. $[kg/s]$ 'ni temsil etmektedir.

Yoğuşturucu için Termodinamiğin Birinci Kanunu;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum(\dot{m}_\varphi h_\varphi) - \sum(\dot{m}_g h_g) \quad (7.153)$$

Yoğuştu su soğutucu akışkan hattı için Termodinamiğin Birinci Kanunu,

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \quad (7.154)$$

Kütle korunumu ışığında,

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{r,3}(h_3 - h_2) \quad (7.155)$$

Yoğuşturucu soğutma suyu hattı için Termodinamiğin Birinci Kanunu,

$$\dot{Q}_{L,3} = \dot{m}_{cw,3} C_{cw,3} \Delta T_{cw,3} \quad (7.156)$$

Bu denklemde, soğutma suyunun özgül ısısı, $C_{cw,3} = 4.186 (kJ/kgK)$ alınmıştır.

Yoğuşturucu soğutma suyu ile soğutucu akışkan hattı arasında Termodinamiğin Birinci Kanunu uygulanarak, yoğuşturucudan çekilen ısının tamamen soğutma suyuna aktarıldığı

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{L,3} \quad (7.157)$$

Belirlenir. Soğutma suyu giriş çıkış sıcaklıkları cinsinden soğutma suyuna aktarılan ısı transferi,

$$\dot{Q}_{L,3} = \dot{m}_{cw,3} C_{cw,3} (T_b - T_a) \quad (7.158)$$

Termodinamiğin İkinci Kanunu uygulanarak, yoğuşturucu entropi üretimi,

$$\dot{S}_{gen,c} = \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_2 s_2 + \frac{\dot{Q}_c}{T_{L,3}} \quad (7.159)$$

kütle korunumu dikkate alınarak

$$\dot{S}_{gen,c} = \dot{m}_{r,3}(s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_c}{T_{L,3}} \quad (7.160)$$

Yoğuşturucu tersinmezlik miktarı, entropi üretimi ile doğru orantılıdır. Bu orantı sabiti, referans sıcaklık olan soğutma suyu sıcaklığı olarak alınmıştır.

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen,c} \quad (7.161)$$

Yoğuşturucu için ekserji dengesi kurularak, yoğuşturucu tersinmezlik miktarı akış ekserjileri ve ısı transferi ekserjisi cinsinden,

$$\dot{I}_c = \dot{m}_2 \Psi_2 - \dot{m}_3 \Psi_3 - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_{L,3}} \right) \quad (7.162)$$

Kütle korunumu dikkate alınarak ve kuyu sıcaklığı olarak referans soğutma suyu sıcaklığı ($T_{L,3} = T_0$) alınarak

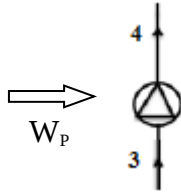
$$\dot{I}_c = \dot{m}_{r,3} (\Psi_2 - \Psi_3) - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_0} \right) \quad (7.163)$$

Soğutma suyuna aktarılan ısıнын ekserjisi sıfır olur ve yoğuşturucu tersinmezliği,

$$\dot{I}_c = \dot{m}_{r,3} (\Psi_2 - \Psi_3) \quad (7.164)$$

eşitliği ile hesaplanır.

Pompa termodinamik analizi



Şekil 7.16. Pompa kütle ve enerji akışlarının şematik gösterimi

Pompa için süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{r,3} \quad (7.165)$$

Bu denklemde, $\dot{m}_{r,3}$: ORÇ soğutucu akışkan debisi, $[kg/s]$ 'ni temsil etmektedir.

Termodinamiğin Birinci kanunu uygulanarak:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum (\dot{m}_c h_c) - \sum (\dot{m}_g h_g) \quad (7.166)$$

Pompa gücü,

$$-\dot{W}_p = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (7.167)$$

olarak elde edilir. Süreklilik denklemi ışığında, pompa işi, soğutucu akışkan debisi cinsinden,

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{r,3} (h_3 - h_4) \quad (7.168)$$

olarak ifade edilir. Pompa için Termodinamiğin İkinci Kanunu uygulanarak, pompa entropi üretimi,

$$\dot{S}_{gen,P} = \dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_3 s_3 \quad (7.169)$$

Kütle korunumu dahilinde,

$$\dot{S}_{gen,P} = \dot{m}_{r3} (s_4 - s_3) \quad (7.170)$$

Pompa tersinmezliği, entropi üretimi ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Bu orantı sabiti, referans sıcaklık olarak alınan soğutma suyu sıcaklığıdır.

$$\dot{I}_P = T_0 \dot{S}_{gen,P} \quad (7.171)$$

Pompa için ekserji dengesi kurularak, tersinmezlik akış ekserjileri cinsinden

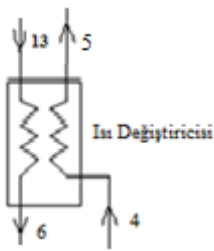
$$\dot{I}_P = \dot{m}_3 \Psi_3 - \dot{m}_4 \Psi_4 \quad (7.172)$$

Kütle korunumu dikkate alınarak

$$\dot{I}_P = \dot{m}_{r3} (\Psi_3 - \Psi_4) \quad (7.173)$$

olarak ifade edilir.

Isı değiştiricisi termodinamik analizi



Şekil 7.17. Isı değiştiricisi kütle ve enerji akışlarının şematik diyagramı

Isı değiştirici ASY eriyik hattı için süreklilik denklemi;

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_6 = \dot{m}_{fe} \quad (7.174)$$

ORÇ soğutucu akışkan hattı için süreklilik denklemi,

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_r \quad (7.175)$$

Isı değiştirici için enerji korunumu en genel halde;

$$\Sigma \dot{Q} - \Sigma \dot{W} = \Sigma H_{\dot{c}} - \Sigma H_g \quad (7.176)$$

ASY eriyik hattı için enerji korunumu uygulanarak, ORÇ soğutucu akışkanına verilen ısı enerjisi, $\dot{Q}_{HEX}$

$$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_{13} h_{13} \quad (7.177)$$

Süreklilik denklemi ışığında,

$$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_{r,1} (1 + f_2) (h_6 - h_{13}) \quad (7.178)$$

ORÇ soğutucu akışkan hattı için enerji korunumu uygulanarak, ASY eriyik hattından çekilen ısı,

$$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_r (h_5 - h_4) \quad (7.179)$$

Isı değiştirici ASY eriyik ve ORÇ soğutucu akışkan hatları arasında enerji dengesi

$$\dot{m}_{r,1} (1 + f_2) (h_6 - h_{13}) = \dot{m}_r (h_5 - h_4) \quad (7.180)$$

Isı değiştirici için Termodinamiğin İkinici Kanunu,

$$\dot{S}_{gen,HEX} = \dot{m}_6 s_6 - \dot{m}_{13} s_{13} + \dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_4 s_4 \quad (7.181)$$

Kütle korunumları Eş (6.50) ve (6.51) dikkate alınarak,

$$\dot{S}_{gen,HEX} = \dot{m}_{r,1} (1 + f_2) (s_6 - s_{13}) + \dot{m}_r (s_5 - s_4) \quad (7.182)$$

Isı değiştirici tersinmezliği, ekserji denge denklemi uygulanarak,

$$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_6 \psi_6 - \dot{m}_{13} \psi_{13} + \dot{m}_5 \psi_5 - \dot{m}_4 \psi_4 \quad (7.183)$$

Kütle korunum denklemleri ışığında, ısı değitiricisi tersinmezliği,

$$\dot{I}_{HEX} = \dot{m}_{r,1} (1 + f_2) (\psi_6 - \psi_{13}) + \dot{m}_r (\psi_5 - \psi_4) \quad (7.184)$$

olarak elde edilir.

Çift kademeli kombine elektrik üretim sistemi termodinamik analizi

Tasarımı Şekil 6.2’de verilen Çift Kademeli Kombine Elektrik Üretim Sistemi, Çift Kademeli ASY ve ORÇ’nin birleşiminden oluşmuştur. Yukarıda Çift Kademeli ASY ve ORÇ’ne ait her bir elemanın Termodinamik analizleri ayrı ayrı yapılmıştır. Kombine Sistemin Analizi, ASY ile ORÇ’nin birbirine bağlandığı ASY Absorberi ile ORÇ Buharlaştırıcısı analizini gerektirmektedir.

Bununla birlikte, Çift kademeli ASY analizi ile ORÇ analizi sonucunda her iki sistemin Termodinamiğin Birinci ve İkinci Kanun verimlerini tanımlamak mümkündür. Bu verim tanımları kullanılarak Kombine Sistemin verim tanımı yapılabilir.

Çift kademeli ASY için termodinamiğin birinci kanun verimi

ASY’nin amacı ORÇ’nin ihtiyacı olan buharlaşma enerjisini sağlamaktır. Bu amacı sağlamak için ASY’nin ihtiyacı olan enerji atık ısı kaynağından karşılanmıştır. ASY, soğutucu iş akışkanını buharlaştırmak için Buharlaştırıcı-1’de atık ısı kaynağından enerji sağlamaktadır. Ayrıca, Kaynatıcı-1 ve Kaynatıcı-2’de soğutucu akışkanı eriyikten ayırmak için gerekli olan enerjiyi atık ısı kaynağından sağlamaktadır. Dolayısıyla, ORÇ buharlaştırıcısının ihtiyacı olan enerjiyi sağlamak için ASY, Buharlaştırıcı-1, Kaynatıcı-1 ve Kaynatıcı-2’de atık ısı kaynağından çektiği enerjiyi kullanmaktadır. Çift Kademeli ASY için Termodinamiğin Birinci Kanun verim tanımı, ASY’nin sağladığı enerjinin, bu enerjiyi üretmek için atık ısı kaynağından kullandığı enerjiye oranı olarak yapılmıştır.

$$\eta_{I,ASY-II} = \frac{\dot{Q}_{a,2} - \dot{W}_{PI}^I - \dot{W}_{PII}^I - \dot{W}_{PI}^{II} - \dot{W}_{PII}^{II}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} \quad (7.185)$$

Çift kademeli ASY için termodinamiğin birinci kanunu

Kapalı sistem için Termodinamiğin Birinci Kanunu genel halde,

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \Delta U \quad (7.186)$$

olarak verilir. Sistem ile etkileşim halinde olan tüm ısı ve iş etkileşimleri dikkate alınarak ve çevrim için başlangıç ve son durumdaki iç enerjilerin eşit olduğu ($U_i = U_f$)

düşünüldüğünde iç enerji değişimi $\Delta U = 0$ sıfır olur. Bu bilgiler ışığında enerjinin korunumu yeniden yazılarak,

$$\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2} - \dot{Q}_{c,1} - \dot{Q}_{c,2} - (\dot{Q}_{a,2} - \dot{W}_{P_I}^I - \dot{W}_{P_{II}}^I - \dot{W}_{P_I}^{II} - \dot{W}_{P_{II}}^{II}) = 0 \quad (7.187)$$

denkliği elde edilir. ASY sisteminin çıktısı $\dot{Q}_{a,2}$ olacağı için diğer tüm terimler denkleğin sağ tarafına atılır ve $\dot{Q}_{a,2}$ diğer terimler cinsinden ifade edilir

$$\dot{Q}_{a,2} = \dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2} - \dot{Q}_{c,1} - \dot{Q}_{c,2} - \dot{W}_{P_I}^I - \dot{W}_{P_{II}}^I - \dot{W}_{P_I}^{II} - \dot{W}_{P_{II}}^{II} \quad (7.188)$$

Bu eşitliğin her iki tarafı, atık ısı kaynağından sistem giren toplam enerji miktarına $(\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2})$ bölünerek,

$$\frac{\dot{Q}_{a,2} - \dot{W}_{P_I}^I - \dot{W}_{P_{II}}^I - \dot{W}_{P_I}^{II} - \dot{W}_{P_{II}}^{II}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{c,1} + \dot{Q}_{c,2}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} \quad (7.189)$$

Çift Kademeli ASY için ısı verim tanımı Eş (7.185) ile enerjinin korunumu birleştirilerek, ısı verim, ısı ve iş etkileşimleri cinsinden,

$$\eta_{I,ASY-II} = 1 - \frac{\dot{Q}_{c,1} + \dot{Q}_{c,2}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} \quad (7.190)$$

şeklinde ifade edilir.

Çift kademeli ASY çevrimi için termodinamiğin ikinci kanunu

Ekserji denge denklemi en genel halde kapalı sistem için

$$\sum \dot{E}_Q - \dot{E}_W = \frac{dZ}{dt} + \dot{I}_{ASY-II} \quad (7.191)$$

olarak ifade edilir. ASY, atık ısı kaynağı ile düşük sıcaklık rezervuarı olarak kullanılacak olan soğutma suyu arasında çalışan bir çevrim olarak düşünülmektedir. Dolayısıyla, çevrimin başlangıç ve son durağan durum ekserjisi birbirine eşit ($Z_i = Z_f$) olacağı için eşitlik (6.148)'in sağ tarafındaki ilk terim $\left(\frac{dZ}{dt} = 0\right)$ düşer. Dolayısıyla, çevrim ile çevresi arasındaki enerji alış verişleri dikkate alınarak çevrimin tersinmezliği, ısı ekserjileri cinsinden

$$\dot{I}_{ASY-II} = \dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}} - \dot{E}_{\dot{Q}_{c,1}} - \dot{E}_{\dot{Q}_{c,2}} - \dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}} + \dot{E}_{\dot{W}_{P_I}^I} + \dot{E}_{\dot{W}_{P_{II}}^I} + \dot{E}_{\dot{W}_{P_I}^{II}} + \dot{E}_{\dot{W}_{P_{II}}^{II}} \quad (7.192)$$

olarak ifade edilir. Bu denklemde geçen $\dot{E}_Q$ ifadeleri ısı transferlerinin ekserjisini temsil etmektedir ve aşağıda sırayla açıklanmışlardır;

Atık ısı kaynağından birinci kademe buharlaştırıcıya transfer olan ısı ekserjisi,

$$\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} = \dot{Q}_{e,1} \left(1 - \frac{T_o}{T_{AI}} \right) \quad (7.193)$$

Olarak tanımlanır. Bu denklemde geçen T_{AI} , atık ısı kaynak sıcaklığını temsil etmektedir ve değer olarak $T_{AI} = 80^\circ C + 273 = 353 K$ mutlak sıcaklığındadır. T_o ortam sıcaklığını temsil etmekte olup değeri $T_o = 25^\circ + 273 = 298 K$ olarak alınmıştır.

Atık ısı kaynağından birinci kademe kaynatıcıya transfer olan ısı ekserjisi,

$$\dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} = \dot{Q}_{g,1} \left(1 - \frac{T_o}{T_{AI}} \right) \quad (7.194)$$

Olarak tanımlanır. Bu denklemde geçen T_{AI} , atık ısı kaynak sıcaklığını temsil etmektedir ve değer olarak $T_{AI} = 80^\circ C + 273 = 353 K$ mutlak sıcaklığındadır. T_o ortam sıcaklığını temsil etmekte olup değeri $T_o = 25^\circ + 273 = 298 K$ olarak alınmıştır.

Atık ısı kaynağından ikinci kademe kaynatıcıya transfer olan ısı ekserjisi,

$$\dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}} = \dot{Q}_{g,2} \left(1 - \frac{T_o}{T_{AI}} \right) \quad (7.195)$$

Olarak tanımlanır. Bu denklemde geçen T_{AI} , atık ısı kaynak sıcaklığını temsil etmektedir ve değer olarak $T_{AI} = 80^\circ C + 273 = 353 K$ mutlak sıcaklığındadır. T_o ortam sıcaklığını temsil etmekte olup değeri $T_o = 25^\circ + 273 = 298 K$ olarak alınmıştır.

Yoğuşturucu-1'den düşük sıcaklık kuyusu olarak kullanılan soğutma suyuna transfer olan ısı ekserjisi,

$$\dot{E}_{\dot{Q}_{c,1}} = \dot{Q}_{c,1} \left(1 - \frac{T_o}{T_{cw}} \right) \quad (7.196)$$

Olarak tanımlanır. Bu denklemde geçen T_{cw} , soğutma suyu sıcaklığını temsil etmektedir ve değer olarak $T_{cw} = 30^\circ C + 273 = 303 K$ mutlak sıcaklığındadır. T_o ortam sıcaklığını temsil etmekte olup değeri $T_o = 25^\circ + 273 = 298 K$ olarak alınmıştır.

Yoğuşturucu-2'den düşük sıcaklık kuyusu olarak kullanılan soğutma suyuna transfer olan ısı ekserjisi,

$$\dot{E}_{\dot{Q}_{c,2}} = \dot{Q}_{c,2} \left(1 - \frac{T_o}{T_{cw}}\right) \quad (7.197)$$

Olarak tanımlanır. Bu denklemde geçen T_{cw} , soğutma suyu sıcaklığını temsil etmektedir ve değer olarak $T_{cw} = 30^\circ C + 273 = 303 K$ mutlak sıcaklığındadır. T_o ortam sıcaklığını temsil etmekte olup değeri $T_o = 25^\circ + 273 = 298 K$ olarak alınmıştır.

Absorber-2'den ORÇ buharlaştırıcısı soğutucu akışkanına transfer olan ısı ekserjisi,

$$\dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}} = \dot{Q}_{a,2} \left(1 - \frac{T_o}{T_e}\right) \quad (7.198)$$

Olarak tanımlanır. Bu denklemde geçen T_e , ORÇ buharlaştırıcısındaki soğutucu akışkan sıcaklığını temsil etmektedir ve değer olarak $T_{cw} = 150^\circ C + 273 = 423 K$ mutlak sıcaklığındadır. T_o ortam sıcaklığını temsil etmekte olup değeri $T_o = 25^\circ + 273 = 298 K$ olarak alınmıştır.

Çift kademeli ASY için ikinci kanun verimi

Sistemden absorber sıcaklığında elde edilen faydalı enerjinin, sisteme atık ısı kaynak sıcaklığında sağlanan toplam faydalı enerjiye oranı olarak tariflenen çift kademeli ASY ikinci kanun verimi

$$\eta_{II,ASY-II} = \frac{\dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}} - (\dot{E}_{W_{PI}^I} + \dot{E}_{W_{PII}^I} + \dot{E}_{W_{PI}^{II}} + \dot{E}_{W_{PII}^{II}})}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} \quad (7.199)$$

olarak tanımlanır.

Ekserji denge denklemi (7.149), toplam ısı ekserji girdilerine bölünerek

$$\frac{\dot{I}_{ASY-II}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} = 1 - \left(\frac{\dot{E}_{\dot{Q}_{c,1}} - \dot{E}_{\dot{Q}_{c,2}}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} \right) - \left(\frac{\dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} \right) + \left(\frac{\dot{E}_{W_{PI}^I} + \dot{E}_{W_{PII}^I} + \dot{E}_{W_{PI}^{II}} + \dot{E}_{W_{PII}^{II}}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} \right) \quad (7.200)$$

Eşitliği elde edilir. İkinci kanun verim tanımı Eş (7.155) ışığında, ekserji denge denklemi (7.156) kullanılarak çift kademeli ASY için ikinci kanun verimi tersinmezlik cinsinden,

$$\eta_{II,ASY-II} = 1 - \frac{\dot{E}_{\dot{Q}_{c,1}} - \dot{E}_{\dot{Q}_{c,2}}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} - \frac{\dot{I}_{ASY-II}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} \quad (7.201)$$

olarak elde edilir.

ORÇ için termodinamiğin birinci kanunu

Çift Kademeli ASY Çevrimin ikinci kademe çıkışı, yani Absorber-2, ORÇ için yüksek sıcaklık rezervuarı olarak düşünülmektedir. Dolayısıyla, Absorber-2 sıcaklığı ile kuyu rezervuarı olarak soğutma suyu sıcaklığı arasında çalışan ORÇ için Termodinamiğin Birinci Kanunu,

$$\Sigma \dot{Q} - \dot{W} = \Delta U \quad (7.202)$$

Çevrim için başlangıç ve son iç enerjiler eşit ($U_i = U_f$) olduğu için $\Delta U = 0$ alınır ve enerji korunumu

$$\dot{Q}_{a,2} - \dot{Q}_{c,3} + \dot{W}_P^{ORC} - \dot{W}_T = 0 \quad (7.203)$$

Şeklinde ifade edilir. Bu denklem kullanılarak Türbinde üretilen güç, net ısı akışı cinsinden,

$$\dot{W}_T = \dot{Q}_{a,2} - \dot{Q}_{c,3} + \dot{W}_P^{ORC} \quad (7.204)$$

Olarak elde edilir. Absorber-2 ile buharlaştırıcı arasındaki enerji dengesinden $\dot{Q}_{a,2} = \dot{Q}_e$ denkliği elde edilir ve bu bilgi ışığında türbin işi,

$$\dot{W}_T = \dot{Q}_e - \dot{Q}_{c,3} + \dot{W}_P^{ORC} \quad (7.205)$$

Olarak ifade edilir.

ORÇ için Termodinamiğin Birinci Kanun Verimi,

$$\eta_{I,ORC} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P^{ORC}}{\dot{Q}_e} \quad (7.206)$$

Enerjinin korunumu Eş. (6.156), $\dot{Q}_e$ terimi ile bölünerek,

$$\frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P^{ORC}}{\dot{Q}_e} = 1 - \frac{\dot{Q}_{c,3}}{\dot{Q}_e} \quad (7.207)$$

Verim tanımı ile enerjinin korunumu birleştirilerek, Birinci Kanun verimi ısı transferi cinsinden,

$$\eta_{I,ORC} = 1 - \frac{\dot{Q}_{c,3}}{\dot{Q}_e} \quad (7.208)$$

olarak ifade edilebilir.

ORÇ için termodinamiğin ikinci kanunu

ORÇ için Termodinamiğin İkinci Kanun'u uygulanarak,

$$\sum \dot{E}_Q - \dot{E}_W = \frac{dZ}{dt} + \dot{I}_{ORÇ-II} \quad (7.209)$$

ORÇ çevrimi için başlangıç ve son durumlardaki durağan ekserji terimleri $Z_i = Z_f$ birbirine eşit olduğu için $\frac{dZ}{dt} = 0$ alınır ve denklem yeniden yazılarak çift kademeli Kombine Elektrik Üretim Sisteminin ORÇ'si için tersinmezlik,

$$\dot{I}_{ORÇ-II} = \dot{E}_{\dot{Q}_e} - \dot{E}_{\dot{Q}_{c,3}} - (\dot{E}_{W_T} - \dot{E}_{W_P}) \quad (7.210)$$

ORÇ için Termodinamiğin İkinci Kanun Verimi,

$$\eta_{II,ORC} = \frac{\dot{E}_{W_T} - \dot{E}_{W_P}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e}} \quad (7.211)$$

Olarak tanımlanır. Burada, $\dot{E}_W$ terimi, türbinden elde edilen iş ekserjisini, yani, türbin işini temsil etmektedir. Dolayısıyla, $\dot{E}_W = \dot{W}_T$ eşitliği geçerlidir. Bu denklemde geçen, $\dot{E}_{\dot{Q}_e}$ ORÇ buharlaştırıcısından soğutma suyuna transfer olan ısı ekserjisini temsil etmektedir ve

$$\dot{E}_{\dot{Q}_e} = \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_o}{T_{cw}}\right) \quad (7.212)$$

İle temsil edilir. Bu denklemde geçen T_{cw} , soğutma suyu sıcaklığını temsil etmektedir ve değer olarak $T_{cw} = 30^\circ C + 273 = 303 K$ mutlak sıcaklığındadır. T_o ortam sıcaklığını temsil etmekte olup değeri $T_o = 25^\circ + 273 = 298 K$ olarak alınmıştır.

Eş.(6.161), toplam ekserji girişine $(\dot{E}_{\dot{Q}_e} - \dot{E}_{\dot{Q}_{c,3}})$ bölünerek

$$\frac{\dot{I}_{ORÇ-II}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e} - \dot{E}_{\dot{Q}_{c,3}}} = 1 - \frac{\dot{E}_{W_T} - \dot{E}_{W_P}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e} - \dot{E}_{\dot{Q}_{c,3}}} \quad (7.213)$$

İkinci kanun verim tanımı Eş (7.211) ile ekserji denge denklemi birleştirilerek, ORÇ ikinci kanun verimi tersinmezlik cinsinden,

$$\eta_{II,ORC} = 1 - \frac{\dot{I}_{ORC-II}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e} - \dot{E}_{\dot{Q}_{c,3}}} \quad (7.214)$$

olarak elde edilir.

Çift kademeli kombine elektrik üretim sisteminin birinci kanun verimi

Çift Kademeli Kombine Elektrik Üretim Sistemine Termodinamiğin Birinci Kanunu uygulanırsa,

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \Delta U \quad (7.215)$$

Atık Isı kaynağı ile düşük sıcaklık rezervuarı olarak soğutma suyu arasında çalışan KEÜS için enerjinin korunumu,

$$\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2} - \dot{Q}_{c,1} - \dot{Q}_{c,2} - \dot{Q}_{c,3} - (\dot{W}_T - \dot{W}_P^{ORC} - \dot{W}_{P_I}^I - \dot{W}_{P_{II}}^I - \dot{W}_{P_I}^{II} - \dot{W}_{P_{II}}^{II}) = 0 \quad (7.216)$$

Çift Kademeli Kombine Elektrik Üretim Sistemi için Birinci Kanun verimi, ısı ve iş etkileşimleri dikkate alınarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir,

$$\eta_{I,KEÜS} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P^{ORC} - \dot{W}_{P_I}^I - \dot{W}_{P_{II}}^I - \dot{W}_{P_I}^{II} - \dot{W}_{P_{II}}^{II}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} \quad (7.217)$$

Bu tanım dikkate alınarak, Eş (7.216)'nin her iki tarafı sisteme olan toplam enerji girişine $(\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2})$ bölünerek,

$$1 - \frac{\dot{Q}_{c,1} + \dot{Q}_{c,2} + \dot{Q}_{c,3}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} - \left(\frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P^{ORC} - \dot{W}_{P_I}^I - \dot{W}_{P_{II}}^I - \dot{W}_{P_I}^{II} - \dot{W}_{P_{II}}^{II}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} \right) = 0 \quad (7.218)$$

Isıl verim tanımı Eş (7.217) ile enerjinin korunumu (7.218) dikkate alınarak Çift Kademeli KEÜS için Birinci Kanun Verimi, ısı etkileşimleri cinsinden,

$$\eta_{I,KEÜS} = 1 - \frac{\dot{Q}_{c,1} + \dot{Q}_{c,2} - \dot{Q}_{c,3}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} \quad (7.219)$$

Olarak elde edilir.

Çift kademeli KEÜS verimi ile çift kademeli ASY ve ORÇ verimleri arasındaki ilişki

Eş (6.168)'in payına $\dot{Q}_{a,2}$ terimi ekleyip çıkartalım

$$\eta_{I,KEÜS} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P^{ORC} - \dot{Q}_{a,2} + \dot{Q}_{a,2} - \dot{W}_{P_I}^I - \dot{W}_{P_{II}}^I - \dot{W}_{P_I}^{II} - \dot{W}_{P_{II}}^{II}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} \quad (7.220)$$

Bu denklem, ASY ve ORÇ verim tanımları dikkate alınarak, üç kesrin bileşimi şeklinde

$$\eta_{I,KEÜS} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P^{ORC}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} - \frac{\dot{Q}_{a,2}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} + \frac{\dot{Q}_{a,2} - \dot{W}_{P_I}^I - \dot{W}_{P_{II}}^I - \dot{W}_{P_I}^{II} - \dot{W}_{P_{II}}^{II}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} \quad (7.221)$$

İfade edilir. Bu denklemin sağ tarafındaki üçüncü terim Çift Kademeli ASY sisteminin ısı verimi Eş (7.142) olduğunu dikkate alarak, sağ tarafındaki ilk terimi $\dot{Q}_e$ ile bölüp çarpalım,

$$\eta_{I,KEÜS_I} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P^{ORC}}{\dot{Q}_e} \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} - \frac{\dot{Q}_{a,2}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} + \eta_{I,ASY_{II}} \quad (7.222)$$

ORÇ verim tanımı (6.157) ve ORÇ ile ASY ısı etkileşimi ($\dot{Q}_e = \dot{Q}_{a,2}$) dikkate alınarak,

$$\eta_{I,KEÜS_I} = \eta_{I,ORC} \frac{\dot{Q}_{a,2}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} - \frac{\dot{Q}_{a,2}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} + \eta_{I,ASY_{II}} \quad (7.223)$$

Şeklinde ifade edilir. Birinci ve ikinci terim ortak paranteze alınırsa,

$$\eta_{I,KEÜS_I} = \left(\frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} \right) (\eta_{I,ORC} - 1) + \eta_{I,ASY_{II}} \quad (7.224)$$

KEÜS verimi, ORÇ ve ASY verimleri ile ısı etkileşimleri cinsinden ifade edilir.

Pompa işleri ihmal edildiği durumda verim formülasyonu

Pompa işleri ihmal edilirse, Çift Kademeli KEÜS verimi, Eş (7.168) aşağıdaki formu,

$$\eta_{I,KEÜS} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} \quad (7.225)$$

alır. Çift Kademeli KEÜS verimi, $\dot{Q}_{a,2}$ ile bölünüp çarpılır ve aşağıdaki gibi gruplanırsa,

$$\eta_{I,KEÜS} = \left(\frac{\dot{W}_T}{\dot{Q}_{a,2}} \right) \left(\frac{\dot{Q}_{a,2}}{\dot{Q}_{e,1} + \dot{Q}_{g,1} + \dot{Q}_{g,2}} \right) \quad (7.226)$$

Pompa işleri ihmal edilen Çift Kademeli ASY Çevrim verim tanımı ile ORÇ verim tanımı ışığında, KEÜS Birinci Kanun verimi, ASY ve ORÇ verimlerinin çarpımı,

$$\eta_{I,KEÜS} = \eta_{I,ORÇ-II} \eta_{I,ASY-II} \quad (7.227)$$

olarak elde edilir.

Çift kademeli kombine elektrik üretim sisteminin ikinci kanun verimi

Çift Kademeli KEÜS için Termodinamiğin İkinci Kanun'u uygulanarak,

$$\sum \dot{E}_Q - \sum \dot{E}_W = \frac{dZ}{dt} + \dot{I}_{KEÜS-II} \quad (7.228)$$

Çift Kademeli KEÜS çevrimi için başlangıç ve son durumlardaki durağan ekserji terimleri $Z_i = Z_f$ birbirine eşit olduğu için $\frac{dZ}{dt} = 0$ alınır ve denklem yeniden yazılarak çift kademeli Kombine Elektrik Üretim Sistemi için tersinmezlik,

$$\dot{I}_{KEÜS-II} = \dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}} - \dot{E}_{\dot{Q}_{c,1}} - \dot{E}_{\dot{Q}_{c,2}} - \dot{E}_{\dot{Q}_{c,3}} - \left(\dot{E}_{W_T} - \dot{E}_{W_P}^{ORC} - \dot{E}_{W_{P_I}}^I - \dot{E}_{W_{P_{II}}}^I - \dot{E}_{W_{P_I}}^{II} - \dot{E}_{W_{P_{II}}}^{II} \right) \quad (7.229)$$

Çift Kademeli Kombine Elektrik Üretim Sistemi için İkinci Kanun verimi, ısı ve iş etkileşimleri dikkate alınarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir,

$$\eta_{II,KEÜS-II} = \frac{\dot{E}_{W_T} - \dot{E}_{W_P}^{ORC} - \dot{E}_{W_{P_I}}^I - \dot{E}_{W_{P_{II}}}^I - \dot{E}_{W_{P_I}}^{II} - \dot{E}_{W_{P_{II}}}^{II}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} \quad (7.230)$$

Bu tanım dikkate alınarak, Eş (7.229)'in her iki tarafı sisteme olan toplam ekserji girişine

$(\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}})$ bölünerek,

$$\frac{\dot{I}_{KEÜS-II}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} = 1 - \frac{\dot{E}_{\dot{Q}_{c,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{c,2}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{c,3}}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} - \left(\frac{\dot{E}_{W_T} - \dot{E}_{W_P}^{ORC} - \dot{E}_{W_{P_I}}^I - \dot{E}_{W_{P_{II}}}^I - \dot{E}_{W_{P_I}}^{II} - \dot{E}_{W_{P_{II}}}^{II}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} \right) \quad (7.231)$$

Eş (6.181) ışığında, İkinci Kanun verimi tersinmezlik cinsinden,

$$\eta_{II,KEÜS-II} = 1 - \left(\frac{\dot{E}_{\dot{Q}_{c,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{c,2}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{c,3}}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} \right) - \left(\frac{\dot{I}_{KEÜS-II}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} \right) \quad (7.232)$$

olarak elde edilir.

Çift kademeli KEÜS verimi ile çift kademeli ASY ve ORÇ verimleri arasındaki ilişki

Eş (6.181)'in payına $\dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}}$ terimi ekleyip çıkartalım

$$\eta_{II,KEÜS-II} = \frac{\dot{E}_{W_T} - \dot{E}_{W_P}^{ORC} - \dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}} - \dot{E}_{W_{P_I}}^I - \dot{E}_{W_{P_{II}}}^I - \dot{E}_{W_{P_I}}^{II} - \dot{E}_{W_{P_{II}}}^{II}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} \quad (7.233)$$

Bu denklem, ASY ve ORÇ verim tanımları dikkate alınarak, üç kesrin bileşimi şeklinde

$$\eta_{II,KEÜSII} = \frac{\dot{E}_{WT} - \dot{E}_{WP}^{ORC}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} - \frac{\dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} + \frac{\dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}} - \dot{E}_{WP_I}^I - \dot{E}_{WP_{II}}^I - \dot{E}_{WP_I}^{II} - \dot{E}_{WP_{II}}^{II}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} \quad (7.234)$$

İfade edilir. Bu denklemin sağ tarafındaki üçüncü terim Çift Kademeli ASY sisteminin İkinci Kanun verimi Eş (6.155) olduğunu dikkate alarak, sağ tarafındaki ilk terimi $\dot{Q}_e$ ile bölüp çarpalım,

$$\eta_{II,KEÜSII} = \frac{\dot{E}_{WT} - \dot{E}_{WP}^{ORC}}{\dot{E}_{\dot{Q}_e}} \frac{\dot{E}_{\dot{Q}_e}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} - \frac{\dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} + \eta_{II,ASYII} \quad (7.235)$$

ORÇ İkinci Kanun verim tanımı (7.162) ve ORÇ ile ASY ekserji etkileşimi ($\dot{E}_{\dot{Q}_e} = \dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}}$) dikkate alınarak,

$$\eta_{II,KEÜSII} = \eta_{II,ORCII} \frac{\dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} - \frac{\dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} + \eta_{II,ASYII} \quad (7.236)$$

şeklinde ifade edilir. Birinci ve ikinci terim ortak paranteze alınırsa, Çift Kademeli KEÜS İkinci Kanun verimi, ORÇ ve ASY verimleri ile ısı etkileşimleri cinsinden,

$$\eta_{II,KEÜSII} = \left(\frac{\dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} \right) (\eta_{II,ORCII} - 1) + \eta_{II,ASYII} \quad (7.237)$$

olarak ifade edilir.

Pompa işleri ihmal edildiği durumda verim formülasyonu

Benzer şekilde pompa işleri ihmal edildiği durumda, Çift Kademeli Kombine Elektrik Üretim Sisteminin İkinci Kanun Verimi,

$$\eta_{II,KEÜS} = \frac{\dot{E}_{WT}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} \quad (7.238)$$

Bu denklem, $\dot{E}_{\dot{Q}_{a,2}}$ ile bölünüp çarpılır ve aşağıdaki gibi gruplanırsa,

$$\eta_{II,KEÜS} = \left(\frac{\dot{E}_{WT}}{\dot{E}_{a,2}} \right) \left(\frac{\dot{E}_{a,2}}{\dot{E}_{\dot{Q}_{e,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,1}} + \dot{E}_{\dot{Q}_{g,2}}} \right) \quad (7.239)$$

Pompa işleri ihmal edilen Çift Kademeli ASY Çevrim ikinci kanun verim tanımı ile ORÇ ikinci kanun verim tanımı ışığında,

$$\eta_{II,KEÜS} = \eta_{II,ORÇ-II} \eta_{II,ASY-II} \quad (7.240)$$

KEÜS İkinci Kanun verimi, alt çevrimlerin verimlerinin çarpımı olarak ifade edilir.

7.1. Model Sonuçları

7.1.1. Basit organik rankine çevrimi

Yapılan analizde R134a ve R245fa gazları kullanılmıştır. Oluşturulan sistemler çalışılan sıcaklık yükseltici sistemle uyumlu olduğu görülmüştür. Çizelge 7.1’de R134a soğurucu akışkanını kullanan organik Rankine çevrimi sonuçları, Çizelge 7.2’de ise R245fa soğurucu akışkanını kullanan organik Rankine çevrimi sıcaklık, basınç, Entalpi, entropi ve ekserji sonuçları verilmiştir.

Şekil 7.1’de R134a ve Şekil 7.2’de R245fa akışkanına ait sıcaklık-entropi (T-S) diyagramı görülmektedir.

ORÇ bileşenleri boyunca basit organik çevrim şeması şu başmaklardan oluşmaktadır;

1. 2: Yüksek basınçlı buhar organik sıvısı, daha düşük basınca doğru genişledikten sonra elektrik enerjisine geçmesi ile termal enerjisini türbin mekanik enerjisine dönüştürüldüğü, genişleticiye yönlendirilir.
2. 3: Genleşme prosesi buhar yoğunlaştırıcıya gider, yoğunlaşma prosesi.
3. 4: Alçak basınçlı organik sıvı bir pompa ile basınçlandırılır, sıkıştırma prosesi.
4. 1: Buharlaştırma prosesi.

ORÇ'nin ilgili sıcaklık-entropi diyagramı, türbin çıkış sıcaklığı önemli ölçüde yüksekse türbin çıkışı ve kondenser girişi arasında bir reküperatör (iç ısı eşanjörü) ekleyerek çevrimin ısı verimi de arttırılabilir.

Çizelge 7.1. 80°C kızgın buhar R134a kullanan organik Rankine çevrimi

Nokta	Hal	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg.K)	Ekserji (kJ/kg)
1.	Kızgın buhar	80	2200	441.3	1.730	25.57
2.	Türbin Çıkışı	34	655	421.4	1.746	0.77
3.	Doymuş sıvı	25	655	234.5	1.120	0.64
4.	Pompa Çıkışı	27	2200	237.5	1.125	1.92
Q_{in}	203.92	W	19.91	η_I	9.76	
Q_{out}	184.01	η_{II}	62.70	$\eta_{th(Car)}$	15.57	

Çizelge 7.2. 80°C kızgın buhar R245fa kullanan organik Rankine çevrimi

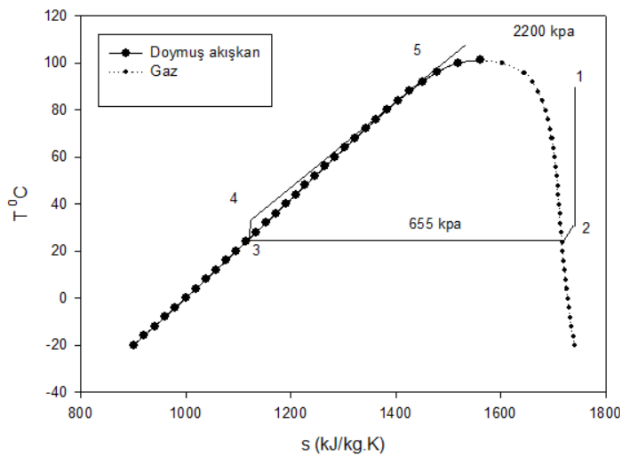
Nokta	Hal	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg.K)	Ekserji (kJ/kg)
1.	Kızgın buhar	80	2200	309.65	1.35	51.59
2.	Türbin çıkışı	25	149	303.33	saturation	1.85
3.	Doymuş sıvı	25	149	232	1.115	0.39
4.	Pompa Çıkışı	26	2200	234.78	1.119	1.05
$Q_{in}(kW)$		74.86	W	6.31	η_I	8.43
Q_{out}		68.54	η_{II}	54.18	$\eta_{th(Carnot)}$	15.57

Çizelge 7.3. 130°C kızgın buhar R134a kullanan organik Rankine çevrimi

Nokta	Hal	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg.K)	Ekserji (kJ/kg)
1.	Kızgın buhar	130	2200	503	1.894	38.48
2.	Türbin Çıkışı	90	655	477.5	1.912	6.80
3.	Doymuş sıvı	25	655	234.5	1.120	0.64
4.	Pompa Çıkışı	27	2200	236.7	1.123	1.91
Q_{in}		265.77	W	26.25	η_I	9.87
Q_{out}		239.51	η_{II}	37.93	$\eta_{th(Car)}$	26.04

Çizelge 7.4. 130°C kızgın buhar R245fa kullanan organik Rankine çevrimi

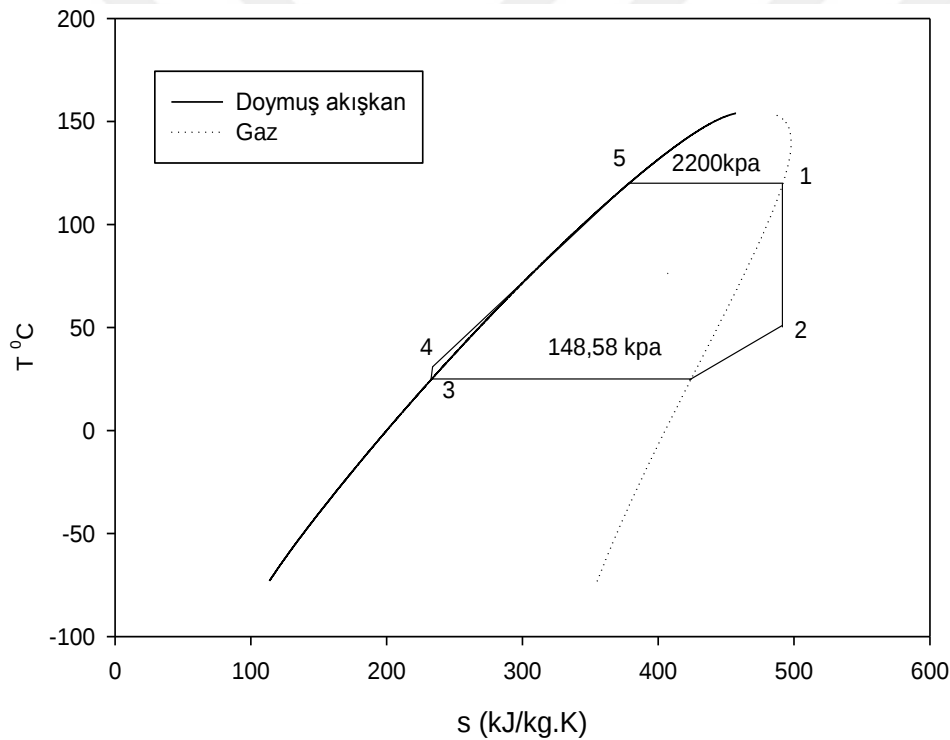
Nokta	Hal	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg.K)	Ekserji (kJ/kg)
1.	Kızgın buhar	130	2200	493.4	1.817	51.59
2.	Türbin çıkışı	56	149	452.9	1.848	1.85
3.	Doymuş sıvı	25	149	233.0	1.116	0.39
4.	Pompa Çıkışı	27	2200	234.9	1.119	1.05
$Q_{in}(kW)$		258.58	W	40.43	η_I	15.63
Q_{out}		218.15	η_{II}	60.03	$\eta_{th(Carnot)}$	26.04



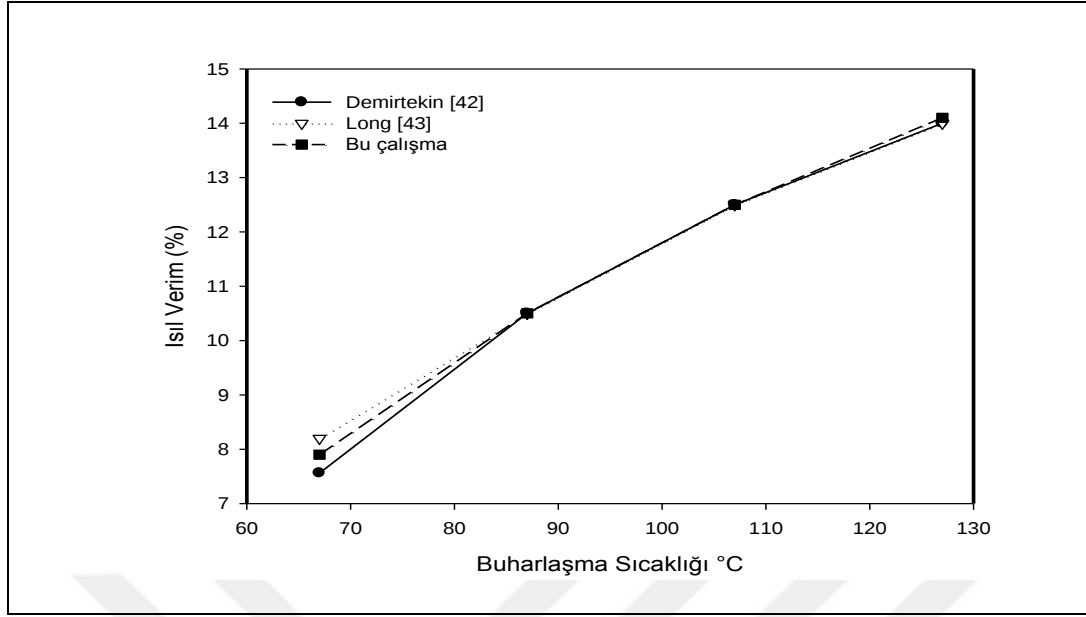
Şekil 7.18. R134a ORÇ çevrimi T-S diyagram

Ayrıca, türbin içindeki basıncın ne olduğunu, bu andaki verimliliğini ve 130 °C'nin R245fa için % 15.6 ve 143a için de % 9.8'inin, Carnot'a göre termal verimliliği 26.04 olacaktır, soğutucu için aldığımız da aynı kondisyon yüzünden göstereceğiz ve termodinamik için ikinci düşük R245fa için % 60 ve hesaplamaya göre % 37.8 Excel programı tarafından yapılmıştır.

Şekil 7.3'de buharlaşma sıcaklığı ve ısı verimin değişimi literatürle karşılaştırılarak uyum içinde olduğu görülmüştür. Böylece tezde yapılan modellemenin doğruluğu görüldükten sonra gerekli parametrik çalışma yapılmıştır. Şekil 7.19 da ORÇ için, buharlaşma sıcaklığı ile ısı verimin arttığı görülmektedir.



Şekil 7.19. R245fa ORÇ çevrimi T-S diyagram



Şekil 7.20. Organik Rankine çevrimi simülasyon sonuçlarının doğrulanması

Çizelge 7.5’de Basit Organik Rankine Çevrimi için Demirtekin [42]’nin çalışması ile karşılaştırma yapılmış ve genel olarak uyum içinde olduğu görülmüştür. Bu çalışmada türbin gücünün literatüre göre az da olsa artış olduğu 95.92 kW’tan 102.83 kW’a çıktığı görülmektedir. Ayrıca, pompa güç tüketimi de 13.05 kW’tan 12.992 kW’a düşmüştür.

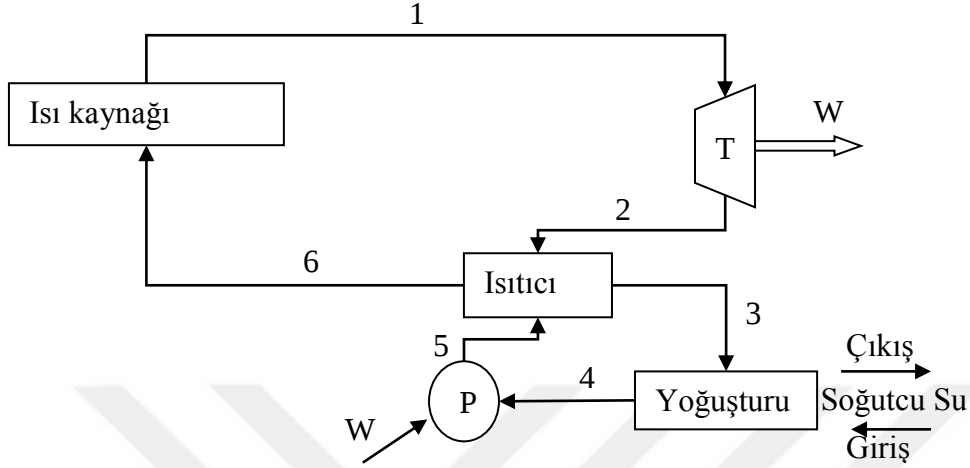
Çizelge 7.5. Basit Organik Rankine çevrimi karşılaştırılması

Parametreler	Demirtekin [42]	Bu çalışma
Tasarım Parametreleri		
ORÇ Akışkanı	R245fa	R245fa
ORÇ akışkanı debisi(kg/s)	2.541	2.541
Buharlaşma sıcaklığı (C°)	120	120
Yoğuşturucu sıcaklığı (C°)	25	25
Türbin izentropik verimi η_t	0.8	0.8
pompa izentropik verimi η_p	0.8	0.8
Simülasyon Sonuçları		
Türbin gücü (kW)	95.92	102.83
Q_{in} (kW)	635.7	656.84
Basınç oranı	13.05	12.992
Q_{out} (kW)	544	558.3

7.1.2. Rejenerasyonlu organik rankine çevrimi

Şekil 7.21. Rejenerasyonlu organik Rankine çevriminin şematik gösterimi verilmiştir. Organik Rankine çevriminde türbinden çıkan akışkan yoğuşturucu sıcaklığından yüksektir.

Bir rejeneratör kullanarak bu ısı yoğuşturucudan çıkan akışkana aktarılabilir. Böylece, akışkanı kızgın buhar haline getirmek için gereken ısı azaltılarak verim artırılmış olur [41].



Şekil 7.21. Rejenerasyonlu organik Rankine çevriminin şematik gösterimi

Bu çalışmada tasarlanan rejenerasyonlu organik Rankine çevrimleri iki farklı iş akışkanı R134a ve R245fa için sırası ile Çizelge 7.6 ve 7.7’te verilmiştir.

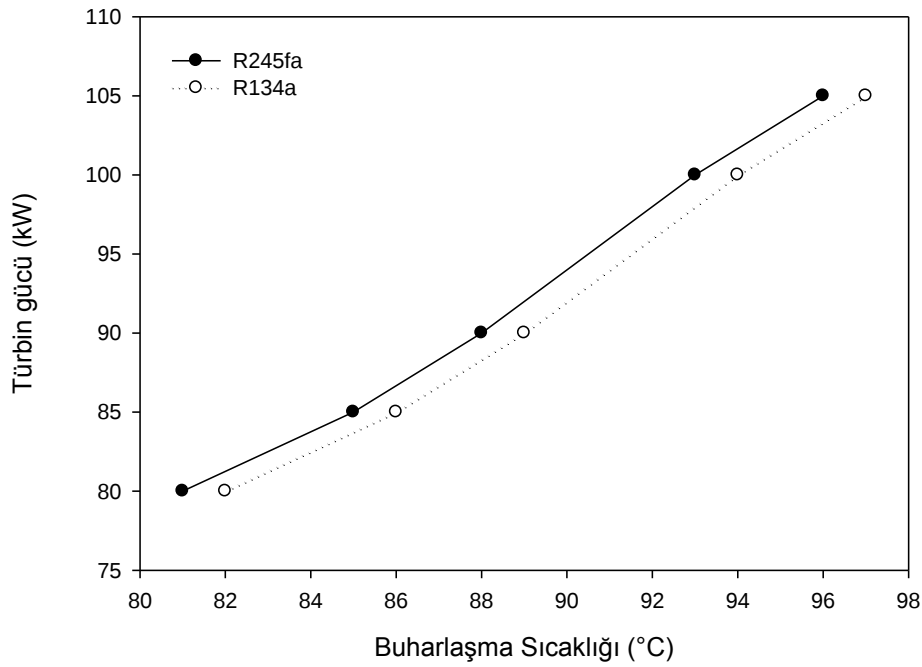
Çizelge 7.6. R134a kullanan organik Rankine çevrimi

Nokta	Hal	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg.K)	Ekserji (kJ/kg)
1.	Türbin Girişi	130	2200	503.2	1.894	38.48
2.	Türbin Çıkışı	90	655	477.0	1.912	6.80
3.	Rejeneratör Çıkışı	32	655	419.6	1.740	0.72
4.	Pompa Girişi	25	655	234.5	1.120	0.64
5.	Pompa Çıkışı	27	2200	236.7	1.123	1.90
6.	Rejeneratör Çıkışı	64	2200	293.2	1.303	4.88
Q_{in}	210.01	W	26.24	η_I	12.4	
Q_{out}	183.76	η_{II}	47.97	$\eta_{th(Carnot)}$	26.04	

Çizelge 7.7. R245fa kullanan organik Rankine çevrimi

Nokta	Hal	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg.K)	Ekserji (kJ/kg)
1.	Türbin Girişi	130	2200	493.4	1.817	51.59
2.	Türbin Çıkışı	56	149	452.9	1.848	1.80
3.	Rejeneratör Çıkışı	29	149	427.6	1.768	0.41
4.	Pompa Girişi	25	149	233.0	1.116	0.39
5.	Pompa Çıkışı	27	2200	234.9	1.119	1.92
6.	Rejeneratör Çıkışı	45	2200	259.8	1.201	1.75
Q_{in}	233.60	W	40.47	η_I	17.32	
Q_{out}	193.13	η_{II}	66.52	$\eta_{th(Carnot)}$	26.04	

Şekil 7.22’te R245fa ve R134a iş akışkanları için buharlaşma sıcaklığı ile türbin gücünün değişimi verilmektedir. Burada, az da olsa R245fa iş akışkanı için elde edilen güç değerinin daha büyük olduğu görülmektedir. R134a ve R245fa iş akışkanları için bu çalışmada elde edilen çözümlerin literatürle (Demirtekin [42]) karşılaştırılması Çizelge 7.6’da yapılmış ve uyum içinde olduğu görülmüştür. R245fa iş akışkanı için Demirtekin [42] çalışmasında ısı verim %16, bu çalışmada %15,6 ve R134a iş akışkanı için sırası ile ısı verim Demirtekin [42] %17 ve bu çalışma %17,6 hesaplanmıştır.



Şekil 7.22. R245fa ve R134a akışkanları için buharlaşma sıcaklığı ile türbin gücünün değişimi

Çizelge 7.8. Rejenerasyonlu organik Rankine çevrimi karşılaştırılması

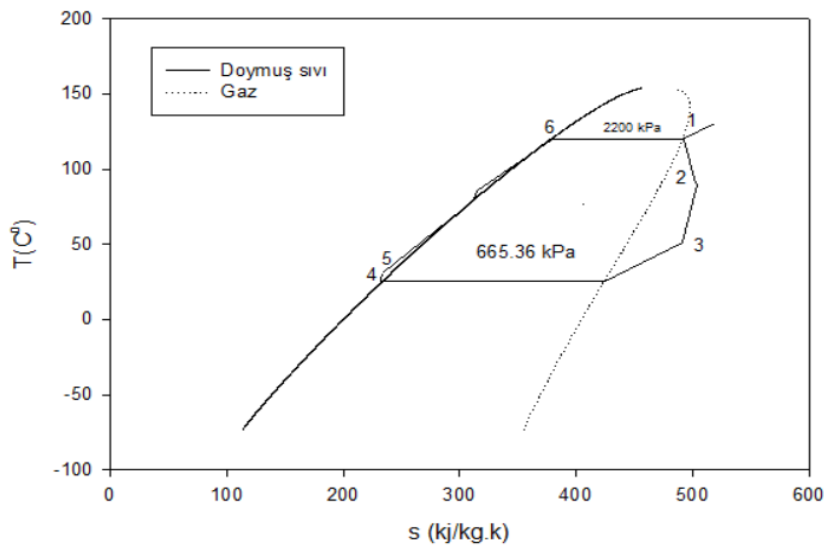
	Demirtekin [42]	Bu çalışma	Demirtekin [42]	Bu çalışma
Tasarım Parametreleri				
ORÇ Akışkanı	R245fa	R245fa	R134a	R134a
ORÇ akışkan debisi(kg/s)	3.656	3.656	3.656	3.656
Buharlaşma sıcaklığı (C°)	120	120	120	120
Yoğuşturucu sıcaklığı (C°)	25	25	25	25
Besleme suyu ısıtıcı çıkışı T ₃ (C°)	100	100	100	100
Turbin izentropik verimi η_t	0.8	0.8	0.8	0.8
Pompa izentropik verimi η_p	0.8	0.8	0.8	0.8
Turbin gücü (kW)	108.6	153.4	114.3	127
Simülasyon Sonuçları				
Pompa güç tüketimi	4.434	7.677	4.434	4.752
Q _{in} (kW)	635.7	648	635.7	354.6
Q _{out} (kW)	533	519	527.5	523.26
m (kg/s)	3.656	3.656	3.656	3.656
η_I	0.16	0.156	0.17	0.176

Çizelge 7.9’de R134a ve R245fa iş akışkanları için rejenerasyonlu ORÇ ile basit Organik Rankine Çevrimi karşılaştırılması görülmektedir. R245fa iş akışkanı için basit ORÇ ısı verimi %15.65’ten rejenerasyonlu ORÇ için %17.32’ye çıktığı görülmektedir. R134a iş akışkanı için ısı verim sırası ile basit ORÇ için %9.87’den rejenerasyonlu ORÇ’de %12.49’a yükselmiştir. Ayrıca, ikinci verim (η_{II}) incelendiğinde R245fa iş akışkanı için basit ORÇ %60.09 iken rejenerasyonlu ORÇ %66.52 değeri elde edilmiştir. R134a için basit ORÇ için %37.91’den %47.97’ye artmıştır. Rejenerasyonun birinci ve ikinci verime olumlu etkisi açık olarak görülmektedir.

Çizelge 7.9. R134a ve R245fa iş akışkanları için rejenerasyonlu ORÇ ile basit Organik Rankine çevrimi karşılaştırılması

	ORÇ	Rejenerasyonlu ORÇ	ORÇ	Rejenerasyonlu ORÇ
Tasarım Parametreleri				
ORÇ Akışkanı	R245fa	R245fa	R134a	R134a
ORÇ akışkan debisi (kg/s)	1	1	1	1
Buharlaşma sıcaklığı (C°)	130	130	130	130
Yoğusturucu sıcaklığı (C°)	25	25	25	25
Türbin izentropik verimi η_t	0.8	0.8	0.8	0.8
Pompa izentropik verimi η_p	0.85	0.85	0.85	0.85
Türbin gücü (kW)	40.47	40.48	26.24	26.24
Simülasyon Sonuçları				
Pompa güç tüketimi(kW)	1.8	1.53	2.91	1.26
$Q_{in}(kW)$	258.58	233.60	265.77	210.01
$Q_{out}(kW)$	218.11	193.13	239.53	183.776
η_I	15.65	17.32	9.87	12.49
η_{II}	60.09	66.52	37.91	47.97

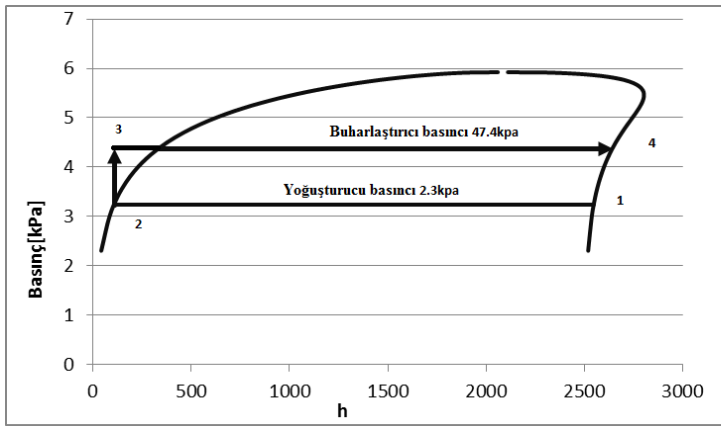
Şekil 7.23’de Rejenerasyonlu organik Rankine çevrimi T-s diyagramı verilmiştir. Şekil 7.23’de gösterilen rejeneratif ORÇ, türbin çıkışı ve kondenser girişi arasında ısı eşanjörünü yerleştirdiğimiz farklı devri göstermektedir, bu da kondenserde onu kaybetmeden türbin dışına çıkan ısıyı kazanmaktadır.



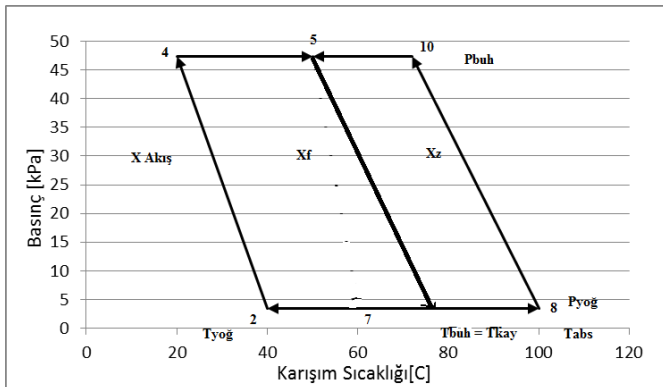
Şekil 7.23. Rejenerasyonlu organik Rankine çevrimi T-s diyagramı

7.1.3. Tek kademeli kombine sistem sonuçları

Şekil 7.24’de tek kademeli sistemde basınç-entalpi değişimi Şekil 7.25’de ise basınç-karışım sıcaklığı değişimi verilmektedir. Şekil 7.24’de soğurucuda en yüksek sıcaklığın olduğu görülmektedir. Aynı şekilde her bir ısı değiştirgecindeki ısı transferinin yönü de görülmektedir. Isı değiştirgeçlerinde ve borularda oluşan basınç kayıpları yok sayıldığında tüm çevrimde iki adet pompa ve kısılma vanasından kaynaklanan iki basınç bölgesi oluşmaktadır. Buharlaştırıcı ve soğurucu yüksek basınç bölgesinde, kaynatıcı ve yoğusturucu ise düşük basınç bölgesinde yer almaktadır.



Şekil 7.24. Basınç entalpi değişimi (lnp-h)



Şekil 7.25. Basınç karışım sıcaklığı değişimi

Yapılan çalışmada tek kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi sonuçları Çizelge 7.24’de ve Çizelge 7.25’de verilmiştir. Ayrıca, bu çalışmada elde edilen çözümlerin karşılaştırılması Çizelge 7.10’da verilmiştir.

Çizelge 7.10. Tüm kombine tek kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi noktalarındaki değerler

Durum	P (kPa)	T (°C)	H (kJ/kg)	S (kg/m ³)	F (%)	Ekserji (kJ/kg)
1	2200	130	493.4	1.817		51.59
2	149	56	452.9	1.848		1.85
3	149	25	233.0	1.116		0.39
4	2200	27	234,9	1,119		1.05
9	2.339318	25	104.82	8.698	0	91.08
11 $h_{10}=h_{11}$	47.414	25	104.829	8.698		91.13
12	47.414	80	2643.016	7.611	1	378.61
5	47.414	130	289.1		0.59	
7 $h_7=h_8$	47.414		289.1		0.59	
6	2.339318		289.1		0.59	
14 $h_{14}=h_{15}$	2.339318	80	176.2		0.65	
15	47.414		176.2		0.65	
16	47.414	120	176.2		0.65	

Çizelge 7.11. Tek kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi sonuçları

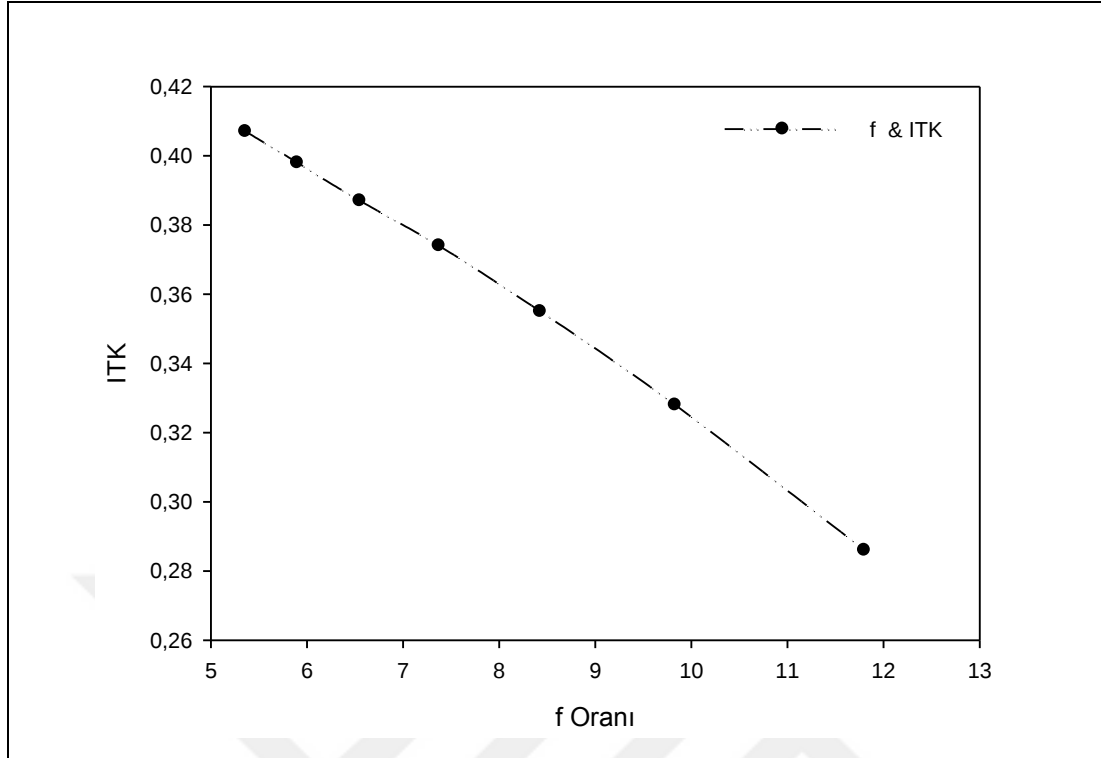
Tasarım Parametreleri	
Buharlaştırıcı sıcaklığı (C°)	80
Kaynatıcı sıcaklığı (C°)	80
Yoğuşturucu sıcaklığı (C°)	25
Soğurucu sıcaklığı (C°)	130
Simülasyon Sonuçları	
Dolaşım oranı (f)	9.833
Yoğuşturucu ısı transferi (kW)	2046.8
Kaynatıcı ısı transferi (kW)	1006.08
Buharlaştırıcı ısı transferi (kW)	2040.78
Soğurucu ısı transferi (kW)	1000
ITK	%32.8
ITKI	%59.8

Çizelge 7.9’da tek kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi sisteminin literatürle [42] karşılaştırılmış ve genel bir uyum olduğu görülmüştür. Tek kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükseltici sistemi için ITK değerleri dikkate alındığında [42]’in yaptığı çalışmada elde edilen değer 0.485 ve bu çalışmada elde edilen değer 0.689 olduğu görülmektedir. Tek kademeli absorber eşanjörlü sıcaklık yükselticisi kullanıldığında ise [42]’in yaptığı çalışmada elde edilen değer iki farklı sistem için 0.458 ve 0.538, bu çalışmada elde edilen değer ise 0.63 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 7.12. Tek kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi karşılaştırılması

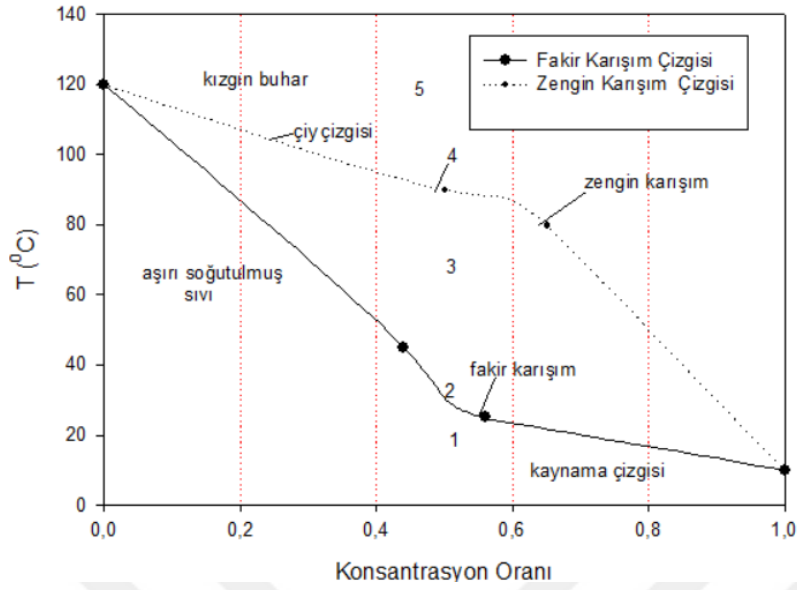
	Demirtek in ASY Sistem1* [42]	Bu çalışma	Demirtek'in ASY Sistem2* [42]	Demirtek'in ASY Sistem3** [42]	Bu çalışma
Tasarım Parametreleri					
Buharlaştırıcı sıcaklığı (C°)	80	80	80	80	80
Kaynatıcı sıcaklığı (C°)	80	80	73	73	80
Yoğusturucu sıcaklığı (C°)	25	26	25	25	26
Soğurucu sıcaklığı (C°)	130	130	130	130	130
Simülasyon Sonuçları					
Dolaşım oranı (f)	9.65	9.833	19	19	19
Yoğusturucu ısı transferi (kW)	1061	2046.8	1061	4656	1487.1
Kaynatıcı ısı transferi(kW)	1003	1006.05	957	5405	1044.24
Buharlaştırıcı ısı transferi (kW)	1058	2040.78	1184	4667	1482.7
Soğurucu ısı transferi (kW)	1000	1000	1000	1000	1000
ITK	0.485	0.689	0.458	0.538	0.63
*Tek kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi					
** Tek kademeli absorber eşanjörlü sıcaklık yükselticisi					

Şekil 7.26'da konsantrasyon oranının ITK ile değişimi verilmektedir. Konsantrasyon oranı ile ITK'nın ters orantılı bir şekilde değiştiği açıkça görülmektedir. Konsantrasyon oranı arttığında ITK değerinin azaldığı gözlenmektedir.



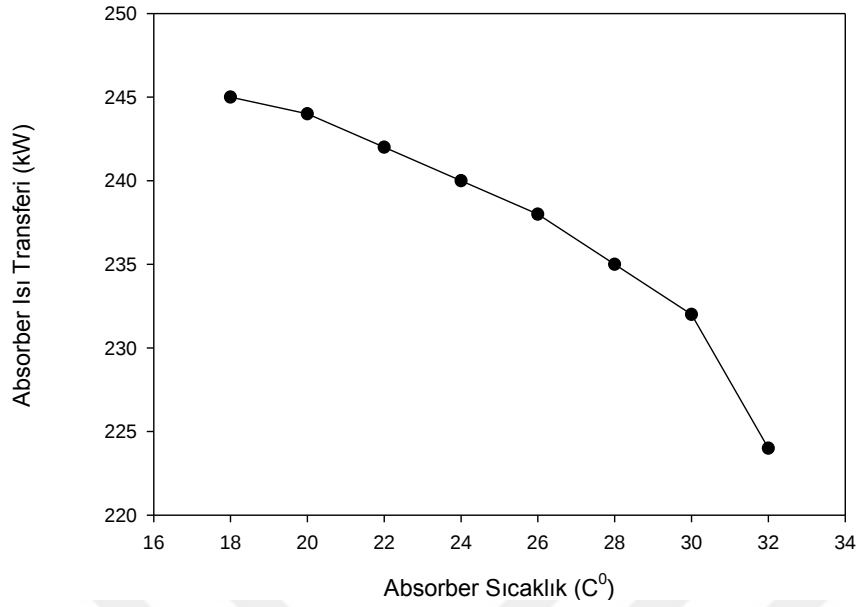
Şekil 7.26. ITK ve Konsantrasyon oranı değişimi

Şekil 7.26'da sıcaklık ile konsantrasyon oranı değişimi verilmektedir. İşlem 1 noktası aşırı soğutulmuş sıvı ile başlar, karışım ısıtılırken sıcaklık artar ve kaynama hattına ulaşılır. İkinci noktada buhar kabarcık oluşumları oluşur. Oluşan ilk buharın kütle fraksiyonu, ısı ile dengelenir. Sıvı madde 2 noktasında bulunur. Bu noktada kütle serbestliği, konsantrasyonun zengin olduğu üst nokta ile zayıf kompakt arasındadır. Isıtma işlemi devam ettiği için, buharlaşma işlemi, kütle fraksiyonunun 2'den yüksek olduğu 3 noktasına geçer. Buharlaşma işleminde Buhar fazları kaynar ve çiy noktası çizgilerini takip etmeye devam eder. 4 noktasına ulaşıldığında buharlaşma işlemi tamamlanır. Daha fazla ısıtma noktası olan 5'de süper ısıtılmış buhar üretir.

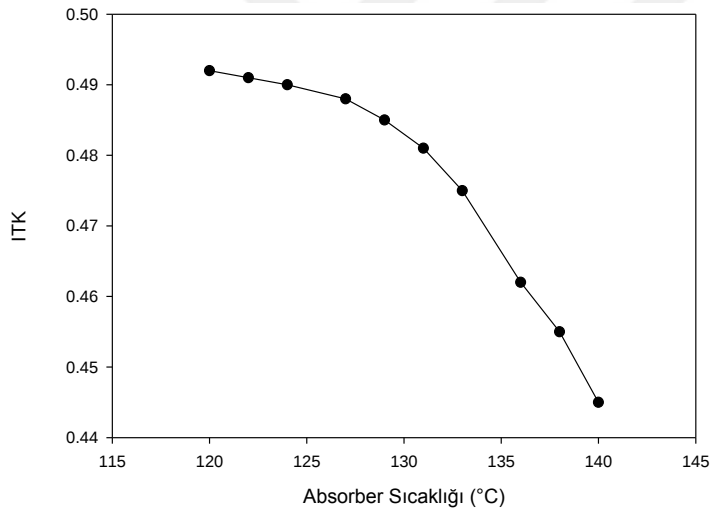


Şekil 7.27. Sıcaklık ile konsantrasyon oranı değişimi

Şekil 7.27 ve Şekil 7.28’de absorber sıcaklığının ısı transferine ve ITK’ya etkisinin değişimi verilmektedir. Absorber sıcaklığının artışı ile hem absorber ısı transferi hem de ITK değerinin düştüğü görülmektedir ki bu beklenen sonuçtur. Tasarım parametrelerinden absorber sıcaklığı diğer tasarım parametreleri sabit tutulduğunda absorber ısı transferine ve ITK değerine etkisi şekil de görülmektedir. Absorber sıcaklığı arttıkça absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisinin sayesinde yükseltilecek sıcaklık değeri artacaktır ancak Şekil 7.27 ve Şekil 7.28’ den görüldüğü üzere absorber ısı transferi ve ITK değeri absorber sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır.

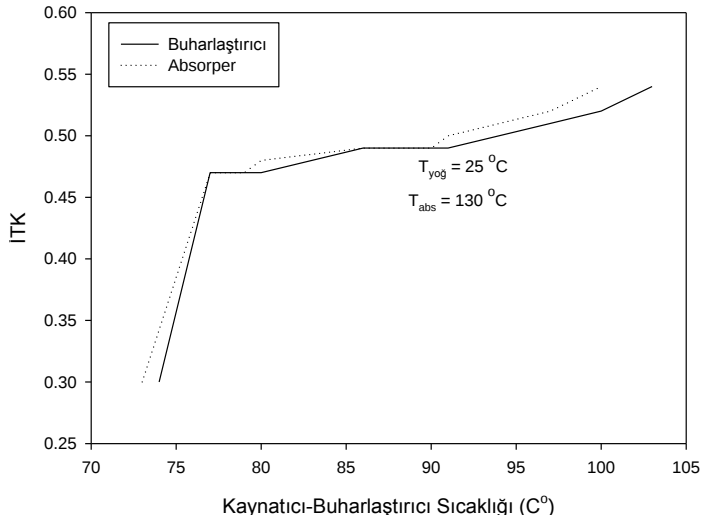


Şekil 7.28. Absorber sıcaklığının ısı transferine etkisi



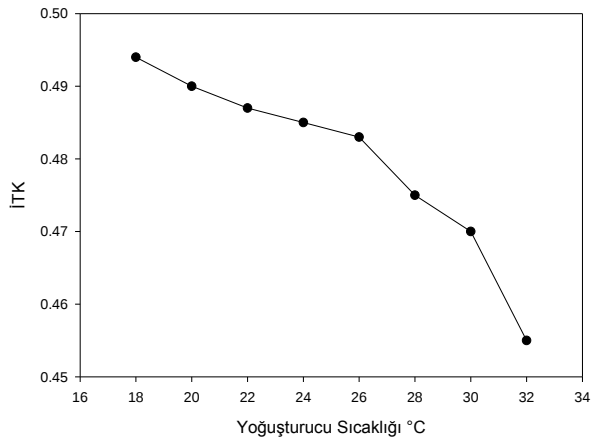
Şekil 7.29. Absorber sıcaklığının ısı transferine ve ITK

Şekil 7.29'da görüldüğü üzere kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça ilk başta hem ITK değeri hem de absorber ısı transferi hızlı bir şekilde artmakta daha sonra ise yaklaşık sabit olarak kalmaktadır.



Şekil 7.30. Kaynatıcı-buharlaştırıcı sıcaklığının İTK değerine etkisi

Şekil 7.30'da görüldüğü üzere yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça İTK azalmaktadır çünkü yoğuşturucu sıcaklığı arttığında yoğuşturucu ve kaynatıcı basıncı artacak ve kaynatıcıdan çıkan zengin eriyikteki LiBr konsantrasyonu azalacaktır. LiBr konsantrasyonunun azalması absorpsiyon reaksiyonunu azaltacağından absorber ısı transferi azalacak ve sonuç olarak İTK azalacaktır.



Şekil 7.31. Yoğuşturucu sıcaklığının İTK değerinin değişimi

Çizelge 7.10'da tek kademeli sistemde çevrime ait her noktadaki entalpi değerleri literatür [36] ile karşılaştırma yapılarak büyük oranda uyum içinde olduğu gözlenmiştir. Ayrıca, yapılan çalışmada iki farklı hesaplama yöntemi kullanılarak modelin doğruluğu gösterilmiştir. Burada hem Epsilon paket programı hem de Excel programı ile gerekli hesaplamalar yapılarak hata yapma ihtimali minimize edilmiştir. Hem literatür [36] hemde

iki yöntem ile yapılan hesaplar dikkatlice kontrol edildiğinde değerlerin birbirine çok yakın olduğu görülmekte ve bu çalışmada yapılan hesapların doğruluğunun kanıtı olarak görülebilir.

Çizelge 7.13. Tek kademeli Entalpi değerlerinin literatürle ile karşılaştırılması

No	Sıcaklık (°C)	Entalpi[36] (kJ/kg)	Entalpi* (kJ/kg)	(Bu çalışma)Entalpi (kJ/kg)
1	80	2648	2650	2651
2	25	105	105	104.8
3	25	105	105	104.8
4	80	2596	2643	2643
5	130	275	295	289.1
5		216	230	231.5
6		216	230	231.5
7	80	214	223	217.2
8	80	214	223	217.2
8	120	279	295	289.5
*Epsilon paket programı ile elde edilen değerler				

Çizelge 7.11’de çevrime ait verilerin literatürle [36] ile karşılaştırılması verilmiştir. Değerler ayrıntılı bir şekilde incelendiğinde çalışmanın literatürle uyum içinde olduğu görülmektedir.

Çizelge 7.14. Tek kademeli sistemde çevrime ait verilerin literatürle ile karşılaştırılması

Parametre	Birim	Kurt, B. Horuz, İ. [36]	Epsilon paket programı	Bu çalışma
Tasarım Parametreleri				
T_{AB}	°C	130	130	130
$T_{YOĞ}$	°C	25	25	25
T_{KAY}	°C	80	80	80
T_{BUH}	°C	80	80	80
$T_{g'}$	°C	120	120	120
Simülasyon Sonuçları				
f		9.51	9.51	9.83
ITK_{ASY}		0.48	0.48	0.49
$\dot{m}_r$	kg/h	410	410	410
Q_{AB}	kW	268.75	268.17	268.17
Q_{BUH}	kW	283.46	289.34	289.91
$Q_{YOĞ}$	kW	289.39	290.19	289.04
Q_{KAY}	kW	274.68	268.98	259.47
Q_{EKO}	kW	70.31	77.94	71.06

Çizelge 7.12’de tek kademeli sıcaklık yükselticisi için entalpi değerleri Çizelge 7.13’de çevrim değerlerinin sonuçları verilmiştir. Epsilon paket programı ile yapılan çalışma ile karşılaştırılarak uyum içinde olduğu ve modelin doğruluğu kanıtlanmıştır. Çizelge 7.13’de tek kademeli sıcaklık yükselticisi için uygulama değerleri ve çevrimin hesaplama sonucunda elde edilen sonuçlar görülmektedir.

Çizelge 7.15. Tek kademeli sistemde sıcaklık yükselticisi için entalpi değerleri

No	Sıcaklık (°C)	Entalpi* (kJ/kg)	Bu çalışma Entalpi (kJ/kg)
1	80	2650.4	2650.6
2	25	104.9	104.8
3	25	104.9	104.8
4	80	2643	2643
5	130	294.9	289.1
5	100	229.8	231.5
6	69	229.8	231.5
7	80	223.4	217.2
8	80	223.4	217.2
8	120	295.3	289.5
*Epsilon paket programı			

Çizelge 7.16. Tek kademeli sistemde sıcaklık yükselticisi için uygulama değerleri

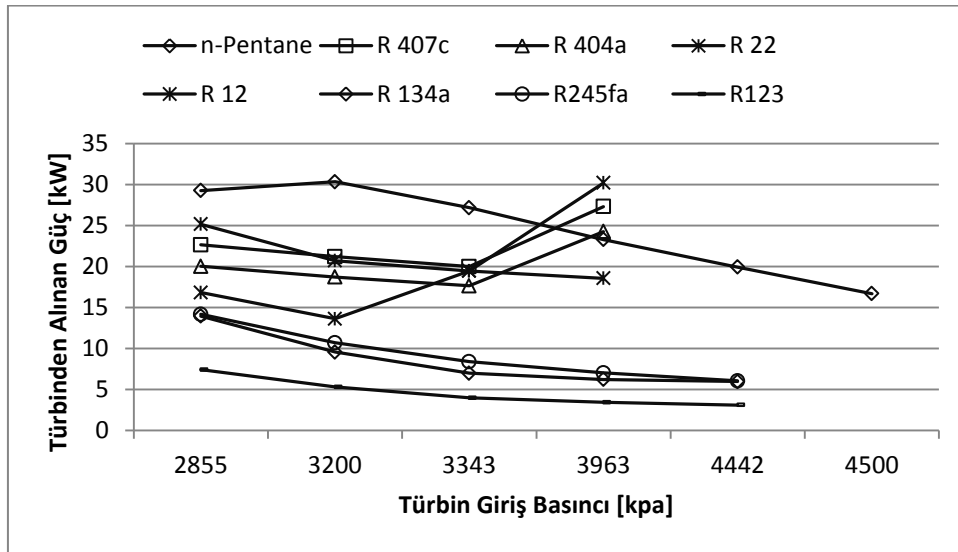
	Birim	Epsilon paket programı	Bu çalışma
Tasarım Parametreleri			
T_{AB}	°C	130	130
$T_{YOĞ}$	°C	25	25
T_{KAY}	°C	80	80
T_{BUH}	°C	80	80
$T_{8'}$	°C	120	120
Simülasyon Sonuçları			
f		9.51	9.83
ITK_{ASY}		0.48	0.49
$m_{soğ.akışkan}$	kg/h	410	410
Q_{AB}	kW	268.17	268.17
Q_{BUH}	kW	289.34	289
$Q_{YOĞ}$	kW	290.19	289.91
Q_{KAY}	kW	268.98	259.47
Q_{EKO}	kW	77.94	71.06

Çizelge 7.17.’de Tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarının yaptığı işi basınca karşılık olarak göstermektedir. En büyük güç R134a iş akışkanı kullanıldığında elde edildiği görülmektedir.

Çizelge 7.17. Tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarına ait basınca karşılık türbin güç değişimi ($T_{TGS}=130\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)

Türbin basıncı P_1 (kPa)	2855	3200	3343	3963	4442
Yoğuşturucu basıncı P_2 (kPa)	285	428	571	714	857
Türbinden alınan güç $\dot{W}_T$ (kW)					
R22	-	25.17	20.72	19.47	30.22
R123	7.42	5.31	3.98	3.42	3.09
R12	-	16.84	13.64	19.46	18.57
R404A	-	20.03	18.73	17.65	24.27
R407c	-	22.64	21.21	20	27.32
n-Pentane	13.96	9.56	6.97	622	5.97
R134a	29.28	30.35	27.20	23.30	19.94
R245fa	14.86	10.71	8.40	7.03	6.05

Şekil 7.32’de tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi görülmektedir. Türbin giriş basıncının artışı ile güç değişimi dikkatlice incelendiğinde bazı iş akışkanları basıncın artışı ile arttığı, bazılarının ise azaldığı görülmektedir. R22, R404a ve R407c iş akışkanları için belli bir basınç değerinden sonra basıncın artışı ile güç değerinin de arttığı gözlenmiştir. En fazla güç ise R134a iş akışkanı ile gerçekleştiği görülmektedir.



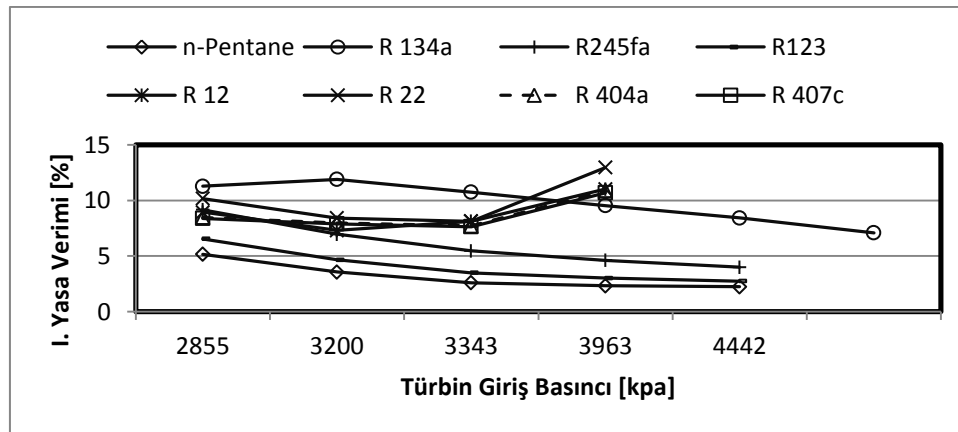
Şekil 7.32. Tek kademeli sistemde farklı akışkanlara ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi

Çizelge 7.18’de tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarına ait çevrimin I. yasa verimi verilmiştir. Sekiz farklı iş akışkanı ile yapılan hesaplamalar sonucunda en yüksek I. yasa veriminin R134a akışkanı ile elde edildiği bulunmuştur.

Çizelge 7.18. Tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarına ait çevrimin I. yasa verimi ($T_{TGS}=130\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)

Türbin basıncı P_1 (kPa)	2855	3200	3343	3963	4442
Yoğusturucu basıncı P_2 (kPa)	285	428	571	714	857
I. Yasa Verimi [%]					
R22	-	10.18	8.42	8.13	12.96
R123	6.54	4.66	3.50	3.02	2.74
R12	-	8.96	7.31	8.13	11.02
R404A	-	8.48	7.97	7.72	10.89
R407c	-	8.39	7.89	7.64	10.69
n-Pentane	5.17	3.56	2.60	2.33	2.25
R134a	11.29	11.90	10.74	9.54	8.43
R245fa	9.17	6.96	5.47	4.62	4

Şekil 7.33’de tek kademeli sistemde sekiz farklı iş akışkanlara ait türbin giriş basıncına karşılık I. yasa verim değişimi verilmektedir. R134a iş akışkanı ile en yüksek I. yasa verimi elde edildiği gözlenmiştir. Ayrıca, R22, R407c ve R404a iş akışkanları ile belirli bir basınçtan sonra I.yasa verimin arttığı görülmüştür.



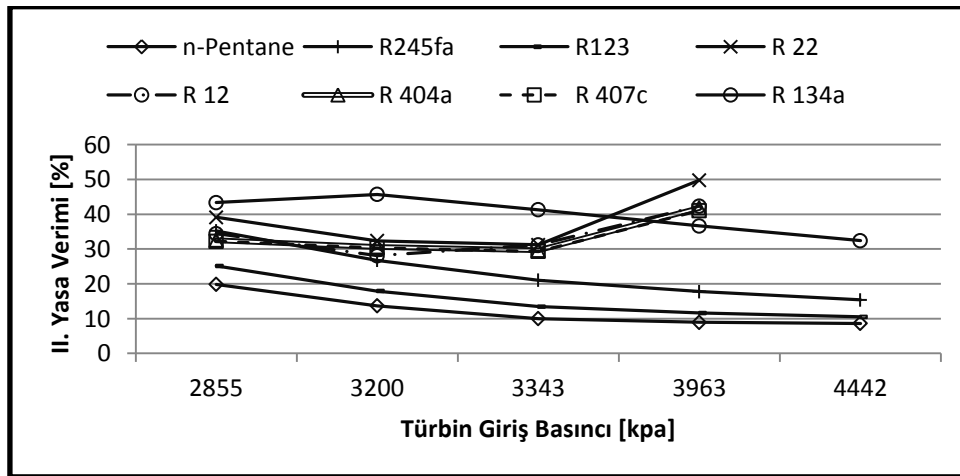
Şekil 7.33. Tek kademeli sistemde farklı akışkanlara ait türbin giriş basıncına karşılık I. yasa verim değişimi

Çizelge 7.19’da tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarına ait çevrimin II. yasa verimi verilmiştir. Sekiz farklı iş akışkanı ile yapılan hesaplamalar sonucunda en yüksek II. yasa veriminin R134a akışkanı ile elde edildiği bulunmuştur. Yüksek basınç değerinde R22 akışkanı için II.yasa verimi %49,78 değerine yükseldiği ve bu değerin en yüksek verim değeri olduğu görülmektedir. Şekil 7.34’de tek kademeli sistemde sekiz farklı iş akışkanı için elde edilen II.yasa verimleri görülmektedir. R134a iş akışkanı için elde edilen değerler genel olarak büyük olduğu ve yüksek basınç değerine ulaşıldığında R22 iş akışkanı için elde edilen değerin en yüksek değere ulaştığı görülmektedir.

Çizelge 7.19. Tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarına ait çevrimin II. yasa verimi ($T_{TGs}=130\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)

Türbin basıncı P_1 (kPa)	2855	3200	3343	3963	4442
Yoğusturucu basıncı P_2 (kPa)	285	428	571	714	857
	II. Yasa Verimi [%]				
R22	-	39.10	32.34	31.22	49.78
R123	25.13	17.91	13.44	11.60	10.51
R12	-	34.41	28.09	31.22	42.32
R404A	-	32.56	30.62	29.63	41.82
R407c	-	32.21	30.32	29.33	41
n-Pentane	19.85	13.68	10	8.94	8.62
R134a	43.35	45.72	41.26	36.64	32.39
R245fa	35.21	26.73	21	17.75	15.37

Şekil 7.34’deki grafik tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarının türbin giriş basıncına karşılık gelen II. yasa verimini göstermektedir.

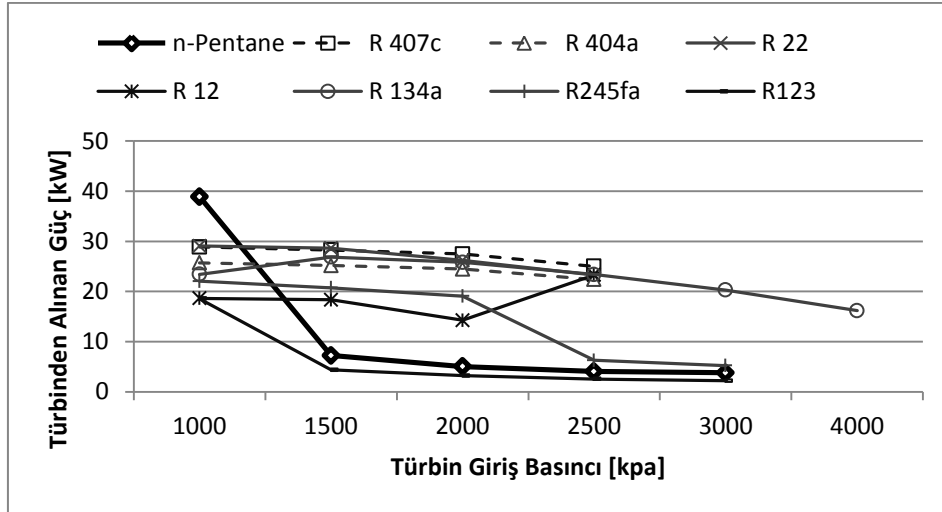


Şekil 7.34. Tek kademeli sistemde farklı akışkanlara ait türbin giriş basıncına karşılık II. yasa verim değişimi

Çizelge 7.20 ve Şekil 7.35 birlikte incelendiğinde, tek kademeli sistemde sekiz farklı iş akışkanına ait çevrimin güç değişimi ($T_{TGS}=130\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$) verilmektedir. R407c iş akışkanı ile yüksek türbin güç değerleri elde edildiği görülmekte fakat, yüksek basınç değerleri için çalışma şartlarının olmaması nedeniyle R134a iş akışkanı en uygun soğutucu akışkan olarak dikkati çekmektedir.

Çizelge 7.20. Tek kademeli sistemde sekiz farklı iş akışkanlarına ait çevrimin güç değişimi ($T_{TGS}=130\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)

	Soğutucu Akışkan							
	R245fa	R134a	R12	R22	R404a	R407c	n-Pentane	R123
Türbin Giriş Basıncı [kPa]	Türbinden Alınan Güç [kW]							
1000	22.060						38.90021	18.56686
1500	20.732						7.216695	4.373419
2000	19.087	23.423					5.045604	3.201349
2500	6.272	26.876					4.049003	2.537703
3000	5.213	25.807					3.782326	2.191799
4000		23.38111	18.64067	29.06014				
4700		20.28181	18.34829	28.63593	25.70105	28.87558		
4800		16.17783	14.24054	26.19182	25.16561	28.27717		
5000			23.27561	23.27561	24.4605	27.47949		
6000					22.39252	25.01294		

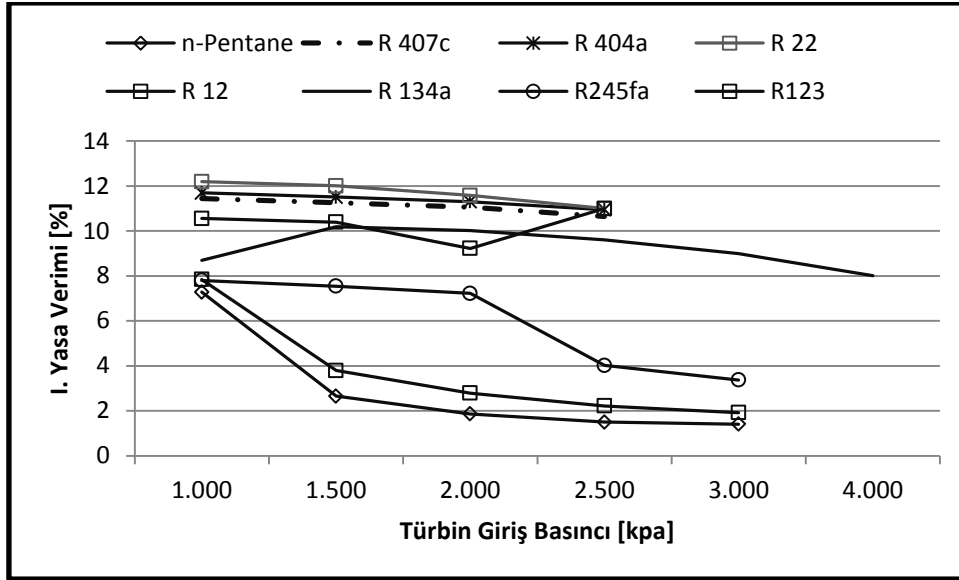


Şekil 7.35. Tek kademeli sistemde farklı akışkanlara ait türbin giriş basıncına karşılık güç değişimi

Çizelge 7.21 ve Şekil 7.36 birlikte incelendiğinde, tek kademeli sistemde sekiz farklı iş akışkanına ait çevrimin türbin giriş basıncına karşılık I. yasa verimi değişimi ($T_{TGS}=130\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$) verilmektedir. R22 iş akışkanı ile yüksek türbin güç değerleri elde edildiği görülmekte fakat, yüksek basınç değerleri için çalışma şartlarının olmaması nedeniyle, R134a iş akışkanı, geniş bir basınç aralığında I.yasa verimi açısından en uygun soğutucu akışkan olarak kabul edilebilir.

Çizelge 7.21. Tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarına ait çevrimin türbin giriş basıncı ile I. yasa verimi değişimi ($T_{TGS}=130\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1\text{ kg/s}$)

	Soğutucu Akışkan							
	R245fa	R134a	R12	R22	R404a	R407c	n-Pentane	R123
TürbinGirişBasıncı[kPa]	I. Yasa Verimi [%]							
1000	7.80						7.28	7.84
1500	7.55						2.65	3.79
2000	7.22	8.69					1.86	2.78
2500	4.02	10.19					1.49	2.21
3000	3.37	10.01					1.41	1.92
4000		9.59	10.56	12.19				
4700		8.98	10.39	12.01	11.69	11.44		
4800		8.02	9.23	11.57	11.51	11.508		
5000			11	11	11.30	11.05		
6000					10.94	10.64		

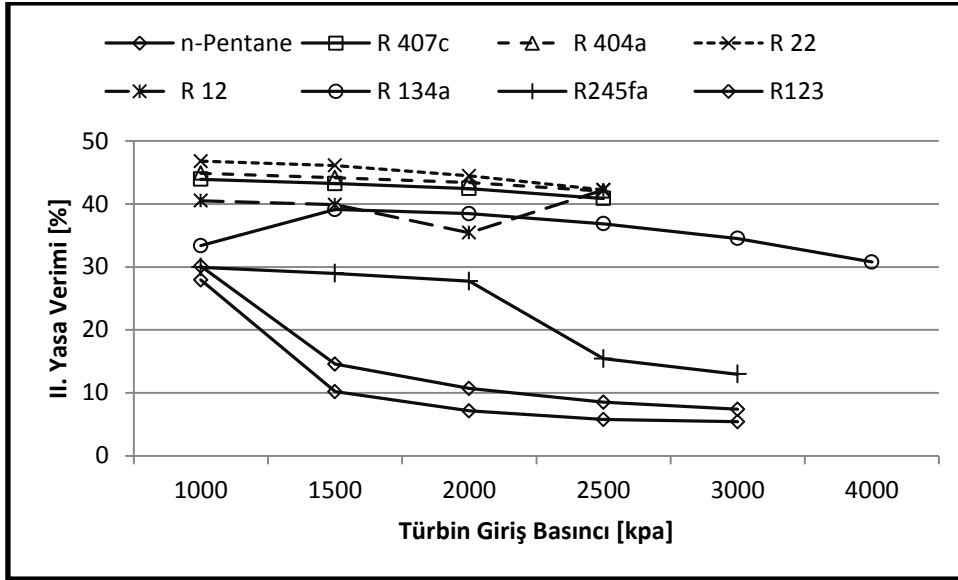


Şekil 7.36. Tek kademeli sistemde farklı akışkanlara ait türbin giriş basıncı ile I. yasa verim değişimi

Çizelge 7.22 ve Şekil 7.37’de birlikte incelendiğinde, tek kademeli sistemde sekiz farklı iş akışkanına ait çevrimin türbin giriş basıncına karşılık II. yasa verimi değişimi ($T_{TGS}=130$ °C ve $\dot{m} = 1$ kg/s) verilmektedir. R22, R404a ve R407c iş akışkanları ile yüksek türbin güç değerleri elde edildiği görülmekte fakat, yüksek basınç değerleri için çalışma şartlarının olmaması nedeniyle, R134a iş akışkanı, geniş bir basınç aralığında II.yasa verimi açısından en uygun soğutucu akışkan olarak kabul edilebilir.

Çizelge 7.22. Tek kademeli sistemde farklı iş akışkanlarına ait çevrimin türbin giriş basıncı ile II. yasa verimi değişimi ($T_{TGS}=130$ °C ve $\dot{m} = 1$ kg/s)

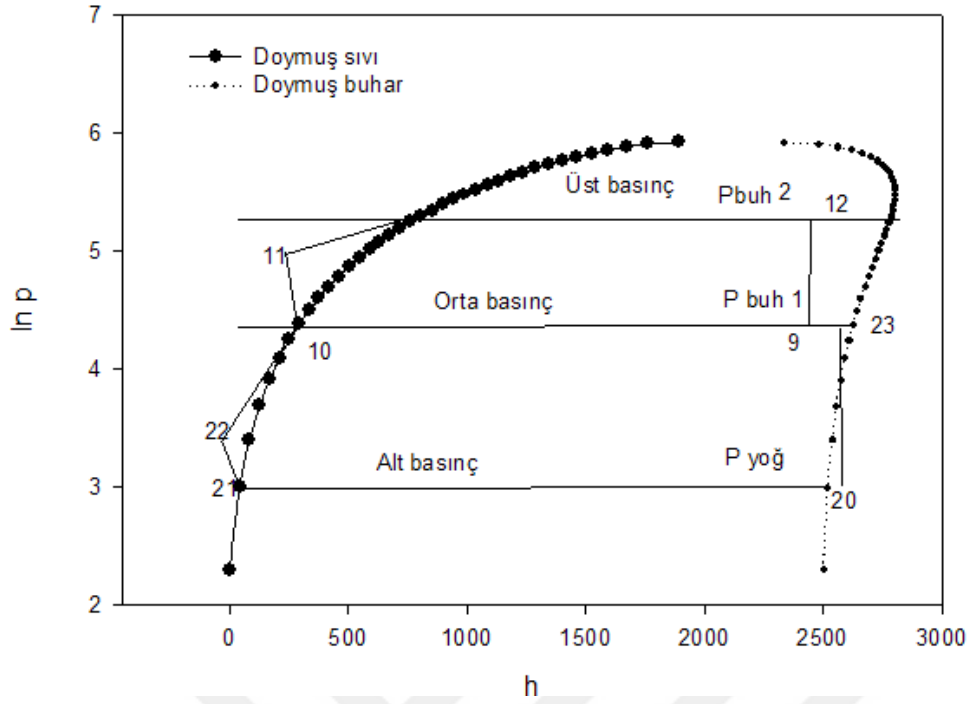
	R245fa	R134a	R12	R22	R404a	R407c	n-Pentane	R123
Türbin Giriş Basıncı [kPa]	II. Yasa Verimi [%]							
1000	29.95						27.94	30.11
1500	28.97						10.18	14.56
2000	27.72	33.37					7.14	10.69
2500	15.43	39.12					5.75	8.51
3000	12.94	38.46					5.39	7.38
4000		36.85	40.53	46.80				
4700		34.51	39.89	46.11	44.90	43.94		
4800		30.78	35.43	44.45	44.18	43.24		
5000			42.23	42.24	43.39	42.45		
6000					42.04	40.88		



Şekil 7.37. Tek kademeli sistemde farklı akışkanlara ait türbin giriş basıncı ile II. yasa verim değişimi

7.1.4. Çift kademeli kombine sistem sonuçları

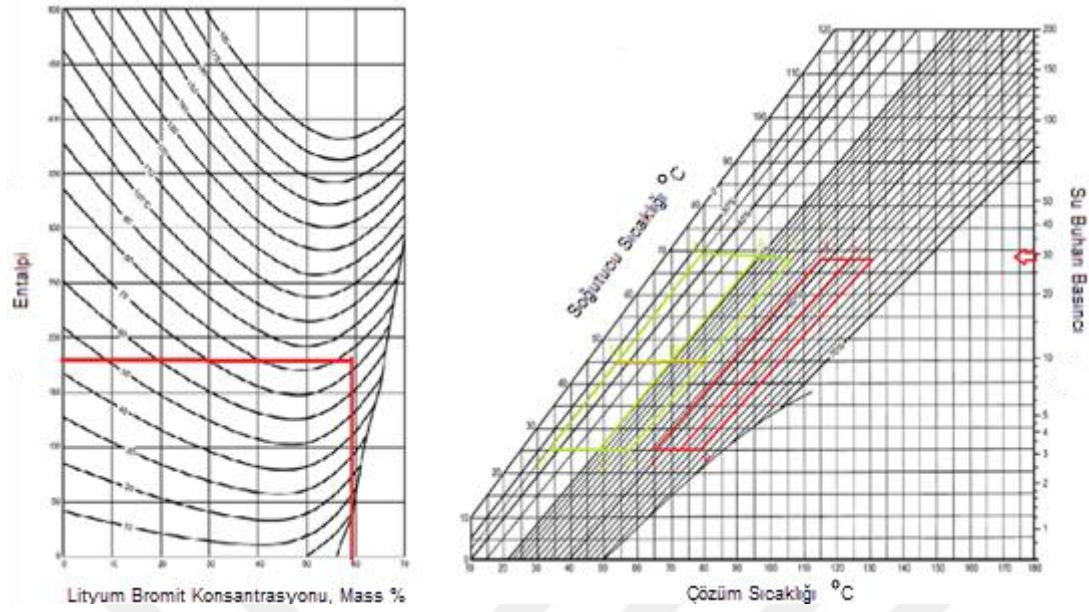
Şekil 7.38'de çift kademeli sistemde basınç entalpi ($\ln p-h$) diyagramı verilmiştir. Alt basınç, orta basınç, üst basınç, yoğuşıma basıncı ve buharlaşma basıncı değerleri görülmektedir. Çizelge 7.23'de çift kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi sisteminin farklı noktadaki özellikleri verilmiştir. Şekil 7.38'de, soldaki diyagramda konsantrasyon oranına karşılık olarak entalpi değeri bulunmaktadır. Konsantrasyon oranı 0,59 ve 82 C° sıcaklıkta entalpi 176 kJ/kg değerini göstermektedir. Sağ tarafta yeşil renkte çift kademeli sıcaklık yükseltici sistemi, kırmızı renkte tek kademeli olan su emme soğutma sistemi ve soğutucu soğutma sisteminin derecesini ve ayrıca her bir noktanın hava koşullarında zengin veya zayıf bir çözümünün izini gösterir.



Şekil 7.38. Çift kademeli sistemde basınç entalpi değişimi (lnp-h)

Çizelge 7.23. Çift kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi sistemlerinin farklı noktalardaki özellikleri

Durum	P	T	h	s	f
20	2.339318	80	2650.59	9.017186	Kızgın buhar
2. $h_{21}=h_{22}$	2.339318	25	104.82	8.698	0
23	47.4144	80	2643.016	7.611055	1
17	47.414	115	259	0.702	0.5
6. $h_{19}=h_{18}$	2.3393	85.84	188.29	0.523	0.5
7. $h_{25}=h_{24}$	47.41447	80	176.2	0.424	0.552
26	47.41447	90	197.1	0.622	0.552
12	143.3787	110	2691.01	7.129	0
13	143.3787	150	321.6	0.947	0.361
13. $h_7=h_8$	2.339318	142.32	467.38	0.593	0.361
15. $h_{15}=h_{14}$	47.41447	150	356.6	0.507	0.41
16	143.3787	102	231	0.769	0.41
9	2.339318	150	2783.57	9.360655	1
19. $h_{10}=h_{11}$	2.339318	80	335.01	9.017186	0



Şekil 7.39. Entalpi – Konsantrasyon değişimi ve Su buhar basıncı- soğutucu sıcaklığı- çözüm sıcaklığı diyagramı [5]

Çizelge 7.21’de çift kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi sistemlerinin karşılaştırılması [42] verilmiştir. [42]’in yapmış olduğu üç farklı çalışma ve bu tez kapsamında yapılan çalışma ile karşılaşma sonuçları verilmekte ve genel olarak uyum içinde olduğu görülmektedir.

Çizelge 7.24. Çift kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi sistemlerinin karşılaştırılması

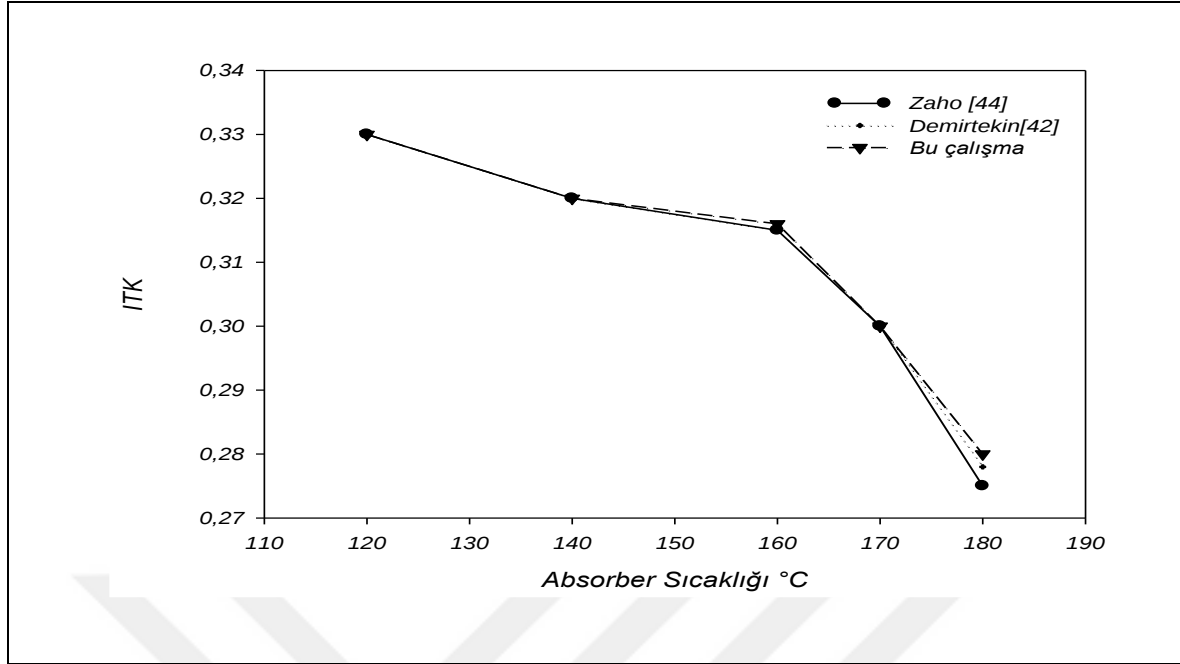
	Demirtekin ASY Sistem 4[42]	Demirtekin ASY Sistem 5[42]	Demirtekin ASY Sistem 6[42]	Bu çalışma
Tasarım Parametreleri				
Soğutucu sıcaklığı (C°)	160	160	160	160
Buharlaştırıcı sıcaklığı (C°)	80	80	80	80
Yoğuşurucu sıcaklığı (C°)	25	25	25	25
Kaynatici sıcaklığı (C°)	70	70	70	80
Simülasyon Sonuçları				
Soğutucu ısı transferi (kW)	1000	1000	1000	1000
Yoğuşurucu ısı transferi (kW)	2330	2848	2483	1806.6
Buharlaştırıcı ısı transferi (kW)	1154	1757	1247	1762.13
Kaynatici ısı transferi (kW)	2176	2742	3006	1664.9
Soğutucu/ Buharlaştırıcı	1209	1126	1271	1463.6
ITK	0.3	0.367	0.416	0.288

Çizelge 7.25 de rejenerasyonlu çift kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi sistemlerinin iki farklı iş akışkanı için R245fa ve R134a karşılaştırılması verilmektedir. Burada rejenerasyonlu çift kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükseltici sisteminde kullanılan iki iş akışkanının simülasyon sonuçları incelendiğinde, R245fa için türbin gücü 45.14 kW, R134a için 28.32 kW değerini almaktadır. R245fa ve R134a için sırasıyla I.yasa verimi %18.75 ve %13.22 hesaplanmıştır. II.yasa verimi ise %63.47 ve %44.75 bulunmuştur. Sonuçlar incelendiğinde R245fa iş akışkanının daha uygun olduğu açıkça görülmektedir. Hem I.yasa verimi hem II.yasa verimi hem de türbin gücünün daha büyük olduğu görülmektedir.

Çizelge 7.25. Rejenerasyonlu çift kademeli absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi sistemlerinin karşılaştırılması

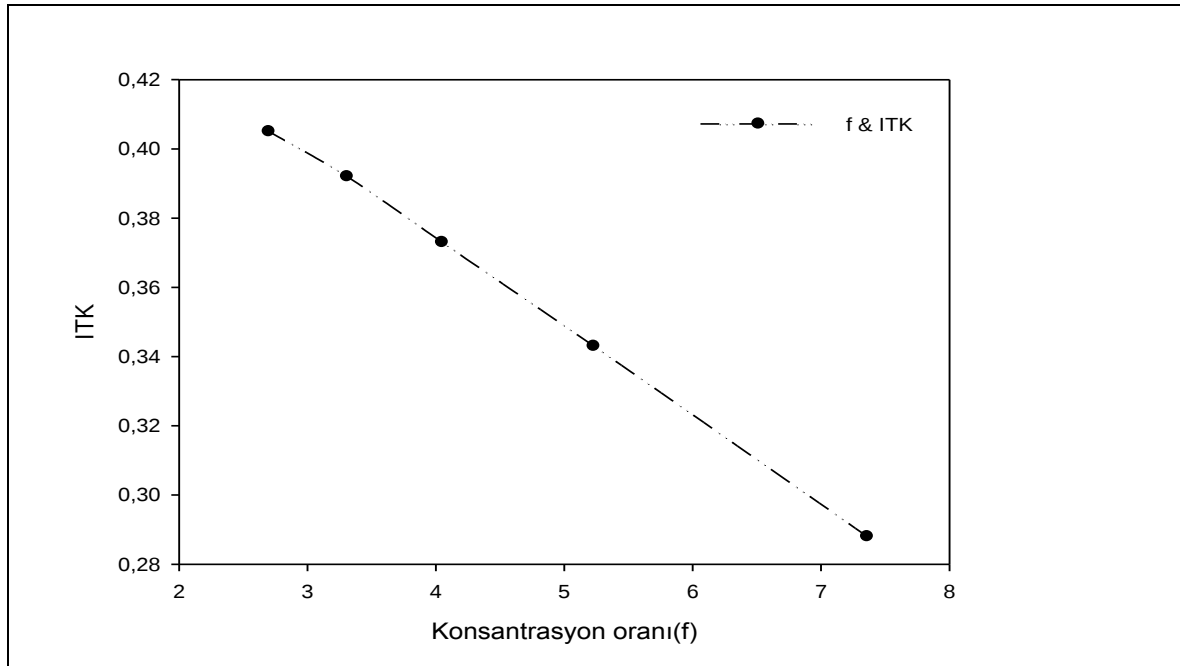
	Bu çalışma	Bu çalışma
Tasarım Parametreleri		
ORÇ Akışkanı	R245fa	R134a
Buharlaştırma sıcaklığı (C°)	150	150
Yoğuşurucu sıcaklığı (C°)	25	25
ORÇ akışkanı debisi (kg/s)	1	1
Türbin izentropik verimi	0.8	0.8
pompa izentropik verimi	0.85	0.85
Simülasyon Sonuçları		
Türbin gücü (kW)	45.14	28.32
T ₃ (C°)	31.5	34.24
Pompa güç tüketimi(kW)	1.53	1.26
Q _{in} (kW)	240.74	214.21
Q _{out} (kW)	195.60	185.88
η _I (%)	18.75	13.22
η _{II} (%)	63.47	44.75

Şekil 7.40'de çift kademeli sıcaklık yükselticisi sisteminde simülasyon sonuçlarının literatürle karşılaştırılması verilmiştir. Burada, iki farklı referans dikkate alınarak [44] ve [42] absorber sıcaklığı ile ITK değerinin değişimi karşılaştırılmış ve uyum içinde olduğu görülmüştür.



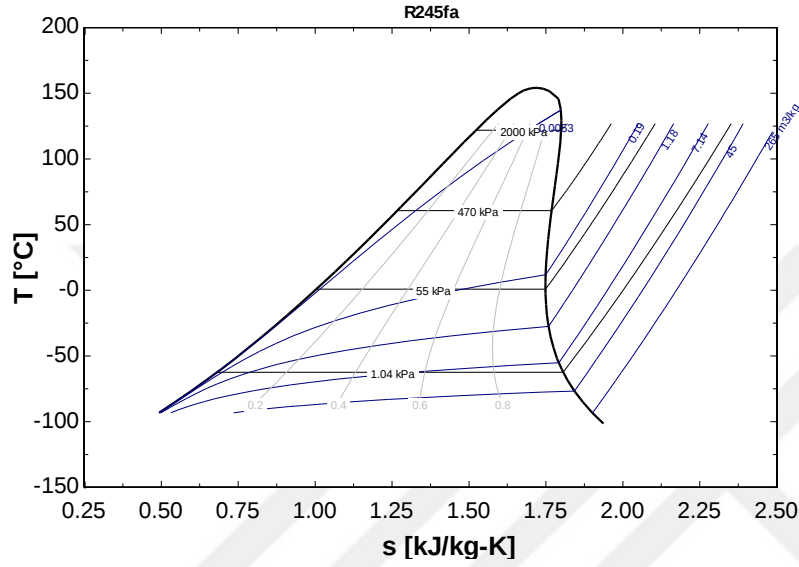
Şekil 7.40. Çift kademeli sıcaklık yükselticisi sisteminde simülasyon sonuçlarının literatürle karşılaştırılması

Şekil 7.41’de çift kademeli sıcaklık yükselticisi sisteminde konsantrasyon oranına karşılık ve ITK değişimi verilmektedir. Konsantrasyon oranının artışı ile ITK değerinin ters orantılı olarak azaldığı açık bir şekilde görülmektedir.



Şekil 7.41. Çift kademeli sistemde konsantrasyon oranına karşılık ve ITK değişimi

Şekil 7.42 ve Şekil 7.43’de çift kademeli sıcaklık yükseltici sisteminde sırasıyla R245fa ve R134a iş akışkanı için sıcaklık-entropi değişimi verilmektedir. Bu T-S diyagramı, 245fa soğutucu ve 134a iş akışkanı için basıncın tepe noktasını, en üst ve en düşük sıcaklığı, doymuş sıvı ve doymuş buhar bölgesini göstermektedir. Bu diyagram bize her sıvının ısıl kapasitesini gösteren tüm özellikleri gösterir.



Çizelge 7.26’da kombine çift kademeli sıcaklık yükseltici ORÇ’nin sistem özelliklerini vermektedir. Sistemdeki tüm noktalardaki basınç, sıcaklık, entalpi, entropi ve konsantrasyon oranının simülasyon sonucu elde edilen değerlerini çizelgede görmek mümkündür.

Çizelge 7.26. Kombine çift kademeli ORÇ’nin sistem özellikleri

Durum	P (kPa)	T (°C)	H (kJ/kg)	S (kg/m ³)	F (%)	Ekserji (kJ/kg)
1. Kızgın buhar	2200	150	526.039	1.894		52.49
2. Türbin Çıkışı	700	119.0114	508.2494	1.912		24.39
3. Doymuş sıvı	700	25	232.9826	1.120		0.49
4. Pompa Çıkışı	2200	25.9	234.78	1.123		0.64
20	2.339318	80	2650.59	9.017186	0	142.24
2. $h_{21}=h_{22}$	2.339318	25	104.82	8.698	0	91.08
23	47.4144	80	2643.016	7.611055	1	505.37
17	47.414	115	259	7.611	0.5	179.60
6. $h_{19}=h_{18}$	2.3393	85.84	188.29	0.523	0.5	
7. $h_{25}=h_{24}$	47.41447	80	176.2	0.424	0.552	
26	47.41447	90	197.1	0.622	0.552	
12	143.3787	110	2691.01	7.129	0	
13	143.3787	150	321.6	0.947	0.361	
13. $h_7=h_8$	2.339318	142.32	467.38	0.593	0.361	
15. $h_{15}=h_{14}$	47.41447	150	356.6	0.507	0.41	
16	143.3787	102	231	0.769	0.41	
9	2.339318	150	2783.57	9.017186	1	192.87
19. $h_{10}=h_{11}$	2.339318	80	335.01	8.790717	0	93.56

Çizelge 7.27’te çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait çevrimin güç değişimi ($\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$) görülmektedir. Farklı basınç değerleri ve üç farklı türbin giriş sıcaklığında güç değişimi incelenmiş ve türbin giriş sıcaklığı artışı ile türbin gücünün arttığı ayrıca, yüksek türbin basıncında da türbin gücün düştüğü hesaplanmıştır.

Çizelge 7.28’te çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait çevrimin I. yasa verimi ($\dot{m} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$) verilmiştir. Farklı basınç değerleri ve üç farklı türbin giriş sıcaklığında I. yasa verimi değişimi incelenmiş ve türbin giriş sıcaklığı artışı ile I. yasa verimi azaldığı ayrıca, yüksek türbin basıncında da I. yasa verimi azaldığı hesaplanmıştır.

Çizelge 7.29'te çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait çevrimin II. yasa verimi ($\dot{m} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$) verilmiştir. Farklı basınç değerleri ve üç farklı türbin giriş sıcaklığında II. yasa verimi değişimi incelenmiş ve türbin giriş sıcaklığı artışı ile II. yasa verimi azaldığı ayrıca, yüksek türbin basıncında da II. yasa verimi azaldığı hesaplanmıştır.

Çizelge 7.27. Çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait çevrimin güç değişimi ($\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$)

Türbin basıncı P_1 (kPa)	1000	1500	2000	2500	3000
Yoğusturucu basıncı P_2 (kPa)	285	428	571	714	857
T_1 (°C)	Türbinden alınan güç $\dot{W}_T$ (kW)				
150	23.6	22.53	21.32	19.87	17.92
160	24.34	23.37	22.30	21.07	19.59
166	24.78	23.86	22.86	21.74	20.43

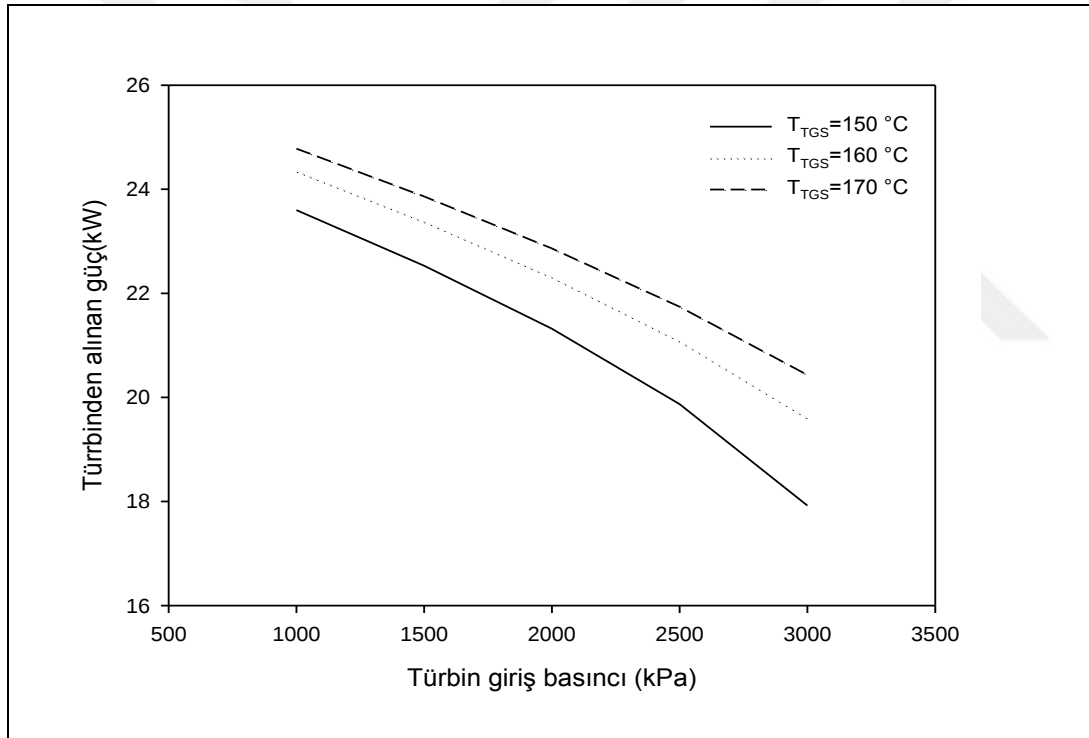
Çizelge 7.28. Çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait çevrimin I. yasa verimi η_I [%] ($\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$)

Türbin basıncı P_1 (kPa)	1000	1500	2000	2500	3000
Yoğusturucu basıncı P_2 (kPa)	285	428	571	714	857
T_1 (°C)	I. yasa verimi η_I [%]				
150	7.72	7.53	7.31	7.04	6.65
160	7.67	7.51	7.32	7.10	6.82
166	7.64	7.49	7.32	7.12	6.88

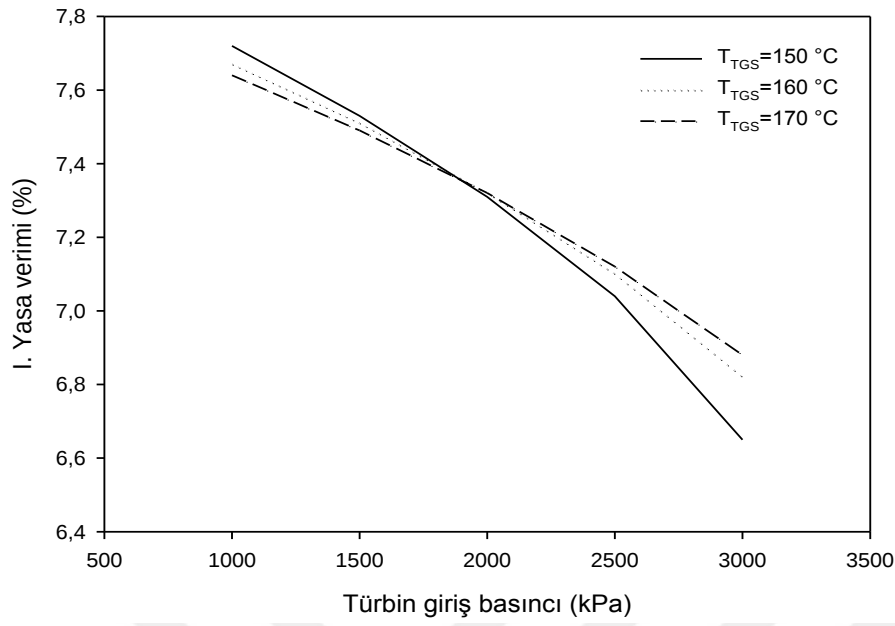
Çizelge 7.29. Çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait çevrimin II. yasa verimi η_{II} [%] ($\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$)

Türbin basıncı P_1 (kPa)	1000	1500	2000	2500	3000
Yoğusturucu basıncı P_2 (kPa)	285	428	571	714	857
T_1 (°C)	II. yasa verimi η_{II} [%]				
150	26.13	25.49	24.75	23.83	22.53
160	24.62	24.09	23.49	22.78	21.90
166	23.81	23.33	22.86	22.19	21.45

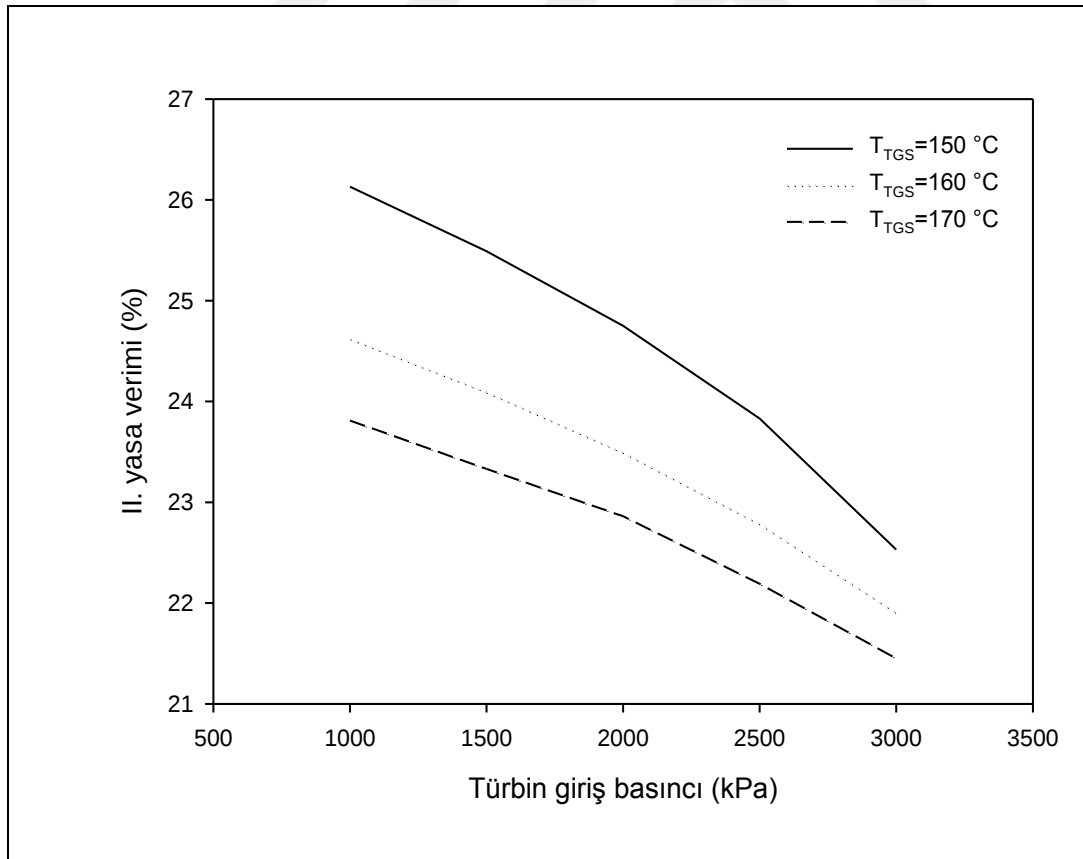
Şekil 7.44’de çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile üç farklı türbin giriş sıcaklığında güç değişimi verilmiştir. Türbin giriş basıncı ile alınan türbinden alınan gücün azaldığı ayrıca, türbin giriş sıcaklığının artışı ile gücün arttığı görülmektedir. Şekil 7.45’de çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait türbin giriş basıncı artışı ile üç farklı türbin sıcaklığında I. yasa veriminin değişimi verilmektedir. Türbin giriş basıncının artışı ile I.yasa verimin azaldığı elde edilmiştir. Şekil 7.46’da çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait türbin giriş basıncı artışı ile üç farklı türbin sıcaklığında II. yasa veriminin değişimi verilmektedir. Türbin giriş basıncının artışı ile II.yasa verimin azaldığı elde edilmiştir. Ayrıca, türbin giriş sıcaklığının artışı ile birlikte II.yasa veriminin azaldığı elde edilmiştir.



Şekil 7.44. Çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi



Şekil 7.45. Çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile I. yasa verim değişimi



Şekil 7.46. Çift kademeli ORÇ sisteminde R245fa iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile II. yasa verim değişimi

Çizelge 7.30’de çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait üç farklı türbin giriş sıcaklığı için türbinden alınan güç ($\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$) değişimi görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığının artışı ile türbin gücünün azaldığı ayrıca, türbin giriş basıncının artışı ile de gücün azaldığı hesaplanmıştır.

Çizelge 7.31’de çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait üç farklı türbin giriş sıcaklığı için I.yasa verimi ($\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$) değişimi görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığının artışı ile I.yasa veriminin azaldığı ayrıca, türbin giriş basıncının artışı ile de I.yasa verimi arttığı hesaplanmıştır.

Çizelge 7.32’de çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait üç farklı türbin giriş sıcaklığı için II.yasa verimi ($\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$) değişimi görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığının artışı ile II.yasa veriminin azaldığı ayrıca, türbin giriş basıncının artışı ile de II.yasa verimi arttığı hesaplanmıştır.

Çizelge 7.30. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait üç farklı türbin giriş sıcaklığı için türbinden alınan güç ($\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$)

Türbin basıncı P_1 (kPa)	2000	2500	3000	4000	5000	6000
Yoğusturucu basıncı P_2 (kPa)	700	714	857	1142	1428	1714
T_1 (°C)	Türbinden alınan güç $\dot{W}_T$ (kW)					
150	25.20	29.15	28.30	26.47	24.39	22.05
160	26.06	30.23	29.46	27.83	24.39	24.07
170	26.90	31.28	30.58	29.11	27.53	25.84

Çizelge 7.31. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait I. yasa verimi ($\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$)

Türbin basıncı P_1 (kPa)	2000	2500	3000	4000	5000	6000
Yoğusturucu basıncı P_2 (kPa)	700	714	857	1142	1428	1714
T_1 (°C)	I. yasa verimi η_I [%]					
150	8.62	10.13	10.01	9.74	9.39	8.97
160	8.57	10.09	9.99	9.76	9.39	9.16
170	8.52	10.05	9.95	9.76	9.54	9.28

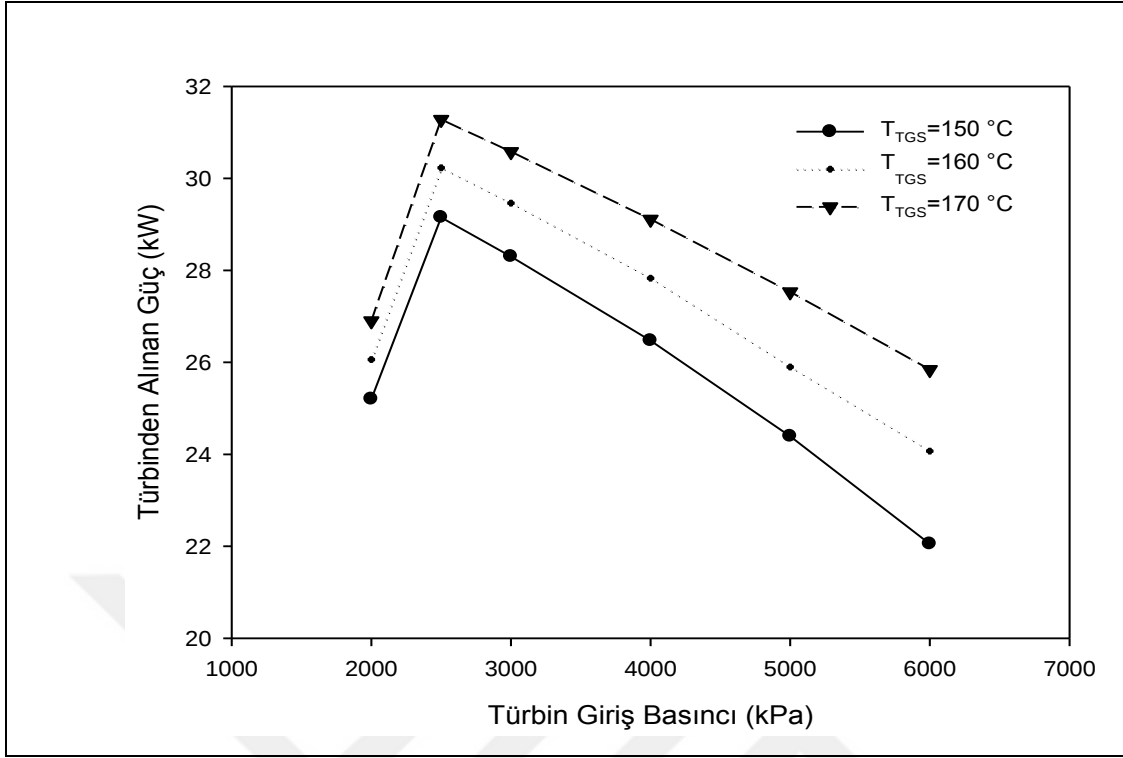
Çizelge 7.32. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait II. yasa verimi η_{II} [%] ($\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$)

Türbin basıncı P_1 (kPa)	2000	2500	3000	4000	5000	6000
Yoğuşturucu basıncı P_2 (kPa)	700	714	857	1142	1428	1714
T_1 (°C)	II. yasa verimi η_{II} [%]					
150	29.18	34.32	33.90	32.97	31.81	30.38
160	27.51	32.40	32.05	31.32	31.81	29.41
170	26.06	30.72	30.43	29.85	29.15	28.37

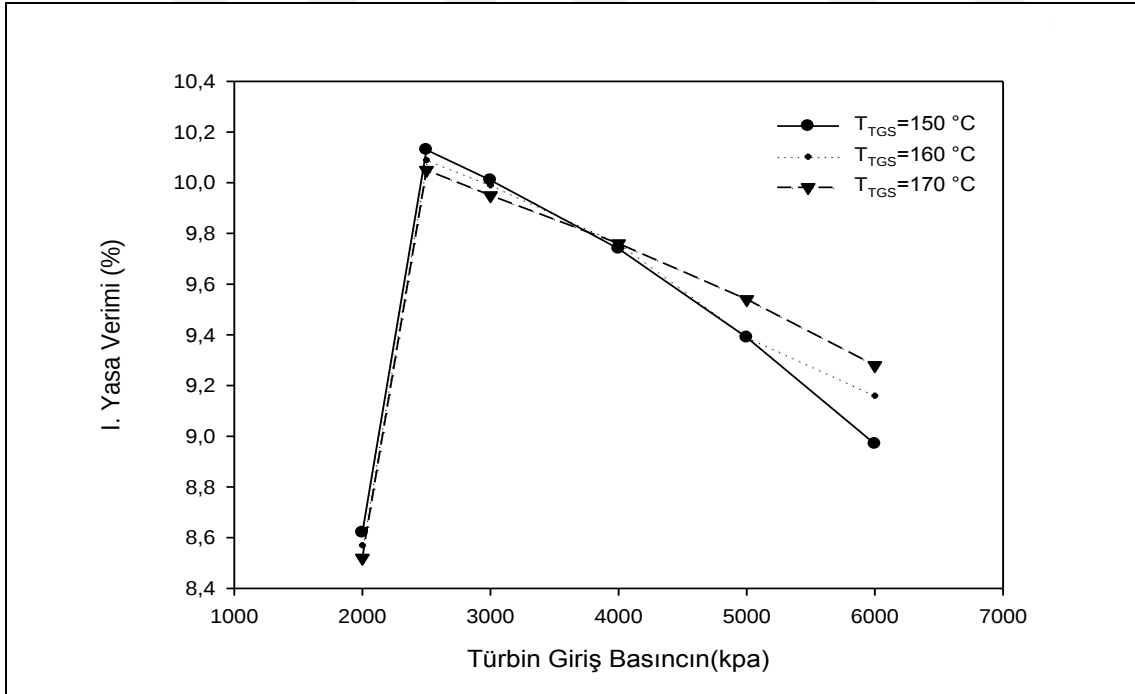
Şekil 7.47’de çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi verilmiştir. Türbin giriş basıncı 2500 kPa’a kadar türbin gücünün arttığı, daha sonra azaldığı, türbin giriş sıcaklığının artışı ile türbin gücünün azaldığı elde edildiği görülmüştür.

Şekil 7.48’de çift kademeli ORÇ sistemde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile I. yasa verim değişimi verilmektedir. Türbin giriş basıncı 2500 kPa’a kadar I. yasa veriminin arttığı, daha sonra azaldığı, türbin giriş sıcaklığının artışı ile I. yasa veriminin dikkate değer bir şekilde değişmediği görülmüştür.

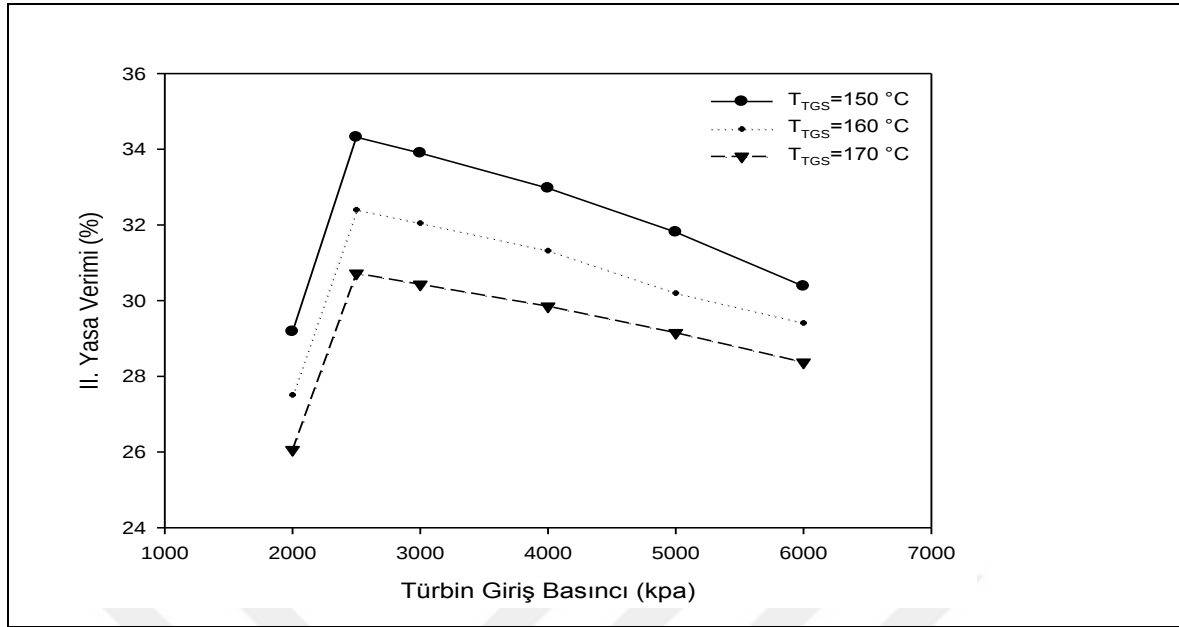
Şekil 7.49’de çift kademeli ORÇ sistemde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile II. yasa verim değişimi verilmektedir. Türbin giriş basıncı 2500 kPa’a kadar II. yasa veriminin arttığı, daha sonra azaldığı, türbin giriş sıcaklığının artışı ile II. yasa veriminin azaldığı görülmüştür.



Şekil 7.47. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi



Şekil 7.48. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile I. yasa verim değişimi



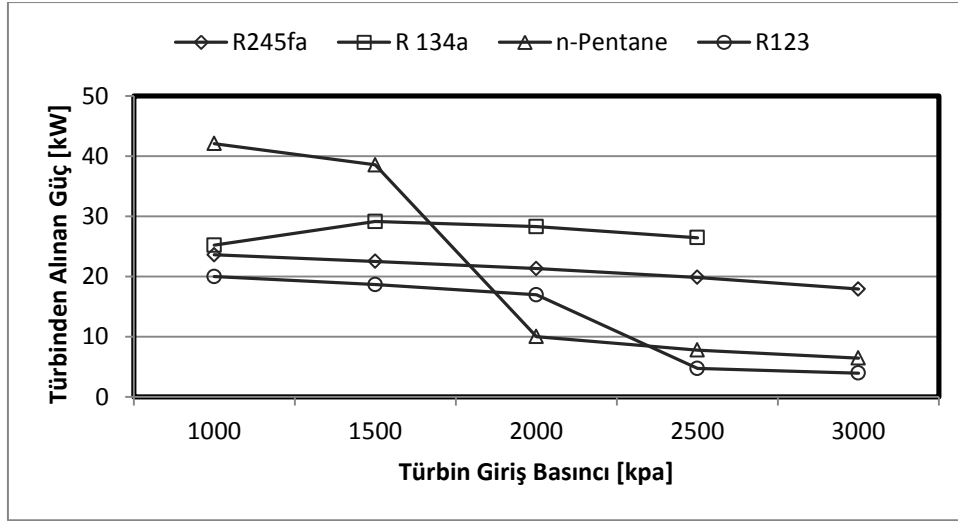
Şekil 7.49. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile II. yasa verim değişimi

Çizelge 7.33’da çift kademeli ORÇ sistemde 8 farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi ($T_{TGS}=150^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$) verilmiştir.

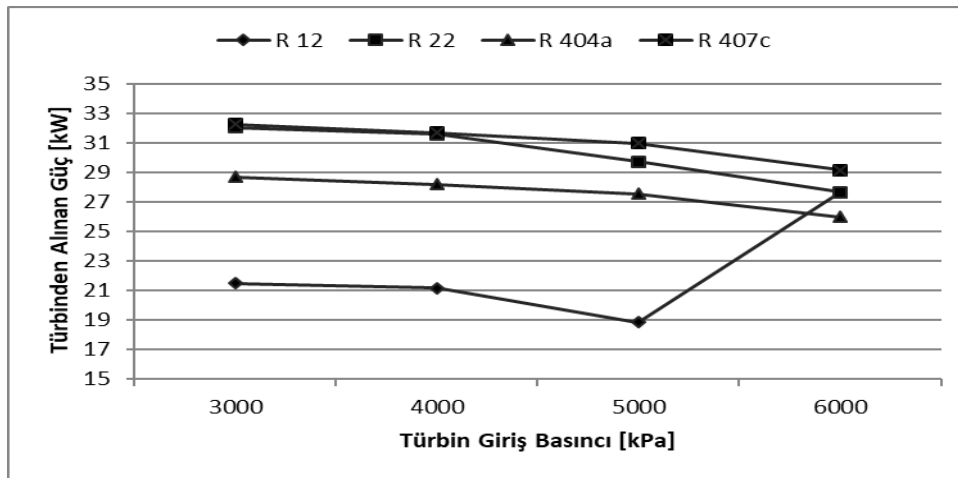
Çizelge 7.33. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi ($T_{TGS}=150^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$)

	Soğutucu Akışkan							
	R245fa	R 134a	R 12	R 22	R 404a	R 407c	n-Pentane	R123
Türbin Giriş Basıncı [kPa]	Türbinden Alınan Güç [kW]							
1000	23.60						42.11	19.99
1500	22.54						38.57	18.65
2000	21.33	25.21					10.04	16.97
2500	19.87	29.16					7.79	4.74
3000	17.92	28.30					6.46	3.96
4000		26.48	21.48	32.08	28.72	32.30		
4000			21.15	31.61	28.20	31.72		
5000			18.84	29.73	27.56	30.99		
6000			26.48	27.67	26.01	29.19		

Şekil 7.50’de çift kademeli ORÇ sisteminde 4 farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi verilmektedir. n-Pentane iş akışkanı ile 1500 kPa basınca kadar yüksek güç elde edilmekte fakat, daha büyük basınçlarda türbin gücünde düşüş olmaktadır. R134a iş akışkanı kullanıldığında 1000-3000 kPa aralığında en yüksek güç elde edilmekte olduğu grafikte görülmektedir. R134a akışkanına en yakın güç deperi R245fa akışkanı olarak tesbit edilmiştir. Şekil 7.51’de ise 3000-6000 kPa çalışma aralığındaki 4 farklı iş akışkanı için güç değişimi görülmektedir. Bu aralıkta R407c iş akışkanının en yüksek güç değerlerine çıktığını söyleyebiliriz. Bu basınç aralığında bu gruptaki iş akışkanları ile elde edilen güç değerlerinin daha büyük olduğu görülmektedir.



Şekil 7.50. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi



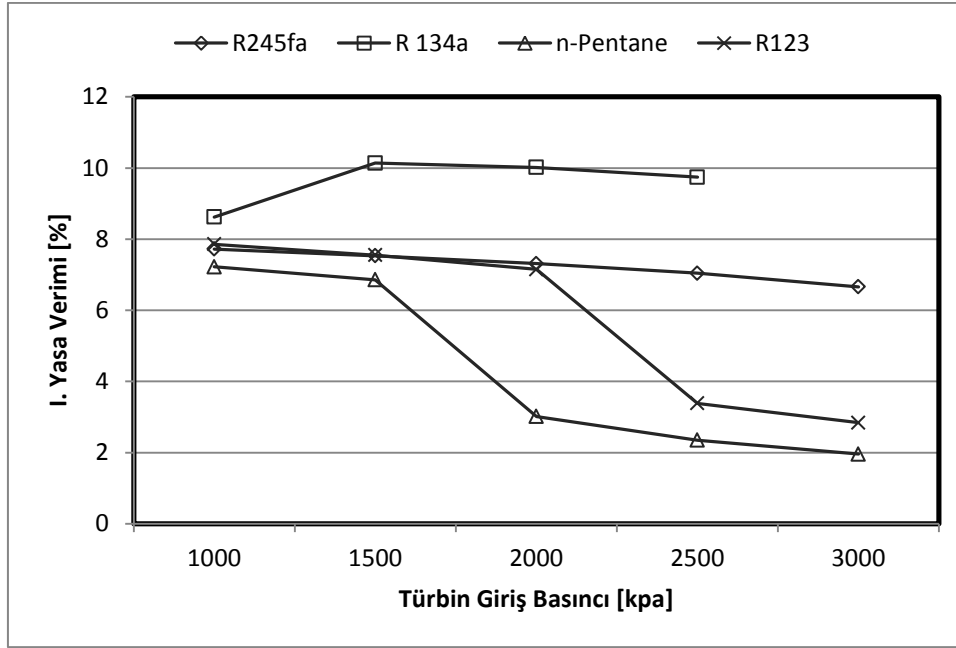
Şekil 7.51. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile güç grafiği

Çizelge 7.34’de çift kademeli ORÇ sisteminde 8 farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile I. Yasa veriminin değişimi ($T_{TGS}=150^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$) verilmektedir.

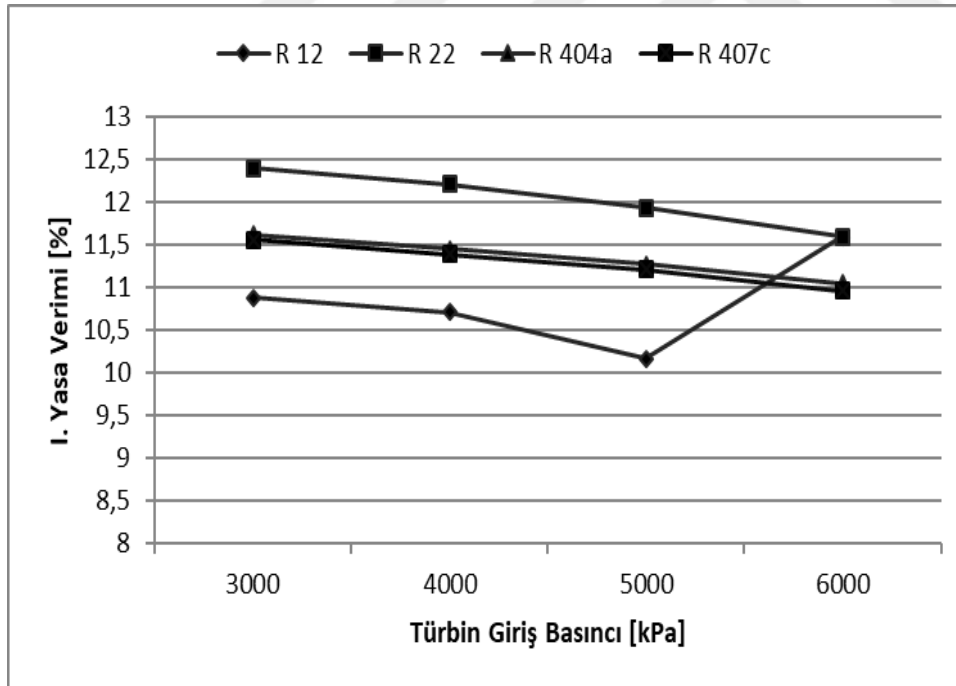
Çizelge 7.34. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile I. yasa verimi değişimi ($T_{TGS}=150^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$)

	Soğutucu Akışkan							
	R245fa	R 134a	R12	R22	R404a	R407c	n-Pentane	R123
Türbin Giriş Basıncı [kPa]	I. Yasa Verimi [%]							
1000	7.72						7.22	7.85
1500	7.53						6.85	7.55
2000	7.31	8.62					3.01	7.15
2500	7.04	10.14					2.35	3.38
3000	6.65	10.01					1.95	2.84
4000		9.74	10.87	12.39	11.62	11.56		
4000			10.71	12.21	11.45	11.39		
5000			10.17	11.93	11.27	11.21		
6000			11.59	11.59	11.05	10.96		

Şekil 7.52’te çift kademeli ORÇ sisteminde 4 farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile I. Yasa veriminin değişimi görülmektedir. R-134a iş akışkanı ile 1000-3000 kPa basınç aralığında en yüksek I.yasa verimi elde edilmekte olduğu görülüyor. R-134a iş akışkanı ile %10 civarında I.yasa verimi elde edilmektedir. Şekil 7.53’da ise 3000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığında 4 farklı iş akışkanı için I.yasa verimi değişimi verilmektedir. 3000-6000 kPa basınç aralığında elde edilen I.yasa verimlerinin daha yüksek olduğu ve R22 iş akışkanı ile %12’nin üzerine çıktığı görülmektedir. Çizelge 7.34’de çift kademeli ORÇ sisteminde 8 farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile II. Yasa veriminin değişimi ($T_{TGS}=150^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$) verilmiştir.



Şekil 7.52. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile I. Yasa verim değişimi

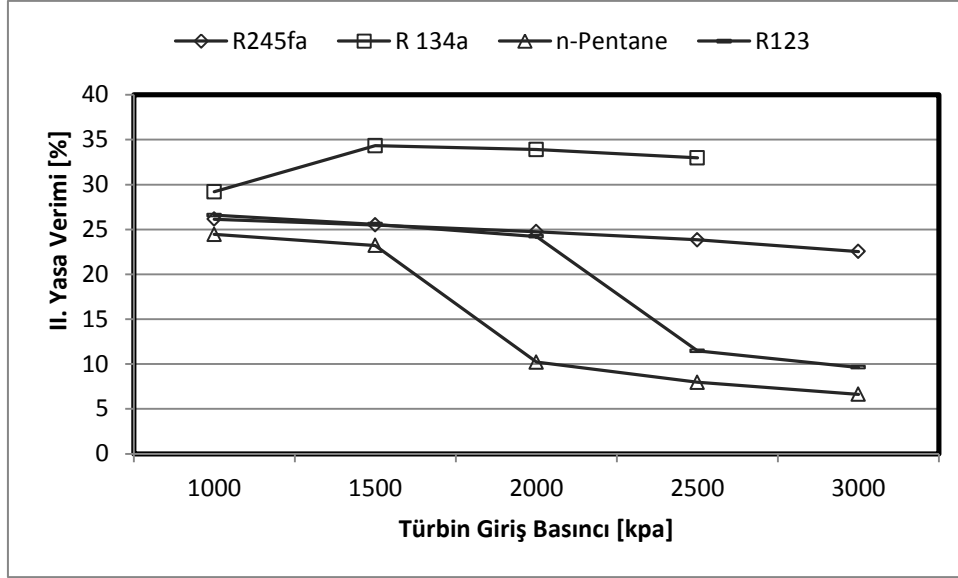


Şekil 7.53. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile I. Yasa verim değişimi

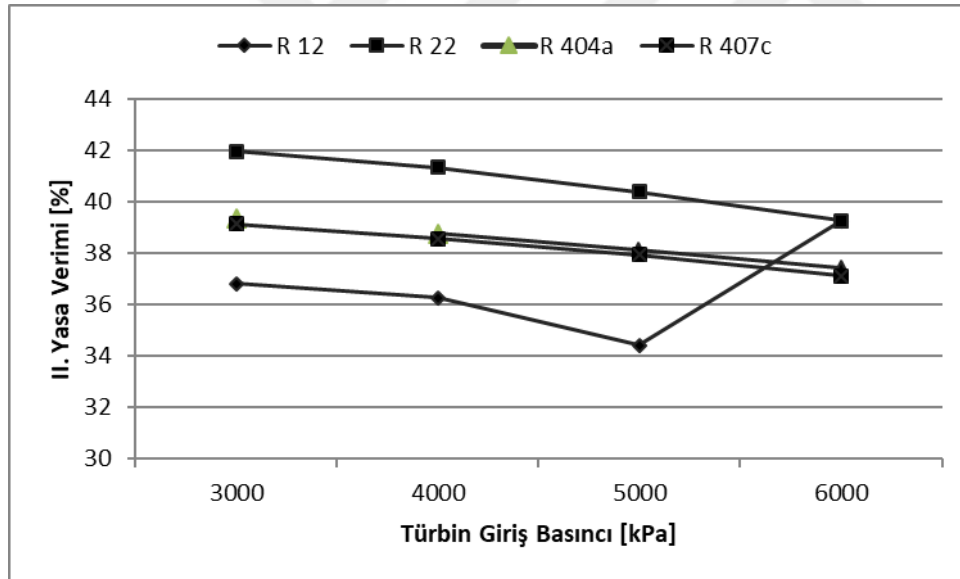
Çizelge 7.35. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile II. Yasa verimi değişimi ($T_{TGS}=150^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$)

	Soğutucu Akışkan							
	R245fa	R134a	R12	R22	R404a	R407c	n-Pentane	R123
Türbin Giriş Basıncı [kPa]	II. Yasa Verimi [%]							
1000	26.13						24.45	26.59
1500	25.49						23.22	25.56
2000	24.75	29.18					10.20	24.21
2500	23.83	34.32					7.95	11.45
3000	22.54	33.90					6.63	9.62
4000		32.97	36.82	41.97	39.35	39.14		
4000			36.26	41.36	38.77	38.56		
5000			34.42	40.40	38.15	37.95		
6000			39.97	39.26	37.42	37.11		

Şekil 7.54 ve Şekil 7.55’de çift kademeli ORÇ sisteminde 8 farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile II. yasa veriminin değişimi görülmektedir. Şekil 7.54’de 1000-3000 kPa basınç aralığındaki II.yasa veriminin değişimi verilmekte ve R134a iş akışkanı ile %35 civarında en yüksek değere ulaştığı görülmektedir. Şekil 7.55 incelendiğinde genel olarak türbin giriş basıncının artışı ile II.yasa veriminin de arttığı ve R22 iş akışkanı ile %40’ın üzerinde en yüksek değerlere ulaşıldığı görülmektedir.



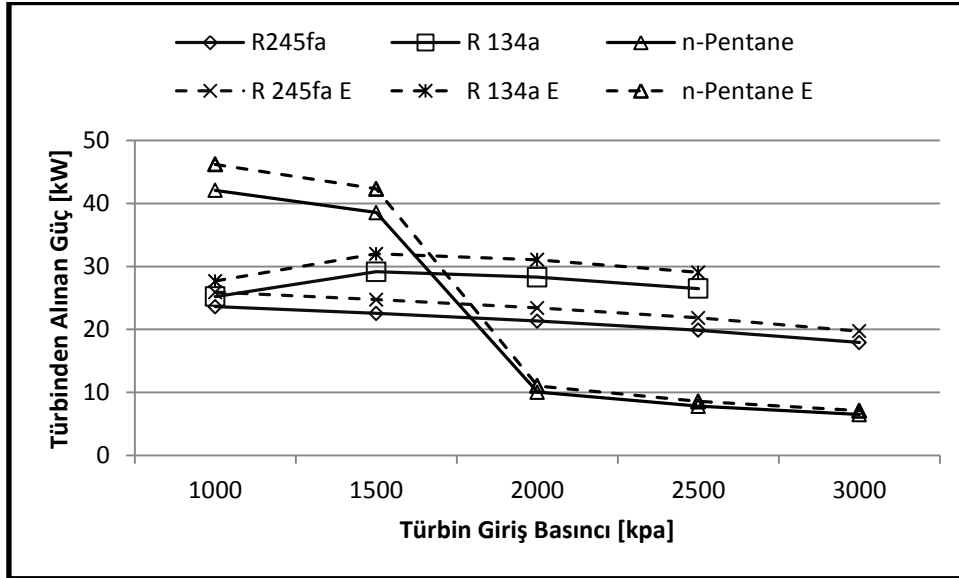
Şekil 7.54. Çift kademeli ORÇ sisteminde 4 farklı iş akışkanına ait 1000-3000 kPa aralığında türbin giriş basıncı ile II. yasa verim değişimi



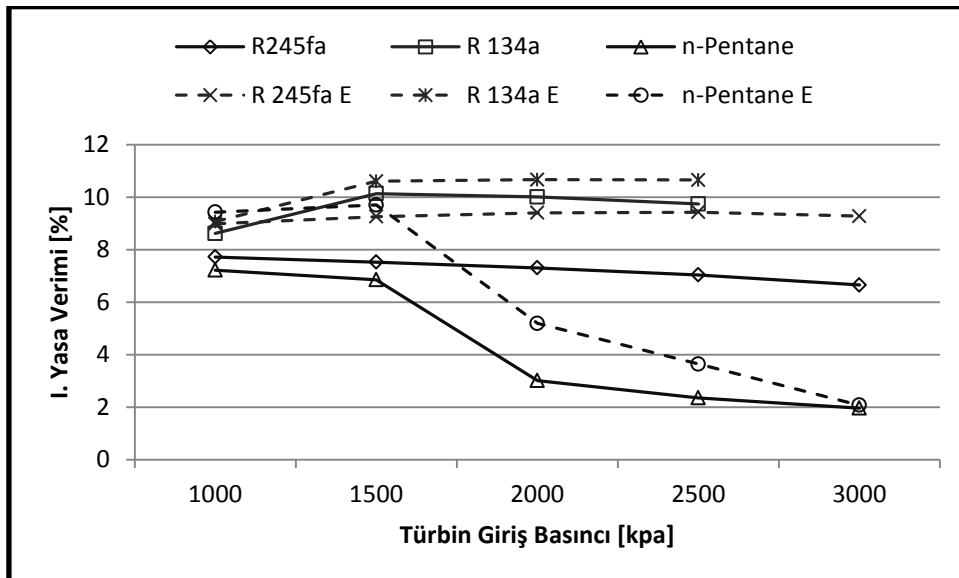
Şekil 7.55. Çift kademeli ORÇ sisteminde 4 farklı iş akışkanına ait 3000-6000 kPa aralığında türbin giriş basıncı ile II. yasa verim değişimi

Şekil 7.56'da çift kademeli ORÇ sisteminde üç farklı iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile güç değişiminin bu çalışma kapsamında yapılan simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile karşılaştırılması verilmektedir. Grafikte simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile tam bir uyum içinde olduğu ve bu çalışmanın güvenilirliği açısından önem taşımaktadır. Şekil 7.56 ve Şekil 7.57'de benzer şekilde I.yasa ve II.yasa verimi simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile karşılaştırılması verilmiştir. Her iki

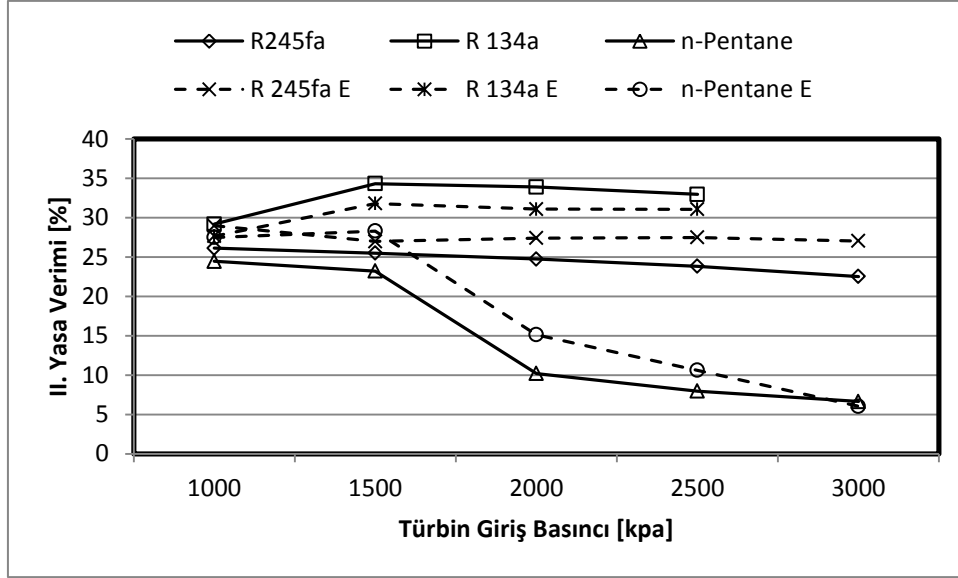
şekil incelendiğinde paket program ile simülasyon sonuçlarının uyum içinde olduğu görülmektedir.



Şekil 7.56. Çift kademeli ORÇ sisteminde üç farklı iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile güç değişiminin simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile karşılaştırılması

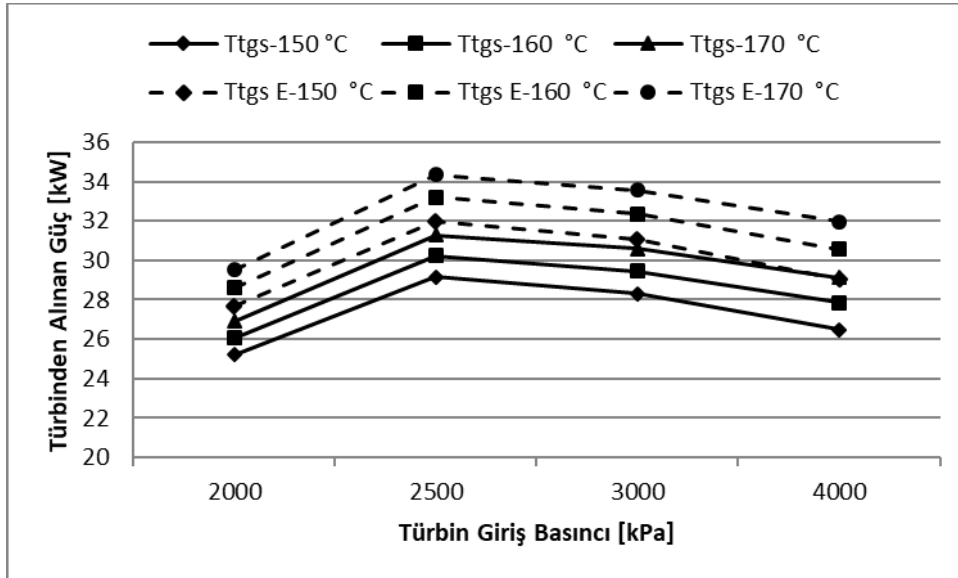


Şekil 7.57 Çift kademeli ORÇ sisteminde üç farklı iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile I. yasa verim değişiminin simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile karşılaştırılması

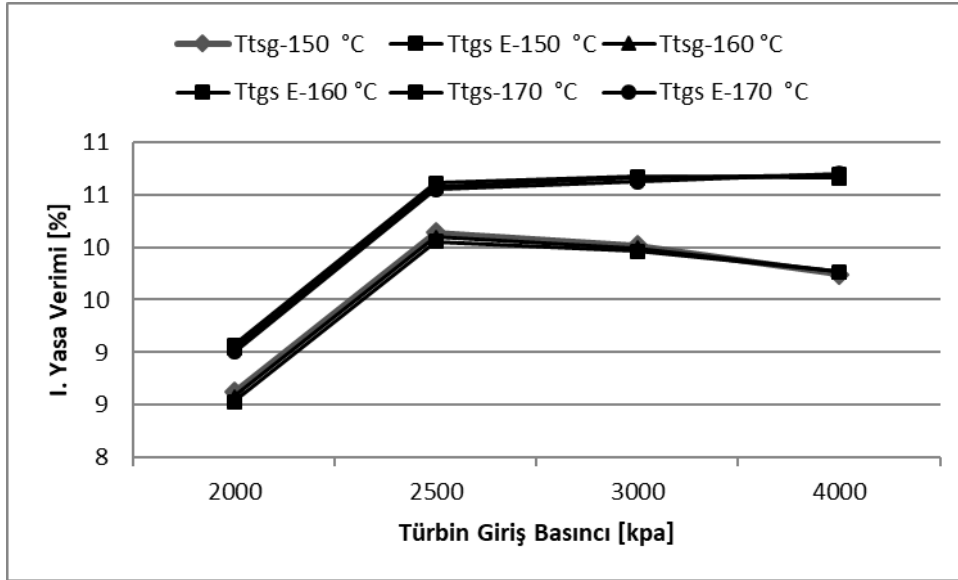


Şekil 7.58. Çift kademeli ORÇ sisteminde üç farklı iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile II. yasa verim değişiminin simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile karşılaştırılması

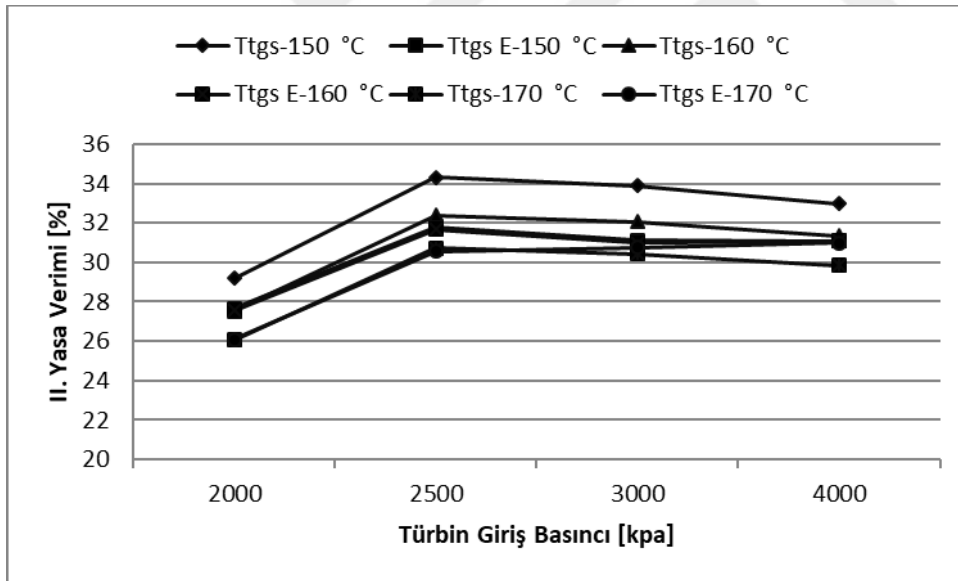
Şekil 7.59'de çift kademeli ORÇ sisteminde R134a akışkanına ait türbin giriş basıncı ile güç değişiminin sıcaklık etkisi incelenmiştir. Türbin giriş basıncı artışının güç üzerindeki etkisinin çok az olduğu ayrıca, türbin giriş sıcaklığının artışı ile de az da olsa güç te artış olduğu gözlenmiştir. Şekil 7.59'de ise R134a iş akışkanı için simülasyon sonuçları Epsilon paket programı ile karşılaştırması yapılmış ve uyum içinde olduğu görülmüştür.



Şekil 7.59. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile güç değişiminin sıcaklık etkisinin simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile karşılaştırılması



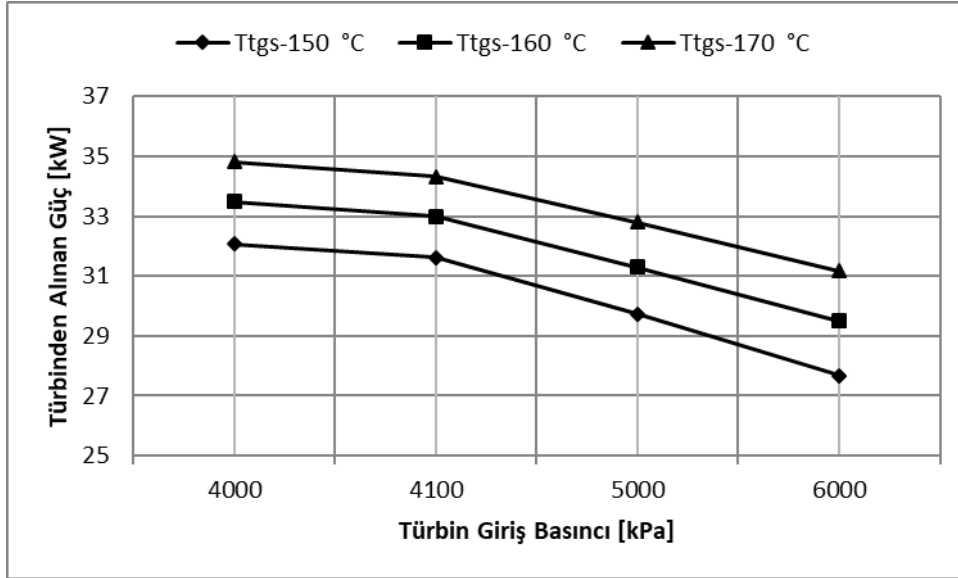
Şekil 7.60. Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile I.yasa verimi değişiminin simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile karşılaştırılması



Şekil 7.61. Şekil 7.42 Çift kademeli ORÇ sisteminde R134a iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile II.yasa verim değişiminin simülasyon sonuçlarının Epsilon paket programı ile karşılaştırılması

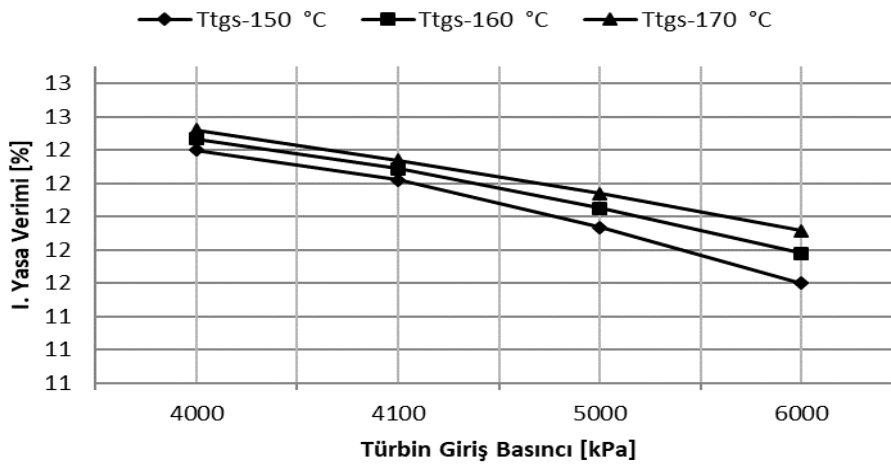
Şekil 7.62’de R22 iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi görülmektedir. Burada en yüksek verimli iş akışkanı R22 olması nedeniyle, basıncına karşılık gelen güç değerinin değişimine türbin giriş sıcaklığı etkisi incelenmiştir. Türbin giriş sıcaklığının güç artışına etkisinin çok az olduğu görülmüştür. Şekil 7.61 ve Şekil 7.62’de R22 iş akışkanı için, sırasıyla I.yasa verimi ve II.yasa veriminin türbin giriş basınç ve sıcaklık etkisi

incelenmiştir. Türbin giriş basıncının artışı ile I.yasa ve II.yasa verimlerinin az da olsa düştüğü görülmekte ayrıca, türbin giriş sıcaklığının artışı ile I.yasa veriminin artarken II.yasa veriminin azaldığı gözlenmiştir.

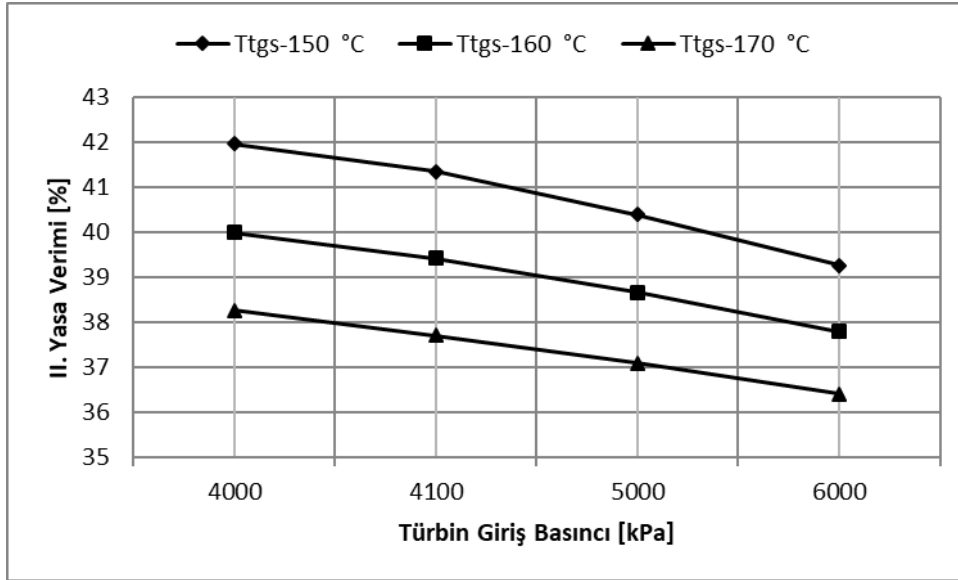


Şekil 7.62. R22 iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile güç değişimi

Şekil 7.63'de R22 akışkanına ait üç farklı türbin giriş sıcaklığı için türbin giriş basıncı ile II. Yasa veriminin değişimi verilmektedir. Türbin giriş sıcaklığının ve türbin giriş basıncının artışı ile birlikte II. Yasa veriminin azaldığı görülmektedir. Türbin giriş basıncının en düşük olduğu durumda II. Yasa verimi en yüksek değeri almaktadır.



Şekil 7.63. R22 iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile I. Yasa verim değişimi



Şekil 7.64. R22 iş akışkanına ait türbin giriş basıncı ile II. Yasa verim değişimi

Çizelge 7.36. Çevrimde kullanılan ekipmanlara ait ikinci yasa verimi ve kayıp kullanılabilir enerji

Ekipmanlar	E (kw)	Tersinmezlik miktarı İ (kW)
Kaynatıcı-1	96.97393	58.10599
Kaynatıcı-2	42.79948	134.81
Soğurucu-1	28.07268	24.76524
Soğurucu-2	17.18499	336.4702
Buharlaştırıcı-1	104.9159	104.9159
Buharlaştırıcı-2	97.38725	130.9011
Absorber-1	128.31	126.9286
Absorber-2	82.43607	33.24174

Çizelge 7.34 çift kademeli tüm elemanlarda ekserji kayıp ve tersilmezlik miktarını göstermektedir.

Çizelge 7.37. Çift kademeli ORÇ sisteminde farklı iş akışkanlarına ait türbin giriş basıncı ile II. Yasa verimi değişimi ($T_{TGS}=150^{\circ}\text{C}$ ve $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$)

	Tek.ORÇ Sistem	R.ORÇ Sistem	Çift.ORÇ Sistem	R. ORÇ Sistem
Buharlaştırma sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	130	130	150	150
Yoğuşturucu sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	25	25	25	25
ORÇ akışkanı debisi (kg/s)	1	1	0.18	0.16
Türbin gücü (kW)	40.47	42.67	40.43	45.14
η_I (%)	7.6%	8.47%	5.72	6.86
η_{II} (%)	10.9%	12.13%	17.46	18.46

Çizelge 7.35. sıcaklık ve akış debileri gibi bilgileri göstermektedir. Çizelge türbin gücü açısından incelendiğinde çift kademeleri kombine sisteminin tek kademeli kombine sistemden %5 oranında büyük olduğu görülmektedir. Ayrıca termodinamiğin ikinci yasasına göre değerlendirildiğinde çift kademe rejenerasyon ORÇ kombine sistemin en büyük değerini aldığı görülmektedir.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, düşük sıcaklığa sahip atık ısıları faydalı işe dönüştürecek bir sistem geliştirilmiştir. Geliştirilen sistemin mevcut sistemlerden farkı, atık ısıların sahip olduğu sıcaklığı daha yüksek enerji seviyesine yükselterek türbinden elde gücü, sıcaklık yükseltmesi yapılmadan elde edilen gücün yaklaşık iki katına yükseltmesidir. Geliştirilen sistemin maliyet analizi ile desteklenerek, sisteme yapılması gereken yatırımın net olarak ortaya konulması ileride yapılması gereken çalışmaların başında gelmektedir.

Geliştirilen sistem, mevcut ORÇ sistemine ilave ASY sistemini önermektedir. ASY sistem elemanları, pompa dışında sadece ısı değiştiricilerden oluşmaktadır. Kaynatıcı ve Absorberde kullanılacak ısı değiştiricilerin boru-kabuk tipi olması ve kullanılacak soğurucu-soğutucu akışkan çiftinin özelliklerine göre özel imal ettirilmesi gerekmektedir. Ayrıca, ORÇ buharlaştırıcısı ile Absorberin ortak ısı değiştiriciye sahip olması daha kompakt sistem geliştirilmesine katkıda bulunacaktır. Bunun haricinde kullanılacak ısı değiştiricilerinin plakalı tipte olması mümkündür.

Geliştirilen sistemin performansı, kullanılacak atık ısı kaynağı ile soğutma akışkanının sıcaklığı ile sınırlıdır. Dolayısı ile, önerilen sistem, enerji kaynaklarının ve sistemin kullanılacağı yere göre özel olarak tasarlanmalıdır. İşletim parametrelerinin tayini, sistemin sorunsuz ve verimli çalıştırılabilmesi için önem arz etmektedir. Sistem tasarlandıktan sonra, parametrik analiz yapılarak optimum işletim parametrelerinin belirlenmesi ve parametrelerin çalışma limitlerinin belirlenmesi gereklidir. Kombine sistemin işletimi bu parametrelerin kontrolüne bağlıdır. Bu yüzden, sistemin otomasyonu üzerinde çalışılması gereken ayrı bir konu olarak karşımıza çıkmaktadır.

ASY performansını etkileyen önemli faktörlerden biri de, çevrimde kullanılacak olan soğurucu-soğutucu akışkan çiftidir. Bu akışkan çiftinin seçimi ORÇ sisteminde kullanılacak soğutucu akışkana da bağlı olduğu için ORÇ sistemi ile ASY sisteminin hem ayrı ayrı hem de birlikte simülasyonunun yapılması gereklidir. Kombine Çevrimin tasarımında, basınç ve ısı kayıplarını minimize edecek yöntemler kullanılmalıdır. Bu yöntemlerden biri olarak entropi üretim minimizasyonuna yönelik olarak ikinci kanun

analizi yapılmıştır. Entropi üretim minimizasyon ile elde edilen optimum işletim ve tasarım parametreleri kullanılarak KEÜS'nin yeniden tasarlanması yerinde olur.



KAYNAKLAR

1. Akdemir, Ö., ve Güngör, A. (2001). Absorpsiyonlu soğutma sistemleri; verimlerini artırmak için geliştirilen çevrimler, *Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir.
2. Demir, V., Günhan, T., Yalçın, Ç., Karacabey, E., ve Bilgen, H. (2012). Absorpsiyonlu soğutma sistemleri ve tarımsal amaçlı kullanılabilirliği, *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi (Journal of Agricultural Machinery Science)*, 8(4), 421-431.
3. Meyer, J. (2008). What solar cooling costs. *Journal of Sun and Wind Energy*, 1, 82-84.
4. Mugnier, D., Hamadi, M., and Le Denn, A. (2008). Water chillers-closed systems for chilled water production (small and large capacities). *International Seminar on Solar Air-Conditioning*, Munich, 31-37
5. Yamankaradeniz, R., Horuz, I., Kaynakli, Ö., Çoşkun, S., ve Yamankaradeniz, N. (2009). *Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları*. Türkiye: Dora Yayıncılık.
6. İbrahim, O. M., and Klein, S. A. (1996). Absorbition power cycle. *Energy*, 21, 21-27.
7. Parham, K., Khamooshi, M., Daneshvar, S., Assadi, M., and Yari, M. (2016). Comparative assessment of different categories of absorption heat transformers in water desalination process. *Desalination*, 396, 17-29.
8. Yari, M., Salehi, S., and Mahmoudi, S.M.S. (2017). Three-objective optimization of water desalination systems based in the double-stage absorption heat transformers. *Desalination*, 405, 10-28.
9. Parham, K., Khamooshi, M., Tematio, D., Yari, M., Atikol, U. (2014). Absorption heat transformers-a comprehensive review. *Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 34, 430-452.
10. Rahbar, K., Mahmoud, S., Al-Dadah, R., Moazami, N., A.Mirhadizadeh, S. (2017). Review of organic rankine cycle for small-scale applications. *Energy Conversion and Management*, 134, 135-155.
11. Frutiger, J., Andreasen, J., Liu, W., Spliethoff, H., Hanlind, F., Abildskov, J., and Sin, G. (2016). Working fluid selection for organic rankine cycles-impact of uncertainty of fluid properties. *Energy*, 109, 987-997.
12. Zhai, H., An, Q., Shi, L., Lemort, V., Quoilin, S. (2016). Categorization and analysis of heat sources for organic rankine systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 64, 790-805.
13. Quoilin, S. (2007). *Experimental study and modeling of a low temperature rankine cycle for small scale cogeneration*, Doktora Tezi, University of Liege Faculty of Applied Sciences Aerospace and Mechanical Engineering Department Thermodynamics Laboratory, Belgium.
14. Kurt, B., and Horuz, I. (2011) *Absorpsiyonlu sıcaklık yükselticileri ve bir endüstriyel uygulama*. X.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13-16 Nisan, İzmir.

15. Chaiyat, N., and Kiatsiriroat, T. (2015) Analysis of combined cooling heating and power generation from organic rankine cycle and absorption system. *Energy*, 91, 363-370.
16. Liu, F., Sui, J., Liu, T., and Jin, H. (2017). performance investigation of a combined heat pump transformer operating with water/lithium bromide. *Energy Conversion and Management*, 140, 295-306.
17. Donnellan, P., Cronin, K., Acevedo, Y., and Byrne, E. (2014). Economic evaluation of an industrial high temperature lift heat transformer. *Energy*, 73, 581-591.
18. Wang, H., Li, H., Bu, X., and Wang, L. (2017). Effects of the generator and evaporator temperature differences on a double absorption heat transformer—different control strategies on utilizing heat sources. *Energy Conversion and Management*, 138, 12-21.
19. Kurt, B. (2007). *Absorpsiyonlu sıcaklık yükselticileri ve bir sanayiye uygulanması*, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
20. Mollazadeh, A. (2015). *Atık ısı geri kazanım kombine elektrik üretim sistemi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Ankara.
21. Rivera, W., Best, R., Cardoso, M.J., and Romero, R.J. (2015). A review of absorption heat transformers. *Applied Thermal Engineering*, 91, 654-670.
22. Yiping, D., Jiangfeng, W., and Lin, G. (2009). Parametric optimization and comparative study of organic rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 50, 576-582.
23. Cuda, P. (2012). *Exergoeconomic analysis and optimization of organic rankine cycles*, Doktora Tezi, Applied Science In The Faculty of Engineering and Applied Science Mechanical Engineering Program University of Ontario Institute of Technology, Canada.
24. Schuster, A., Karellas, S. E., Kakaras, E., and Spliethoff, H., (2009). Energetic and economic investigation of organic rankine cycle applications. *Applied Thermal Engineering*, 29, 1809-1817.
25. Bertrand, F., Tchanche, G., Lambrinos, A., Frangoudakis, G., and Papadakis. (2011). Low-grade heat conversion into power using organic rankine cycles - a review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 3963-3979.
26. Wang, X., Shi, L., Yin, J. and Zhu., M.-S (2002) . A two-stage heat Transformer with H₂O/ LiBr for the first stage and 2, 2, 2-trifluoroethanol (TFE)/N-methy 1-2-pyrrolidone (NMP) for the second stage. *Applied Thermal Engineering*, 71, 235-249.
27. İnternet:URL:<http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.linde-gas.com%2Fen%2Findex.html&date=2016-01-06>, Son Erişim Tarihi: 06.01.2016.
28. Acar M., Koyun A., and Koyun T. (2005). Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ve bu akışkanların ozon tabakası üzerine etkileri, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88, 46-53.

29. Bejan, A. (1988). *Advanced engineering thermodynamics*. USA: John Wiley & Sons Incorporation., 687.
30. Mohd, M. B., Noboru, Y.T., and Hoshino, T. (2010). Efficiency of compact organic rankine cycle system with rotary-vane-type expander for low-temperature waste heat recovery. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 37,906-911.
31. Demirel, S., Altunbaşak, B., ve Biber, M. (2016). Düşük sıcaklıkta organik rankine çevrim uygulamalarından faydalanılarak farklı akışkanların verimlerinin karşılaştırılması. *Süleyman Demirel Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği*, Isparta.
32. Kokouvi, E. N., Tsoukpoe, Pierrès, N. L., and Luo, L. (2012). Experimentation of a LiBr-H₂O absorption process for long term solar thermal storage. *Energy Procedia*, 30, 331-341.
33. Yamankaradeniz, R., and Horuz, I., (1998). The theoretical and experimental investigation of the characteristics of solar-assisted heat pump for clear days. *International Comm. in Heat and Mass Transfer*, 25(6), 885-898.
34. Oralli, E. (2010). *Conversion of a scroll compressor to an expander for organic rankine cycle: modeling and analysis*, Yüksek Lisans Tezi. Applied Science in Mechanical Engineering Faculty of Engineering and Applied Science University of Ontario Institute of Technology, Canada.
35. Horuz, I., (1998). A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 25(5), 711-721.
36. Kurt, B. Horuz, İ. (2011). *Absorpsiyonlu sıcaklık yükselticileri ve bir endüstriyel uygulama*. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13-16 Nisan, İzmir
37. Horuz, I., and Callander, T. S. (2004). Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 27(1), 10-16.
38. Kurt, B. (2007). *Absorpsiyonlu sıcaklık yükselticileri ve sanayiye uygulanması*, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
39. Jun, J., and Masaru, I. (1999). Behavior of a two-stage heat transformer combining latent and sensible exchange modes. *Applied Thermal Engineering*, 62, 267-281.
40. Demirkaya, G. (2011). *Theoretical and Experimental Analysis of Power and Cooling Cogeneration Utilizing Low Temperature Heat Sources*, Doktora Tezi, Department of Mechanical Engineering College of Engineering University of South Florida, USA.
41. Wei, D., Lu, X., Lu, Z., and Gu, J. (2007). Performance Analysis And Optimization of Organic Rankine cycle (ORÇ) for Waste Heat Recovery. *Energy Conversion and Management*, 48, 1113-1119.
42. Demirtekin, E. (2016). *Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sıcaklık yükselticisi organik rankine çevrimi kullanılarak elektrik üretiminin incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

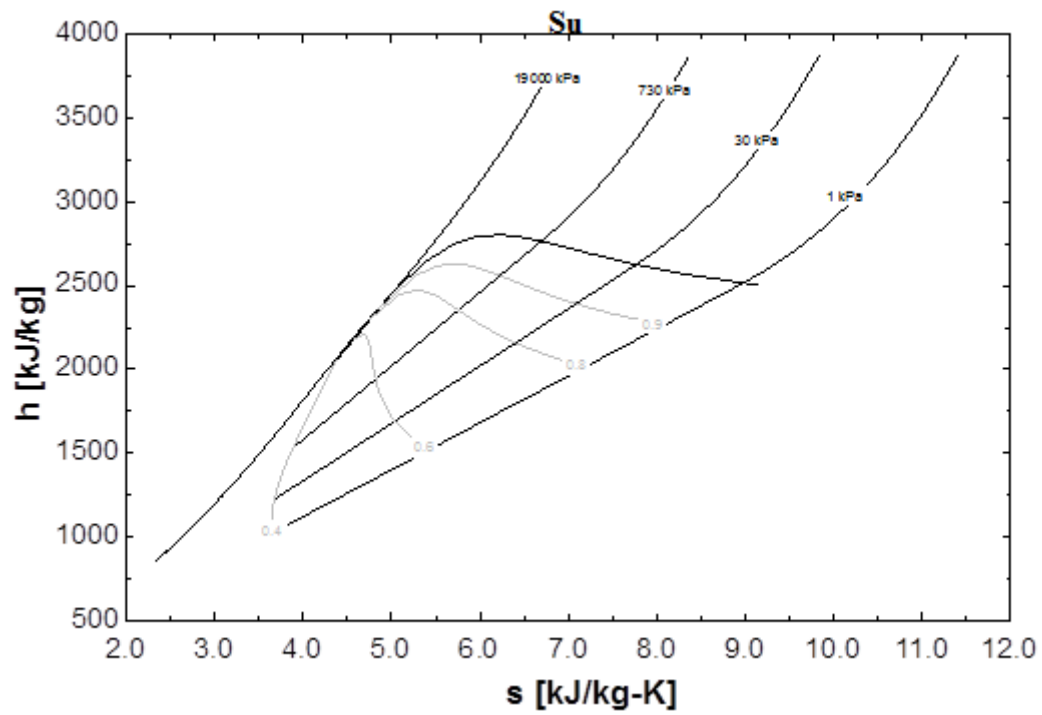
43. Long, R., Bao, Y.J., Huang, X.M. and Liu, W. (2014). Exergy analysis and working fluid selection of organic Rankine cycle for low grade waste heat recovery. *Energy*, 14(73), 475-483.



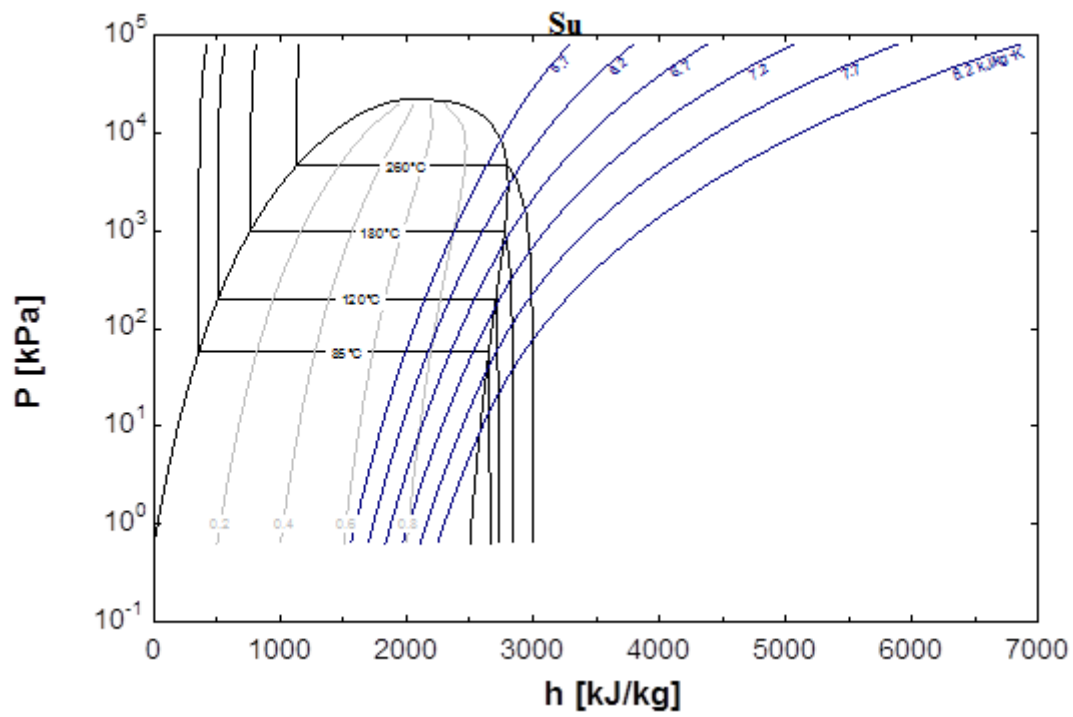


EKLER

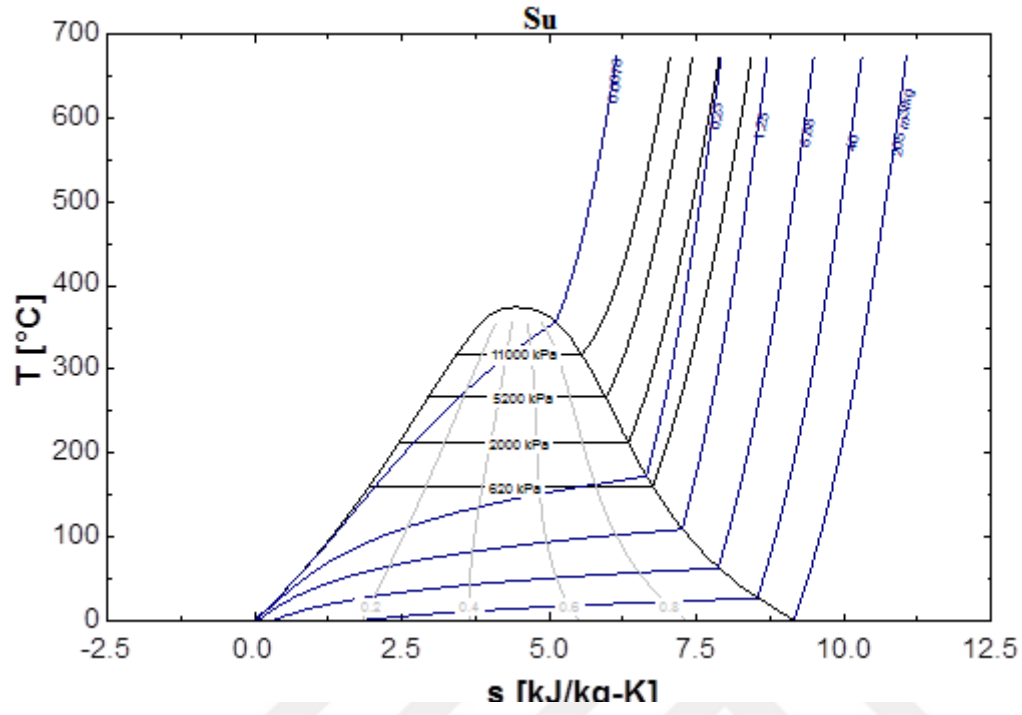
EK-1. Su için entalp-entropi değişimi



Tablo E1. Su için entalp-entropi değişimi.



EK-1. (devam) Su için entalp-entropi değişimi



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ALATTA, Zafir
Uyruğu : Sudan
Doğum tarihi ve yeri : 24.03.1987, Khartoum
Medeni hali : Evli
Telefon : 0 (507) 8280628
E-Posta : zafiralatta@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi/Makina Mühendisliği	Devam Ediyor
Lisans	Omdurman Islami Üniversitesi/Makina Mühendisliği	2008
Lise	Khartoum New Model Lisesi	2003

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
-	-	-

Hobiler

Futbol, okuma, Sikke ve posta pulları toplamak



GAZİ GELECEKTİR..