



**İKİ KADEMELİ SOĞURMALI  
SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN  
I. VE II. KANUN ANALİZLERİ**

**Kenan SAKA**



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İKİ KADEMELİ SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN  
I. VE II. KANUN ANALİZLERİ**

**Kenan SAKA**

Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI  
(Danışman)

DOKTORA TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA

2016

**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ ONAYI

Kenan SAKA tarafından hazırlanan “İki Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin I. Ve II. Kanun Analizleri” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

**Başkan:** Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI  
Uludağ Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



**Üye:** Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ  
Uludağ Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



**Üye:** Doç. Dr. Salih COŞKUN  
Uludağ Üniversitesi  
Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu  
İklimlendirme ve Soğutma Teknolojisi Prog.

İmza



**Üye:** Doç. Dr. İbrahim ATMACA  
Akdeniz Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı


İmza



**Üye:** Yrd. Doç. Dr. Kemal Furkan SÖKMEN  
Bursa Teknik Üniversitesi  
Doğa Bilimleri Mimarlık ve Mühendislik Fak.  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



  
**Yukarıdaki sonucu onaylarım**  
**Prof. Dr. Ali Osman DEMİR**  
**Enstitü Müdürü**

04/10/2016

**U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

**beyan ederim.**

**07 / 10 / 2016**

**Kenan SAKA**

## ÖZET

Doktora Tezi

### İKİ KADEMELİ SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN I. VE II. KANUN ANALİZLERİ

**Kenan SAKA**

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

Bu çalışmada iki kademeli soğurmalı soğutma sistemlerine ait termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizlerine yer verilmiştir. Soğurmalı soğutma sistemleri güneş enerjisi kaynaklı ya da endüstriyel atık ısı ile çalışabilen ve ozona zararlı olabilecek akışkanlara bünyelerinde yer olmayan çevre dostu sistemlerdir. Çalışmada DELPHI programı yardımıyla su – Lityum Bromür çözeltisi ile çalışan seri akışlı bir sisteme ait oluşturulan simülasyon üzerinde analizler yapılmıştır.

Bu çalışmada özgün olarak incelenen yönlerden biri sistemin enerji ihtiyacının sıcak su, kızgın su buharı ve sıcak hava ile karşılanarak enerji ve ekserji analiz sonuçlarının gösterilmesidir. Sistem elemanlarının farklı çalışma şartlarına bağlı olarak sistem performans katsayısındaki değişim, yüksek basınçlı kaynatıcıya ait kapasite değeri, ekserji kayıpları ve ısı kaynağına ait debi miktarı her bir kaynak türü için şekiller üzerinde gösterilmiştir. Sistem içerisinde yer alan eşanjörlerin de sistem üzerindeki etkilerinin incelendiği çalışmada eşanjörler aktif ya da devre dışı olduğu durumlarda sistem performans katsayısındaki değişim gösterilmiştir. Sistem içerisindeki ısı dengesinin dikkate alındığı analizlerde yüksek basınçlı yoğunlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak sistem performans katsayısının değişimi hesaplanmıştır. Tezde incelenen diğer bir yön ise sistemin mevsimsel performansıdır. Buna bağlı yapılan analizde absorber ve yoğunlaştırıcı atmosfere açık olarak Bursa ili şartlarında yıl boyu incelenmiştir. Mevsimsel analiz sonucunda sistemdeki ekserji kayıpları değişimi ve ısı atımı için gerekli hava debisi değişimi şekiller üzerinde gösterilmiştir. Ayrıca son olarak enerji analizine bağlı ekonomik analizde çalışma kapsamına dâhil edilmiştir. Geliştirilen ekonomik yaklaşımda birim maliyet değeri bilinen sistem elemanlarının kapasiteye bağlı yatırım ve işletme maliyetleri hesaplanarak sistem elemanlarının farklı çalışma şartları altında maliyet değişimi gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** İki Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemleri, Su – Lityum Bromür Çözeltisi, Farklı Isı Kaynakları, Ekserji

**2016, XVI+126 sayfa.**

## ABSTRACT

PhD Thesis

### THE FIRST AND SECOND LAW ANALYSES OF DOUBLE EFFECT ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEMS

**Kenan SAKA**

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

In this study, the first and the second law analyses of thermodynamics are presented for double-effect absorption refrigeration systems. The absorption refrigeration systems are the systems which operate with solar energy assisting or industrial waste heat, and involving environmental friendly working fluids not leading ozone depletion. In the study, the analyses made on the simulation built in DELPHI program regarding a system operating on series flow water – Lithium Bromide are performed.

One of the distinction points investigated in this study is the illustration of the energy and exergy results of the system energy demand to be met by hot water, superheated vapor and hot air. Depending on the different operating conditions of the system components, the variation in the coefficient of performance, the capacity of the high pressure generator, exergy losses and flow rate of the heat source based on each source are depicted on figures. Additionally, the effects of the heat exchangers on the system to be investigated in the study, it is demonstrated that the variation in the coefficient of performance in case the heat exchangers are active or passive. The variation in the coefficient of performance is calculated in the regarded analyses where the heat balance based on the high pressure condenser temperature. Another point of distinction examined in this thesis is the seasonal performance of the system. The analyses performed on this subject are investigated for the conditions of Bursa through the year as the absorber and condenser is open to the atmosphere. As a result of the seasonal analysis, the variations of the exergy losses and the heat rejected for required air flow rate change in the system are shown on figures. Furthermore, an economic analysis based on energy analysis is included ultimately into the scope of the study. It is shown that the cost variation of the system under different operating conditions depending on the investment and operating costs of the each system components is calculated by the presented economic approach.

**Keywords:** Second stages absorption refrigeration systems, water – lithium bromide solutions, different heat sources, exergy

## TEŞEKKÜR

Öncelikle hazırlamış olduğum tez çalışmamı tamamlamak için gerekli sabır, sağlık ve bütün imkânları bahsettiği için Yüce Allah'a sonsuz hamdlerimi sunmak isterim.

Doğduğum günden itibaren sınırsız şefkatlerini üzerimden eksiltmeyen, küçük yaşımdan itibaren okumaya, öğrenmeye ve ilim tahsil etmeye teşvik eden muhterem anne ve babama ayrıca maddi ve manevi desteklerini severek devam ettiren ağabeylerime ne kadar teşekkür ve minnetlerimi sunsam azdır. Doktora eğitimim boyunca her an benimle ilgilenen ve her türlü fedakârlıktan çekinmeyen sevgili eşime ve ikinci bir anne ve baba şefkatini benden esirgemeyen manevi destekçilerim çok değerli kayınpeder ve kayınvalideme hürmetlerimi sunarım. Ayrıca her biri bir moral kaynağı olan ailemin diğer bireylerini ve bugünlere gelmemde üzerimde emeği olan diğer bütün büyüklerimi saygı ve hürmetle anarım.

Doktora eğitimim süresince akademik anlamda gerekli bütün donanıma sahip olmamda en önemli rolü üstlenen ve tezin tamamlanmasında geçen yoğun süreçte rehberliğini sürdüren saygıdeğer hocam Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI' ya şükranlarımı sunarım. Bilim dünyasında değerli büyüğüm Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ hocamın ikaz ve önerileri her zaman manevi bir yol gösterici etkisi yapmıştır. Kendisine de hususi teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca hazırladığı doktora çalışmasıyla yoluma ışık tutan sayın Dr. Bilsay PASTAKKAYA' ya da teşekkürü bir borç bilirim.

Tez çalışmasından elde edilen sonuç ve yaklaşımların literatüre kazandırılmasında desteklerini esirgemeyen değerli dostlarım Doç. Dr. Önder KAŞKA, Dr. Mehmet Fatih ORHAN, Dr. Abdülkadir AYANOĞLU ve Yrd. Doç. Dr. İbrahim Halil YILMAZ' a da ayrıca teşekkür ederim.

Son olarak akademik hayatı beraber paylaştığım sevgili öğrencilerimi ve mesai arkadaşlarımı saygıyla anmak isterim. Bilim yolunda ilerleyerek yükselen insanlığa küçük bir katkı sağlamasını umarak hazırladığım bu tez çalışmamın hazırlanmasında sürecinde başından sonuna kadar yanımda olan, emeği geçen ve ilham veren herkese ve bütün dostlarıma tekrar teşekkür eder bilim uğurunda zamanını ve hayatını geçiren herkese başarılar ve esenlikler dilerim.

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	i
ABSTRACT .....	ii
TEŞEKKÜR .....	iii
İÇİNDEKİLER .....	iv
SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	xi
TABLolar DİZİNİ .....	xvi
1. GİRİŞ .....	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ .....	2
2.1. Konu ile İlgili Yapılmış Çalışmalar .....	3
2.2 Yapılan Tez Çalışmasının Literatürde Yer Alan Çalışmalardan Farkı .....	8
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	9
3.1. Simülasyon Yöntemleri .....	10
3.1.1. Kütüphaneli Programlar .....	10
3.1.2. Açık Metinli Programlar .....	11
3.2. Soğurmalı Soğutma Sistemlerinde Kademe Sayısı .....	11
3.3. İki Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistem Çeşitleri .....	12
3.3.1. Seri Akışlı İki Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemleri .....	12
3.3.2. Paralel Akışlı İki Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemleri .....	13
3.3.3. Ters Akışlı Paralel İki Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemleri .....	14
3.4. Soğurmalı Sistemlerde Kullanılan Akışkan Çeşitleri .....	15
3.5. İki Kademeli Soğurmalı Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi .....	16



3.5.1. Sistem İçerisindeki Enerji Dengesi .....	19
3.5.2. Simülasyonda Dikkate Alınan Kabuller .....	21
3.6. Su, Hava ve Su – LiBr Eriyiğinin Termodinamik zellikleri .....	22
3.6.1. Su Buharının Doyma Basıncı .....	22
3.6.2. Su Buharının Entalpisi .....	22
3.6.3. Havanın Entalpisi .....	23
3.6.4. Havanın Entropisi .....	23
3.6.5. Su – LiBr Eriyiğinin Avantajları .....	23
3.6.6. Su – LiBr Eriyiğinin Sıcaklığı .....	24
3.6.7. Su – LiBr Eriyiğinin Entalpisi .....	24
3.7. İki Kademeli Soğurmalı Sistemin Matematiksel Modeli .....	25
3.7.1. Yüksek Basıncılı Kaynatıcı .....	26
3.7.2. Düşük Basıncılı Kaynatıcı .....	29
3.7.3. Yüksek Basıncılı Yoğuşturucu .....	32
3.7.4. Yoğuşturucu .....	32
3.7.5. Absorber .....	33
3.7.6. Buharlaştırıcı .....	34
3.7.7. Eriyik Pompası .....	35
3.7.8. Bir Numaralı Isı Eşanjörü .....	35
3.7.9. İki Numaralı Isı Eşanjörü .....	36
3.7.10. Bir Numaralı Soğutucu Akışkan Kısılma Vanası .....	37
3.7.11. İki Numaralı Soğutucu Akışkan Kısılma Vanası .....	37
3.7.12. Bir Numaralı Eriyik Kısılma Vanası .....	38
3.7.13. İki Numaralı Eriyik Kısılma Vanası .....	38

3.8. Dolaşım Oranlarına Bağlı Sistem Elemanlarının Kapasite Denklemleri .....	39
3.9. Birinci Kanun Verim Denklemleri .....	39
3.10. Çevre Şartları .....	40
3.10.1. Çevre Şartlarında Isı Kaynağı Olarak Akışkan Türleri .....	40
3.10.2. Soğürmalı Sistemin Çevre İle İlişkisini Tanımlayan Denklemler .....	42
3.11. Ekserji Analizi .....	43
3.12. Tersinmezlik Analizi .....	44
3.13. Kristalizasyon .....	45
3.14. Mevsimsel Analiz .....	46
3.15. Termoekonomik Analiz .....	47
4. BULGULAR VE TARTIşMA .....	50
4.1. Simülasyon Çıktılarının Literatürle Karşılaştırılması .....	50
4.1.1. Sistemin Noktasal Olarak İncelenmesi .....	52
4.2. Eşanjörlerin Sistem Üzerindeki Etkileri .....	53
4.3. Yüksek Basınçlı Yoğuşturucunun Sistem Üzerindeki Etkileri .....	61
4.4. Birinci Kanun Analizi .....	63
4.4.1. Sistem Elemanlarının Çalışma Sıcaklıklarına Bağlı STK Değişimleri .....	64
4.5. Farklı Isı Kaynaklarına Bağlı Enerji Analizi .....	69
4.5.1. Hava Kaynaklı Yüksek Basınçlı Kaynaticının Enerji Analizi .....	70
4.5.2. Su Kaynaklı Yüksek Basınçlı Kaynaticının Enerji Analizi .....	75
4.5.3. Buhar Kaynaklı Yüksek Basınçlı Kaynaticının Enerji Analizi .....	79
4.6. Ekserji Analizi .....	82
4.6.1. Hava Kaynaklı Yüksek Basınçlı Kaynaticının Ekserji Analizi .....	83
4.6.2. Su Kaynaklı Yüksek Basınçlı Kaynaticının Ekserji Analizi .....	88
4.6.3. Buhar Kaynaklı Yüksek Basınçlı Kaynaticının Ekserji Analizi .....	92

4.7. Mevsimsel Performans Analizleri .....	95
4.8. Termoekonomik Analiz .....	100
4.8.1. Sistem Elemanlarına Ait Yüzey Alanları .....	101
5. SONUÇLAR .....	117
KAYNAKLAR .....	120
ÖZGEÇMİŞ .....	125



## SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simge	Açıklama
A	Absorber
B	Buharlaştırıcı
$f_1$	Bir numaralı dolaşım oranı
$f_2$	İki numaralı dolaşım oranı
h	Özgül entalpi [kJ/kg]
$h_0$	Ölü hal entalpisi [kJ/kg]
H <sub>2</sub> O	Su
I	Tersinmezlik [kJ/kg]
LiBr	Lityum bromür
LiNO <sub>3</sub>	Lityum Nitrat
$\dot{m}$	Akış debisi [kg/s]
$m_f$	Fakir eriyik debisi [kg/s]
$m_z$	Zengin eriyik debisi [kg/s]
NaSCN	Sodyum Tiyosiyanat
NH <sub>3</sub>	Amonyak
P	Basınç [kPa]
q	Özgül ısı kapasitesi [kJ/kg]
Q	Isı kapasitesi [kW]
s	Özgül entropi [kJ/kgK]
$s_0$	Ölü hal entropisi [kJ/kgK]
T	Sıcaklık [°C]
$T_0$	Ölü hal sıcaklığı [°C]
U	İletim katsayısı [kW/m <sup>2</sup> K]
$v_f$	Fakir eriyik özgül hacmi [m <sup>3</sup> /kg]

$W_p$	Pompa işi [kW]
$X$	Konsantrasyon [%]
$X_f$	Fakir eriyik konsantrasyonu [%]
$X_z$	Zengin eriyik konsantrasyonu [%]
$X_{z1}$	Bir numaralı zengin eriyik konsantrasyonu [%]
$X_{z2}$	İki numaralı zengin eriyik konsantrasyonu [%]
$Y$	Yoğuşturucu
$Z_k$	Sistem elemanlarının fiyatı [\$]
$Z_m$	Motorun fiyatı [\$]
$\dot{Z}_k$	Sistem elemanlarının yıllık yatırım maliyeti [\$/yıl]
$ZnBr_2$	Çinko Bromür
$Z_p$	Pompanın fiyatı [\$]
$Z_R$	Sistem elemanlarının birim fiyatı [\$]
$\varepsilon$	Eşanjör etkenliği [%]
$\eta_p$	Pompa verimliliği [%]
$\psi$	Özgül ekserji [kJ/kg]
$\omega$	Özgül nem [kgnem/kgkuru hava]

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
CI	Yatırım maliyeti
COP	Coefficient of Performance (Soğutma Tesir Katsayısı)
CRF	Sermaye geri kazanım faktörü
DBK	Düşük Basınçlı Kaynatıcı
dsb	doymuş su buharı
DSIE	Düşük Sıcaklıklı Isı Eşanjörü
EES	Engineering Equation Solver
EK	Ekserji Kaybı [kW]
EKV	Eriyik Kısılma Vanası
EX	Exchanger (Eşanjör)
FE	Fakir Eriyik
HPC	High Pressure Condenser (Yüksek Basınçlı Yoğuşturucu)
ITK	Isıtma Tesir Katsayısı
KV	Kısılma Vanası
LMTD	Logarithmic mean temperature difference
LPG	Low Pressure Generator (Düşük Basınçlı Kaynatıcı)
OM	İşletme ve bakım maliyeti
SAKV	Soğutucu Akışkan Kısılma Vanası
STK	Soğutma Tesir Katsayısı
YBK	Yüksek Basınçlı Kaynatıcı
YBY	Yüksek Basınçlı Yoğuşturucu
YSIE	Yüksek Sıcaklıklı Isı Eşanjörü

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 3.1. Seri akışlı iki kademeli soğurmalı bir soğutma sistemi .....	13
Şekil 3.2. Paralel akışlı iki kademeli soğurmalı soğutma sistemi .....	14
Şekil 3.3. Ters akışlı paralel iki kademeli soğurmalı soğutma sistemi .....	15
Şekil 3.4. İki kademeli seri akışlı soğurmalı bir soğutma sistemi .....	17
Şekil 3.5. Sıcaklık – entropi diyagramı .....	18
Şekil 3.6. Simülasyonda takip edilen hesap akış şeması .....	20
Şekil 3.7. Farklı YBY sıcaklığı tasarım şartlarının sistem verimi üzerindeki etkisi	21
Şekil 3.8. Yüksek basınçlı kaynatıcıya ait bağlantı noktaları .....	26
Şekil 3.9. Düşük basınçlı kaynatıcı ve yüksek basınçlı yoğuşturucuya ait şema	30
Şekil 3.10. Yoğuşturucuya ait bağlantı noktaları .....	32
Şekil 3.11. Absorbere ait bağlantı noktaları .....	33
Şekil 3.12. Buharlaştırıcıya ait bağlantı noktaları .....	34
Şekil 3.13. Eriyik pompası ve bağlantı noktaları .....	35
Şekil 3.14. Bir numaralı ısı eşanjörü .....	35
Şekil 3.15. İki numaralı ısı eşanjörü .....	36
Şekil 3.16. Bir numaralı kısılma vanası .....	37
Şekil 3.17. İki numaralı soğutucu akışkan kısılma vanası .....	38
Şekil 3.18. Bir Numaralı Eriyik Kısılma Vanası .....	38
Şekil 3.19. İki numaralı eriyik kısılma vanası .....	38
Şekil 3.20. Su-lityum bromür eriyiğinin sıcaklığa bağlı konsantrasyon değerleri	45

Şekil 4.1. Sisteme ait STK nın DBK sıcaklığına bağlı değişiminin literatürle karşılaştırılması .....	52
Şekil 4.2. Eşanjör etkenliğine bağlı olarak soğutma tesir katsayısının değişimi	55
Şekil 4.3. Eşanjör etkenliğine bağlı olarak YBK ya ait kapasite değişimi .....	57
Şekil 4.4. Eşanjör etkenliğine bağlı olarak DBK ya ait kapasite değişimi .....	58
Şekil 4.5. Eşanjör etkenliğine bağlı olarak absorbere ait kapasite değişimi .....	59
Şekil 4.6. Eşanjör etkenliğine bağlı olarak yoğuşturucuya ait kapasite değişimi	60
Şekil 4.7. DBK sıcaklığına bağlı yüksek basınçlı yoğuşturucu sıcaklık değişimi	61
Şekil 4.8. YBY bağlı olarak soğutma tesir katsayısı değişimi .....	62
Şekil 4.9. YBK Sıcaklığına bağlı soğutma tesir katsayısı ve YBK kapasitesi değişimi	64
Şekil 4.10. DBK Sıcaklığına bağlı STK ve YBK kapasitesi değişimi .....	65
Şekil 4.11. Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı STK ve YBK kapasitesi değişimi ....	66
Şekil 4.12. Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı STK ve YBK kapasitesi değişimi ....	67
Şekil 4.13. Absorber sıcaklığına bağlı STK ve YBK kapasitesi değişimi .....	68
Şekil 4.14. Yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı sıcak havaya ait debi değişimi	70
Şekil 4.15. Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı sıcak havaya ait debi değişimi	71
Şekil 4.16. Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı sıcak hava kaynağına ait debi değişimi	72
Şekil 4.17. Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı sıcak hava kaynağına ait debi değişimi	73
Şekil 4.18. Absorber sıcaklığına bağlı sıcak hava kaynağına ait debi değişimi ...	74
Şekil 4.19. YBK sıcaklığına bağlı sıcak su kaynağına ait debi değişimi .....	76
Şekil 4.20. Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı sıcak suya ait debi değişimi	77
Şekil 4.21. Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı sıcak su kaynağına ait debi değişimi	77



Şekil 4.22. Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı sıcak su kaynağına ait debi değişimi	78
Şekil 4.23. Absorber sıcaklığına bağlı sıcak su kaynağına ait debi değişimi .....	78
Şekil 4.24. YBK sıcaklığına bağlı buhar kaynağının debi değişimi .....	79
Şekil 4.25. Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı buhar kaynağının debi değişimi	80
Şekil 4.26. Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı buhar kaynağına ait debi değişimi ...	80
Şekil 4.27. Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı buhar kaynağına ait debi değişimi ...	81
Şekil 4.28. Absorber sıcaklığına bağlı buhar kaynağına ait debi değişimi .....	81
Şekil 4.29. YBK sıcaklığına bağlı hava kaynaklı YBK daki ekserji kaybı değişimi	83
Şekil 4.30. DBK sıcaklığına bağlı hava kaynaklı YBK daki ekserji kaybı değişimi	84
Şekil 4.31. Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi .....	85
Şekil 4.32. Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi .....	86
Şekil 4.33. Absorber sıcaklığına bağlı hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi .....	87
Şekil 4.34. Yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı su kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi .....	88
Şekil 4.35. Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı su kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi .....	89
Şekil 4.36. Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı su kaynaklı YBK ekserji kaybı değişimi	90
Şekil 4.37. Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı su kaynaklı YBK ekserji kaybı değişimi	90
Şekil 4.38. Absorber sıcaklığına bağlı su kaynaklı YBK ekserji kaybı değişimi ...	91
Şekil 4.39. Yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı su buharı kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi .....	92

Şekil 4.40. DBK sıcaklığına bağlı su buharı kaynaklı YBK ekserji kaybı .....	93
Şekil 4.41. Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı su buharı kaynaklı YBK ekserji kaybı	93
Şekil 4.42. Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı su buharı kaynaklı YBK ekserji kaybı	94
Şekil 4.43. Absorber sıcaklığına bağlı su buharı kaynaklı YBK ekserji kaybı ....	94
Şekil 4.44. Aylara göre yoğuşturucuyu soğutmak için gerekli hava debisi .....	95
Şekil 4.45. Aylara göre absorberi soğutmak için gerekli hava debisi .....	97
Şekil 4.46. Aylara göre yoğuşturucudaki ekserji kayıpları .....	97
Şekil 4.47. Aylara göre absorberdeki ekserji kayıpları .....	98
Şekil 4.48. Aylara göre sistemdeki ekserji kayıpları .....	98
Şekil 4.49. YB Kaynaticının Kendi Sıcaklığına Bağlı Yüzey Alanı Değişimi ...	101
Şekil 4.50. DB Kaynaticının YBK Sıcaklığına Bağlı Yüzey Alanı Değişimi ....	102
Şekil 4.51. Absorber, Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucunun Yüzey Alanı Değişimi	102
Şekil 4.52. Bir ve İki Numaralı Isı Eşanjörlerinin Yüksek Basınçlı Kaynaticı Sıcaklığına Bağlı Yüzey Alanı Değişimi .....	103
Şekil 4.53. Yüksek Basınçlı Kaynaticının Düşük Basınçlı Kaynaticı Sıcaklığına Bağlı Yüzey Alanı Değişimi .....	104
Şekil 4.54. Düşük Basınçlı Kaynaticının Yüzey Alanı Değişimi .....	105
Şekil 4.55. Absorber, Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucunun DBK Sıcaklığına Bağlı Yüzey Alanı Değişimi .....	106
Şekil 4.56. Bir ve İki Numaralı Isı Eşanjörlerinin Yüzey Alanı Değişimi .....	107
Şekil 4.57. Yüksek Basınçlı Kaynaticının Yüzey Alanı Değişimi .....	107
Şekil 4.58. Düşük Basınçlı Kaynaticının Yüzey Alanı Değişimi .....	108

Şekil 4.59. Absorber, Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucunun Yoğuşturucu Sıcaklığına Bağlı Yüzey Alanı Değişimi .....	109
Şekil 4.60. Bir ve İki Numaralı Isı Eşanjörlerinin Yüzey Alanı Değişimi .....	110
Şekil 4.61. Yüksek Basıncılı Kaynatıcının Yüzey Alanı Değişimi .....	110
Şekil 4.62. Düşük Basıncılı Kaynatıcının Yüzey Alanı Değişimi .....	112
Şekil 4.63. Absorber, Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucunun Yüzey Alanı Değişimi	112
Şekil 4.64. Bir ve İki Numaralı Isı Eşanjörlerinin Yüzey Alanı Değişimi .....	113
Şekil 4.65. Yüksek Basıncılı Kaynatıcının Yüzey Alanı Değişimi .....	113
Şekil 4.66. Düşük Basıncılı Kaynatıcının Yüzey Alanı Değişimi .....	114
Şekil 4.67. Absorber, Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucunun Yüzey Alanı Değişimi	115
Şekil 4.68. Bir ve İki Numaralı Isı Eşanjörlerinin Yüzey Alanı Değişimi .....	115
Şekil 4.69. DBK sıcaklığına bağlı YBK ya ait yıllık maliyet değişimi .....	116

## TABLolar DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Tablo 3.1. Denklem 3.2 ve 3.3.'de kullanılan katsayılar .....	22
Tablo 3.2. 3.10, 3.11 ve 3.12 Denklemlerinde kullanılan katsayılar .....	25
Tablo 3.3. Sistemdeki elemanların çalışma şartları .....	41
Tablo 3.4. Bursa iline ait aylara göre havanın ortalama termodinamik değerleri	46
Tablo 4.1. Yapılan çalışmanın literatürde yer alan çalışmalarla karşılaştırılması	51
Tablo 4.2. Sistemin noktasal olarak sahip olduğu termodinamik özellikler .....	53
Tablo 4.3. Sistemdeki elemanların ısı yük kapasiteleri .....	55
Tablo 4.4. Sistem Elemanlarına Ait Ekserji Kayıpları .....	82
Tablo 4.5. Sistem Elemanlarının Isı Transferi İçin Gerekli Yüzey Alanları .....	100
Tablo 4.6. Sistem elemanlarının yıllık yatırım ve işletme fiyatlarını .....	101

## 1. GİRİŞ

Temiz enerji son zamanların en önemli küresel ihtiyacı haline gelmiştir. Dünyada yaşanan nüfus artışı, daha iyi bir yaşam arzusu, maddi kazanç, hareketlilik ve iletişim ile giderek artan ihtiyaçlar, enerji talebi ve bu talebi karşılamak için de yoğun çabaları beraberinde getirmiştir (Ayrancı 2011). Gerekli enerjiyi elde etme çabaları sürerken içerisinde yaşanan dünyanın kirlendiği göz ardı edilemez. Enerjinin üretim aşamasından son tüketiciye gelene kadar çevre bilinciyle hareket edilmesi temiz enerji kavramını güçlendirmektedir. Enerjinin çevreye en az zararlı bir şekilde üretilmesi, taşınmasında ve tüketilmesinde kayıpların yaşanmaması, tüketim sonunda çevreye salınan zararlı atıkların azaltılması ya da sıfırlanması temiz enerji sağlanmasında dikkate alınması gereken süreçlerdir.

Enerji kaynaklarının daha verimli kullanılmasına yönelik projelerde atık ısıların kullanılması ilk alınan önlemler arasında yer alır. Atık ısıların değerlendirilmesi ile ilgili süreçlerde ise atık ısılarla çalışan enerji sistemleri ön plana çıkmaktadır. Soğurmalı soğutma sistemleri atık ısı kullanarak soğutma işlemini gerçekleştirmek için en etkili çözüm olanağına sahip sistemlerdir. Soğurmalı sistemlere ait bu önemli özellik bilim dünyasında bu sistemler üzerine yeni çalışmalar yapılmasına neden olmuştur. Bu tez kapsamında ele alınan iki kademeli bir soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik açıdan incelenmesinde şu hedefler takip edilmiştir:

- İki kademeli soğurmalı su – lityum bromür eriyiği ile çalışan bir sistemin matematiksel simülasyonunu oluşturmak ve hazırlanan simülasyon yardımıyla sistemi oluşturan elemanların ve eşanjörler gibi yardımcı elemanların sistem üzerindeki etkileri göstermek.
- Sistemin kontrol ve işletilmesinde en hassas parametreleri tespit etmek.
- Sistemin enerji gereksiniminin farklı enerji kaynaklarıyla sağlanmasına bağlı olarak verim analizi yapmak.
- Hava soğutmalı sistemin mevsimsel performansını belirlemek.
- Sistem elemanlarının boyutlandırmasını, yatırım ve işletme maliyetine bağlı ekonomik analizini yapmak. Belirtilen hedefler doğrultusunda hazırlanan simülasyon yardımıyla gerekli analizler yapılmıştır.

## 2. KAYNAK ÖZETLERİ

Soğurma prensibinin Michael Faraday tarafından keşfedilmesinden sonra tarihsel gelişimi başlayan soğurmalı sistemlerin ilk örneklerinden olan atık buhar kaynaklı sistem 1862 yılında Franz Carre tarafından yapılmıştır (Yamankaradeniz ve ark. 2013). Daha sonra 1878 yılında Paris Dünya Fuarı'nda sergilenen güneş enerjisi kaynaklı buz üretim makinesi, 1922 yılında İsveç Kraliyet Teknoloji Enstitüsü öğrencileri tarafından tasarlanan pompasız sistem örneği ve 1926 yılında ortaya konan Einstein Soğutucusu soğurmalı sistemlerin gelişmesini sağlamıştır. 1923 yılında ticari üretimi başlayan soğurmalı sistemler 1960'lı yıllarda karavanların soğutucu ihtiyacının karşılanması amacıyla büyük ilgi görmüştür. 70'li yıllardaki yaşanan enerji krizine bağlı olarak bu sistemler üzerine yapılan çalışmalar artış göstermiştir (Pastakkaya 2012).

Günümüzde ise halen enerji ihtiyacı insanlığın en önemli sorunlarının başında gelmektedir. Fakat enerji sorunun çözümünde artan çevre sorunlarına bağlı temiz enerji ihtiyacı atık ısı ya da solar kaynaklı sistemleri ön plana taşımıştır. Soğurmalı soğutma sistemleri enerji kaynağı olarak endüstriyel atık ısı ya da güneş enerjisini kullanabilen sistemler olduğundan buhar sıkıştırılmalı sistemler ile karşılaştırıldığında elektrik enerjisine olan ihtiyacı azaltmaları son dönemde bilim dünyasında bu sistemler üzerine birçok çalışmanın yapılmasına neden olmuştur. Soğurmalı soğutma sistemleri kendi içerisinde birçok sistem alternatifine sahip olmanın yanında farklı enerji sistemleriyle birlikte hibrit sistemler kurma imkânı sunmaktadırlar (Gogoi ve Talukdar 2014). Bu açıdan bakıldığında literatürde bu sistemler üzerine yapılan çalışmalar çok fazla olduğundan bu çalışmanın yapılmasında ışık tutan ve fikir veren çalışmalar sunulacaktır.

Soğurmalı sistemler üzerine yapılan çalışmalar deneysel ve teorik olarak iki başlık altında incelenebilir. Deneysel çalışmalarda inceleme yapmak amacıyla birçok soğurmalı deney setinin laboratuvarlarda kurulduğu literatürde yer alan çalışmalardan anlaşılmaktadır (Aliane ve ark. 2016). Bu sistemler üzerinde enerji kaynağı, sistem içerisindeki akışkanlar ya da sistem elemanlarının parametrelerine bağlı performans analizleri yapılmaktadır. Aphornratana ve Sriveerakul (2007) ikilisinin kurdukları 2 kW soğutma kapasitesine sahip sistem bunlardan biridir. İkilinin bildirdiğine göre eriyik ısı eşanjörü yardımıyla sistem performansını % 60 artırmak mümkündür.

Pastakkaya ve ark. (2012) Uludağ Üniversitesi'nde kurulu, lityum klorürlü, 40 m<sup>2</sup> düz toplayıcılarla güneş enerjisini emen, 20 kW kapasiteli, iç enerji depolama sistemine sahip bir soğurmalı sistemin soğutma tesir katsayısını 0,28 olarak hesaplamışlardır.

Soğurmalı soğutma sistemlerinin incelenmesinde tercih edilen diğer bir yöntem ise nümerik, sayısal ya da teorik olarak isimlendirilebilen ve soğurmalı sistemin içerisinde yer alan bütün etmenlerin matematiksel olarak bilgisayar ortamına aktarılmasıyla oluşturulan sanal sistemler olan simülasyonlardır. Simülasyon metodu sistem içerisinde yer alan akışkanların ve sistem elemanlarının sistem üzerindeki etkilerinin çok iyi ifade etmesinden araştırmacılar tarafından tercih edilmektedir.

Bu tez kapsamında araştırma yöntemi olarak simülasyon metodu tercih edildiği için simülasyonun hazırlanmasında, geliştirilmesinde ve çıktılarının doğrulanmasında bir çok çalışmadan yararlanılmıştır. Gelecek bölümde bu çalışmalardan ve özgün yönlerinden bahsedilecektir.

## **2.1. Konu ile İlgili Yapılmış Çalışmalar**

Tek kademeli soğurmalı sistemler soğurmalı sistem türleri içinde temel sistem olarak kabul edilebilir. Bu açıdan bu tez kapsamında incelenen iki kademeli soğurmalı sisteminin anlaşılması ve geliştirilmesinde önemli rol aldıkları ve birçok çalışmada karşılaştırma konusu oldukları için öncelikle tek kademeli soğurmalı sistemler üzerine literatürde yer alan çalışmalardan bahsedilecektir.

Sözen (2001) amonyak – su eriyiği ile çalışan tek kademeli bir sistem üzerinde ısı eşanjörlerinin etkisini incelemiştir. Soğutucu akışkan ısı eşanjörü ve karışım eşanjörü adını verdiği iki eşanjörün beraber ve ayrı çalışması sonucu sistem üzerinde meydana gelen birinci ve ikinci termodinamik kanuna bağlı sonuç değişimlerini tablolar ve grafikler yardımıyla sunmuştur.

Soğurmalı sistemler soğutma amaçlı kullanılabildikleri gibi ısı pompası amacıyla da ısı yükselticisi adı altında kullanılmaktadırlar (Horuz 2015). Sözen (2003) yılında yaptığı diğer bir çalışmada tek kademeli soğurmalı bir ısı değiştirgecine ait tersinmezliklerin sistem performansı üzerindeki etkilerini belirlemiştir.

Talbi ve Agnew'in (2000) bildirdiğine göre ise sistem içerisinde en fazla kapasiteye sahip eleman kaynaticıdır. Kaynaticıyı absorber takip etmektedir. İkili Fortran 77 üzerinde geliştirdikleri bir simülasyon yardımıyla sistemin çevre ile olan ilişkisine dikkati çekmişleridir.

Misra ve ark. (2003) su – lityum bromür eriyiği ile çalışan tek kademeli bir sistemin termoekonomik optimizasyonu üzerinde çalışmışlardır. Hazırladıkları optimizasyon prosedürü ile kaynaticı yatırım maliyetini %11,7 oranında azaltmışlar ve sistem performans katsayısını 0,71 den 0,79 seviyesine yükseltmişlerdir.

Şencan ve ark. (2005) su – lityum bromür eriyiği ile çalışan, soğutma ve ısıtma amacıyla kullanılan tek kademeli bir sistemin ekserji analizini yapmak amacıyla Fortran 90 yazılım dili üzerinde simülasyon çalışması yapmışlardır. Entalpi ve entropi gibi termodinamik büyüklüklerin yanında her bir sistem elemanı için ekserji kayıplarını hesapladıkları çalışmalarında yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı elemanlarına ait kapasite ve ekserji kayıplarının kaynaticı ve absorber elemanlarına ait kapasite ve ekserji kayıplarından az olduğu sonucuna varmışlardır.

Kilic ve Kaynakli (2007) su – lityum bromür eriyiği ile çalışan bir sistemin ikinci kanun analizine yer verdikleri çalışmalarında kaynaticı sıcaklığına bağlı sistem elemanlarında meydana gelen ekserji kayıplarındaki değişimleri göstermişlerdir. Çalışmalarında ekserji veriminin hesaplanmasına da yer veren ikili sisteme ait ekserji verimini 0,309 olarak rapor etmişlerdir.

Kaynakli (2008) soğurmalı bir sistemin sadece absorber elemanına ait birinci ve ikinci kanun analizlerini yaptığı çalışmasında ters akışlı tasarlanan absorberde meydana gelen tersinmezliğin paralel akışlı türden fazla olduğunu bildirmiştir.

Kaynakli ve Yamankaradeniz'in (2007) entropi üretimini esas aldıkları çalışmalarında kaynaticı sıcaklığına bağlı olarak sistem elemanlarında meydana gelen entropi üretimindeki değişimi göstermişlerdir. İkili ayrıca boyutsuz olarak tanımladıkları entropi üretim oranının sistem içerisinde en fazla kaynaticıya sonra ise absorbere ait olduğunu göstermişlerdir.



Kaynaklı ve Kilic (2007) sistem elemanlarının çalışma sıcaklıklarına bağılı olarak performans katsayısının nasıl değiştiğini gösterdikleri çalışmalarında kaynatıcı ve buharlaştırıcı çalışma sıcaklığına bağılı olarak sistem performans katsayısının arttığı yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarına bağılı olarak da performans katsayısının azaldığını tespit etmişlerdir. İkili ayrıca çalışmalarında sistem içerisine dâhil ettikleri eriyik eşanjörü ve soğutucu akışkan eşanjörünün sistem performansı üzerindeki etkileriyle de ilgilenmişlerdir. Verdikleri sayısal bilgilerde sistem performans katsayısı eriyik eşanjörüne bağılı olarak % 44 artarken soğutucu akışkan eşanjörünün sistem performansının artışı üzerindeki etkisi sadece % 2,8 dir.

Genel olarak bakıldığında temel soğurmalı sistemler için tercih edilen akışkan su – lityum bromür eriyiğidir. Suyun donma noktasına karşılık sıfır altı uygulamalar için ise amonyak – su akışkanı tercih edilir. Bu iki akışkan soğurmalı sistemlerde kullanılan klasik eriyikler olarak yorumlanabilirler. Bu iki akışkan dışında soğurmalı sistemlerde kullanılan eriyikler alternatif eriyikler başlığı altında incelenmektedirler. Aşağıda literatürde alternatif eriyikle çalışan sistemler üzerine yapılan bazı çalışmalardan bahsedilmiştir.

Zhu ve Gu (2010) alışmalarında amonyak – sodyum tiyosiyanat ile çalışan tek kademeli bir sistemin ikinci kanun analizine yer vermişlerdir. Yaptıkları çalışmanın sonucunda sistem performans katsayısını 0,55 olarak hesaplamışlardır. İkinici kanun analiz sonucunda ise 90 °C kaynatıcı sıcaklığı için ikinci kanun verimini yaklaşık 0,3 olarak göstermişlerdir.

Sun (1997) ise çalışmasında üç farklı alternatif eriyiği termodinamik performans açısından karşılaştırmıştır. Amonyak – su, amonyak – lityum nitrat, amonyak – sodyum tiyosiyanat olarak seçtiği üç ayrı alternatif eriyik içinde en iyi performans amonyak – sodyum tiyosiyanata sonrasında ise amonyak – lityum nitrat eriyiğine ait çıkmıştır.

Karamangil ve ark. (2010) su – lityum bromür, amonyak – lityum nitrat ve amonyak – su arasında yaptıkları performans analizinde en yüksek performans katsayısına su – lityum bromür eriyiği ile ulaşmışlardır. Diğer iki eriyiğin performans katsayıları ise birbirine yakın çıkmıştır.

Soğurmalı sistemlerin analizlerinde araştırmacıların sıklıkla başvurduğu çalışmalar ise akışkanların termodinamik özellikleri üzerine yapılan yayınlardır. Literatürde akışkanlara ait termodinamik özelliklerin ayrıntılı bir şekilde ortaya konulduğu bu çalışmalara ait bilgilere gelen satırlarda değinilmiştir.

Kaita (2001) çalışmasında su – lityum bromür eriyiği ile ilgili buhar basıncını, entalpi ve entropiyi yüksek sıcaklıklarda ifade eden denklemleri geliştirdiğini bildirmiştir. Chua ve ark. (2000) ait çalışmalarında akışkan yoğunluğuna da dikkat çekilmiştir.

Patek ve Klomfar (2006) ise 0 ile % 75 arası karışım oranına sahip su – lityum bromür eriyiği ile çalışan bir sisteme ait termodinamik büyüklükleri ifade eden denklemleri ayrıntılı bir biçimde rapor etmişlerdir. Mostafavi ve Agnew (1996) çevre sıcaklığının sistem üzerindeki etkilerini araştırdıkları çalışmalarında kullandıkları denklemleri paylaşmışlardır.

Son olarak bu tez kapsamında incelenen iki kademeli soğurmalı soğutma sistemini konu alan literatürde yer alan çalışmalara değinilecektir. Gomri ve Hakimi (2008) soğutma kapasitesini 300 kW olarak kabul ettikleri bir sistemin simülasyonunu Fortran üzerinde yapmışlardır. İkili sistem elemanlarının çalışma sıcaklıklarını tablo halinde verdikleri çalışmalarında sistem sıcak su ile beslenmekte ve soğutucu akışkan olarak yine su kullanılmaktadır. Sisteme ait termodinamik özellikler olan sıcaklık, debi, konsantrasyon ve ekserji değerleri noktasal olarak tablo yardımıyla çalışma içerisinde sunulmuştur. Ayrıca soğutma tesir katsayısının 1,189 olarak bildirildiği çalışmada ikinci kanun verimi ise % 35,57 dir. İkili düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının önemini vurguladıkları çalışmalarında düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artmasıyla sistem performansı üzerinde iyileşme olmaktadır.

Gomri (2009) tarafından yapılan diğer bir çalışmada da tek kademeli ve iki kademeli sistemlerin karşılaştırılması yapılmıştır. Kaynatıcı sıcaklığına bağlı performans analizinin yapıldığı çalışmada tek kademeli sisteme ait soğutma tesir katsayısı 0,73 – 0,79 arasında değişirken iki kademeli sisteme ait performans katsayısı 1,22 – 1,42 arasında hesaplanmıştır. Ekserji veriminin de üzerinde durulduğu çalışmada tek kademeli sisteme ait ekserjiye bağlı verim aralığı % 12,5 – % 23,2 olarak rapor edilirken iki kademeli sistemde bu aralık % 14,3 ile % 25,1 olarak tespit edilmiştir.

Anand ve Kumar (1987) tarafından gerçekleştirilen bir çalışma bugün yapılan bazı çalışmalara kaynak niteliğindedir. İkili tek kademeli ve iki kademeli sistemleri beraber ele aldıkları çalışmaları sistemlerdeki tersinmezlik miktarı üzerine yoğunlaşmışlardır. Yaptıkları çalışmaları en fazla tersinmezliğe sahip sistem elemanını absorber sonrada buharlaştırıcı olarak rapor etmişlerdir.

Kaushik ve Arora'da (2009) tek ve iki kademeli sistemlerin karşılaştırılmasını temel alan bir çalışma yapmışlardır. Araştırmacılar Anan ve Kumar (1987) tarafından yapılan çalışmayı referans aldıkları çalışmaları sistem elemanlarının çalışma sıcaklıklarına bağlı olarak sistemlere ait birinci ve ikinci kanun verimlerinin değişimini göstermişlerdir.

İkili ayrıca yaptıkları diğer bir çalışmada yine kaynaticı sıcaklığına bağlı her iki sistemin karşılaştırmasına yer vermişlerdir. EES üzerinde yaptıkları simülasyonda düşük basınçlı kaynaticı sıcaklığı ile yüksek basınçlı kaynaticının sıcaklıklarını eşit kabul etmişlerdir (Arora ve Kaushik 2009).

Vasilescu ve ark. (2011) Paralel akışlı bir sistemi ele aldıklarında çalışmaları sistem içerisinde iki dolaşım oranı tanımlamışlardır. Su – lityum bromür, amonyak – lityum nitrat ve amonyak – sodyum tiyosiyanat ile çalışan üç ayrı sistem için en uygun dolaşım oranının 0,65 olduğunu bildirmişlerdir.

Gebreslassie ve ark. (2010) yarım etkiliden başlayarak üç etkiliye kadar literatürde yer alan birçok konfigürasyonu içeren bir çalışma yapmışlardır. Ekibin bildirdiğine göre EES üzerinde hazırlanan simülasyonlar yardımıyla ortaya koydukları sonuçlarda kademe sayısı ile birlikte sistem performansları artmaktadır ayrıca en yüksek performans katsayısı üç kademeli paralel etkili sistem çeşidine ait olarak hesaplanmıştır.

Farshi ve ark (2011) seri akışlı, paralel akışlı ve ters paralel akışlı olmak üzere üç farklı iki kademeli konfigürasyonu için kristalizasyon riski analizi yapmışlardır. Seri akışlı türde kristalizasyon risk alanının daha dar olduğunu rapor etmişlerdir. Ayrıca grup yine üç farklı konfigürasyon için ekserjiye bağlı ekonomi analizi yapmışlardır. Yaptıkları analiz sonucunda en yüksek maliyetin seri akışlı türe sonra ters paralel akışlıya ve en az paralel akışlıya ait olduğunu bildirmişlerdir (Farshi ve ark. 2013).

## 2.2 Yapılan Tez Çalışmasının Literatürde Yer Alan Çalışmalardan Farkı

Bu tez çalışması kapsamında kaynak özetlerinde bahsedilen bütün çalışmaların ışığında özgün bir analize yer verilmiştir. Öncelikle iki kademeli sistem türü olarak seri akışlı sistem tercih edilmiştir. Eriyik olarak da su – lityum bromür çözeltisi seçilmiştir. Sistem içerisinde yer alan eriyik akışı için iki farklı dolaşım oranı belirlenerek bu dolaşım oranlarına bağlı özgün kapasite ve ekserji denklemleri elde edilmiştir.

Sistem içerisindeki enerji dengesini belirleyen yüksek basınçlı yoğunlaştırıcı sıcaklığı bazı çalışmalarda sabit alındığı için bu çalışmada iterasyon yöntemiyle hesaplanması ve buna bağlı performans analizi bu çalışmanın özgün yönlerindedir.

Ayrıca kristalizasyon riski dikkate alınarak sistemde yer alan iki kritik nokta için risk uyarısı konulmuştur.

Özgün olarak ele alınan diğer bir nokta ise enerji kaynağına bağlı yapılan analizlerdir. Literatürde yer alan çalışmalarda sisteme enerji sağlayan kaynak genellikle bir tane seçilir. Bu çalışmada sistemin su, buhar ve hava olmak üzere üç farklı kaynakla beslenmesi sağlanmıştır. Bu farklılığına bağlı olarak ortaya çıkan termodinamik değişiklikler tez çalışması kapsamında ortaya konulmuştur.

Sisteme ait ısı atım hattı atmosfere açık hale getirilerek hava kaynaklı bir ısı atım hattına bağlı yıllık bir analiz gerçekleştirilmiştir. Buna bağlı olarak yıl içinde hangi ayda ne kadar bir debi ihtiyacının olduğu analizlerde ortaya konmuştur.

Son olarak ekonomi analizi yönünden de incelenen sistemde ekonomi analizinin temelini oluşturan boyutlandırma işlemi LMTD metodu kullanılarak sistem elemanları için yapılmıştır. Sistem elemanlarının çalışma sıcaklıklarına bağlı olarak gerekli ısı transferi için eleman boyutlarının nasıl değiştiği gösterilmiştir. Ayrıca literatürde yer alan fiyatlandırmalar dikkate alınarak sisteme ait yatırım ve işletme maliyetleri ortaya konmuştur.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu tez çalışması kapsamında iki kademeli seri akışlı su – LiBr (su – lityum bromür) eriyiği ile çalışan soğurmalı bir soğutma sisteminin üç farklı ısı kaynağıyla enerji ihtiyacının karşılanması teorik olarak incelenmiştir. Bu amaçla Delphi programı yardımıyla bir simülasyon oluşturulmuştur. Oluşturulan simülasyon üzerinde ısı enerji kaynağı olarak seçilen sıcak hava, sıcak su ve su buharı ile sistemin ısı ihtiyacı karşılanmıştır. Simülasyondan elde edilen veriler kullanılarak yüksek basınçlı kaynatıcı (YBK) üzerindeki ekserji kayıplarıyla ısı kaynağındaki gerekli debi miktarı değişimi karşılaştırılması yapılmıştır. Sistem elemanlarının çalışma şartlarının değişmesiyle ısı kaynakları üzerinde ekserji kayıpları, debi ve sıcaklık değişimleri gösterilmiştir.

Oluşturulan simülasyonun kısımları şu şekilde sınıflandırılabilir:

1. Su, su buharı ve havanın termodinamik özelliklerinin hesaplanması
2. Su – LiBr çözeltisine ait termodinamik özelliklerin hesaplanması
3. İki kademeli soğurmalı sistem çevrimine ait matematiksel modelin oluşturulması
4. Matematiksel model içerisinde sisteme ait iki farklı dolaşım oranının hesaplanması
5. Sistem elemanlarının çevre ile olan ilişkilerinin tanımlanması
6. Dolaşım oranına ve debiye bağlı sistem elemanlarının kapasitelerinin hesaplanması
7. Dolaşım oranına ve debiye bağlı sistem elemanlarına ait ekserji kayıplarının hesaplanması
8. Dolaşım oranına ve debiye bağlı sistem elemanlarına ait tersinmezliklerin hesaplanması
9. Birinci ve ikinci kanun verim değerinin hesaplanması
10. Termoekonomik analize bağlı sonuçların hesaplanması

Hazırlanan simülasyon bir termodinamik çevrimi ifade ettiği için yukarıda bahsedilen kısımların yazılan sırayla tam olarak simülasyonda yer alması söz konusu değildir. Simülasyonda yer alan bölümler en yakın haliyle sınıflandırılmıştır.

### 3.1. Simülasyon Yöntemleri

Simülasyon metodu soğurmalı soğutma sistemlerinin teorik olarak incelenmesi amacıyla araştırmacılar tarafından sıkça tercih edilen bir yöntemdir. Fakat bu yöntemin ifade edilmesi için simülasyon ve program kelimeleri bir biri yerine kullanılabilir. İki kelimenin ifade ettiği anlam farklılıkları şu şekilde özetlenebilir. Program, araştırmacı tarafından tercih edilen ve matematiksel modeli bilgisayar ortamına aktarmaya yarayan yazılımdır. Simülasyon ise program üzerinde oluşturulan hesaplamalar bütünüdür. Diğer bir ifadeyle bir program kullanılarak birden fazla simülasyon oluşturulabilir.

Soğurmalı soğutma sistemlerinin analizinde simülasyon yapmak için araştırmacılar tarafından kullanılan programları, bünyesinde gerekli termodinamik büyüklükleri bulduran kütüphaneli programlar ve buldurmeyen açık metin programlar olarak iki sınıfta incelemek mümkündür. Açık metinli programlarda gerekli bütün alt programlar kullanıcı tarafından yüklenir ve programın tamamını tek bir metin üzerinde görmek mümkündür (Saka ve ark. 2014a).

#### 3.1.1. Kütüphaneli Programlar

Su – LiBr eriyiği ile çalışan soğurmalı bir soğutma sisteminin simülasyon yöntemi kullanarak birinci ve ikinci kanun analizini yapmak için yaklaşık yirmi farklı termodinamik büyüklüğün matematiksel olarak ifade edilebilmesi gerekir. Sıcaklık, doyma basıncı, entalpi ve entropi değerleri, yoğunluk, özgül hacim ve konsantrasyon kavramları simülasyonda yer alması gereken önemli termodinamik kavramlardan sayılabilir. Hazırlanacak simülasyon için bu değerler su, su buharı, hava ve su – LiBr eriyiği için ayrı olarak tanımlanmalıdır.

Literatürde soğurmalı bir sistemin simülasyonu için gerekli denklemlerin hepsi mevcuttur. Fakat bir araştırmacı için bunları literatürden toplamak ve bilgisayar ortamına aktarmak çok fazla zaman ve emek gerektirdiği için bazı araştırmacılar alt program olarak isimlendirebileceğimiz bu denklemleri kendi kütüphanesinde bulduran programları tercih etmektedirler.

Simülasyon hazırlama safhasında göz önünde bulundurulması gereken diğer bir nokta ise denklemlerin her birinin kendine ait hassasiyet derecesinin olmasıdır. Sağlıklı ve literatüre uygun sonuçlar alabilecek şekilde bu denklemlerin bilgisayar ortamına aktarılması diğer bir zorluk sebebidir. Bu durum araştırmacıların kendi kütüphanesi bulunan programları tercih etmesi için ayrı bir sebep olarak gösterilebilir. Literatürde yer alan kendi kütüphanesine sahip programlardan örnek olarak EES (Engineering Equation Solver) programı gösterilebilir.

### **3.1.2. Açık Metinli Programlar**

Kendi kütüphanesine sahip programlar kullanıcı kolaylığı sağlamakla beraber kütüphanelerinin içeriğine tam olarak ulaşmak her kullanıcı için mümkün olmayabilir. Bu durum inceledikleri sistemin tüm ayrıntılarına inmek isteyen araştırmacılar için bir dezavantaj olarak kabul edilebilir. Açık metinli programlar kendi kütüphaneleri olmadığı için simülasyonu oluşturan bütün bilgiler araştırmacı tarafından aktarılır. Bu durum araştırmacı için simülasyonun bütün satırlarına hâkim olma fırsatı verir. Kendi kütüphanesi olan programlarda gerekli bilgiler kısa yollarla kütüphaneden çağrılır. Bu durum daha kısa görünümlü simülasyon oluşturmaya sebep olurken simülasyonda etkili olan bütün denklemleri aynı sayfada görmek mümkün olmaz. Literatürde soğurmalı sistemlerin incelenmesinde kullanılan açık metinli programlara Delphi, Fortran ve Matlab örnek olarak gösterilebilir.

Bu tez kapsamında oluşturulan simülasyon için programlama dili olarak Delphi seçilmiştir.

### **3.2. Soğurmalı Soğutma Sistemlerinde Kademe Sayısı**

Soğurmalı soğutma sistemlerine ait en bariz dezavantaj bu sistemlerin verimlerinin düşük olmasıdır. Daha yüksek verimli soğurmalı sistemler elde etmenin bir yöntemi sistemleri kademeli hale getirmektir. Soğurmalı sistemlerde kademe sayısının artması sistem içerisindeki alçak ve yüksek basınç hatları arasındaki basınç farkının artmasına neden olur. Bu durum sistemin çalıştığı sıcaklık farkının artmasına dolayısıyla verimin artmasına neden olur.

Soğurmalı sistemlerde kademe sayısının artması sistemin sahip olduğu eleman sayısının artmasına bu durum ise sistemin daha karmaşık hale gelmesine neden olur. Literatürde soğurmalı sistemler üzerine araştırmacılar tarafından ortaya konulan çalışmalar kademe sayısı ile ters orantılıdır. İki kademeli sistemler üzerine yapılan çalışmalar tek kademeli sistemlere göre daha azdır. Literatürde en sık karşılaşılan sistemler bir, iki ve üç kademeli soğutma sistemleridir.

Bu tezde iki kademeli bir sistem çalışma konusu olarak seçilmiştir. İki kademeli soğurmalı soğutma sistemleri literatürde çift etkili soğurmalı soğutma sistemleri olarak da ifade edilmektedir.

### **3.3. İki Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistem Çeşitleri**

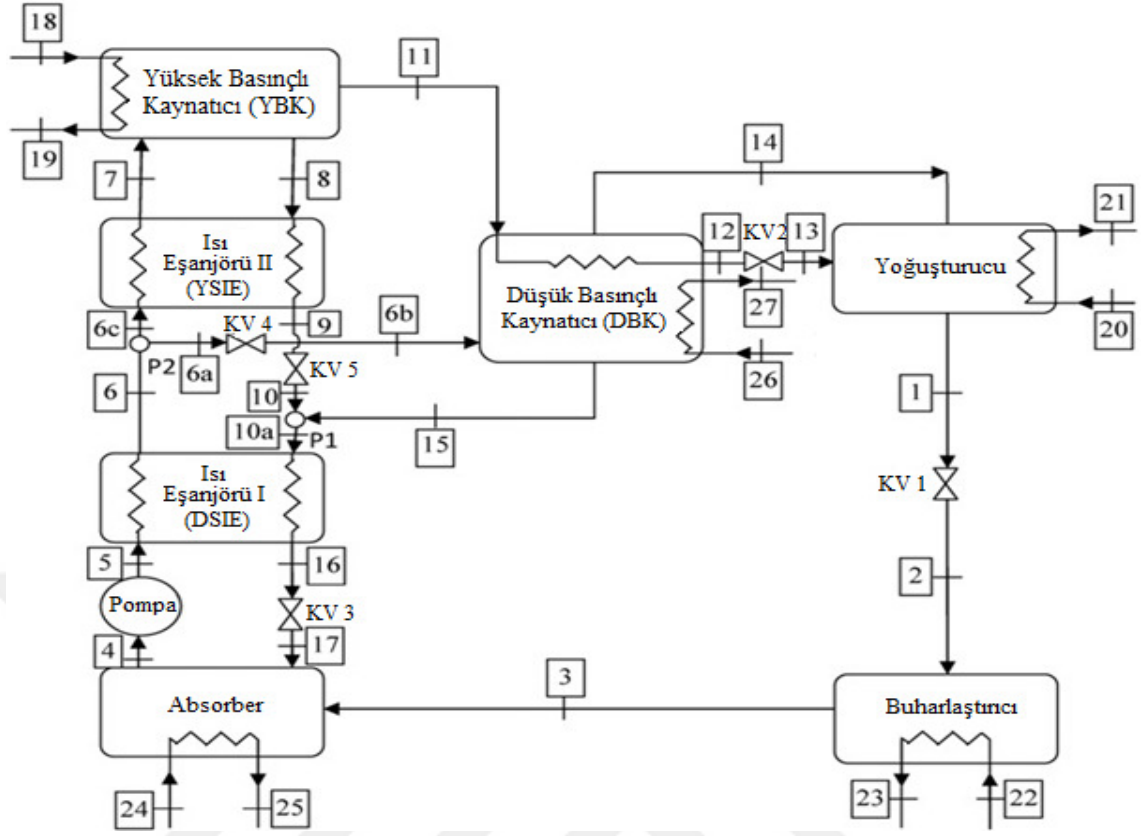
Soğurmalı soğutma sistemine ait termodinamik analiz yapmak amacıyla simülasyonun üzerinde oluşturulduğu uygun programın ve sisteme ait kademe sayısının seçilmesinden sonra analizi yapılacak sistem türünün seçilmesi gerekir. İki kademeli sistemler birden fazla konfigürasyon seçeneğine sahiptirler. Genel olarak literatürde karşılaşılan konfigürasyon çeşitleri seri akışlı, paralel akışlı ve ters paralel akışlı sistemlerdir. Aşağıda bu sistemlere ait şematik gösterimlere yer verilmiştir (Farshi ve ark. 2011).

#### **3.3.1. Seri Akışlı İki Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemleri**

İki kademeli sistemlerin seri ve paralel olarak isimlendirilmelerindeki sebep absorberden çıkan fakir eriyiğin izlediği yoldur. Seri akışlı sistemlerde absorberden çıkan fakir eriyik sistem elemanlarını seri davranış türüne göre yani sistem elemanlarını sırayla geçer. Aşağıda Şekil 3.1 üzerinde seri akışlı iki kademeli soğurmalı bir soğutma sisteminin şeması gösterilmiştir. Şekil üzerinden de anlaşılacağı gibi fakir eriyik debisinde herhangi bir azalma olmadan önce ısı eşanjörlerini geçer daha yüksek basınçlı kaynatıcıya oradan da düşük basınçlı kaynatıcıya gelir.





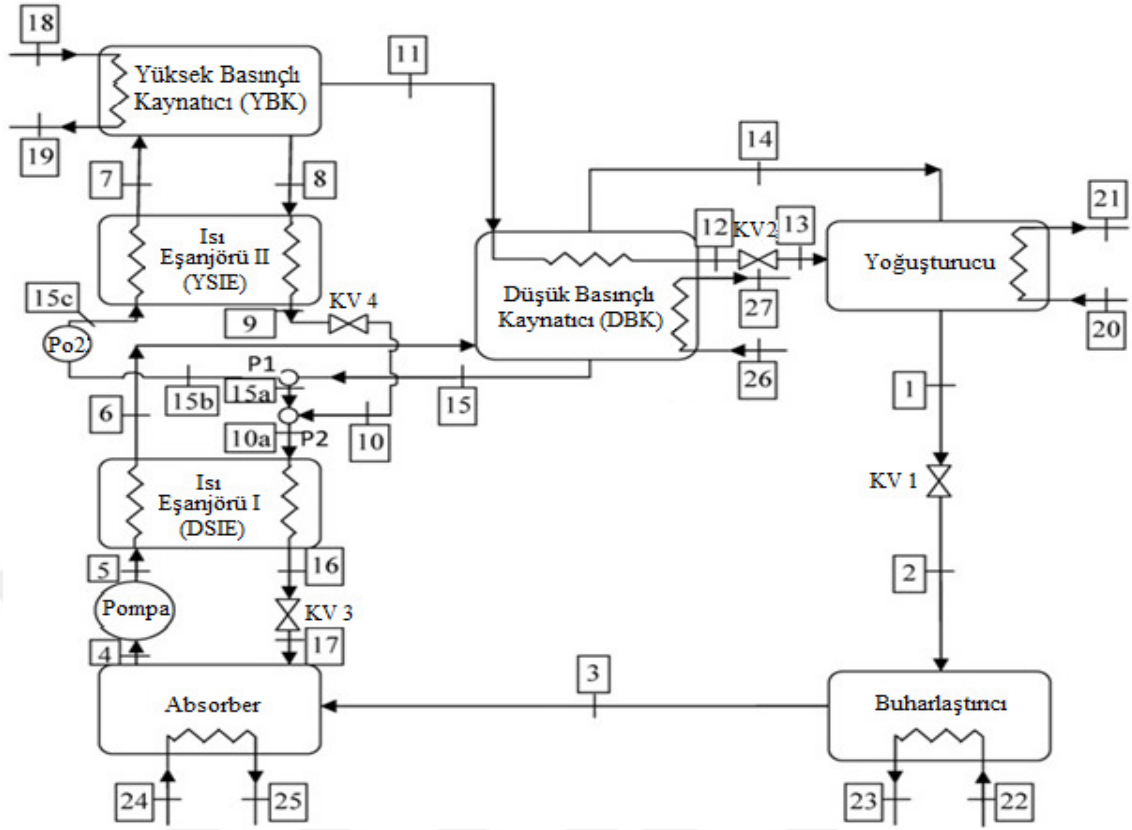


**Şekil 3.2.** Paralel akışlı iki kademeli soğurmalı soğutma sistemi

### 3.3.3. Ters Akışlı Paralel İki Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemleri

Literatürde yer alan seri akışlı sistem gösterimleri genel olarak birbirinin aynı olduğu halde paralel akışlı sistemler kendi içerisinde farklı türlere sahiptirler. Aşağıda yer alan Şekil 3.3' de ters akışlı paralel iki kademeli bir sistem gösterilmiştir.

Sistem içerisinde dolaşan eriyiğin farklı noktalarda dallara ayrılması paralel akışlı sistemlerinde farklı konfigürasyonlara sahip olmasına neden olmaktadır.



**Şekil 3.3.** Ters akışlı paralel iki kademeli soğurmalı soğutma sistemi

Bu tezde iki kademeli soğurmalı sistem çeşitleri içerisinde incelenmek üzere seri akışlı iki kademeli soğurmalı soğutma sistemi tercih edilmiştir.

### 3.4. Soğurmalı Sistemlerde Kullanılan Akışkan Çeşitleri

Soğurmalı sistemlerde kullanılan birçok akışkan adı literatürde mevcuttur. Bu akışkanlardan en çok bilinenleri su – LiBr eriyiği ile amonyak – su eriyiğidir. Literatürde eriyik yerine çözelti ifadesi de kullanılmaktadır. Su – LiBr eriyiği kullanılan sistemlerde su soğutucu akışkan LiBr ise soğurucu (absorbent) görevi görmektedir. Amonyak – su eriyiği kullanan sistemlerde amonyak soğutucu akışkan, su ise soğurucu olarak çalışır. Sıfır altı soğutma uygulamalarında suyun donma sıcaklığına bağlı olarak su kullanılamaz ve güvenlik amacıyla buharlaştırıcı çalışma sıcaklığının 4 °C altına düşmesi önerilmez (Kaynaklı ve Yamankaradeniz 2003).

Sıfır altı soğutma uygulamaları için amonyak – su eriyiği tavsiye edilebilir. Soğurmalı sistemler için su – LiBr ve amonyak – su eriyiği temel akışkanlar olarak kabul edilirse literatürde yer alan diğer akışkanları alternatif eriyikler olarak isimlendirmek uygun olur.  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ , Aseton- $\text{ZnBr}_2$  ve  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  eriyikleri literatürde yer alan akışkanlardan bazılarıdır (Kaynaklı ve ark. 2014). Bu tez kapsamında su – LiBr eriyiği ile çalışan iki kademeli bir sistemin analizlerine yer verilmiştir.

### **3.5. İki Kademeli Soğurmalı Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi**

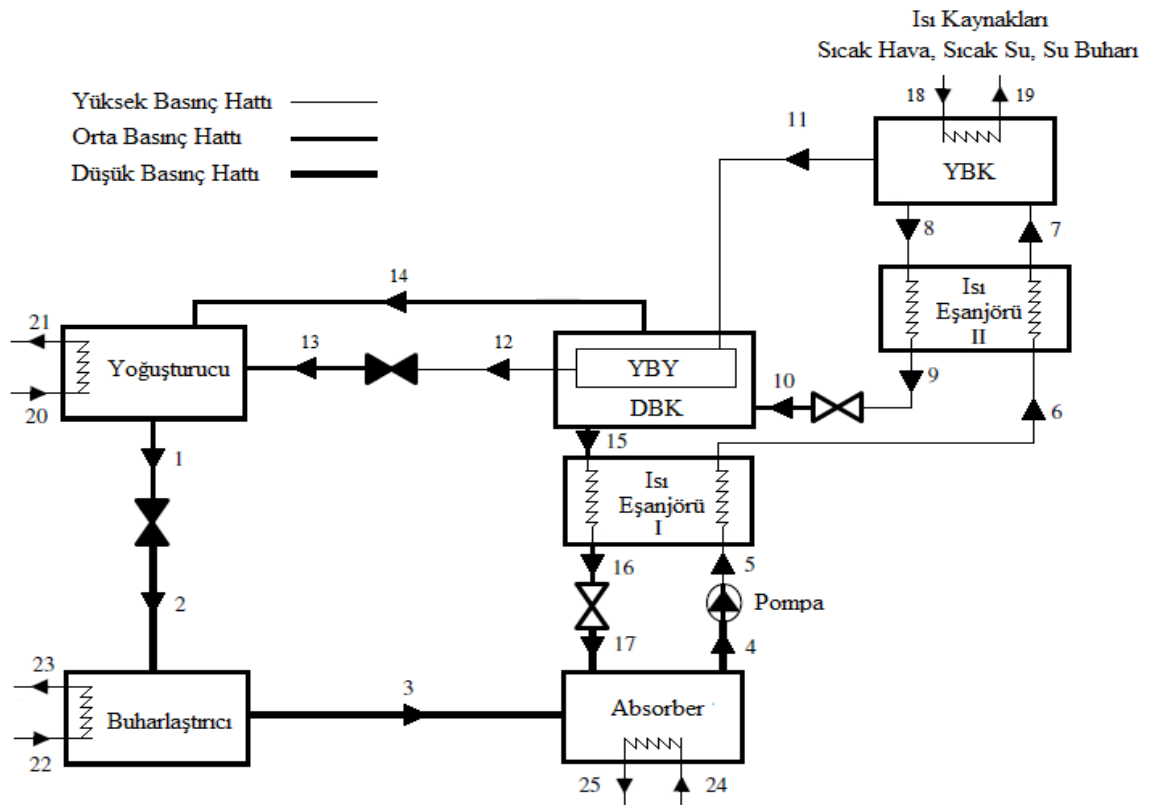
İki kademeli soğurmalı bir soğutma sistemi yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber, eriyik pompası, yüksek basınçlı kaynatıcı (YBK), düşük basınçlı kaynatıcı (DBK), yüksek basınçlı yoğuşturucu (YBY), iki eriyik eşanjörü, iki eriyik kısılma vanası ve iki adet soğutucu akışkan kısılma vanasından oluşur (Gomri ve Hakimi 2008).

Sistemde yüksek, orta ve düşük olmak üzere üç basınç seviyesi mevcuttur. Absorber ve buharlaştırıcı düşük basınç seviyesinde çalışmakla beraber basınçları eşit kabul edilir. Yüksek basınçlı kaynatıcı ve yüksek basınçlı yoğuşturucu isimlerinden de anlaşılacağı üzere yüksek basınç hattında çalışırlar. Düşük basınçlı kaynatıcı ve yoğuşturucu ise orta basınç seviyesine sahip sistem elemanlarıdır.

Su – LiBr eriyiği ile çalışan bu sistemde soğutucu akışkan görevini gören su yoğuşturucu da ısı kaybederek doymuş sıvı fazında ayrılır ve kısılma vanasına gelir. Kısılma vanasında buharlaştırıcı basıncına düşer. Buharlaştırıcıda çevreden ısı çeker ve doymuş buhar fazında buharlaştırıcıdan ayrılarak absorbere gelir. Absorberde düşük basınçlı kaynatıcıdan gelen zengin eriyik su buharı ile birleşir ve LiBr yönünden fakir halde eriyik pompasına gelir.

Eriyik pompasında yüksek basınçlı kaynatıcı basıncına yükselen fakir eriyik bir ve iki numaralı eriyik eşanjörlerinden geçerek ısı kazanır ve yüksek basınçlı kaynatıcıya gelir. Su buharı, sıcak su ya da sıcak hava olarak seçilen bir ısı kaynağından ısı çeken yüksek basınçlı kaynatıcı içerisinde kaynayan su buhar fazında eriyikten ayrılır. Eriyik LiBr yönünden zenginleşerek iki numaralı eriyik eşanjörüne gelir. İki numaralı eriyik eşanjöründe ısı kaybeden eriyik kısılma vanasında düşük basınçlı kaynatıcı basıncına kadar düşerek düşük basınçlı kaynatıcıya gelir.

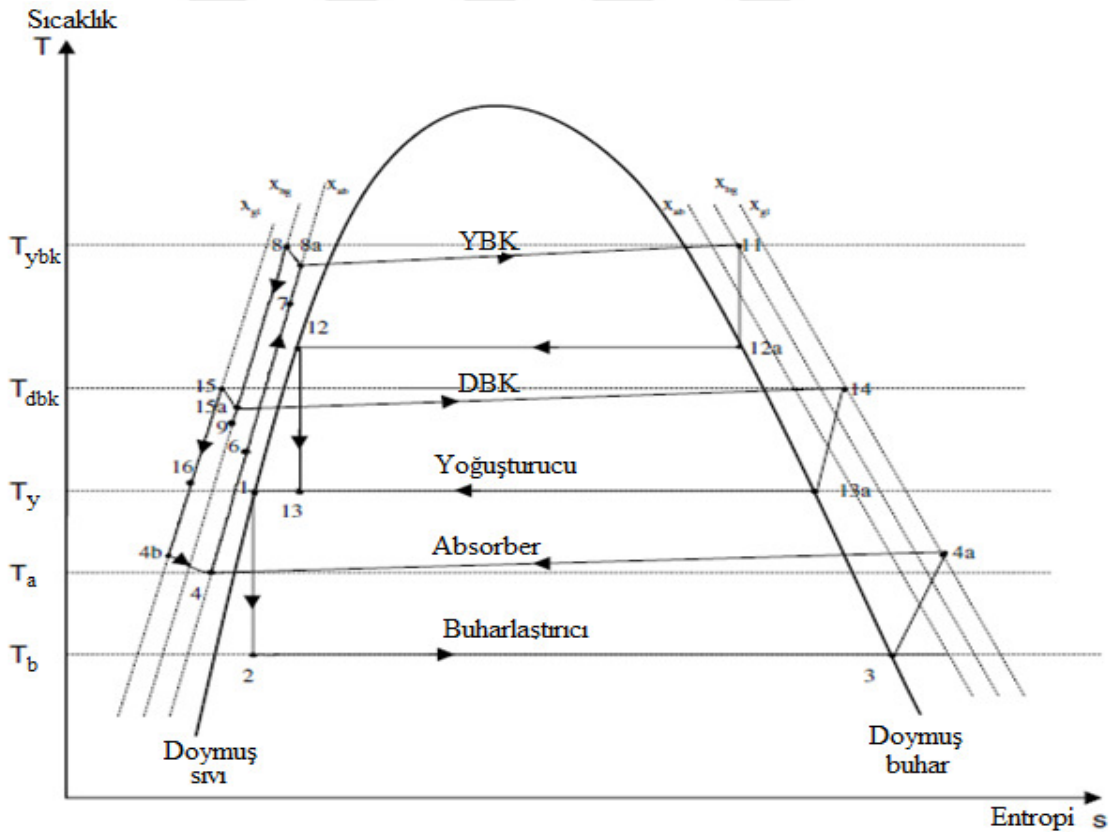
Düşük basınçlı kaynatıcıda yüksek basınçlı kaynatıcıdan gelen kızgın su buharından ısı çeken eriyik biraz daha su kaybederek bir numaralı eriyik eşanjörüne gelir. Bir numaralı eriyik eşanjöründe biraz daha soğuyan eriyik kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcı basıncında absorbere gelir. Düşük basınçlı kaynatıcının diğer çıkışından çıkan su buharı ise yoğuşturucuya gelir. Ayrıca yüksek basınçlı kaynatıcıdan gelen kızgın su buharı ise yüksek basınçlı yoğuşturucu içerisinden geçerek burada düşük basınçlı kaynatıcıya ısı sağlar daha sonra kısılma vanasında geçerek yoğuşturucu basıncında yoğuşturucuya girer ve çevrim tamamlanmış olur. Aşağıda yer alan Şekil 3.4’de iki kademeli soğurmalı bir soğutma sistemine ait şemaya yer verilmiştir. Verilen şekilde sistemin çevre ile ilişkisini de görmek mümkündür.



Şekil 3.4. İki kademeli seri akışlı soğurmalı bir soğutma sistemi

Bu tez kapsamında incelenen sistem üç ayrı ısı kaynağıyla beslenebilmektedir. Sistemde yoğuşturucu ve absorber ısı atan elemanlardır. Bu iki eleman soğutma suyu yardımıyla ısı atma işlemini gerçekleştirirler. Hazırlanan simülasyon soğutucu akışkanın hava olarak da seçilmesine izin verir. Buharlaştırıcı tarafından ise soğuk su üretilir. Sisteme enerji girişi buharlaştırıcı, yüksek basınçlı kaynatıcı ve eriyik pompası vasıtasıyla olur.

İki kademeli soğurmalı bir sistemin çalışma prensibi sıcaklık – entropi diyagramı üzerinden de anlaşılabilir. Aşağıda verilen Şekil 3.5’de iki kademeli soğurmalı bir soğutma çevrimine ait sıcaklık – entropi (T-s) diyagramı gösterilmiştir. Şekil üzerinde gösterilen diyagramın bütün noktalarının simüle edilen sistemi tam olarak tanımlaması düşünülmemelidir. Örnek olarak aşağıdaki diyagramda yoğuşturucu ve absorber sıcaklıkları farklı verilmiştir. Hazırlanan simülasyon bu iki sistem elemanının aynı sıcaklıkta da çalışmasına izin vermektedir.



Şekil 3.5. Sıcaklık – entropi diyagramı

Fakat bu diyagram üzerinde diğer sistem elemanlarının sıcaklık seviyelerini görmek mümkündür. Ayrıca diyagram üzerinde gösterilen 12 numaralı nokta yüksek basınçlı yoğuşturucu çıkışıdır ve görüldüğü gibi doymuş sıvı fazındadır. Aynı şekilde bir numaralı nokta yoğuşturucu çıkışıdır ve yine su doymuş sıvı fazındadır.

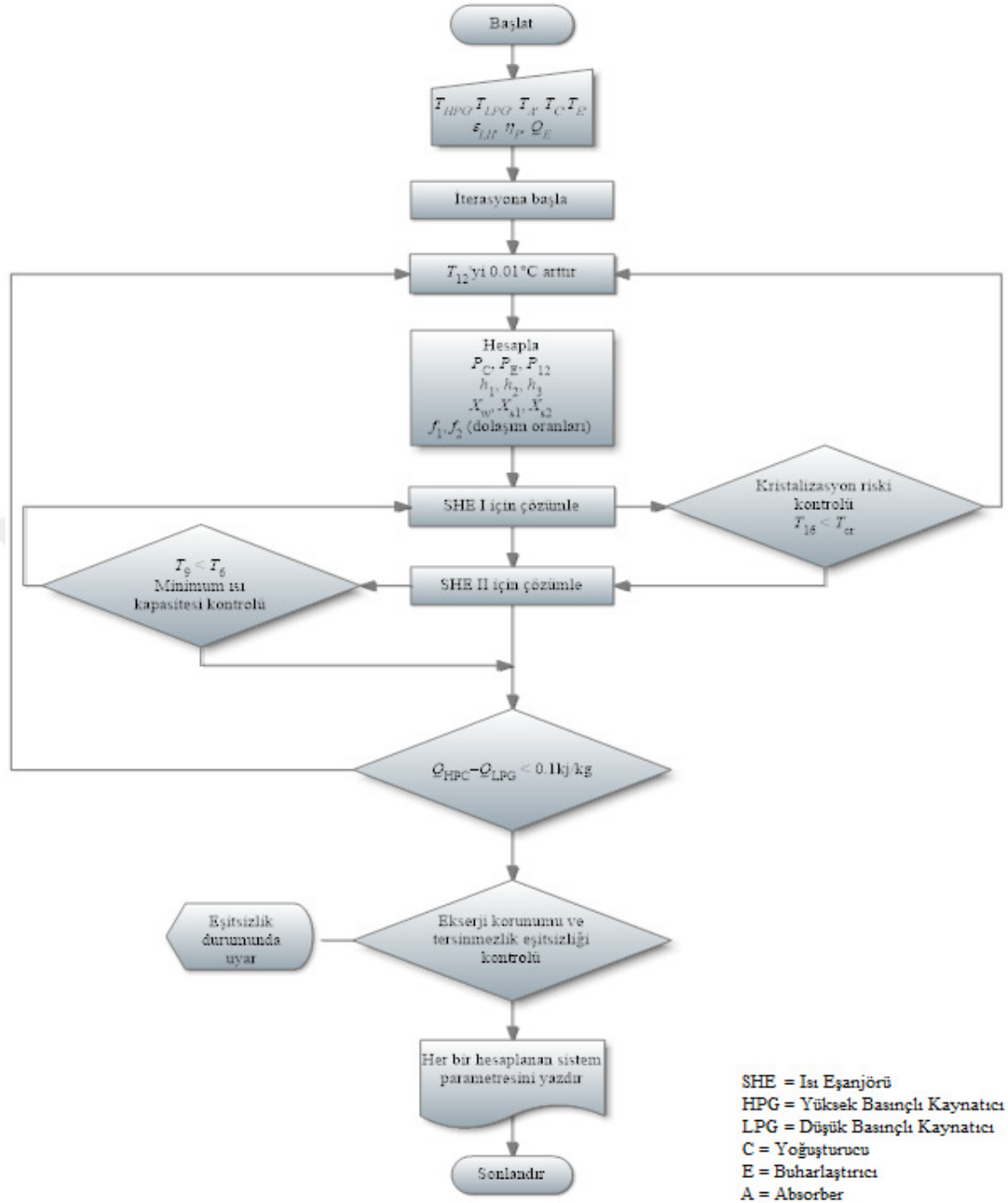
3 numaralı nokta ise buharlaştırıcı çıkışıdır ve su doymuş buhar fazındadır. Diyagram üzerinde dikkat edilmesi gereken diğer bir nokta ise 1 ile 2 ve 12 ile 13 noktalarıdır. Bu noktalar arasında geçiş sabit entropi durumunda olur. Bu noktalar soğutucu akışkan olan suyun basıncını düşürmek için kullanılan kısılma vanalarını gösterirler. Simülasyonda kısılma vanalarının çıkış entropi değeri giriş değerine eşit alınmıştır.

### **3.5.1. Sistem İçerisindeki Enerji Dengesi**

İki kademeli soğurmalı bir soğutma sisteminde yüksek basınçlı yoğuşturucudan düşük basınçlı kaynaticıya ısı aktarımı yapılır. Sistem içerisindeki ısı dengesinin sağlanmasında bu aktarım önem kazanmaktadır. Yüksek basınçlı yoğuşturucunun enerjisini düşük basınçlı kaynaticıya aktarmaması ya da düşük basınçlı kaynaticının ihtiyaç duyduğu enerjiyi karşılayamaması sistem için verim düşüşü anlamına gelir. Hazırlanan simülasyonda bu aktarımın hesaplanması ve yüksek basınçlı yoğuşturucu ile düşük basınçlı kaynaticı arasında enerji dengesi kurulması için bir döngü sistemi kurulmuştur.

Bu döngüde hesaplama yüksek basınçlı yoğuşturucu çıkış sıcaklığı düşük basınçlı kaynaticı sıcaklığına eşit olarak başlatılır. Isı transferinin mümkün olması için YBY sıcaklığı DBK sıcaklığından yüksek olmalıdır. Her iki sistem elemanının ısı yükleri eşit oluncaya kadar yüksek basıncı yoğuşturucu sıcaklığı kademeli olarak (0,01 °C) arttırılır. Dönünün sonunda belli bir tolerans değerinde bu yükler eşitlenerek yüksek basınçlı yoğuşturucu enerjisinin tamamını düşük basınçlı kaynaticıya aktarmış olur. Bu eşitlik diğer çalışma şartlarına bağlı olarak YBY için gerekli çalışma sıcaklığını ortaya koyar.

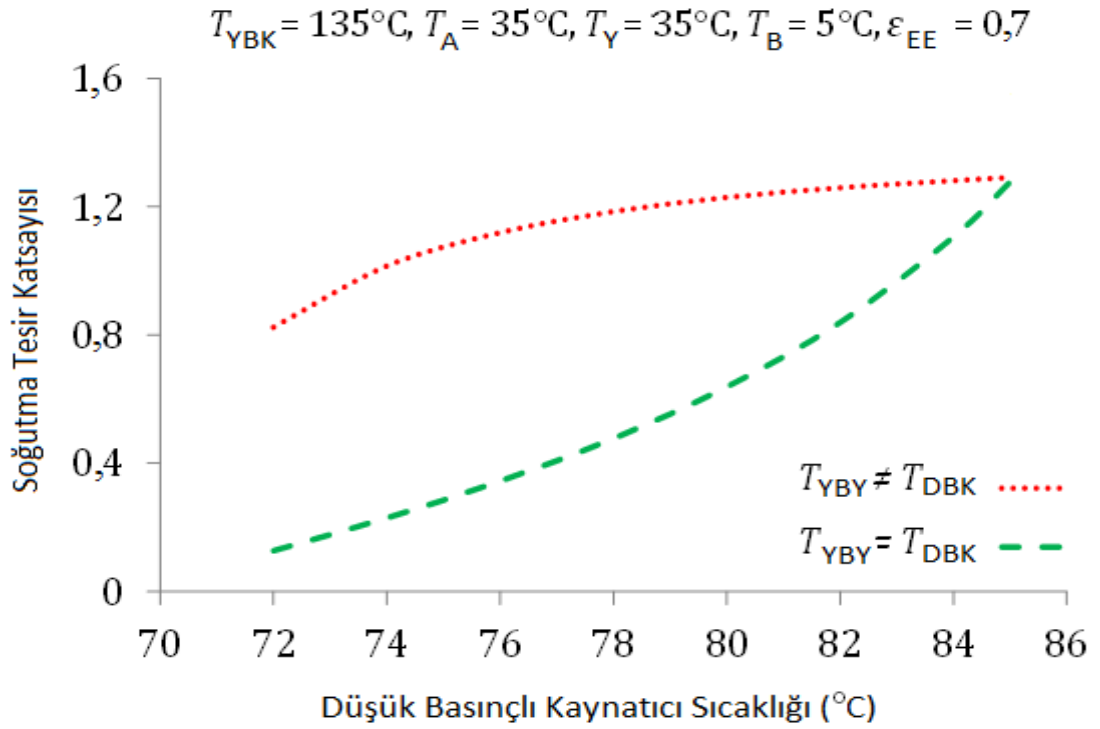
Aşağıda Şekil 3. 6 üzerinde simülasyon tarafından takip edilen hesaplama akış şeması gösterilmiştir.



**Şekil 3.6.** Simülasyonda takip edilen hesap akış şeması

İki kademeli sistemler için hazırlanan simülasyonlarda yer alan tasarım şartlarında YBY ve DBK çalışma sıcaklıklarını eşit alan araştırmacılar da vardır (Arora ve Kaushik 2009). Aşağıda verilen Şekil 3.7 bu tasarım farkının yani YBY çalışma sıcaklığının DBK çalışma sıcaklığına eşit olarak alınması ya da daha büyük olmasının hesaplamalar üzerindeki etkisini göstermektedir (Yılmaz ve ark. 2016).





**Şekil 3.7.** Farklı YBY sıcaklığı tasarım şartlarının sistem verimi üzerindeki etkisi

### 3.5.2. Simülasyonda Dikkate Alınan Kabuller

Soğurmalı soğutma sistemlerine ait termodinamik analizleri simülasyon ortamında daha basit hale getirmek için bazı kabuller yapılmaktadır. Bunlar:

- Sistem kararlı halde çalışmaktadır.
- Akış hattı boyunca basınç düşüşleri ihmal edilmiştir.
- Yoğuşturucu çıkışında su doymuş sıvı fazındadır.
- Yüksek basınçlı yoğuşturucu çıkışında su doymuş sıvı fazındadır.
- Buharlaştırıcı çıkışında ise su doymuş buhar fazındadır.
- Sistemin simülasyonda belirlenen şartlar dışında çevreyle bir ısı alış verişi yoktur.

### 3.6. Su, Hava ve Su – LiBr Eriyiğinin Termodinamik Özellikleri

#### 3.6.1. Su Buharının Doyma Basıncı

Su buharının sıcaklığa bağlı doyma basıncını veren denklem aşağıda 3.1 numaralı eşitlikte verilmiştir (Kaynaklı ve Yamankaradeniz 2003).

$$P(T) = 10^A 6,89643 \quad (3.1)$$

Denklem 3.1’de A ile ifade edilen katsayı;

$$A = a_0 + \frac{a_1}{(T1,8 + 491,7)} + \frac{a_2}{(T1,8 + 491,7)^2} \quad (3.2)$$

#### 3.6.2. Su Buharının Entalpisi

Su buharının sıcaklığa ve basınca bağlı doymuş buhar ve kızgın buhar entalpilerini veren denklem 3.3 aşağıda verilmiştir.

$$h(P, T) = 2,326 \{ [b_0 (T1,8 + 32) + b_1] + P [b_2 (T1,8 + 32) + b_3] \} \quad (3.3)$$

3.2 ve 3.3 numaralı denklemlerde verilen katsayılarla ait değerler Tablo 3.1’ de verilmiştir.

**Tablo 3.1.** Denklem 3.2 ve 3.3.’de kullanılan katsayılar

<b>i</b>	<b>a</b>	<b>b</b>
0	6,21147	0,44942
1	-2886,373	1060,80
2	337269,46	0,00274
3	-	0,989805

Ayrıca Baytaş’ın (1993) çalışması faza bağlı suyun diğer özelliklerinin hesaplanmasında katkısı olmuştur.

### 3.6.3. Havanın Entalpisi

Hazırlanan simülasyonda havanın entalpisi sıcaklığın ve havanın özgül nemine bağlı bir fonksiyon olarak tanımlanmıştır. Denklemden  $\omega$  gösterimi havanın özgül nemini  $kg\text{nem}/kg\text{hava}$  olarak tanımlamaktadır. Hesaplamalarda havanın özgül nemi yaklaşık 20 °C kuru termometre sıcaklığı ve %50 bağıl nem şartlarında sabit tutularak sıcaklığa bağlı sonuçlar elde edilmiştir. Saka ve ark.(2015) mevsimsel olarak sıcaklık ve özgül neme bağlı olarak havanın entalpisinin nasıl değiştiğini çalışmalarında göstermişlerdir.

$$h_{hava} = 1,0035 * T + \omega(25013 + 1,82 * T) \quad (3.4)$$

### 3.6.4. Havanın Entropisi

Havanın entropisi simülasyonda havanın kuru hava olarak kabul edilmesiyle aşağıda verilen denklem 3.5 yardımıyla hesaplatılmıştır.

$$s = 1,0035 * \ln(T_{hava} + 273,15) \quad (3.5)$$

### 3.6.5. Su – LiBr Eriyiğinin Avantajları

Su – LiBr eriyiğinin termodinamik özelliklerinden bahsetmeden önce bu eriyiğin kullanım özelliklerinden bahsetmek gerektir. Saka (2010) su – LiBr eriyiğinin kullanıcılar tarafından tercih edilmesinin nedenlerini ve dezavantajlarını şu şekilde açıklamıştır:

“Bu eriyiğin kullanımı son yıllarda oldukça önem kazanmıştır. 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. Su – LiBr eriyiği, sistemin konstrüksiyonunda kullanılan malzemelere karşı son derece korozif tesiri vardır. Lityum bromür eriyiği suya göre daha büyük yüzey gerilimine sahiptir. Bu eriyiğin viskozitesi, kullanılan konsantrasyon değerleri için çok küçüktür. Bu eriyiğin özgül ısı da saf suyunkine göre çok küçüktür. Su – LiBr 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, su – LiBr eriyiği ile çalışan soğutma sistemlerinin bazı dezavantajları aşağıda verilmiştir:

- ❖ Buharlaştırıcı sıcaklığı, suyun donma noktası ile sınırlanmıştır. Bu akışkan çifti sadece iklimlendirme tesisatlarında kullanılabilir.
- ❖ Kristalleşme olayı, çevrimin çalışma şartlarını sınırlar.
- ❖ Soğutma sistemi, düşük basınçlarda çalışır. Bu durum önlenemeyen hava sızmalarına sebep olur.”

### 3.6.6. Su – LiBr Eriyiğinin Sıcaklığı

Su-lityum bromür eriyiğinin sıcaklığını veren denklem 3.6 aşağıda verilmiştir

$$T = AT_{dsb} + B \quad (3.6)$$

Denklem 3.6 da A ve B ile gösterilen katsayılar;

$$A = -2,00755 + 0,16976X - 3,133310^{-3} X^2 + 1,9766810^{-5} X^3 \quad (3.7)$$

$$B = 124,937 - 7,716X + 0,152286X^2 - 7,950910^{-4} X^3 \quad (3.8)$$

### 3.6.7. Su – LiBr Eriyiğinin Entalpisi

Sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak su-lityum bromür eriyiğinin entalpi değerini veren denklem 3.9 aşağıda gösterildiği gibidir (Mostafavi ve Agnew 1995).

$$h(T, X) = 2,326(A + B(T1,8 + 32) + C(T1,8 + 32)^2) \quad (3.9)$$

Denklem 3.9’da geçen katsayılar ise;

$$A = a_0 + a_1X + a_2X^2 + a_3X^3 + a_4X^4 \quad (3.10)$$

$$B = b_0 + b_1X + b_2X^2 + b_3X^3 + b_4X^4 \quad (3.11)$$

$$C = c_0 + c_1X + c_2X^2 + c_3X^3 + c_4X^4 \quad (3.12)$$

Yukarıda verilen A, B ve C denklemlerinde kullanılan katsayılar aşağıdaki Tablo 3.2’de verilmiştir.

**Tablo 3.2.** 3.10, 3.11 ve 3.12 Denklemlerinde kullanılan katsayılar

<b>i</b>	<b>a</b>	<b>b</b>	<b>c</b>
0	-1015,07	4,68108	$4,9107 \times 10^{-3}$
1	79,5387	-0,3037766	$3,83184 \times 10^{-4}$
2	-2,358016	$8,44845 \times 10^{-3}$	$1,078963 \times 10^{-5}$
3	$3,031583 \times 10^{-2}$	$-1,047721 \times 10^{-4}$	$1,3152 \times 10^{-7}$
4	$-1,400261 \times 10^{-4}$	$4,80097 \times 10^{-7}$	$-5,8970 \times 10^{-10}$

Kaita’nın (2001) çalışmasında verdiği su – LiBr eriyiğinin entropisini tanımlayan denklem hazırlanan simülasyonda su – LiBr eriyiğinin entropisini hesaplatmak için kullanılmıştır. Eriyiğin yoğunluğunu veren denklemler ise Chua ve ark. (2000) ait çalışmadan alınmıştır.

### 3.7. İki Kademeli Soğurmalı Sistemin Matematiksel Modeli

İki kademeli soğurmalı bir sistemin simülasyon ortamında termodinamik olarak analiz edilmesi bu sistemi tanımlayan matematiksel model yardımıyla yapılır. Böyle bir matematiksel model ise sistemi oluşturan bütün elemanlar ve sistemin tamamı için enerji ve kütle dengesinin kurulmasına bağlıdır.

Bu tez kapsamında hazırlanan matematiksel model sistemdeki dolaşım oranlarını da kapsamaktadır. Aşağıda sistem elemanları için dolaşım oranlarının nasıl elde edildiği anlatılmıştır. Daha sonra ise sistem elemanlarının ısı kapasiteleri bu dolaşım oranlarına bağlı ifade edilmektedir.

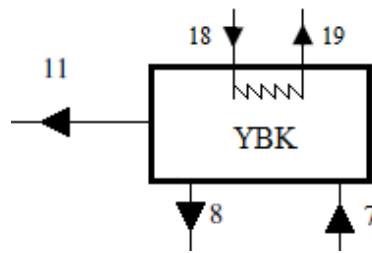
Çalışmaya dâhil edilen diğer bir nokta ise sistem elemanlarının boyutlandırılması ve ekonomik analizidir. Sistem elemanlarının boyutlandırılmasında ısı transfer metotlarından yararlanır.

Bu çalışmada LMTD (logarithmic mean temperature difference) metodu tercih edildiğinden soğurmalı soğutma sistemini oluşturan her bir sistem elemanı için LMTD formülünü uygulamak gerekir (Herold ve ark. 1996). Her bir sistem elemanı bir ısı eşanjörü olarak ele alındığında LMTD metodunun nasıl uygulandığını daha iyi ifade etmek amacıyla şeması verilen her bir sistem elemanı için LMTD formülü de verilmiştir.

### 3.7.1. Yüksek Basınçlı Kaynatici

Yüksek basınçlı kaynatici (YBK) enerji kaynağından sistem için gerekli olan enerjiyi çeken sistem elemanıdır. Yüksek basınçlı kaynaticıya ait bir giriş ve ikide çıkış kısmı vardır. Sistem şemasında gösterilen 7 numaralı girişten yüksek basınçlı kaynaticıya eriyik fakir olarak girer. Isı kaynağından gelen ısıyla eriyik içerisindeki su kızgın buhar olarak ayrılır ve 11 numaralı çıkıştan çıkar. Aşağıda verilen Şekil 3.8’de yüksek basınçlı kaynaticısının sistemle bağlantı noktaları gösterilmiştir.

Ayrıca bu bağlantı noktaları göz önüne alınarak elde edilen ve yüksek basınçlı kaynatici için LMTD değerini verecek bağıntı Denklem 3.13’de verilmiştir.



Şekil 3.8. Yüksek basınçlı kaynaticiye ait bağlantı noktaları

$$LMTD_{YBK} = \frac{(T_{18} - T_8) - (T_{19} - T_{11})}{\ln \frac{(T_{18} - T_8)}{(T_{19} - T_{11})}} \quad (3.13)$$

Eriyiğin içerisindeki su miktarı azaldığı için eriyik lityum bromür (LiBr) bakımından zengin hale gelir ve 8 numaralı çıkıştan zengin eriyik halinde çıkar. Yüksek basınçlı kaynatıcı içerisinde gerçekleşen bu olayı matematiksel olarak anlatmak için debi ve konsantrasyon miktarları arasındaki ilişkilerden yola çıkarak yüksek basınçlı kaynatıcının ısı kapasitesi, dolaşım oranlarına bağlı olarak debi oranlarından bağımsız ifade edilir. Aşağıda verilen denklem silsilesiyle simülasyonda kullanılan yüksek basınçlı kaynatıcıya ait kapasiteyi ifade eden denklem çıkarılmıştır.

Denklemlerin çıkarılmasında bazı denklemler temel olarak kullanılmıştır (Yamankaradeniz ve ark. 2013). Bunlardan birincisi zengin ve fakir eriyik debi miktarını belirleyen denklemdir. Bu denkleme göre 7 numaralı girişe ait fakir eriyik debi miktarı 8 numaralı çıkıştan çıkan zengin eriyik ve 11 numaralı çıkıştan çıkan kızgın su buharı toplamına eşittir.

$$\dot{m}_f = \dot{m}_z + \dot{m}_{H_2O} \quad (3.14)$$

Yukarıdaki denklemin YBK'yı ifade eden hali aşağıda verilmiştir;

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_{11} \quad (3.15)$$

İkinci bir temel denklem ise zengin ve fakir eriyik debileri ve konsantrasyonlarının çarpımlarının eşit olmasıdır:

$$\dot{m}_f X_f = \dot{m}_z X_z \quad (3.16)$$

Bu denklemin YBK için olan gösterimi aşağıda verilmiştir.

$$\dot{m}_7 X_7 = \dot{m}_8 X_8 \quad (3.17)$$

Bu denklemden yola çıkarak şu eşitlik yazılabilir:

$$(\dot{m}_8 + \dot{m}_{11}) X_7 = \dot{m}_8 X_8 \quad (3.18)$$

Dolaşım oranını veren denklem ise şöyledir:

$$f_1 = \frac{X_f}{X_{z_1} - X_f} \quad (3.19)$$

Yukarıdaki denklemler düzenlenerek dolaşım oranını veren denklemin son hali şu şekildedir:

$$f_1 = \frac{m_8}{m_{11}} = \frac{X_7}{X_8 - X_7} \quad (3.20)$$

Bu tez kapsamında hazırlanan matematiksel modelde YBK ve DBK için enerji dengesini ifade eden etmek üzere iki ayrı dolaşım oranı kullanılmıştır. Debi toplamını ifade eden eşitliğin her iki tarafını kızgın su buharı debisine bölüldüğünde ikinci bir bağıntı elde edilir.

$$\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_{11}} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_{11}} + \frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_{11}} \quad (3.21)$$

$$\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_{11}} = f_1 + 1 \quad (3.22)$$

Yüksek basınçlı kaynatıcıdan çıkanlar ve girenler farkından yola çıkarak debilere ve entalpilerle bağlı kapasite şu şekilde ifade edilebilir:

$$Q_{YBK} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_8h_8 - \dot{m}_7h_7 \quad (3.23)$$

Kapasiteyi ifade için girenler ve çıkanlar yerlerinin denklemden yer değiştirmesi YBK kaynatıcı kapasitesini eksi olarak hesaplanmasını sağlar. Yüksek basınçlı kaynatıcıdan çıkan akışkanların enerji seviyesi girenden daha yüksek olduğu için çıkanlar eksi girenler şeklinde ifade edilmelidir.

Bu denklemin her iki tarafı kızgın su buharı debisine bölüldüğünde ve yukarıda elde edilen bağıntılar yerine konulduğunda debiden bağımsız olarak dolaşım oranlarına bağlı bir ifade ortaya çıkar.

$$\frac{Q_{YBK}}{\dot{m}_{11}} = \frac{\dot{m}_{11}h_{11}}{\dot{m}_{11}} + \frac{\dot{m}_8h_8}{\dot{m}_{11}} - \frac{\dot{m}_7h_7}{\dot{m}_{11}} \quad (3.24)$$

$$\frac{Q_{YBK}}{\dot{m}_{11}} = \dot{q}_{YBK} = h_{11} + f_1h_8 - (f_1 + 1)h_7 \quad (3.25)$$



Yukarıda verilen denklem simülasyon da kullanılarak farklı çalışma şartlarında yüksek basınçlı kaynatıcının ısı kapasitesi hesaplanmıştır.

Yüksek basınçlı kaynatıcının çalışma sıcaklığı simülasyonda kullanıcı tarafından tanımlanır bu durum farklı sıcaklıklar için analiz yapabilme imkânı sağlar. Yüksek basınçlı kaynatıcının basınç değeri ise yüksek basınçlı yoğuşturucuya eşittir.

Yüksek basınçlı kaynatıcının enerji sağladığı ısı kaynağına ait enerji ve kütle dengesini de tanımlamak gerekir. Aşağıdaki eşitlikte bu denge gösterilmiştir.

$$Q_{YBK} = \dot{q}_{YBK} \dot{m}_{11} = h_{11} + f_1 h_8 - (f_1 + 1) h_7 = \dot{m}_{18} (h_{18} - h_{19}) \quad (3.26)$$

$$\dot{m}_{18} = \frac{\dot{q}_{YBK} \dot{m}_{11}}{(h_{18} - h_{19})} \quad (3.27)$$

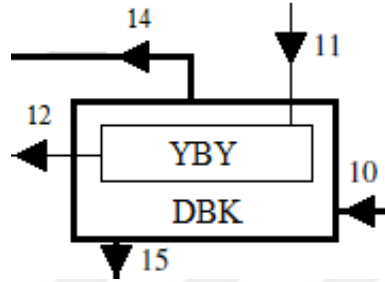
Isı kaynağına ait sıcaklık değerleri simülasyona kullanıcı tarafından tanımlanır. Bu sayede ısı kaynağına ait farklı sıcaklıklar için analiz yapılabilir.

### 3.7.2. Düşük Basınçlı Kaynatıcı

Düşük basınçlı kaynatıcı (DBK), içerisinde yüksek basınçlı kaynatıcıdan gelen zengin eriyiğe tekrar ısı verilerek eriyiğin daha zengin hale geldiği sistem elemanıdır. Bu işlem için gerekli enerji yüksek basınçlı yoğuşturucu tarafından sağlanır. Düşük basınçlı kaynatıcıdan 15 numaralı çıkıştan çıkan daha zengin haldeki eriyik bir numaralı ısı eşanjöründen geçerek absorbere gelir. Çıkan su buharı ise 14 numaralı çıkış yoluyla yoğuşturucuya gelir. Aşağıda verilen Şekil 3.9'de düşük basınçlı kaynatıcı yüksek basınçlı yoğuşturucu ile birlikte gösterilmiştir.

Burada üzerinde durulması gereken bir nokta ise düşük basınçlı kaynatıcıdan ayrılan zengin eriyiğe uygun bir isim bulunmasıdır. Tek kademeli soğurmalı sistemlerde su – LiBr eriyiği sistem içerisinde sahip olduğu konsantrasyon durumuna göre zengin ve fakir eriyik olarak iki halde bulunmaktadır. İki kademeli sistemlerde ise eriyiğin sahip olduğu konsantrasyon seviyesi üçtür.

Düşük basınçlı kaynatıcıdan ayrılan eriyik daha fazla su kaybettiği için yüksek basınçlı kaynatıcıya kıyasla konsantrasyon oranı daha fazladır. Bu yüzden daha zengin eriyik olarak adlandırılması uygundur. Fakat soğurmalı sistemlere ait literatürün İngilizce karşılıklarını tam olarak bulmak ve ifade etmek çalışmalar sırasında sıkıntılara sebep olabilmektedir.



**Şekil 3.9.** Düşük basınçlı kaynatıcı ve yüksek basınçlı yoğuşturucuya ait şema

$$LMTD_{DBK} = \frac{(T_{12} - T_{15}) - (T_{12} - T_{10})}{\ln \frac{(T_{12} - T_{15})}{(T_{12} - T_{10})}} \quad (3.28)$$

Düşük basınçlı kaynatıcıdaki kütle dengesi ve konsantrasyon dengesi şu şekilde ifade edilebilir;

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{15} \quad (3.29)$$

$$\dot{m}_{10} X_{10} = \dot{m}_{15} X_{15} \quad (3.30)$$

Bu iki denklem kullanılarak iki numaralı dolaşım oranı tanımlanabilir.

$$(\dot{m}_{14} + \dot{m}_{15}) X_{10} = \dot{m}_{15} X_{15} \quad (3.31)$$

$$\dot{m}_{14} X_{10} = \dot{m}_{15} (X_{15} - X_{10}) \quad (3.32)$$

$$f_2 = \frac{\dot{m}_{15}}{\dot{m}_{14}} = \frac{X_{10}}{X_{15} - X_{10}} \quad (3.33)$$

Diğer bir bağıntı ise kütle dengesini ifade eden denklemin düşük basınçlı kaynatıcıda üretilen kızgın su buharı debisine bölünerek şu şekilde elde edilebilir;

$$\frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_{14}} = \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_{14}} + \frac{\dot{m}_{15}}{\dot{m}_{14}} \quad (3.34)$$

$$\frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_{14}} = f_2 + 1 \quad (3.35)$$

Bir ve iki numaralı dolaşım oranları arasındaki ilişki ise aşağıda gösterilmiştir.

$$f_1 = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_{11}} \quad \rightarrow \quad f_2 = \frac{\dot{m}_{15}}{\dot{m}_{14}} \quad (3.36)$$

$$f_2 = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_{14}} - 1 \quad \rightarrow \quad f_2 = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_{14}} - 1 \quad (3.37)$$

$$f_2 = \frac{f_1 \dot{m}_{11}}{\dot{m}_{14}} - 1 \quad \rightarrow \quad \frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_{14}} = \frac{f_2 + 1}{f_1} \quad \rightarrow \quad \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_{11}} = \frac{f_1}{f_2 + 1} \quad (3.38)$$

$$Q_{DBK} = \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{15} h_{15} \quad (3.39)$$

Debilere bağlı olarak elde edilen kapasite denkleminin yüksek kaynatıcıdan çıkan sıcak su buharı debisine bölünür.

$$\frac{Q_{DBK}}{m_{11}} = \frac{\dot{m}_{14} h_{14}}{m_{11}} - \frac{\dot{m}_{10} h_{10}}{m_{11}} + \frac{\dot{m}_{15} h_{15}}{m_{11}} \quad (3.40)$$

Yukarıda elde edilen bağıntıda kütle oranlarının yerine daha önce elde edilen dolaşım oranları yazılmasıyla dolaşım oranlarına bağlı düşük basınçlı kaynatıcı için ısı kapasite denklemi elde edilir.

$$\frac{Q_{DBK}}{m_{11}} = \dot{q}_{DBK} = (f_1 / (f_2 + 1)) h_{14} - f_1 h_{10} + f_2 (f_1 / (f_2 + 1)) h_{15} \quad (3.41)$$

Yukarıda elde edilen denklem simülasyona eklenerek farklı çalışma şartlarında düşük basınçlı kaynatıcının ısı kapasitesi hesaplanmıştır.

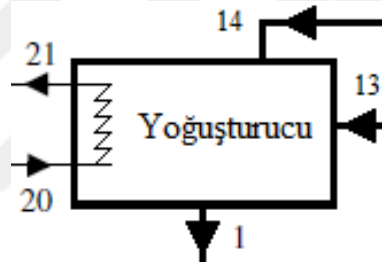
Düşük basınçlı kaynatıcı enerji ihtiyacını yüksek basınçlı yoğuşturucudan karşıladığı için enerji dengesini ifade eden eşitliklerde her iki elemanı beraber ifade etmek gerekir.

### 3.7.3. Yüksek Basınçlı Yoğuşturucu

$$\dot{q}_{YBY} = h_{11} - h_{12} \quad (3.42)$$

### 3.7.4. Yoğuşturucu

Düşük basınçlı kaynatıcıdan gelen kızgın su buharı 14 numaralı girişten yoğuşturucuya gelir. Ayrıca yüksek basınçlı yoğuşturucudan doymuş buhar halinde ayrılan suda bir kısımla vanasıyla yoğuşturucu basıncına düşerek 13 numaralı yoldan yoğuşturucuya gelir. Yoğuşturucu da doymuş su fazına gelen su 1 numaralı çıkıştan yoğuşturucudan ayrılır. Aşağıda verilen Şekil 3.10'da yoğuşturucuya ait giriş ve çıkış noktaları gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Yoğuşturucuya ait bağlantı noktaları

$$LMTD_Y = \frac{(T_1 - T_{20}) - (T_1 - T_{21})}{\ln \frac{(T_1 - T_{20})}{(T_1 - T_{21})}} \quad (3.43)$$

Aşağıdaki denklemlerde yoğuşturucuya ait kütle ve enerji dengesi tanımlanmıştır.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{14} \quad (3.44)$$

$$Q_Y = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{13} h_{13} - (\dot{m}_{14} + \dot{m}_{13}) h_1 \quad (3.45)$$

$$\frac{Q_Y}{\dot{m}_{11}} = q_Y = \frac{\dot{m}_{14} h_{14}}{\dot{m}_{11}} + \frac{\dot{m}_{13} h_{13}}{\dot{m}_{11}} - \frac{(\dot{m}_{14} + \dot{m}_{13}) h_1}{\dot{m}_{11}} \quad (3.46)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{13} \quad (3.47)$$

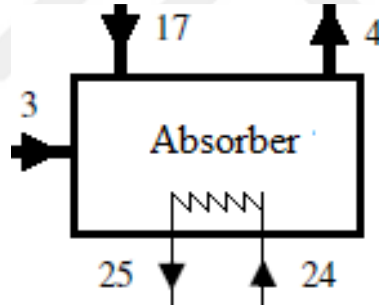
$$\dot{q}_Y = \frac{\dot{m}_{14} h_{14}}{\dot{m}_{11}} + h_{13} - \left( \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_{11}} + 1 \right) h_1 \quad \rightarrow \quad \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_{11}} = \frac{f_1}{f_2 + 1} \quad (3.48)$$

$$\dot{q}_Y = (f_1 / (f_2 + 1)) h_{14} + h_{13} - (f_1 / (f_2 + 1) + 1) h_1 \quad (3.49)$$

Yoğuşma sıcaklığı kullanıcı tarafından girilir. Bu sıcaklığa bağlı olarak doyma basıncı bir alt program tarafından simülasyonda hesaplanır.

### 3.7.5. Absorber

Yukarı bahsedilen YBK, DBK ve yoğuşturucu için kullanılan aynı yöntem kullanılarak absorber ve buharlaştırıcı için dolaşım oranlarına bağlı kapasite değerleri bulunabilir. Şekil 3.11’de bu sistem elemanı ve bağlantı noktaları gösterilmiştir. Aşağıda absorber için dolaşım oranlarına bağlı ve kütleli debiye bağlı kapasiteyi ifade eden denklemlere yer verilmiştir.



Şekil 3.11. Absorbere ait bağlantı noktaları

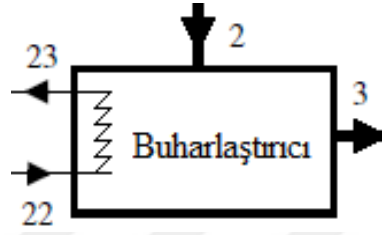
$$LMTD_A = \frac{(T_{17} - T_{25}) - (T_4 - T_{25})}{\ln \frac{(T_{17} - T_{25})}{(T_4 - T_{25})}} \quad (3.50)$$

$$Q_A = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_4 h_4 \quad (3.51)$$

$$\dot{q}_A = \left( \frac{f_1}{f_2 + 1} + 1 \right) h_3 + \left( \frac{f_1 f_2}{f_2 + 1} \right) h_{17} - (f_1 + 1) h_4 \quad (3.52)$$

### 3.7.6. Buharlaştırıcı

İki kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinde sistemin soğutma yapan elemanı buharlaştırıcıdır. Ticari odaklı bakıldığında sistemin ürün alınan kısmı olduğu için bu elemanın tasarımı ve çevresiyle alış verişi önem kazanmaktadır. Aşağıda Şekil 3.12 üzerinde bu sistem elemanına ait şematik gösterim verilmiştir. Ayrıca debiye bağlı ve dolaşım oranına bağlı kapasiteyi ifade eden denklemler gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Buharlaştırıcıya ait bağlantı noktaları

$$LMTD_B = \frac{(T_{22} - T_3) - (T_{23} - T_2)}{\ln \frac{(T_{22} - T_3)}{(T_{23} - T_2)}} \quad (3.53)$$

$$Q_B = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \quad \rightarrow \quad \dot{m}_1 (h_3 - h_2) \quad (3.54)$$

$$\frac{Q_B}{\dot{m}_{11}} = \frac{(\dot{m}_{11} + \dot{m}_{14})(h_3 - h_2)}{\dot{m}_{11}} \quad (3.55)$$

$$\dot{q}_B = \left( \frac{f_1}{f_2 + 1} + 1 \right) (h_3 - h_2) \quad (3.56)$$

### 3.7.7. Eriyik Pompası

Absorberi terk eden LiBr yönünden fakir eriyik bir pompa yardımıyla yüksek basınçlı kaynatıcı basıncına basılır. Diğer bir ifadeyle üç basınç seviyesine sahip sistemde alçak basınçtan yüksek basınca basılır. Literatürde eriyik pompasının enerji kapasitesini ihmal eden çalışmalar vardır (Anand ve Kumar 1987). Şekil 3. 13 üzerinde eriyik pompasına ait şematik resim ve sisteme bağlantı noktaları gösterilmiştir. Daha sonra pompa kapasitesini dolaşım oranına bağlı veren denkleme yer verilmiştir.

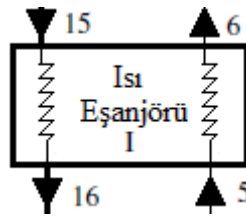


Şekil 3.13. Eriyik pompası ve bağlantı noktaları

$$w_p = (P_{YBK} - P_A)v_f(f_1 + 1)/\eta_{pompa} \quad (3.57)$$

### 3.7.8. Bir Numaralı Isı Eşanjörü

Isı eşanjörleri sistemin iç enerji döngüsünde enerji tasarrufuna imkân veren sistem elemanlarıdır. Sonuç olarak yüksek basınçlı kaynatıcının daha az enerji çekmesine dolayısıyla da sistemin veriminin artmasına neden olurlar. Aşağıda Şekil 3.14’de bir numaralı ısı eşanjörünün şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 3.14. Bir numaralı ısı eşanjörü

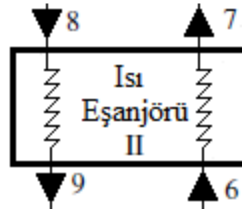
$$LMTD_{EXI} = \frac{(T_{15} - T_6) - (T_{16} - T_5)}{\ln \frac{(T_{15} - T_6)}{(T_{16} - T_5)}} \quad (3.58)$$

Bir numaralı ısı eşanjörü fakir eriyiğin absorber çıkışı ilk geçtiği ısı eşanjörü olmasından bir numaralı ısı eşanjörü olarak isimlendirilmiştir. Bu eşanjör absorberden çıkan fakir eriyik ve düşük basınçlı kaynaticıdan çıkan eriyik arasında ısı transferi gerçekleştirdiği için düşük sıcaklıklı ısı eşanjörü olarak da isimlendirilebilir. Bu eşanjör yardımıyla absorberden çıkan fakir eriyik kendisinden daha yüksek sıcaklıkta düşük basınçlı kaynaticıdan zengin eriyik tarafından ısıtılır. Isınan eriyiğin sıcaklık ve entalpi değeri yükselir. Aşağıda bu eşanjöre ait kapasiteyi dolaşım oranlarına ve eşanjör etkenliğine bağlı ifade eden denklem görülmektedir.

$$\frac{q_{EX_I}}{\varepsilon_I} = (f_1 + 1)(h_6 - h_5) = (f_1 f_2) / (f_2 + 1)(h_{15} - h_{16}) \quad (3.59)$$

### 3.7.9. İki Numaralı Isı Eşanjörü

İki numaralı ısı eşanjörü eriyiğin takip ettiği hatta bir numaralı eşanjörden sonra geldiği için bu adı almıştır. Yüksek basınçlı kaynaticıdan çıkan zengin eriyiğin ısınımasını fakir eriyiğe aktardığı için yüksek sıcaklıklı ısı eşanjörü olarak da isimlendirilebilir. Çalışma prensibi olarak bir numaralı eşanjörden gelen eriyik bu eşanjör yardımıyla sıcaklığı ve entalpisi biraz daha artarak yüksek basınçlı kaynaticıya girer. Bu durum yüksek basınçlı kaynaticının ısı yükünü azaltacağı için daha az enerji çekmesine ve verimde yükselmeye neden olur. Aşağıda Şekil 3.15'de bu eşanjöre ait şematik gösterim verilmiştir.



Şekil 3.15. İki numaralı ısı eşanjörü

$$LMTD_{EX_{II}} = \frac{(T_8 - T_7) - (T_9 - T_6)}{\ln \frac{(T_8 - T_7)}{(T_9 - T_6)}} \quad (3.60)$$



Aşağıda yer alan denklemde bu eşanjöre ait kapasite dolaşım oranlarına ve eşanjör etkenliğine bağlı olarak ifade edilmiştir.

$$\frac{q_{EX_{II}}}{\varepsilon_{II}} = (f_1 + 1)(h_7 - h_6) = f_1(h_8 - h_9) \quad (3.61)$$

### 3.7.10. Bir Numaralı Soğutucu Akışkan Kısılma Vanası

Bu tez kapsamında incelen sistemde su soğutucu akışkan görevi görmektedir. Yoğuşturucu da ısı kaybeden su doymuş sıvı fazında yoğuşturucuyu terk eder. Orta basınç seviyesinde olan soğutucu akışkanın düşük basınç seviyesine gelmesi için bir kısılma vanasına ihtiyaç duyulur. Yapılan kabuller kapsamında soğutucu akışkanın kısılma vanalarında dış ortamdan ısı alma ya da ısı çekmeleri söz konusu olmadığından iki numaralı konumda suyun entalpi değeri bir numaralı konumdaki entalpi değerine eşittir. Aşağıda bir numaralı kısılma vanasını gösteren figüre yer verilmiştir.

Kısılma vanalarında herhangi bir ısıl işlem gerçekleşmediği için ısıl kapasitelerinden bahsedilemez fakat ikinci kanun analizi kapsamında ekserji yıkımında payları olduğu için ekserji kayıplarını ifade eden denklemlerde yer alırlar.



Şekil 3.16. Bir numaralı kısılma vanası

### 3.7.11. İki Numaralı Soğutucu Akışkan Kısılma Vanası

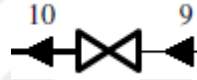
İki numaralı soğutucu akışkan kısılma vanası bulunduğu konum itibariyle yüksek basınç seviyesinde bulunan soğutucu akışkanı orta basınç seviyesine düşürür. Diğer bir ifadeyle doymuş sıvı fazında yüksek basınçlı yoğuşturucudan ayrılan su yoğuşturucu basıncına iki numaralı soğutucu akışkan kısılma vanası yardımıyla gelir. Bir numaralı soğutucu akışkan kısılma vanası için geçerli olan termodinamik kabuller bu kısılma vanası içinde geçerlidir. Aşağıda iki numaralı soğutucu akışkan kısılma vanasının sistemde bulunduğu konumu gösteren bağlantı noktaları gösterilmiştir.



Şekil 3.17. İki numaralı soğutucu akışkan kısılma vanası

### 3.7.12. Bir Numaralı Eriyik Kısılma Vanası

İki numaralı ısı eşanjöründen çıkan zengin eriyik yüksek basınçlı kaynatıcı ile aynı hat üzerinde yer aldığı için yüksek basınç seviyesindedir. Bu eriyiği orta basınç seviyesine yani düşük basınçlı kaynatıcı ile aynı basınç seviyesine düşürmek sisteme eklenen eleman bir numaralı eriyik kısılma vanasıdır. Bir numaralı eriyik kısılma vanasını gösteren şekil aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.18. Bir Numaralı Eriyik Kısılma Vanası

### 3.7.13. İki Numaralı Eriyik Kısılma Vanası

İki kademeli soğurmalı soğutma sistemini oluşturan en son eleman iki numaralı eriyik kısılma vanasıdır. Bu kısılma vanası bir numaralı eşanjörden gelen fakat basınç seviyesi olarak düşük basınçlı kaynatıcı seviyesinde yani orta basınç seviyesinde olan eriyiği düşük basınç seviyesine yani absorber ve buharlaştırıcılar ile aynı basınç seviyesine düşürmek için sistemde yer alır. İki numaralı eriyik kısılma vanasını gösteren şekil aşağıda yer almaktadır.



Şekil 3.19. İki numaralı eriyik kısılma vanası

Buraya kadar iki kademeli soğurmalı sistemin matematiksel modelini oluşturan ve kapasitelerin hesaplatılmasında kullanılan denklemler her bir sistem elemanı için ifade edilmiştir. Bu kapasiteler verim analizinin yapılmasında temel teşkil etmektedir. Bu yüzden daha iyi ifade etmek amacıyla aşağıda toplu şekilde tekrar verilmiştir.

### 3.8. Dolaşım Oranlarına Bağlı Sistem Elemanlarının Kapasite Denklemleri

Dolaşım oranlarına bağlı denklemler kapasitelerin YBK'dan çıkan birim su buharı kütlesi için kJ/kg olarak ifade edilmesine imkân tanır. Yani dolaşım oranlarına bağlı hesaplanan kapasite değerlerinin YBK'dan çıkan su buharı debisiyle çarpılması sonucu kapasite değerleri kW olarak elde edilir.

$$q_{YBK} = h_{11} + f_1 h_8 - (f_1 + 1)h_7 \quad (3.62)$$

$$q_{DBK} = (f_1 / (f_2 + 1))h_{14} - f_1 h_{10} + f_2 (f_1 / (f_2 + 1))h_{15} \quad (3.63)$$

$$q_{YBY} = h_{11} - h_{12} \quad (3.64)$$

$$q_Y = (f_1 / (f_2 + 1))h_{14} + h_{13} - (f_1 / (f_2 + 1) + 1)h_1 \quad (3.65)$$

$$q_B = ((f_1 / (f_2 + 1)) + 1)(h_3 - h_2) \quad (3.66)$$

$$q_A = (f_1 / (f_2 + 1) + 1)h_3 + ((f_1 f_2) / (f_2 + 1))h_{17} - (f_1 + 1)h_4 \quad (3.67)$$

$$\frac{q_{EX_I}}{\varepsilon_I} = (f_1 + 1)(h_6 - h_5) = (f_1 f_2) / (f_2 + 1)(h_{15} - h_{16}) \quad (3.68)$$

$$\frac{q_{EX_{II}}}{\varepsilon_{II}} = (f_1 + 1)(h_7 - h_6) = f_1(h_8 - h_9) \quad (3.69)$$

$$w_p = v_{FE} (P_{YBK} - P_B)(f_1 + 1) / \eta_p \quad (3.70)$$

Bu tez kapsamında hazırlanan simülasyonda sağlama yapmak amacıyla kapasiteler hem kütleli debiye bağlı hem de dolaşım oranlarına bağlı olarak hesaplatılmıştır. Hesaplama sonucu elde edilen değerlerin eşit olmaması bir hatanın yapıldığını gösterir.

### 3.9. Birinci Kanun Verim Denklemleri

$$STK = \frac{q_B}{q_{YBK} + w_p} \quad (3.71)$$

$$ITK = \frac{q_Y + q_A}{q_{YBK} + w_p} \quad (3.72)$$

### 3.10. Çevre Şartları

İki kademeli soğurmalı soğutma sistemleri içerisinde buldukları ortamlarla ısı alış verişi halinde oldukları için hazırlanan simülasyonda çevre şartlarını tanımlamak gerekir. Bu çalışmada incelenen soğurmalı sistemde yoğuşturucu ve absorber çevreye ısı atmaktadır. Bu durumda yoğuşturucu ve absorberden ısı çeken soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları önem kazanmaktadır. Aynı şekilde buharlaştırıcı tarafından soğutulan suyun şartları da simülasyona aktarılmalıdır. Özellikle bu tez kapsamında incelen yüksek basınçlı kaynatıcıyı besleyen sıcak su, sıcak hava ve buharın yüksek basınçlı kaynatıcıya giriş ve çıkış sıcaklıklarının tanımlanması gerekmektedir.

Aşağıda sistem elemanlarına ait çalışma şartları verilmiştir. Burada vurgulanması gereken diğer bir nokta ise soğurmalı sistemlerin çevre ile olan ilişkisinde literatürde olan farklı yaklaşımlardır. Aşağıda bu durum daha ayrıntılı şekilde açıklanmıştır.

#### 3.10.1. Çevre Şartlarında Isı Kaynağı Olarak Akışkan Türleri

Öncelikle sistem için ısı kaynağını oluşturan akışkanın türü seçilmelidir. Literatürde yer alan çalışmalarda genellikle su buharı ya da sıcak su akışkanlarından biri tercih edilmektedir. Soğurmalı sistem üreten firmaların kataloglarında diğer bir endüstriyel atık ısı çeşidinin ise sıcak hava olduğu ve soğurmalı sistemler tarafından kullanılabilmesi vurgulanmaktadır (Anonim 2008a ve Anonim 2005). Bu tez kapsamında hazırlanan simülasyon her üç akışkanın ısı kaynağı olarak kullanılabilmesine olanak sağlamaktadır.

Isı kaynağı türü seçildikten sonra diğer bir nokta ısı kaynağının sıcaklığı ve debisidir. Bu noktada çeşitli alternatifler doğmaktadır. Debi, giriş sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı parametrelerinden ikisi tanımlanmalıdır. Yani giriş sıcaklığı ve debi sabitlenirse çıkış sıcaklığı hesaplanabilir, giriş ve çıkış sıcaklıkları sabitlenirse debi hesaplanabilir. Yapılan analizlerde sistem elemanlarının farklı çalışma şartlarının etkileri gözlemlendiği için giriş ve çıkış sıcaklıkları sistem elemanının çalışma sıcaklığının bir fonksiyonu olarak da tanımlanabilir.

Absorber ve yoğuşturucu sistemde ısı atan elemanlar oldukları için bu elemanları soğutan akışkan türü de sisteme tanımlanmalıdır. Burada genel olarak tercih edilen iki alternatif vardır. Su soğutmalı sistemler ve hava soğutmalı sistemler. Soğutucu akışkanın hava olarak seçilmesi mevsimsel performans analizi yapmaya olanak sağlar. Buharlaştırıcı tarafından soğutulan akışkanda su ya da hava olarak seçilebilir (Saka ve ark. 2014b). Soğurmalı sistemlerin iklimlendirme uygulamalarında kullanılması durumunda buharlaştırıcı tarafından soğutulan akışkan hava olarak tanımlanabilir.

Bu çalışmada ısı kaynağının üç ayrı akışkan için giriş ve çıkış sıcaklıkları sabitlenmiştir. Dolayısıyla simülasyon tarafından ısı kaynağına ait debi hesaplanmaktadır. Absorber ve yoğuşturucu su soğutmalıdır. Soğutucu suyunda giriş ve çıkış sıcaklıkları sabitlenmiştir. Soğutucu suyun çıkış sıcaklığı ısı transferi noktasından absorber ve yoğuşturucudan fazla olamayacağı için bu durum analizlerde dikkate alınmıştır. Buharlaştırıcı tarafından soğutulan akışkan ise su olarak seçilmiştir. Soğutulan suyun çıkış sıcaklığı buharlaştırıcıdan az olamayacağı analizlerde göz önünde bulundurulmuştur. Aşağıdaki Tablo 3.3’de bu girdiler özetlenmiştir.

**Tablo 3.3.** Sistemdeki elemanların çalışma şartları

Sistem Elemanları	Çalışma Şartları
$T_{YBK}$ (°C)	135
Isı kaynağının çıkış sıcaklığı	145
Isı kaynağının giriş sıcaklığı	150
$T_{DBK}$ (°C)	80
$T_Y$ (°C)	35
Soğutucu suyun çıkış sıcaklığı	30
Soğutucu suyun giriş sıcaklığı	25
$T_B$ (°C)	5
Soğutulan suyun çıkış sıcaklığı	10
Soğutulan suyun giriş sıcaklığı	15
$T_A$ (°C)	35
Soğutucu suyun çıkış sıcaklığı	30
Soğutucu suyun giriş sıcaklığı	25
Pompa verimliliği (%)	95
Bir numaralı ısı eşanjörü etkenliği (%)	70
İki numaralı ısı eşanjörü etkenliği (%)	70
$Q_B$ (kW)	100

### 3.10.2. Soğurmalı Sistemin Çevre İle İlişisini Tanımlayan Denklemler

İki kademeli soğurmalı sistem elemanları için ısı alış verişi yaptıkları akışkanlar onlar için çevreyi oluşturmaktadır. Yüksek basınçlı kaynatıcı göz önüne alındığında ısı kaynağı olarak kullanabileceği sıcak hava, sıcak su ve su buharının sisteme yada dışarı sızması söz konusu olmadığı için bu akışkanların giriş ve çıkış debileri birbirine eşittir. Aynı durum absorber, yoğuşturucu ve buharlaştırıcının ısı transferi gerçekleştirdiği akışkanlar içinde geçerlidir. Bu akışkanların sisteme giriş ve çıkış debileri birbirine eşittir.

Hazırlanan simülasyonda düşük basınçlı kaynatıcı ve yüksek basınçlı yoğuşturucunun çevreyle herhangi bir temasları olmadığı kabul edilmiştir. Bu yüzden çevreyle teması olan sistem elemanlarının ve çevreyle olan ilişkilerinin kapasite yönünden tanımlayan denklemler aşağıda verilmiştir.

Burada vurgulanması gereken diğer bir nokta ise yüksek basınçlı kaynatıcı, yoğuşturucu, absorber ve buharlaştırıcının ısı alışverişi sürecinde birer ısı eşanjörü gibi kabul edilmeleridir. Bu sistem elemanları birer ısı eşanjörü olarak ele alındığında ise etkenlik katsayıları tanımlanmalıdır. Literatürde ısı eşanjör etkenlik katsayıları genel olarak sistem içerisinde verim arttırmak amacıyla kullanılan ısı eşanjörleri için göz önüne alındığından aşağıda verilen denklemlerde ideal ısı eşanjörü kabulü yapılmıştır.

$$Q_{YBK} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_8h_8 - \dot{m}_7h_7 = \dot{m}_{18}(h_{18} - h_{19}) \quad (3.73)$$

$$Q_Y = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{13}h_{13} - (\dot{m}_{14} + \dot{m}_{13})h_1 = \dot{m}_{20}(h_{21} - h_{20}) \quad (3.74)$$

$$Q_A = \dot{m}_3h_3 + \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_4h_4 = \dot{m}_{24}(h_{25} - h_{24}) \quad (3.75)$$

$$Q_B = \dot{m}_3h_3 - \dot{m}_2h_2 = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{23}) \quad (3.76)$$

### 3.11. Ekserji Analizi

Soğurmalı sistemlerin termodinamik analizini tam olarak yapmak için birinci kanun analizi tek başına yeterli değildir. Sistem içerisindeki kayıplar birinci yöntemiyle ifade edilemez bu yüzden ikinci kanun analizine geçmek gerekir. Sistemdeki herhangi bir noktanın entalpi ve entropi değerinin ölü hal ile olan farkı kullanılabilirlik yani ekserji olarak ifade edilebilir (Kılıç ve Kaynaklı 2007). Bu çalışmada 25 °C çevre sıcaklığı ve 1 atmosfer basıncı ölü hal olarak kabul edilmiştir. Aşağıda ekserji teriminin matematiksel olarak ifadesi verilmiştir.

$$\psi = (h - h_0) - T_0 * (s - s_0) \quad (3.77)$$

Ekserji analizi hazırlanan bu tez açısından da önem arz etmektedir. Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin miktarıyla ilgilenir. Dolayısıyla bu tez kapsamında incelenen soğurmalı bir sisteminin üç farklı enerji kaynağıyla beslenmesi durumunda sadece enerji kaynağının debisi farklı olarak hesaplanır. Enerji kaynağına bağlı başka bir farklılık yani farklı enerji kaynağına bağlı verim analizi birinci kanuna göre yapılamaz.

Termodinamiğin ikinci kanunda enerjinin miktarı ile birlikte kullanılabilirliği de incelendiği için üç farklı enerji kaynağına bağlı kayıpların incelenmesi ikinci kanun analizi sayesinde mümkün olmaktadır. Aşağıda bu tez kapsamında ekserji analizlerinde kullanılan ve ekserji kayıplarını ifade eden denklemler dolaşım oranına bağlı ifade edilmiştir.

$$EK_{YBK} = \dot{m}_{11}(\psi_7(f_1 + 1) - \psi_8 f_1 - \psi_{11}) + \dot{m}_{18}(\psi_{18} - \psi_{19}) \quad (3.78)$$

$$EK_{DBK} = \dot{m}_{11}(\psi_{10} f_1 - \psi_{14}(f_1 / (f_2 + 1)) - \psi_{15}(f_2(f_1 / (f_2 + 1))) + \dot{m}_{11}(\psi_{11} - \psi_{12}) \quad (3.79)$$

$$EK_Y = \dot{m}_{11}(\psi_{14}(f_1 / (f_2 + 1)) + \psi_{13} - \psi_1(f_1 / (f_2 + 1) + 1)) + \dot{m}_{20}(\psi_{20} - \psi_{21}) \quad (3.80)$$

$$EK_B = \dot{m}_{11}(((f_1 / (f_2 + 1)) + 1)(\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_{22}(\psi_{22} - \psi_{23}) \quad (3.81)$$

$$EK_A = \dot{m}_{11}((\psi_3(f_1 / (f_2 + 1) + 1) + \psi_{17}((f_1 f_2) / (f_2 + 1)) - \psi_{14}(f_1 + 1)) + \dot{m}_{24}(\psi_{24} - \psi_{25}) \quad (3.82)$$

$$EK_{SAKV} = \dot{m}_{11}(((f_1 / (f_2 + 1)) + 1)(\psi_1 - \psi_2) \quad (3.83)$$

$$EK_{SAKV_2} = \dot{m}_{11}(\psi_{12} - \psi_{13}) \quad (3.84)$$

$$EK_{EKV_1} = \dot{m}_{11}f_1(\psi_9 - \psi_{10}) \quad (3.85)$$

$$EK_{EKV_2} = \dot{m}_{11}f_2(\psi_{16} - \psi_{17}) \quad (3.86)$$

$$EK_{EX_1} = \dot{m}_{11}((f_1 + 1)(\psi_5 - \psi_6) + (f_2f_1)/(f_2 + 1)(\psi_{15} - \psi_{16})) \quad (3.87)$$

$$EK_{EX_2} = \dot{m}_{11}(f_1(\psi_8 - \psi_9) + (f_1 + 1)(\psi_6 - \psi_7)) \quad (3.88)$$

$$EK_{Pompa} = \dot{m}_{11}(f_1 + 1)(\psi_4 - \psi_5) \quad (3.89)$$

Yukarıda verilen denklemler yardımıyla her bir sistem elemanı için ekserji kaybının hesaplanmasından sonra bütün ekserji kayıplarının toplanmasıyla sistem için toplama ekserji kaybı hesaplanmış olur.

$$EK_T = EK_{YBK} + EK_{DBK} + EK_Y + EK_B + EK_A + EK_{SAKV_1} + EK_{SAKV_2} + EK_{EKV_1} + EK_{EKV_2} + ED_{EX_1} + ED_{EX_2} + ED_{Pompa} \quad (3.90)$$

### 3.12. Tersinmezlik Analizi

Termodinamiğin ikinci kanun analizi ışında soğurmalı sistemler üzerinde incelenebilecek diğer konu ise tersinmezliklerdir. Bu tez kapsamında hazırlanan simülasyona ekserji ile birlikte sistemdeki tersinmezliklerin bulunmasına imkân veren bir bölüm eklenmiştir. Simülasyonda yer alan bu bölüm tersinmezliklerin bulunmasını sağlamanın yanında kullanıcı için hesapların doğruluğunu kontrole yardımcı görevi görmektedir. Termodinamik açıdan tersinmezliklerin ve ekserji kayıplarının miktarı aynı olması gerektiğinden tersinmezlik ve ekserji kayıplarının eşit olmaması durumunda kullanıcılar hesaplarda hata olduğu sonucuna varabilirler. Aşağıda genel tersinmezlik denklemleri verilmiştir.

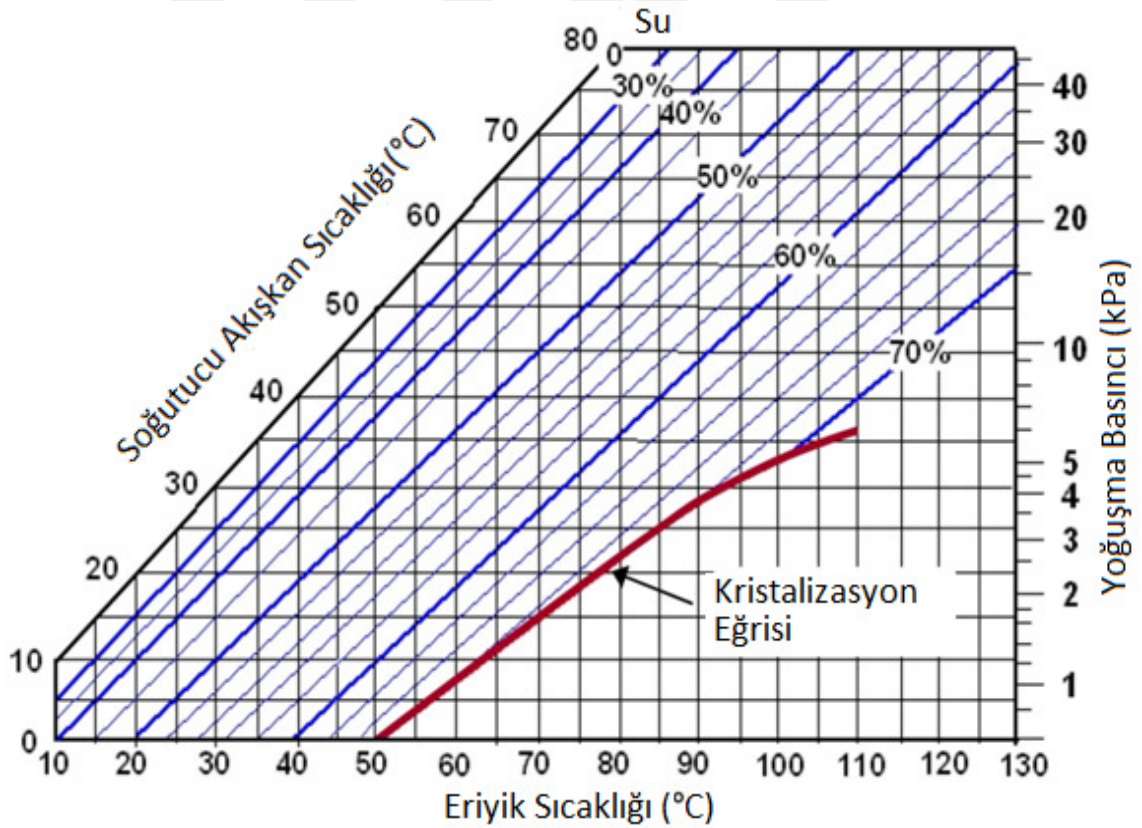
$$I = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (3.91)$$

$$S_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{\dot{Q}}{T} \quad (3.92)$$



### 3.13. Kristalizasyon

Kristalizasyon riski soğurmalı sistemin çalışma sıcaklıkları için sınır teşkil eden bir durumdur. Sistem içerisinde dolaşan su-lityum bromür eriyiğinin yüksek konsantrasyon değerlerinde sıcaklığının düşmesine bağlı olarak kristalleşmesine bağlı olarak gerçekleşir. Aşağıda su-lityum bromür eriyiğinin hangi şartlarda kristalleştiğini gösteren bir diyagram verilmiştir. Verilen diyagram incelendiğinde eriyiğinin 64 % konsantrasyon ve 50 °C sıcaklık değerinden sonra kristalleşmeye başladığı görülmektedir. Eriyiğin sıcaklığının artması kristalizasyon noktasının da artmasına neden olmaktadır. Bu tez kapsamında hazırlanan simülasyonda kristalizasyon riskine karşı analizlerde kullanıcıyı ikaz etmek için bir uyarı sistemi eklenmiştir. Kristalizasyon riski açısından incelendiğinde sistem içerisinde risk sahibi nokta 16 noktasıdır. Çünkü eriyik sistem içerisinde en fazla düşük basınçlı kaynatıcı noktasında konsantrasyon değerine sahiptir. Yüksek konsantrasyon değerine sahip eriyiğin birinci ısı eşanjöründen geçerek sıcaklık değerinin düşmesi eriyiği kristalleşme değerine yaklaştırmaktadır.



Şekil 3.20. Su-lityum bromür eriyiğinin sıcaklığa bağlı konsantrasyon değerleri

### 3. 14. Mevsimsel Analiz

Bu tez kapsamında hazırlanan simülasyonda yüksek basınçlı kaynatıcı üç farklı akışkanla beslenmektedir. Bu üç akışkanın taşıdığı ısı endüstriyel atık ısı sınıfında kabul edildiği için mevsimsel analiz kapsamında yüksek basınçlı kaynatıcı parametreleri etkilenmez. Aynı şekilde buharlaştırıcı tarafından da soğuk su üretildiği için buharlaştırıcı parametreleri de mevsimsel analizden bağımsızdır.

Bu tez kapsamında yapılan analizlerde de absorber ve yoğuşturucunun ısı atmasını sağlayan akışkan su olarak seçilmiştir. Fakat hazırlanan simülasyon yoğuşturucu ve absorberin ısı atmasını sağlayan akışkanın hava olarak seçilmesine imkan tanımaktadır. Isı atım organı için seçilen akışkan hava olduğunda havayı etkileyen mevsimsel parametrelerin dikkate alınması gerekir. Bursa ili için yıllık hava parametreleri sıcaklık değerleri Türkiye Cumhuriyeti Orman ve Su İşleri Bakanlığı Meteoroloji Genel Müdürlüğü tarafından yayınlanan verilerden alınmıştır (Anonim 2016). Bağıl nem değerleri için ise Türk Standartları Enstitüsü tarafından yayınlanan veriler dikkate alınmıştır (Anonim 2008b). Ortalama özgül nem ve ortalama entalpi değerleri psikrometrik diyagram vasıtasıyla hesaplanmıştır.

Aşağıdaki tabloda yer alan parametreler hava soğutmalı soğurmali bir sistemin ısı atım organlarını oluşturan absorber ve yoğuşturucu için çalışma şartlarına ve mevsime bağlı olarak gerekli hava debisinin bulunmasını sağlamaktadır.

**Tablo 3.4.** Bursa iline ait aylara göre havanın ortalama termodinamik değerleri

Bursa	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
Ortalama Sıcaklık (°C)	5,3	6,2	8,4	12,9	17,6	22,2	24,6	24,2	20,1	15,3	10,7	7,4
Ortalama Bağıl Nem (%)	71	70	69	68	64	60	58	61	65	71	73	73
Ortalama Özgül nem (g/kg)	3,9	4,1	4,7	6,3	8	10	11,2	11,5	9,5	7,7	5,8	4,6
Ortalama Entalpi (kJ/kg)	15,1	16,5	20,3	28,8	38	47,8	53,3	53,7	44,4	34,8	25,4	19,1

### 3. 15. Termoekonomik Analiz

Soğurmalı sistemler üzerine yapılan enerjiye bağlı ekonomik analizler literatürde yer almaktadır. Soğurmalı sistemlerin ısı kapasiteleri sistem maliyetini etkileyeceği için hesaplamalarda sistem boyutlarının tanımlanması gerekir. Bu nedenle boyutlandırma hesapları ekonomik analizin bir alt başlığı olarak kabul edilebilir.

Soğurmalı sistemlerin ekonomik analizlerinde sistem büyüklüğü elemanların yüzey alanları cinsinden tanımlanır. Gerekli hesaplamalar da ısı transferi metotlarının kullanılmasıyla elemanların yüzey alanları hesaplanır. Bu çalışmada ısı transferi hesaplamalarında LMTD metodu kullanılmıştır. Aşağıda ekonomik analiz sürecinde takip edilen işlem adımları sıralanmıştır.

1. Birinci kanun analizi yardımıyla elemanların ısı kapasitelerinin hesaplanması (kW).
2. Her bir eleman için LMTD değerinin hesaplanması.
3. Genel iletim formülüyle UA çarpımının bulunması.
4. Literatürden yararlanılarak U sayısının kabulü (kW/m<sup>2</sup>K).
5. UA ve U değerleri bilindiği için her bir sistem elemanının yüzey alanının hesaplanması (m<sup>2</sup>).
6. Literatürden her bir sistem elemanının birim yatırım maliyetinin belirlenmesi (\$).
7. Yatırım maliyetinin literatürde yer alan formül yardımıyla kapasiteyle ilişkilendirilmesi.
8. Yıllık faiz oranının kabulüyle (i) ve sermaye geri kazanım faktörünün hesaplanmasıyla (CRF) sermaye yatırımının hesaplanması.
9. İşletme ve bakım maliyetinin hesaplanması.
10. 8. Ve 9. Adımda belirtilen maliyetlerin toplanmasıyla her bir sistem elemanı için toplam yatırım maliyetinin belirlenmesi.

Aşağıda literatürde yer alan genel ekonomik analiz denklemleri verilmiştir ve yapılan hesaplamalarda yukarıda belirtilen işlem sıralaması takip edilmiştir. “k” indisi her bir sistem elemanları için komponent anlamına gelmektedir.

Her bir sistem elemanın sistemin tamamıyla olan bağlantı noktaları daha önce matematiksel model başlığı altında anlatıldığı için bu kısımda gösterilmesi gereken genel LMTD denkleminin her bir sistem elemanı için nasıl uygulandığı daha iyi anlaşılması amacıyla o kısımda verilmiştir.

$$LMTD_k = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_L}{\ln \frac{\Delta T_0}{\Delta T_L}} \quad (3.93)$$

$$\dot{Q}_k = UA_k LMTD_k \quad (3.94)$$

Yapılan hesaplamalarda her bir sistem elemanının ısı kapasitesi daha önce belirlendiği için her bir sistem elemanı için gerekli yüzey alanı LMTD değerlerinin hesaplanmasıyla bulunabilir. Denklem 3.94 olarak verilen genel iletim formülü yardımıyla yüzey alanını bulmak için LMTD değerinin yanında U katsayısının hesaba dâhil edilmesi gerekir. Bu çalışmada U katsayısı sabit olarak 0,2 kW/m<sup>2</sup>K alınmıştır (Misra ve ark. 2002).

Boyutlandırma hesaplarında sistemin çevre ile ilişkisi de hesaplara girdiğinden çevre parametreleri önem kazanmaktadır. Ekonomik analiz sadece yüksek basınçlı kaynatıcının sıcak su ile beslendiği durum için yapılmıştır ve sıcak suyun giriş sıcaklığı 160 °C ve çıkış sıcaklığı 150 °C olarak sisteme tanımlanmıştır. Buharlaştırıcı tarafından soğutulan suyun giriş sıcaklığı 20 °C çıkış sıcaklığı ise 10 °C dir. Diğer çevre parametreleri ise daha önceki bölümde verildiği gibidir. Sistem elemanlarının diğer çalışma şartları da sonuçlar bölümünde şekiller üzerin de yer almaktadır. Alan hesapları ekonomi analizinde sistemin fiziksel büyüklüğünü ifade ettiği için önem arz etmektedir. Örneğin 10 kW ve 20 kW soğutma kapasitesine sahip iki sistemin eleman büyüklükleri ve ekonomik değeri aynı olamayacağı için hesaplamalarda ifade edilmesi gerekir. Her bir sistem elemanı için alan hesabı yapıldıktan sonra bu değer sistem için birim yatırım maliyeti (Z<sub>R</sub>) ile ilişkilendirilir ve sonuçta kapasiteye bağlı bir sistem elemanı (Z<sub>k</sub>) fiyatı elde edilir. Aşağıdaki denklem bu amaç için kullanılır. (A<sub>R</sub> = 100, Farshi 2013)

$$Z_k = Z_{R,k} \left( \frac{A_k}{A_R} \right)^{0,6} \quad (3.95)$$

Sistemde yer alan pompa ve pompayı çalıştıran motor için yüzey alanından bahsedilemeyeceği için farklı denklemler kullanılarak kapasite ile ilişkilendirilirler. Aşağıdaki denklemler bu amaçla kullanılmaktadır. Denklemlerde yer alan motor ve pompa verimlilikleri %95 tir. ( $W_{R,p} = W_{R,m} = 10$ , Cimsit ve ark. 2015).

$$Z_p = Z_{R,p} \left( \frac{\dot{W}_p}{\dot{W}_{R,p}} \right)^{m_p} \left( \frac{1-\eta_{ip}}{\eta_{ip}} \right)^{n_p} \quad (3.96)$$

$$Z_m = Z_{R,m} \left( \frac{\dot{W}_m}{\dot{W}_{R,m}} \right)^{m_{mp}} \left( \frac{1-\eta_{im}}{\eta_{im}} \right) \quad (3.97)$$

Aşağıda Denklem 3.98'de yer alan  $Z_k$  ifadesi daha önce elde edilen her bir sistem elemanının kapasiteye bağlı sabit fiyatını ifade etmektedir (\$) ve geri kazanım faktörüyle (CRF) çarpılarak her bir sistem elemanı için ilk yatırım maliyeti tanımlanmış olur (\$/yıl).

$$\dot{Z}_k^{CI} = CRF * Z_k \quad (3.98)$$

$$CRF = \left( \frac{i_r (1+i_r)^{N_y}}{(1+i_r)^{N_y} - 1} \right) y u^{-1} \quad (3.99)$$

Yukarıdaki Denklem 3.99'da yer alan  $i_r$  ifadesi yıllık faiz oranını ifade etmektedir ve %15 olarak kabul edilmiştir.  $N_y$  ise sistemin çalışma ömrünü ifade etmektedir ve 20 yıl olarak kabul edilmiştir. Bu değerlere göre yıllık geri kazanım faktörü %16 olarak hesaplanır (Misra ve ark. 2005). Aşağıdaki denklem işletme ve bakım maliyetini hesaplamalara dâhil etmek için geliştirilmiştir. Fakat denklemin ilk kısmından sonraki bölümlerin hesaplamalara etkisi çok az olduğu için göz ardı edilmiştir ve  $\beta$  1.25% olarak kabul edilmiştir.

$$\dot{Z}_k^{OM} = \beta_k * Z_k + \omega_k \dot{E}_{P,k} + \dot{R}_k \quad (3.100)$$

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (3.101)$$

Son denklem ise ilk yatırım maliyeti ile işletme ve bakım maliyetlerinin toplanmasıyla her bir eleman için toplam maliyeti \$/yıl cinsinden ifade etmektedir.

#### **4. BULGULAR VE TARTIŞMA**

Bu çalışmada su, buhar ya da sıcak hava kaynağı ile çalıştırılabilen iki kademeli soğurmalı bir soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi sayısal olarak incelenmiştir. Oluşturulan sayısal modelleme sistem üzerinde farklı analizler yapmaya da olanak sağlamaktadır. Sırasıyla bakıldığında bu tez kapsamında ele alınan konulardan ilki eşanjörlerin sistem üzerindeki etkilerinin belirlenmesidir. Sistemde yer alan iki adet ısı eşanjörünün beraber ve ayrı olarak çalıştırılması sonucu sistemde yaşanan termodinamik farklılıklar ortaya ayrıntılı bir şekilde konulmuştur. Diğer bir konu ise literatürde ayrıntılı olarak üzerinde durulmayan yüksek basınçlı yoğuşturucunun etkileridir.

Bu tezin en ayrıntılı analiz kısmını ise sistemde yer alan yüksek basınçlı kaynatıcı, düşük basınçlı kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve absorber çalışma sıcaklıklarının artışına göre sisteme ait soğutma tesir katsayısı ve yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesinin değişiminin hesaplanması oluşturmuştur. Ayrıca bahsedilen sistem elemanlarının çalışma sıcaklıklarına bağlı olarak üç farklı ısı kaynağının kullanımı için gerekli ısı kaynağı debi miktarı ve yüksek basınçlı kaynatıcıda oluşan ekserji kayıplarındaki değişim grafiklerle gösterilmiştir. Ayrıca yoğuşturucu ve absorberin hava soğutmalı hale getirilmesiyle mevsimsel performans analizi üzerinde durulmuştur. Son olarak da ekonomik odaklı bir analize yer verilmiştir.

##### **4.1. Simülasyon Çıktılarının Literatürle Karşılaştırılması**

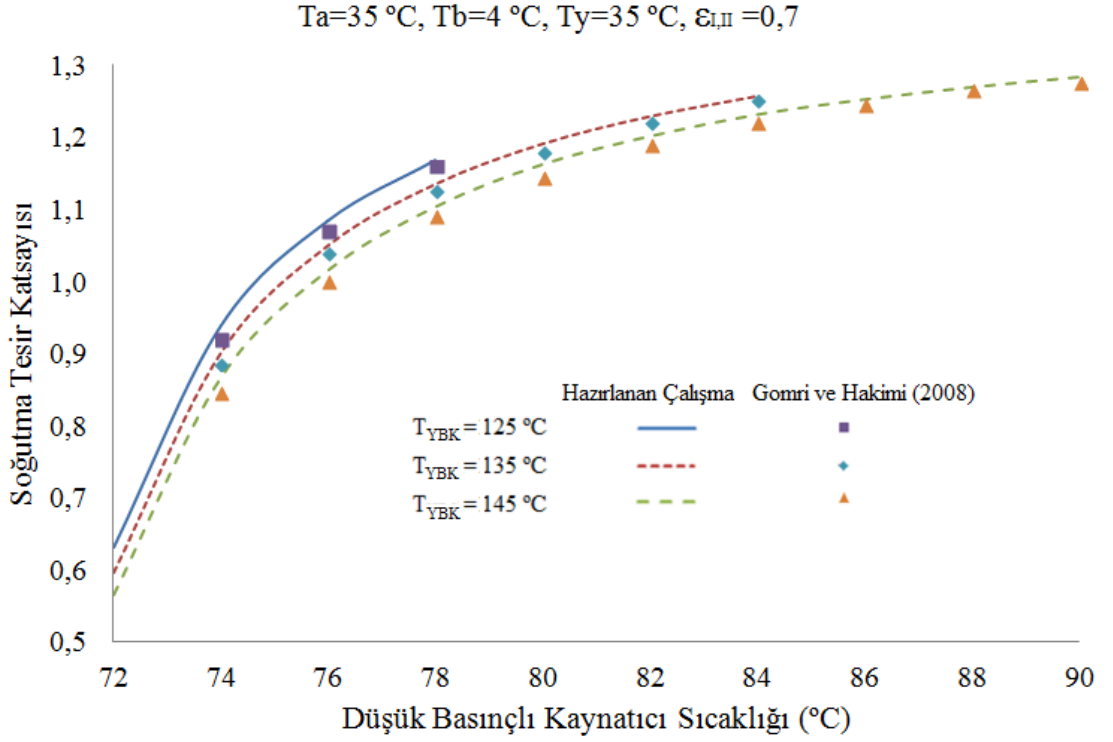
Hazırlanan simülasyon bir çok farklı denklem ve termodinamik çevrim içerdiği için alınan çıktıların literatürle uyumlu olması önem arz etmektedir. Bunun için bu tez kapsamında hazırlanan simülasyonun özgün yapısı olmakla birlikte Arora ve Kaushik (2009) tarafından hazırlanan çalışmaya en yakın hale getirilerek ikili tarafından kabul edilen çalışma şartları altında simülasyon çalıştırılmıştır. Elde edilen sonuçların karşılaştırılması Tablo 4.1 üzerinde verilmiştir. Literatürden alınan sonuçlarla simülasyon çıktılarının tam tamına aynı olması hazırlanan simülasyonlarda kullanılan denklemlere ait hassasiyetlerin ve diğer kabullerin aynı olmamasına bağlı olarak beklenemez. Aşağıda yer alan sonuçlar karşılaştırıldığında hazırlanan simülasyonun literatürle uyum içerisinde olduğu görülmektedir.

**Tablo 4.1.** Yapılan çalışmanın literatürde yer alan çalışmalarla karşılaştırılması

Sistem Elemanları	Sembol	Arora ve Kaushik (2009)	Hazırlanan Çalışma
Absorber	$Q_A$	2942,18 kW	2922,58 kW
Yoğuşturucu	$Q_Y$	1282,05 kW	1262,45 kW
Buharlaştırıcı	$Q_B$	2355,45 kW	2355,45 kW
YB Kaynatıcı	$Q_{YBK}$	1868,71 kW	1863,20 kW
Eriyik Eşanjörü I	$Q_{EE I}$	518,59 kW	524,11 kW
Eriyik Eşanjörü II	$Q_{EE II}$	816,21 kW	842,60 kW
Pompa	$\eta_P$	0,3598 kW	0,4382 kW
DB Kaynatıcı	$Q_{DBK}$	1272,48 kW	1276,88 kW
STK		1,26	1,26
Absorbere ait ekserji kaybı	$EK_A$	67,549 kW	69,104 kW
Yoğuşturucuya ait ekserji kaybı	$EK_Y$	3,086 kW	0,242 kW
Buharlaştırıcıya ait ekserji kaybı	$EK_B$	86,275 kW	88,764 kW
YB Kaynatıcıya ait ekserji kaybı	$EK_{YBK}$	21,721 kW	32,288 kW
DB Kaynatıcıya ait ekserji kaybı	$EK_{DBK}$	12,475 kW	14,191 kW
Eriyik Eşanjörü I e ait ekserji kaybı	$EK_{EE I}$	28,056 kW	21,971 kW
Eriyik Eşanjörü II ye ait ekserji kaybı	$EK_{EE II}$	43,1 kW	37,429 kW
Kısılma Vanası I e ait ekserji kaybı	$EK_{KV I}$	7,813 kW	7,938 kW
Kısılma Vanası II ye ait ekserji kaybı	$EK_{KV II}$	6,936 kW	6,895 kW
Sistemdeki Toplam Ekserji Kaybı	$\Sigma EK$	277,284 kW	278,822 kW

Literatürde yer alan çalışmalarla ilgili diğer bir karşılaştırma ise Gomri ve Hakimi' ye (2008) ait bir analizle yapılmıştır. İkili çalışmalarında düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak sistem performansının nasıl değiştiğini diğer sabit çalışma şartları altında ve üç farklı yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığı için göstermişlerdir.

Şekil 4.1 üzerinde gösterilen karşılaştırmada hazırlanan simülasyon çıktılarının literatürle olan uyumluluğu görülmektedir. Şekil üzerinde gösterildiği gibi düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artmasıyla birlikte soğutma tesir katsayısı değerlerinde de yükseliş görülmektedir. Fakat artış eğilimi lineer bir davranış değil azalan bir eğilim göstermektedir. Ayrıca yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artması sabit düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığında soğutma tesir katsayısı üzerinde azalmaya neden olmaktadır.



**Şekil 4.1.** Sisteme ait soğutma tesir katsayısının düşük basınçlı kaynaticı sıcaklığına bağlı değişiminin literatürle karşılaştırılması

#### 4.1.1. Sistemin Noktasal Olarak İncelenmesi

Hazırlanan simülasyonun literatürle olan uyumluluğunu kontrol etmenin en kolay yöntemlerinden birisi incelenen sistemi noktasal olarak ele almaktır. İki kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinin incelenmesinde dikkate alınan en önemli noktalar olan sistem elemanlarının giriş ve çıkış noktalarında akışkanın sahip olduğu sıcaklık, konsantrasyon, debi, entalpi ve entropi değerleri sistemin termodinamik açıdan uyumluluğunu ifade etmek için gerekli parametrelerdir. Literatürde bu amaçla hazırlanan tablolar incelenen sistem için yukarıda bahsedilen değerleri bir bütünlük içerisinde ifade etmektedir. Bu tez kapsamında ele alınan sistemin noktasal olarak sahip olduğu termodinamik büyüklükleri gösteren bir tablo hazırlanmış ve Tablo 4.2’de sunulmuştur. Tablo üzerinde yapılan kabulleri, sistem elemanlarının çalışma sıcaklıklarını ve farklı enerji kaynaklarına bağlı gerekli debi miktarlarını görmek mümkündür.



**Tablo 4.2.** Sistemin noktasal olarak sahip olduğu termodinamik özellikler

Nokta	Kimyasal Yapı	T (°C)	X (%)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Su	35	0	0,042	146,643	0,5032
2	Su	5	0	0,042	146,643	0,5265
3	Su Buharı	5	0	0,042	2508,502	9,0248
4	Fakir Eriyik	35	55,213	0,501	84,125	0,2229
5	Fakir Eriyik	35,2	55,213	0,501	84,166	0,2231
6	Fakir Eriyik	61,86	55,213	0,501	139,554	0,3921
7	Fakir Eriyik	109,16	55,213	0,501	237,465	0,6644
8	Zengin Eriyik I	135	57,725	0,479	294,363	0,7679
9	Zengin Eriyik I	83,83	57,725	0,479	191,998	0,4986
10	Zengin Eriyik I	83,83	57,725	0,479	191,998	0,4986
11	Su Buharı	135	0	0,022	2719,812	7,7441
12	Su	87,57	0	0,022	366,963	1,1661
13	Su	35	0	0,022	366,96	1,2207
14	Su Buharı	80	0	0,021	2644,756	8,6082
15	Zengin Eriyik II	80	60,311	0,459	194,325	0,4560
16	Zengin Eriyik II	48,53	60,311	0,459	133,824	0,2789
17	Zengin Eriyik II	48,53	60,311	0,459	133,824	0,2789
18	Hava	150	0	16,01	169,945	6,0689
19	Hava	145	0	16,01	164,864	6,0570
18'	Su	150	0	3,78	631,921	1,8406
19'	Su	145	0	3,78	610,386	1,7896
18''	Su Buharı	150	0	8,36	2780,99	8,9531
19''	Su Buharı	145	0	8,36	2771,26	8,9302
20	Su	25	0	2,68	104,733	0,3640
21	Su	30	0	2,68	125,688	0,4342
22	Su	15	0	4,77	62,823	0,2207
23	Su	10	0	4,77	41,868	0,1478
24	Su	25	0	5,99	104,733	0,3640
25	Su	30	0	5,99	125,688	0,4342

Bu tez kapsamında ele alınan farklı ısı kaynaklarıyla sistemin ısı ihtiyacının karşılanması konusu Tablo 4.2 üzerinde 18, 18' ve 18'' olarak üç ayrı şekilde gösterilmiştir. 18 olarak gösterilen giriş hava akışkanına aittir ve en fazla debi ihtiyacı bu akışkan için olduğu anlaşılmaktadır. 18' girişi ise su akışkanına aittir ve en az debi ihtiyacı bu akışkanda olmaktadır. 18'' olarak gösterilen giriş ise su buharı için kabul edilmiştir.

## 4.2. Eşanjörlerin Sistem Üzerindeki Etkileri

İki kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinde performans artışı sağlamak dolayısıyla enerji tasarrufu elde etmek amacıyla sistem içerisine ısı eşanjörleri yerleştirilmektedir. Isı eşanjörlerinin ya da diğer adıyla ısı değiştiricilerinin sistem üzerindeki etkilerinin derecesini belirleyen faktörlerden birisi eşanjörlerin verimidir. Isı eşanjörleri ısı transfer kanunları dâhilinde çalışan cihazlar oldukları için tasarım kriterlerine bağlı olarak farklı verimlilik değerlerine sahiptirler. Bu tez kapsamında uygulanan sayısal analiz yöntemi farklı eşanjör verimliliklerine bağlı olarak analiz avantajı sunmaktadır.

Isı eşanjörlerinin sistem üzerindeki etkisini belirleyen diğer bir faktörde cihazların sistem içerisinde buldukları konumdur. Kaynaklı ve Yamankaradeniz (2007) ikilisinin çalışmasından anlaşıldığı gibi ısı eşanjörlerini soğutucu akışkan ısı eşanjörü ve eriyik eşanjörü olmak üzere ikiye ayırmak mümkündür. Eşanjörler soğutucu akışkan hattına yerleştirilmesi ya da eriyik hattına yerleştirilmesine bağlı olarak adlandırılırlar. Bu tez kapsamında incelenen sistemde biri yüksek sıcaklıklı diğeri düşük sıcaklıklı olmak üzere iki adet eriyik eşanjörü bulunmaktadır.

Eriyik eşanjörlerinin sistem işleyişindeki etkilerini yukarı verilen Tablo 4.2 üzerinde görmek mümkündür. 5 noktasında eriyik pompasından ayrılan fakir eriyik 35,2 °C sıcaklık değerinde bir numaralı eriyik eşanjörüne girmekte ve 61,86 °C de çıkmaktadır. Daha sonra iki numaralı eriyik eşanjörüne giren çözeltilerin sıcaklığı bu eşanjör çıkışında 109,16 °C olmaktadır. Akışkanın 5, 6 ve 7 noktalarındaki entalpi değerleri göz önüne alındığında yaklaşık üç katlık bir artış olmuştur ki bu durum YB kaynatıcının çekmesi gereken enerjiyi son derece düşürmektedir.

Tablo 4.3'de sistemde yer alan eşanjörlerin verimlilikleri epsilon ( $\epsilon$ ) işaretiyle ifade edilmiştir. Normal bir eşanjör verimliliği %70 olarak kabul edilmiştir ve tablo üzerinde 0,7 ile gösterilmiştir. Matematiksel olarak bir büyüklüğün 0,7 ile çarpılması o değer yüzde yetmişini ortaya çıkarır. Eşanjörlerin aktif olması ya da kapatılması durumunda sistem elemanlarının ısı kapasiteleri ve sistem tesir katsayısının nasıl değiştiği tablo üzerinde gösterilmiştir. Hazırlanan simülasyonda eşanjör etkinliğinin sıfır olması o eşanjörün devre dışı olması anlamına gelmektedir.

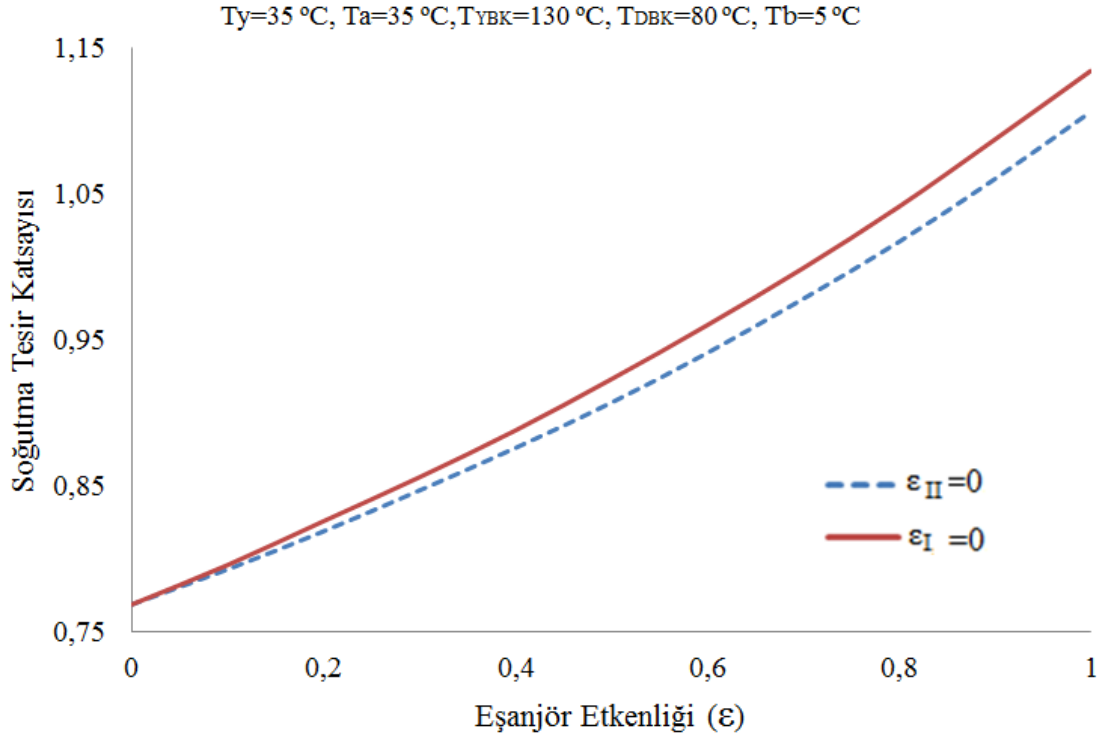
**Tablo 4.3.** Sistemdeki elemanların ısı yük kapasiteleri

Sistem Elemanları	Kapasite (kW)	
	$\epsilon_{I,II} = 0,7$	$\epsilon_{I,II} = 0$
YB Kaynatici ( $Q_{YBK}$ )	81,37	132,46
DB Kaynatici ( $Q_{DBK}$ )	51,45	27,30
Yoğuşturucu ( $Q_Y$ )	56,12	79,48
Buharlaştırıcı ( $Q_B$ )	100	100
Absorber ( $Q_A$ )	125,44	153,18
Pompa ( $Q_P$ )	0,0205	0,0226
Eriyik Eşanjörü I ( $Q_{EE1}$ )	27,75	0
Eriyik Eşanjörü II ( $Q_{EE2}$ )	49,05	0
Soğutma Tesir Katsayısı (STK)	1,229	0,755
Isıtma Tesir Katsayısı (ITK)	2,231	1,756

Tablo 4.3 üzerinde ayrıca 100 kW buharlaştırıcı kapasitesinin karşılanması için diğer elemanların ısı yük dağılımlarına yer verilmiştir. Buna göre sistem elemanları içerisinde en fazla kapasite eşanjörlerin aktif olduğu durumda 125,44 kW ile absorbere aittir. Absorberi yüksek basınçlı kaynatici takip etmektedir.

Şekil 4.2’de sistemde yer alan iki farklı eşanjörün soğutma tesir katsayısı üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Her iki eşanjörün etkisini ayrı olarak daha iyi göstermek için eşanjörlerden biri çalıştığında diğeri iptal edilmiştir. Şekilde yer alan düz çizgi iki numaralı eşanjörün etkenliğine bağlı olarak soğutma tesir katsayısının nasıl değiştiğini göstermektedir.

Şekilde görüldüğü gibi başlangıçta her iki eşanjörün etkenliği de sıfırdır. İki numaralı eşanjörün etkenliğine bağlı olarak soğutma tesir katsayısı değeri 0,77 değerinden 1,13 değerine çıkmıştır. Bu ise yaklaşık % 47 bir artış demektir. Kesikli çizgi ise bir numaralı eşanjörün tek başına soğutma tesir katsayısı üzerindeki etkisini göstermektedir. Görüldüğü gibi etki biraz daha azdır ve soğutma tesir katsayısı değeri 0,77 den 1,1 değerine çıkmıştır. Bu ise yaklaşık % 43 lük bir artış demektir. Bir numaralı eşanjörün sistem performansı üzerinde iki numaralı eşanjöre göre neden daha az etkiye sebep olduğu, bir numaralı eşanjörün konumuyla açıklanabilir.



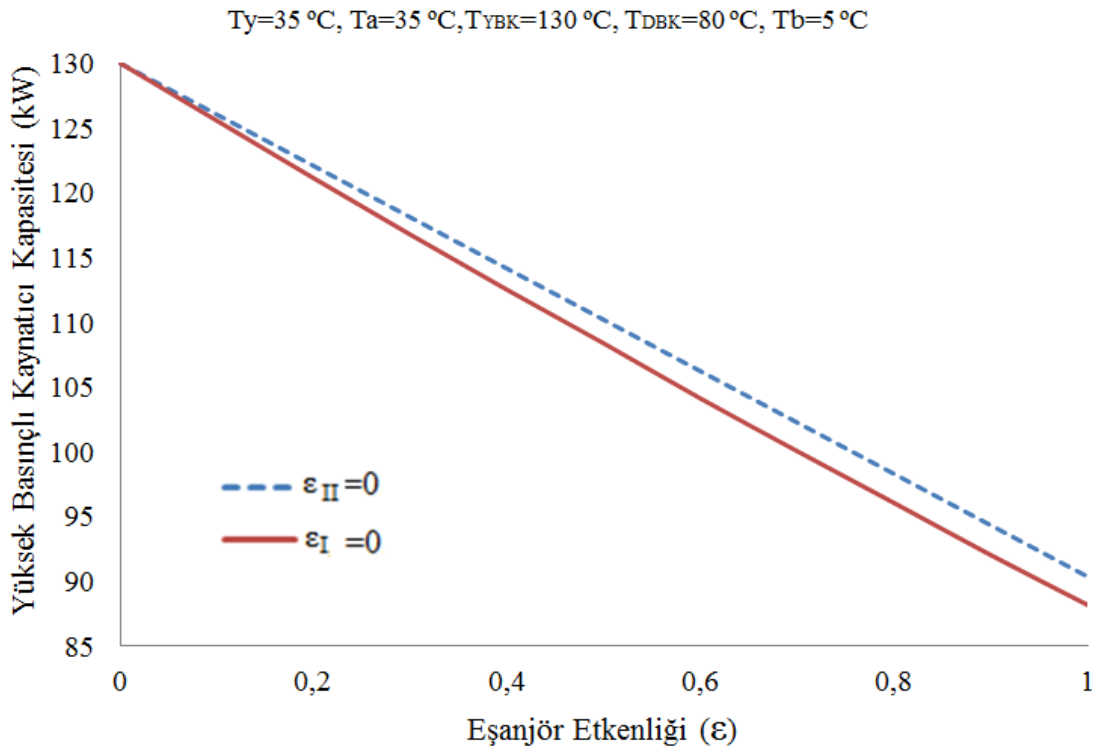
**Şekil 4.2.** Eşanjör etkenliğine bağlı olarak soğutma tesir katsayısının değişimi

Bir numaralı eşanjör düşük basınçlı kaynatıcıdan çıkan  $80\text{ }^\circ\text{C}$  sıcaklığa sahip eriyiğin ısısını absorberden çıkan fakir eriyiğe aktarır. Dolayısıyla iki numaralı eşanjörün kapalı olduğu durumda fakir eriyiğin sıcaklığının örneğin %70 etkenlik için  $35\text{ }^\circ\text{C}$  den yaklaşık  $62\text{ }^\circ\text{C}$  ye kadar ısıtılması anlamına gelmektedir.

Tersi durumda ise yani iki numaralı eşanjörün açılıp bir numaralı eşanjörün kapatılması halinde iki numaralı eşanjör yüksek basınçlı kaynatıcıdan çıkan  $130\text{ }^\circ\text{C}$  sıcaklığa sahip eriyiğin ısısını fakir eriyiğe aktarır. Bu ise fakir eriyiğin  $62\text{ }^\circ\text{C}$  yerine yaklaşık  $95\text{ }^\circ\text{C}$  sıcaklık değerinde yüksek basınçlı kaynatıcıya girmesi demektir. Daha sıcak haldeki eriyiğin entalpi değeri daha yüksek olduğu için  $130\text{ }^\circ\text{C}$  sıcaklığa ulaşması için daha az ısı enerjisi ihtiyacı duyar bu ise yüksek basınçlı kaynatıcıya ait ısı kapasitenin daha az olması anlamına gelir ki bu durum daha yüksek soğutma tesir katsayısı değeri olarak hesaplamalara yansır.

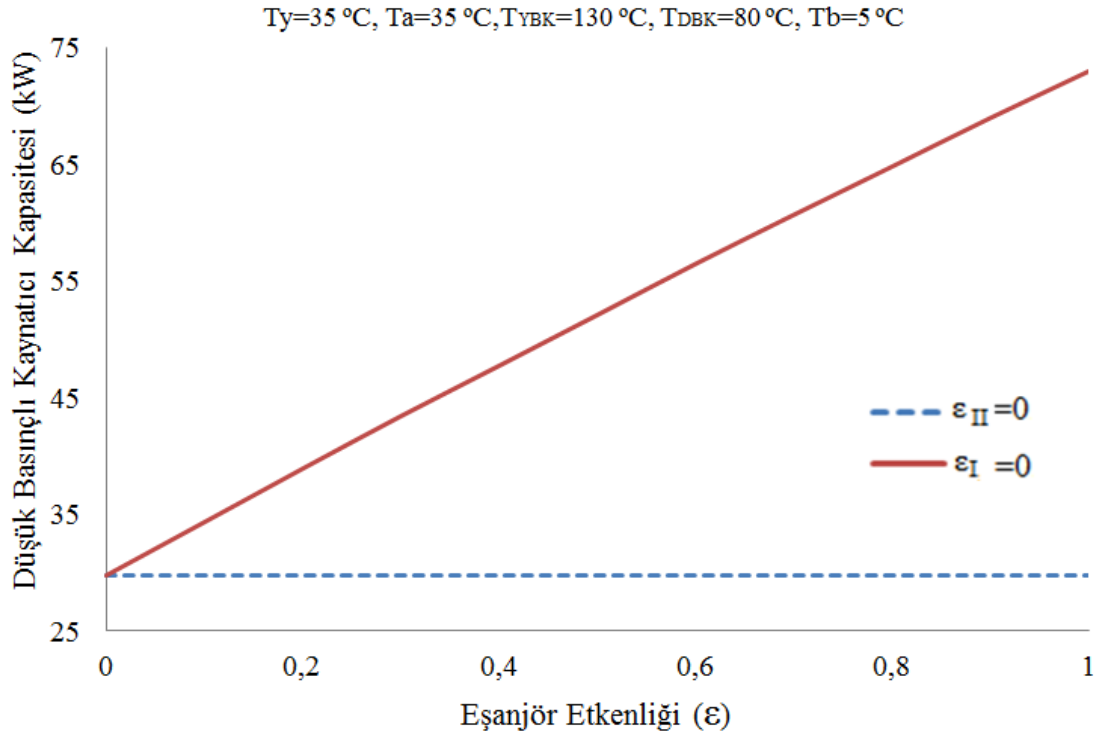
Şekil 4.3 üzerinde eşanjör etkenliğine bağlı olarak yüksek basınçlı kaynatıcıya ait kapasite değişimi görülmektedir. Bu değişim Şekil 4.2’de verilen soğutma tesir katsayısı değişimi ile uyum içerisinde. Çünkü eşanjör etkenlik katsayısının değişimine bağlı olarak yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesinde yaşanan düşüş soğutma tesir katsayısında artışa neden olmaktadır.

Şekil 4.3 üzerinde verilen sayısal değerlere bakıldığında bir numaralı eşanjörün aktif olduğu durumda yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesi 130 kW dan grafik sonunda yani yüzde yüz verimlilik seviyesinde 90,36 kW değerine düşmüştür. İki numaralı eşanjörün aktif olduğu durumda ise YBK kapasitesi 88,17 kW değerine düşmüştür.



**Şekil 4.3.** Eşanjör etkenliğine bağlı olarak yüksek basınçlı kaynatıcıya ait kapasite değişimi

Şekil 4.4’te ise eşanjör etkenliğine bağlı olarak düşük basınçlı kaynatıcıya ait kapasite değişimi görülmektedir. Bu şekil daha önce bahsedilen eşanjörlerin konumunun önemini vurgulamaktadır. Bu değişimde dikkat edilmesi gereken noktalardan birisi DB kaynatıcısının bir numaralı eşanjörden etkilenmemesidir. Çünkü DB kaynatıcıya ait giriş noktası olan YBK çıkış sıcaklığı sistem tasarım kriterlerinde sabitlenmiştir.



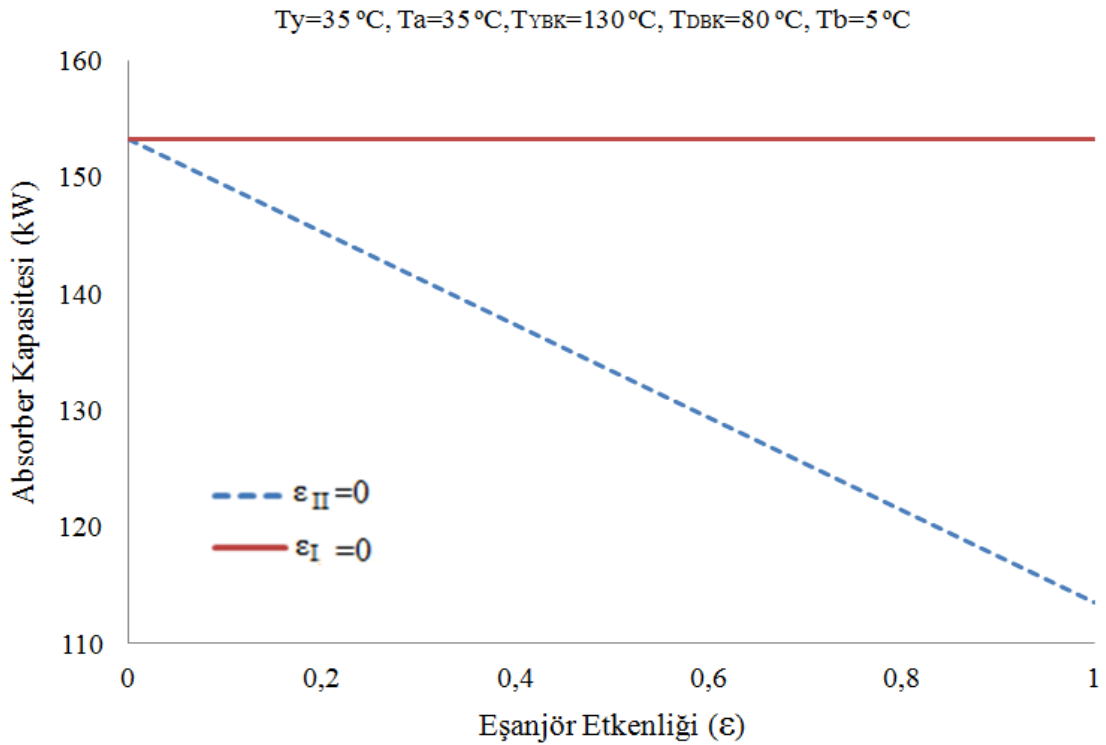
**Şekil 4.4.** Eşanjör etkenliğine bağlı olarak düşük basınçlı kaynatıcıya ait kapasite değişimi

Şekil 4.4 üzerinde dikkati çeken diğer bir nokta ise iki numaralı eşanjör etkenliğine bağlı olarak düşük basınçlı kaynatıcı kapasitesinin artmasıdır. Bu artış sistem verimliliğine olumlu etki yapmasının yanında ısı transferi noktasında daha fazla yüzey alanına ihtiyaca sebep olacağı için boyutlandırma problemleri içerisinde incelenmelidir ve başka bir araştırma konusudur. Her iki eşanjörün devre dışı olduğu grafiğin başlangıç noktasında yaklaşık 30 kW kapasiteye sahip olan düşük basınçlı kaynatıcı % 70 verimlilik düzeyinde yaklaşık 60 kW kapasiteye sahiptir. Bu şartlar altında iki numaralı eşanjörden en fazla etkilenen sistem elemanının düşük basınçlı kaynatıcı olduğu söylenebilir.

Burada üzerinde durulması gereken bir noktada şudur ki bu şekil ve diğer bölümlerde verilen şekillerin diğer grafiklerle birçok ortak noktası bulunmaktadır. Şekillerle ilgili açıklama kısımlarında o şekille ilgili dikkati çeken bilgiler ve yorumlar vurgulanırken bazı bilgiler tekrarlanmamak için bahsedilmemiştir. Dolayısıyla bir şeklin açıklamasında yer alan bir yaklaşım diğer şekiller içinde geçerli olabilmektedir.

Şekil 4.5 üzerinde eşanjör etkenliğine bağlı olarak absorbere ait kapasite değişimi görülmektedir. Şekil üzerinde de görüldüğü gibi absorber kapasitesi iki numaralı eşanjörden etkilenmemektedir.

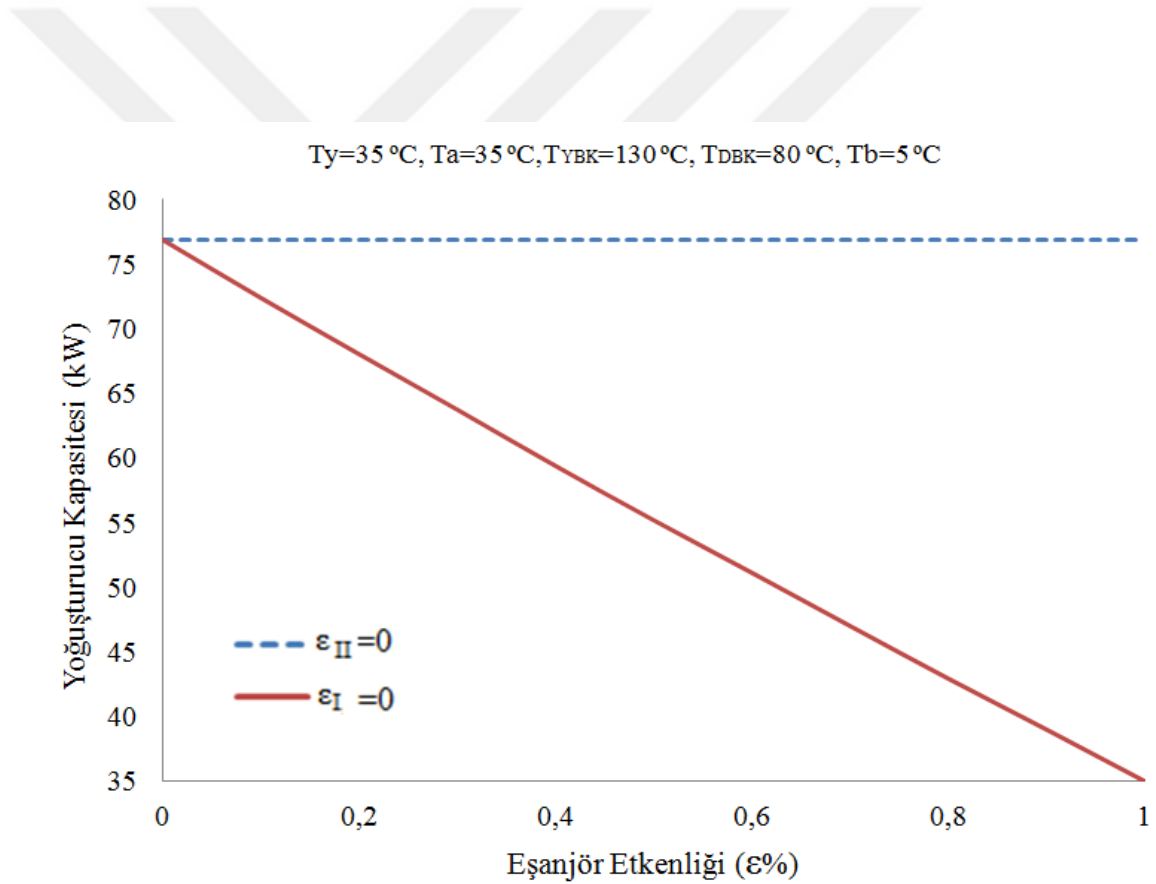
Bir numaralı eşanjörün ise absorber kapasitesi üzerinde düşürücü etkisi vardır. Başlangıçta 153,18 kW olan kapasite %70 eşanjör etkenliğinde 125,44 kW değerine ve yüzde yüz eşanjör etkenliğinde ise 113,55 kW değerine düşmektedir. Absorber ısı atan bir sistem elemanı olduğu için eğer bu ısı değerlendirilmek isteniyorsa bu düşüş dikkate alınmalıdır.



**Şekil 4.5.** Eşanjör etkenliğine bağlı olarak absorbere ait kapasite değişimi

Şekil 4.6 üzerinde eşanjör etkenliğine bağlı olarak yoğuşturucuya ait kapasite değişimi görülmektedir. Absorber gibi yoğuşturucu da sistemde ısı atan bir elemandır. Bu yüzden analizlerde benzer davranışlar gösterirler. Fakat sistem içerisinde buldukları konum farklı olduğundan bir numaralı eşanjörün yoğuşturucu kapasitesi üzerinde etkisi yoktur.

Sonuç olarak bu bölümde incelenen ve soğurmalı sistemlerin iç ısı kazanımı amacıyla kullanılan eşanjörlerin etkilerine bakıldığında her iki eşanjörün etkenliğine bağlı olarak soğutma tesir katsayısı değeri artmaktadır fakat iki numaralı eşanjörün soğutma tesir katsayısı üzerindeki etkisi bir numaralı eşanjörden daha fazladır. Her iki eşanjörün % 70 verimlilikle etkili olduğu durumda soğutma tesir katsayısı değerinde yaklaşık % 63 lük bir artış olduğu Tablo 4.3'den anlaşılmaktadır.



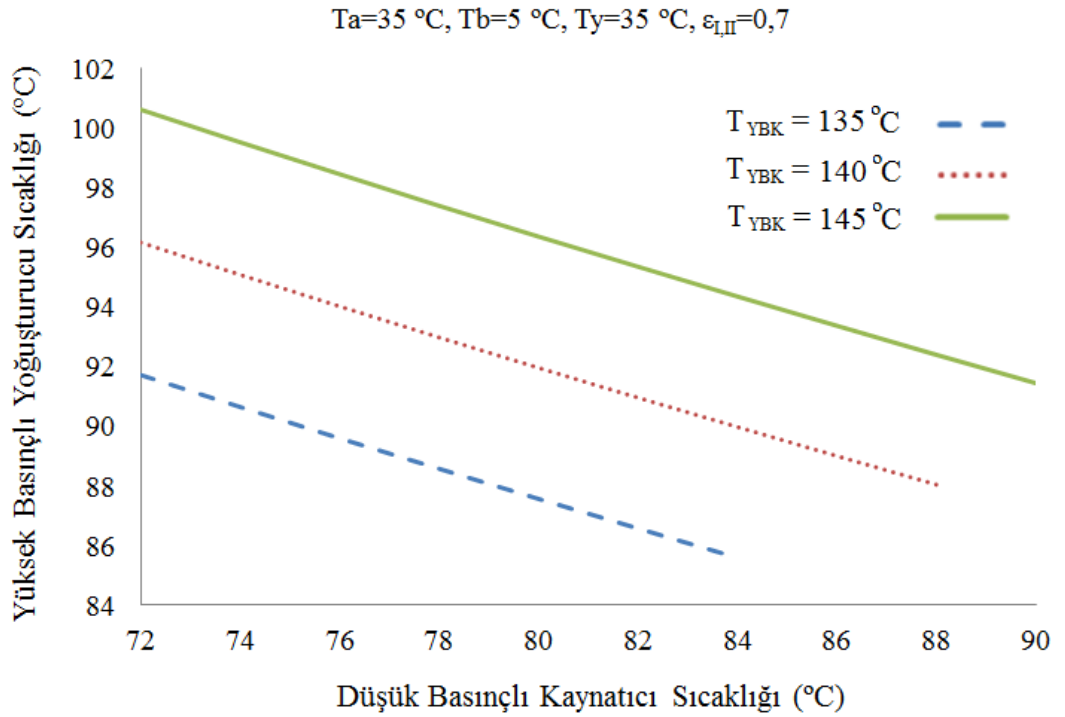
**Şekil 4.6.** Eşanjör etkenliğine bağlı olarak yoğuşturucuya ait kapasite değişimi



### 4.3. Yüksek Basınçlı Yoğuşturucunun Sistem Üzerindeki Etkileri

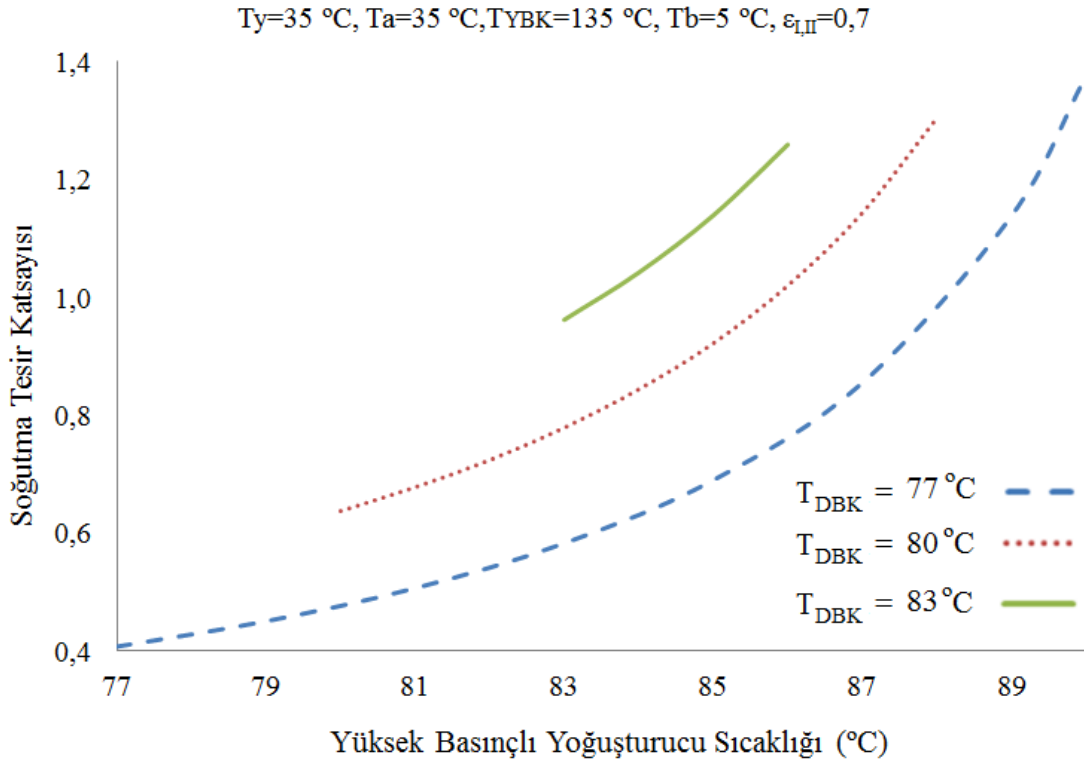
Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığı ile yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığı arasında kurulan ilişkiden materyal ve metot bölümünde bahsedilmiştir. Literatürde yer alan bazı çalışmalarda düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığı ile yüksek basınçlı yoğuşturucu sıcaklıklarının eşit olarak kabul edilmesi bahsedilen her iki sistem elemanı arasındaki ısı alış verişinin tam olarak gerçekleşmesini mümkün kılmamaktadır.

Yukarıda verilen Şekil 4.7 üzerinde her iki sistem elemanı arasındaki ısı transferinin eşit olduğu durumdaki sıcaklık değerleri gösterilmektedir. Şekil üzerinde görüldüğü gibi azalan düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığı değerlerinde iki komponent arasındaki sıcaklık değeri artmaktadır. Artan düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığı değerlerinde ise fark azalmakta fakat her zaman yüksek basınçlı yoğuşturucu sıcaklığı biraz daha yüksek olmaktadır.



**Şekil 4.7.** Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı yüksek basınçlı yoğuşturucu sıcaklık değişimi

Şekil 4.8 üzerinde yüksek basınçlı yoğuşturucu sıcaklığına bağlı olarak üç farklı düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığı için sisteme ait soğutma tesir katsayısının değişimi gösterilmiştir. Şekil üzerinde görüldüğü gibi grafiğin başlangıç noktasında düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığı ve yüksek basınçlı yoğuşturucu sıcaklığı 77 °C olarak eşit iken ısı dengesi 90 °C yüksek basınçlı yoğuşturucu sıcaklığında kurulmuştur ve soğutma tesir katsayısı değeri 0,4 den 1,375 değerine yükselmiştir. Daha yüksek düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığında ise yani 83 °C sıcaklığı göz önüne alındığında ısı dengesi 86 °C de sağlanmıştır ve sadece 3 derecelik bir artış soğutma tesir katsayısı değerini 0,96 dan 1,26 değerine çıkarmıştır ki bu % 30 değerinde bir artış demektir. 3 derecelik bir artışın % 30 oranında soğutma tesir katsayısını etkilemesi iki kademeli soğurmalı sistemlerde sıcaklık kontrolü yönünden en hassas cihazın yüksek basınçlı yoğuşturucu olduğunu gösterir. Bu analizde elde edilen bu sonuç soğurmalı sistem tasarımı ve otomatik kontrol aşamasında sistemin işletilmesinde önem arz etmektedir.



**Şekil 4.8.** Yüksek basınçlı yoğuşturucu sıcaklığına bağlı olarak soğutma tesir katsayısı değişimi

#### 4.4. Termodinamiğin Birinci Kanun Analizi

Bu tez kapsamında incelenen iki kademeli soğurmalı soğutma sisteminin termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizlerine yer verilmiştir. Birinci kanun analizi ışığında sistem ile alakalı sıcaklık ve kapasite değerleri üzerinde durulmuştur.

Birinci kanun analizi ışığında karşılaşılan diğer bir ifade de soğutma tesir katsayısıdır. Soğutma tesir katsayısı bir sistemin soğutma yüküne karşı kullandığı enerji miktarının bölünmesiyle bulunur. Diğer bir ifadeyle materyal ve metot bölümünde formülü verilen buharlaştırıcının soğutma kapasitesinin yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesine bölünmesiyle elde edilen değerdir. Bu çalışma kapsamında eriyik pompası da enerji çeken bir eleman olması sebebiyle kapasitesi azda olsa yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesine ilave edilmiştir.

Bu tez kapsamında ele alınan farklı enerji kaynaklarının kullanılabilirliği noktasında üç ayrı atık ısı kaynağının birinci kanun analizi kapsamında birbirlerinden ayrılması ve karşılaştırılması ısı kaynaklarının debi miktarlarının belirlenmesiyle yapılmıştır.

Birinci kanun analizi ışığında her bir sistem elemanının çalışma sıcaklığına bağlı olarak birinci kanun verimini ifade eden soğutma tesir katsayısı değişimi ve bu tez kapsamında üzerinde durulan yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesi değişimi gelen bölümde ele alınmıştır.

Ayrıca yine her bir sistem elemanının çalışma sıcaklığına bağlı olarak sıcak hava, su ve su buharı için üç ayrı kaynak sıcaklığında hesaplatılan debi değişimleri de birinci kanun analizinin devamı olarak ele alınmıştır.

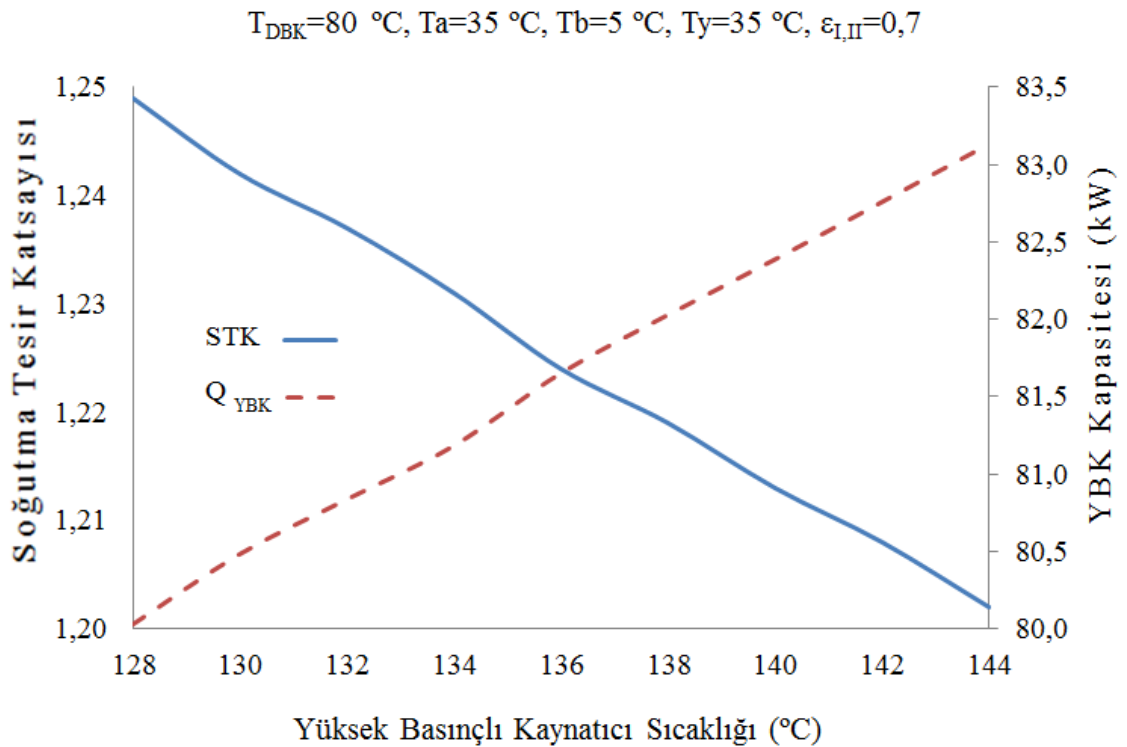
Termodinamiğin birinci kanun analizi enerjinin miktarı ile ilgilendiği için üç ayrı enerji kaynağının hangisinin daha verimli olacağı sorusunun cevabını birinci kanun analizi ışığı altında bulmak mümkün olmayacağı için bu tez kapsamında ikinci kanun analizine de yer verilmiştir.

Ekserji analizi başlığı altında ele alınan ikinci kanun analizine bağlı olarak yine aynı çalışma şartları altında üç ayrı enerji kaynağına bağlı olarak yaşanan ekserji kayıpları ayrıntılı olarak ilerleyen diğer bölümlerde ele alınmıştır.

#### 4.4.1. Sistem Elemanlarının Çalışma Sıcaklıklarına Bağlı STK Değişimleri

Soğurmalı sistemleri oluşturan sistem elemanlarına ait çalışma sıcaklıklarının sistem performansı üzerindeki etkileri farklı olmaktadır. Bu bölümde her bir sistem elemanın çalışma sıcaklığına bağlı olarak soğutma tesir katsayısı değişimi gösterilmiştir. Ayrıca atık ısı kaynağından sistemin enerji çeken elemanı olan yüksek basınçlı kaynatıcının ısı kapasitesinin değişimi de aynı şekil üzerinde gösterilmiştir. Genel olarak yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesinin artması sistemin daha fazla enerji harcadığı anlamına geldiği için soğutma tesir katsayısı davranışı ile yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesi zıt davranış göstermektedirler.

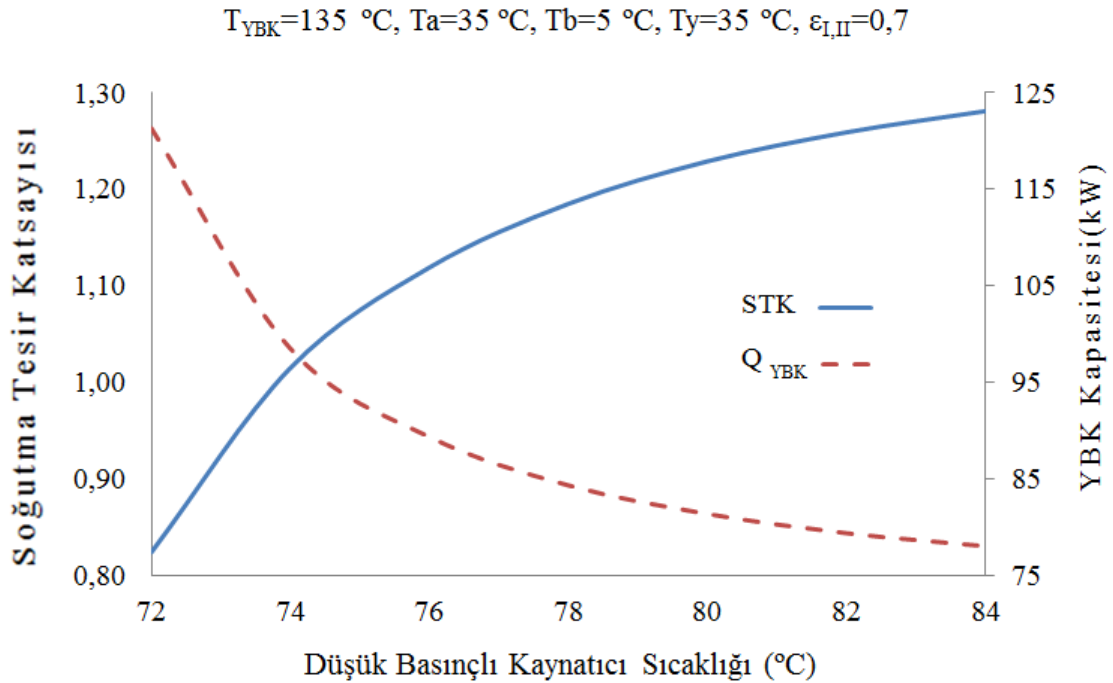
Yüksek basınçlı kaynatıcının çalışma sıcaklığının artmasına bağlı olarak içerisindeki akışkanın yüksek sıcaklık değerlerinde entalpisinin artması YBK kapasitesinin de artmasına neden olur. Sabit soğutma kapasitesinde YBK kapasitesinin artması sisteme daha fazla enerji girdisi anlamına geldiği için STK değerinin azalmasına neden olur. Şekil 4.9 üzerinde birbiri ile alakalı bu iki parametrenin değişimi görülmektedir.



Şekil 4.9. YBK Sıcaklığına bağlı soğutma tesir katsayısı ve YBK kapasitesi değişimi

Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı soğutma tesir katsayısındaki ve yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesindeki değişim Şekil 4.10 üzerinde gösterilmiştir. Şekil üzerinde görüldüğü gibi 121,3 kW seviyesinde olan yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesi grafik boyunca 43,3 kW bir düşüşle 78 kW seviyesine gelmiştir. Bu yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesi için % 35 oranında bir azalma anlamına gelmektedir. Sabit soğutma kapasitesi için yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesindeki bu düşüş sistemin daha az enerji tüketmesi demektir. Dolayısıyla soğutma tesir katsayısı 0,82 seviyesinden 1,28 değerine yükselmiştir.

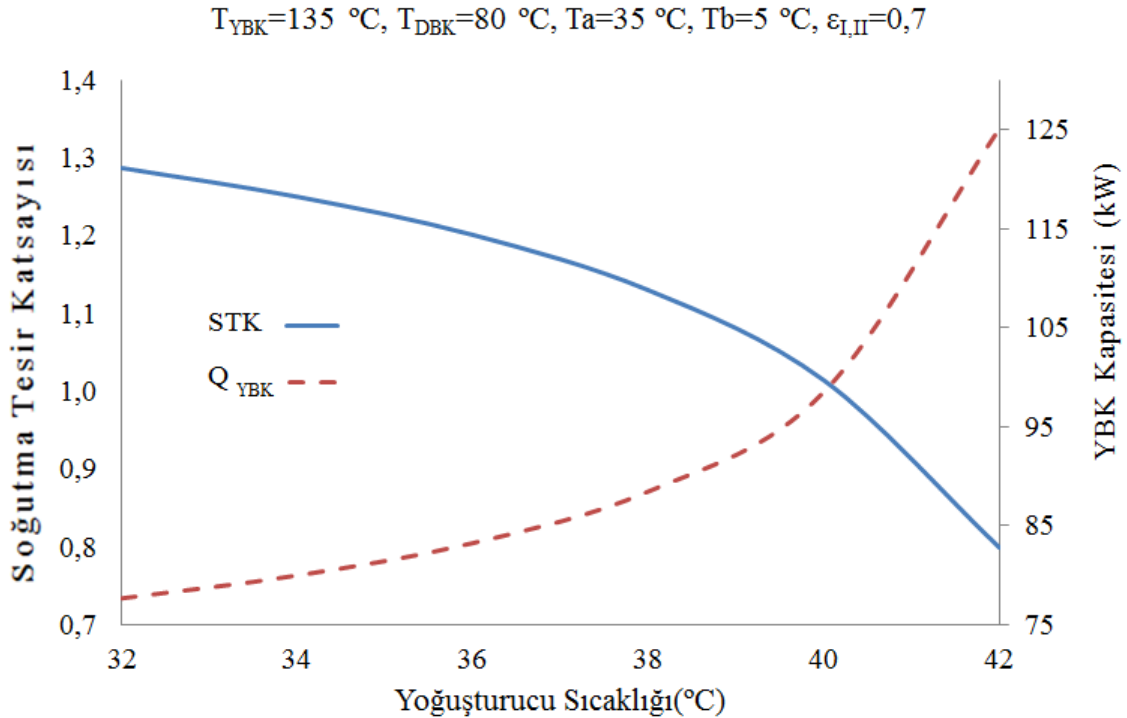
Şekil 4.10 üzerinde gösterilen soğutma tesir katsayısı üzerindeki artış düşük basınçlı kaynatıcının sistem içerisindeki önemini ortaya koymaktadır. Enerji sistemlerinin daha verimli kullanılmasının ön plana çıktığı günümüzde iki kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinin daha verimli olarak işletilmesinde düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının göz önüne alınması gerekmektedir. Şekil üzerinde verilen diğer çalışma şartlarına bağlı olarak ortaya çıkan bu değerler altında düşük basınçlı kaynatıcının en az 84 °C de çalıştırılması sistemin verimliliği açısından önemlidir.



**Şekil 4.10.** DBK Sıcaklığına bağlı soğutma tesir katsayısı ve YBK kapasitesi değişimi

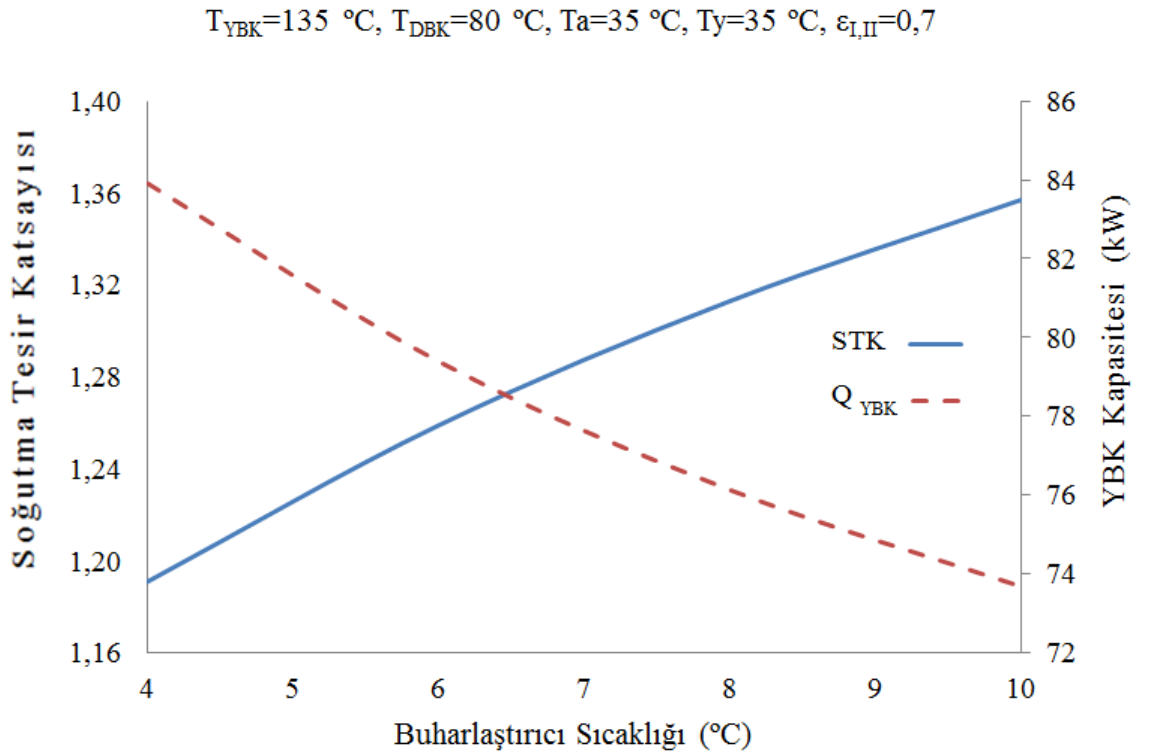
Şekil 4.11 üzerinde yoğuşturucu sıcaklığına bağlı soğutma tesir katsayısı ve yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesindeki değişim gösterilmiştir. Şekil üzerinde görüldüğü gibi yoğuşturucunun çalışma sıcaklığının yüksek seçilmesinin sistem performansı üzerinde olumsuz etkisi vardır. Yoğuşturucu sistemde ısı atan bir eleman olduğu için ısı alışverişi yaptığı ortamdan daha yüksek bir sıcaklık değerine sahip olmalıdır. Ayrıca sıcaklık farkının yüksek olması ısı transferini arttıracığından tasarımcılar tarafından yoğuşturucu için daha yüksek sıcaklıklar tercih edilebilir. Fakat termodinamik açıdan yoğuşturucunun sıcaklığının yüksek seçilmesinin sistem performansını düşüreceği bu grafikten anlaşılmaktadır. Diğer bir noktada soğurmalı sistemler için ısı atım sisteminin önemi yine bu grafiğin mesajları arasında sayılabilir.

Şekil üzerindeki veriler incelendiğinde yoğuşturucu için 40 °C çalışma sıcaklığının önemli bir parametre olduğu dikkati çekmektedir. Grafik boyunca 32 °C ve 40 °C arasında YBK kapasitesi yaklaşık 21 kW artarken bu değerden sonra sadece 2 °C bir artış YBK kapasitesini 26,6 kW artırmıştır. Grafik üzerinde verilen diğer çalışma şartları altında yoğuşturucu için maksimum çalışma sıcaklığı 40 °C olmalıdır.



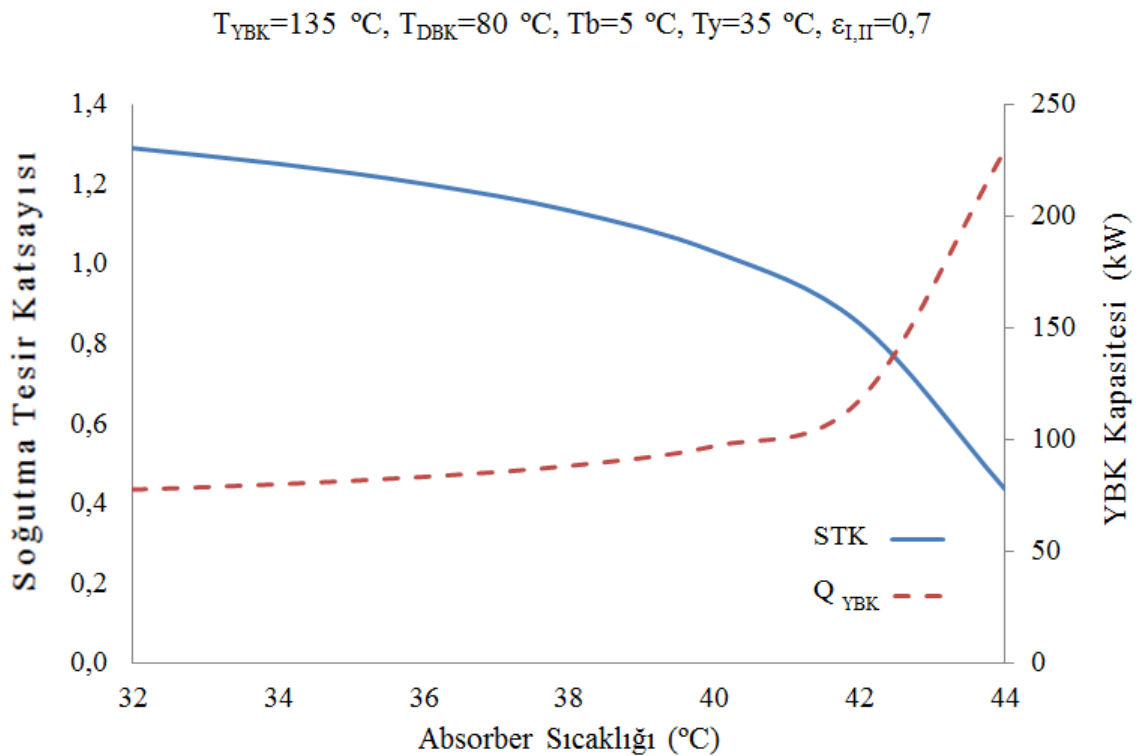
**Şekil 4.11.** Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı STK ve YBK kapasitesi değişimi

Soğutma amacıyla tasarlanan sistemler için buharlaştırıcının büyük bir önemi vardır. Çünkü buharlaştırıcı sistemin kuruluş amacına hizmet eden yani soğutma yapan tek parçasıdır. Ticari açıdan ifade etmek gerekirse yapılan yatırımın ürüne dönüştüğü kısımdır. Şekil 4.12 üzerinde buharlaştırıcı çalışma sıcaklığına bağlı olarak sistem performansının değişimi gösterilmiştir. Su-LiBr çözeltisiyle çalışan sistemlerde suyun donma noktası bir kısıtlayıcı faktör olduğundan 4 °C altına inilmemesi tavsiye edilmektedir. Sıfır altı uygulamalar için amonyak-su çözeltisi ile çalışan sistemler tercih edilmelidir. Soğurmalı sistemlerde termodinamik kanunlar çerçevesinde çalıştığı için buharlaştırıcının daha yüksek sıcaklıklarda çalıştırılması sistemin çalıştığı iki değer arasını azalmasına bağlı olarak sistemin performansında artış görülmektedir. Şekil üzerinde verilen sayısal değerler incelendiğinde soğutma tesir katsayısında yaklaşık doğrusal bir artış ve yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesinde yaklaşık doğrusal bir azalma olduğu görülür. Sistemin soğutma amacıyla kullanılması daha düşük verimli bir çalışmaya neden olduğundan yüksek verim için bu tür sistemlerin iklimlendirme amacıyla kullanılması tavsiye edilebilir.



**Şekil 4.12.** Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı STK ve YBK kapasitesi değişimi

Yoğuşturucu gibi absorber de soğurmalı soğutma sistemlerinde ısı atan bir elemandır. Dolayısıyla soğurmalı soğutma sistemlerin termodinamik analizlerinde absorbere ait sonuçlar yoğuşturucuya ait sonuçlara benzer çıkabilir. Şekil 4.13 üzerinde absorber sıcaklığına bağlı soğutma tesir katsayısının ve yüksek basınçlı kaynatıcının kapasite değişimleri gösterilmiştir. Daha önce bahsedilen yoğuşturucu analizine benzer olarak absorber sıcaklığının artmasıyla soğutma tesir katsayısında azalma ve yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesinde artış görülmüştür. Yoğuşturucu ve absorberin termodinamik analiz sonucunda görülen davranışları benzer olmakla birlikte kapasiteleri farklı olduğu için grafiklerde dikkati çeken sıcaklık değerleri de farklı olmaktadır. Yoğuşturucu analizinde dikkati çeken sıcaklık değeri 40 °C iken absorber analizinde bu sıcaklık değeri 42 °C dir. Şekil 4.13 üzerinde verilen sayısal verilere dikkat edilirse grafik boyunca 32 °C ve 42 °C dereceleri arasında yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesi yaklaşık 40 kW artış göstermiştir. Fakat 42 °C den sonra sadece 2 °C lik bir artış kapasitenin yaklaşık 112 °C artmasına neden olduğundan şekil üzerinde verilen şartlar altında absorber çalışma sıcaklığı 42 °C nin üzerine çıkarılmamalıdır.



**Şekil 4.13.** Absorber sıcaklığına bağlı STK ve YBK kapasitesi değişimi



#### 4.5. Farklı Isı Kaynaklarına Bağlı Enerji Analizleri

Bu bölümde iki kademeli soğurmalı bir soğutma sisteminin enerji ihtiyacı yüksek basınçlı kaynatıcıya ayrı olarak sıcak hava, su ve su buharı tarafından sağlanmasına bağlı enerji analizi yapılmıştır. Literatürde iki kademeli soğurmalı sistemler için yüksek basınçlı kaynatıcı üzerine yapılan analizlere rastlamak mümkündür.

Bu tez kapsamında özgün olarak kaynatıcının enerji sağladığı ısı kaynağı üzerindeki değişimlerin analizi hedeflenmiştir. Soğurmalı sistemlerin daha verimli hale gelmesi için geliştirilen yaklaşımlar içerisinde enerji kaynaklarını daha verimli kullanmak adına kaynatıcıya enerji sağlayan kaynak üzerine yoğunlaşmanın daha derin ve kapsamlı bir analiz olacağı sonucuna varılmıştır.

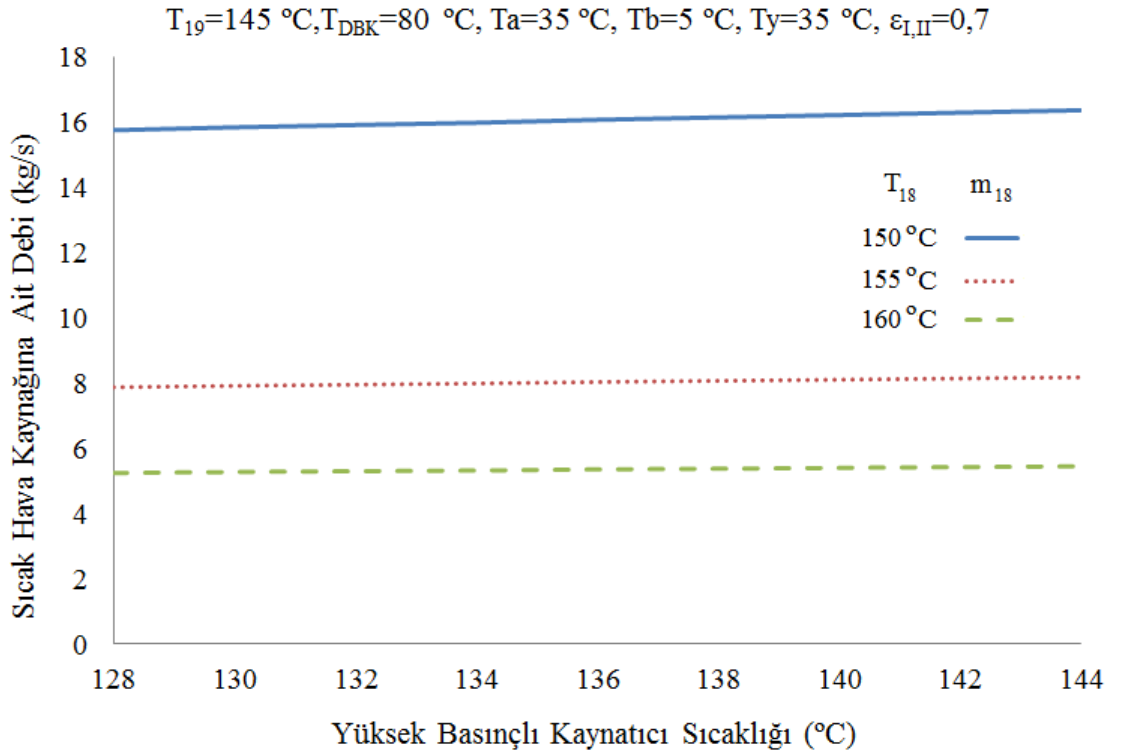
Farklı ısı kaynağı olarak hava, su ve su buharının seçilmesinde endüstriyel atık ısı kaynağı olarak endüstriyel kataloglarda bu akışkanlardan bahsedilmesi etkili olmuştur. İki kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinde sıcak su kullanılması tek kademeli sistemlere oranla çok yüksek basınç değerleri gerektirdiğinden dolayı yaygın olmasa da bu tez kapsamında kullanılan sayısal analiz yöntemi su akışkanının kullanımının diğer akışkanlara göre avantaj ve dezavantajlarını analiz etme imkânı sunduğundan üçüncü bir akışkan olarak hesaplamalara dâhil edilmiştir.

Enerji analizinde incelenebilecek parametreler arasında ısı kaynağının sıcaklığı sabit olarak simülasyona girilmiştir. Yüksek basınçlı kaynatıcının kapasitesi ise diğer çalışma şartlarından etkilenmekte ve soğutma kapasitesine bağlı olarak hesaplanmaktadır. Bu durumda simülasyon tarafından ya akışkanın çıkış sıcaklığı yada debi miktarı hesaplatılabilir. Yapılan analizde çıkış sıcaklığı sabitlenerek simülasyona gerekli debi miktarı hesaplatılmıştır.

Gelen başlıklarda açıklanan analizlerde ortak nokta olarak üç farklı ısı kaynağına ait artan üç farklı sıcaklık değeri için yani 150 °C, 155 °C ve 160 °C değerleri için debi miktarının nasıl değiştiği gözlemlenmiştir. Fakat her üç değer içinde çıkış sıcaklığı 145 °C olarak sabit tutulmuştur. Isı kaynağı sıcaklığı ısı transferi kanunları çerçevesinde her zaman yüksek basınçlı kaynatıcının çalışma sıcaklığından yüksek olması gerektiğinden yüksek basınçlı kaynatıcının çalışma sıcaklığı en fazla 144 °C ye kadar arttırılmıştır.

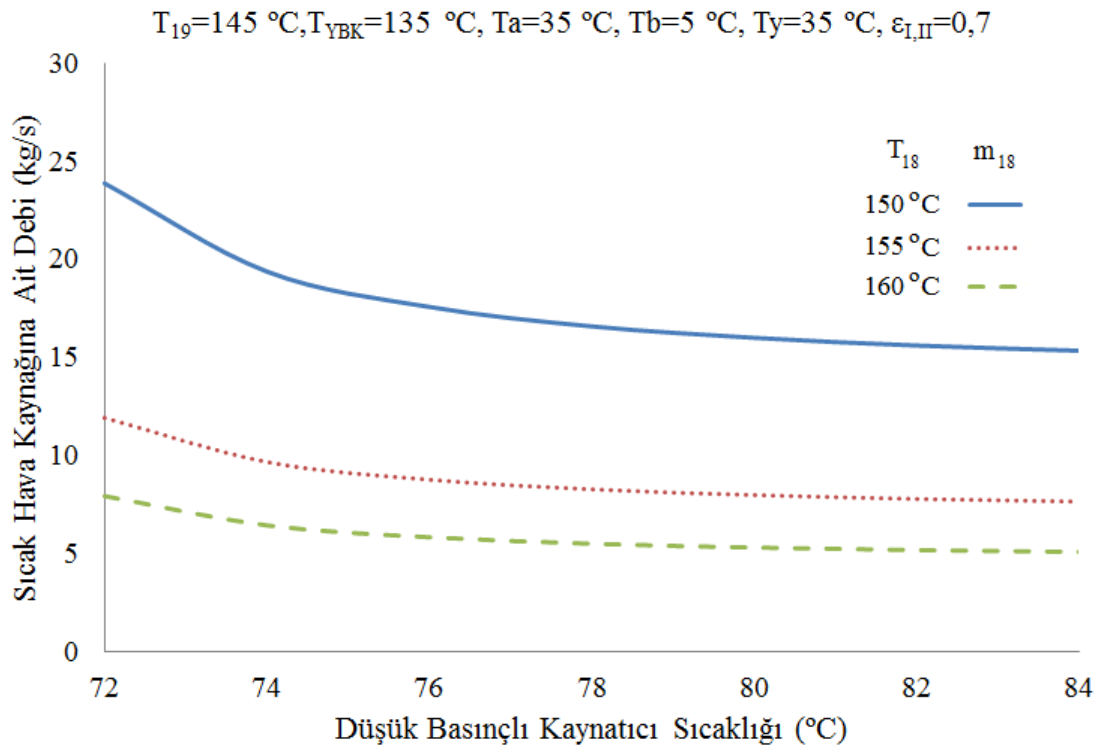
#### 4.5.1. Hava Kaynaklı Yüksek Basıncılı Kaynaticının Enerji Analizi

Şekil 4.14 üzerinde yüksek basınçlı kaynaticı sıcaklığına bağlı olarak sıcak hava kaynağındaki debi değişimi gösterilmiştir. Şekil üzerinde de görüldüğü gibi yüksek basınçlı kaynaticının çalışma sıcaklığının artması sıcak hava kaynağına ait gerekli debi değerini fazla etkilememektedir. 150 °C giriş sıcaklığında başlangıçtaki debi miktarı 15,75 kg/s iken şekil sonunda 0,61 kg/s artışla 16,36 kg/s olmuştur. Aynı şekilde 155 °C sıcaklık girişindeki artış miktarı 0,3 kg/s ve 160 °C sıcaklık girişi için ise 0,2 kg/s dir. Şekil üzerinde verilen üç ayrı sıcaklık seviyesi göz önüne alındığında ise 150 °C giriş sıcaklığında başlangıçtaki debi miktarı 15,75 kg/s iken 155 °C giriş sıcaklığı için 7,875 kg/s seviyesine düşmüştür. Bu ise %50 oranında bir azalma demektir. 160 °C giriş sıcaklığında başlangıçtaki debi miktarı ise 5,25 kg/s olarak hesaplanmıştır. Bu ise ilk debi miktarının üçte biri demektir. Isı kaynağına ait çıkış sıcaklığı sabit tutulduğu için ısı kaynağındaki 5 °C lik düşüş 10 °C olduğunda gerekli debi miktarı yarıya ve 15 °C olduğunda ise üçte bir oranına düşmüştür.



Şekil 4.14. Yüksek basınçlı kaynaticı sıcaklığına bağlı sıcak havaya ait debi değişimi

Şekil 4.15 üzerinde düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak yüksek basınçlı kaynağı besleyen üç farklı sıcaklık değeri için sıcak hava kaynağındaki debi değişimi gösterilmiştir. Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak gerekli sıcak hava değişiminde azalma görülmektedir. Bu azalmanın sebebi daha önceki verim analizi bölümünde bahsedilen düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak soğutma tesir katsayısındaki artış ve yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesindeki azalmaya neden olan termodinamik durum ile aynıdır. Yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesindeki azalma ise enerji çektiği sıcak hava kaynağına daha az debi ihtiyacı olarak yansımıştır. Yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığına göre debi değişiminin incelendiği bir önce şekilde karşılaşılan ısı kaynağına ait sıcaklığına bağlı debi dağılımındaki oran bu şekilde de geçerlidir. 150 °C giriş sıcaklığında başlangıçtaki debi miktarı 23,8 kg/s iken 155 °C sıcaklık girişi için yarıya düşerek 11,9 kg/s olmuştur. 160 °C sıcaklık girişi için ise üçte bir oranına düşmüştür. Şekil üzerinde dikkati çeken sıcaklık değeri ise 74 °C dir. 150 °C kaynak sıcaklığında 74 °C den sonraki debi düşüşü şekil boyunca 4 kg/s iken 72 °C ve 74 °C arasındaki debi düşüşü 4,9 kg/s dir.

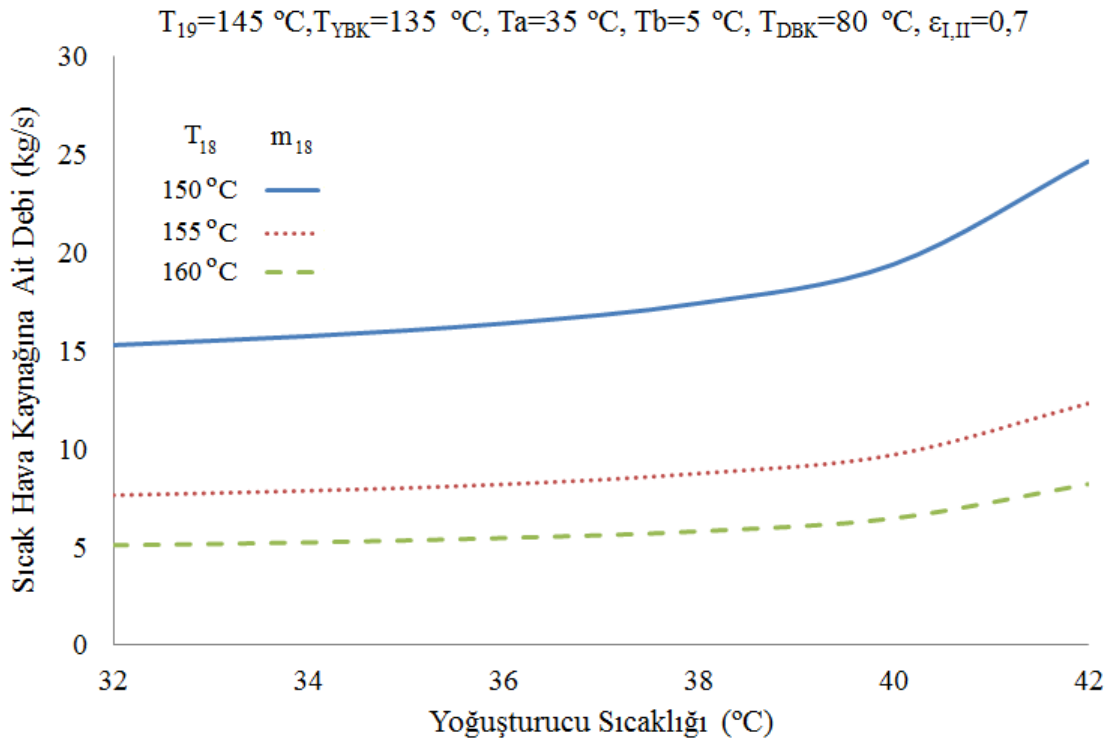


**Şekil 4.15.** Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı sıcak havaya ait debi değişimi

Şekil 4.16 üzerinde yoğuşturucu sıcaklığına bağlı sıcak hava kaynağına ait debi değişimi gösterilmiştir. Yüksek basınçlı kaynatıcı ve düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı sıcak hava kaynağına ait debi değişimlerinin açıklandığı şekillerde üç farklı ısı kaynağı giriş sıcaklığına bağlı debideki azalma oranı bu şekilde de geçerlidir.

Şekil üzerinde dikkati çeken sıcaklık değeri 40 °C dir. Yoğuşturucu sıcaklığının artmasına bağlı olarak sıcak hava kaynağındaki debi oranında da artış olmuştur. Bu artış durumunun sebebi yoğuşturucu sıcaklığının artmasına bağlı yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesinin artmasıdır.

Şekil üzerinde verilen sayısal değerler göz önüne alındığında 150 °C giriş sıcaklığında başlangıçtaki gerekli debi miktarı 15,286 kg/s iken 40 °C yoğuşturucu sıcaklığında bu değer % 26 oranında artışla 19,39 kg/s olmuştur. 155 °C sıcaklık girişi için artış miktarı yarıya düşerek 2,052 kg/s olmuştur. Fakat oransal olarak aynıdır. 160 °C sıcaklık girişi için artış miktarı ise üçte bir oranına düşerek 1,368 kg/s olmuştur fakat oransal olarak yine %26 oranında artmıştır.

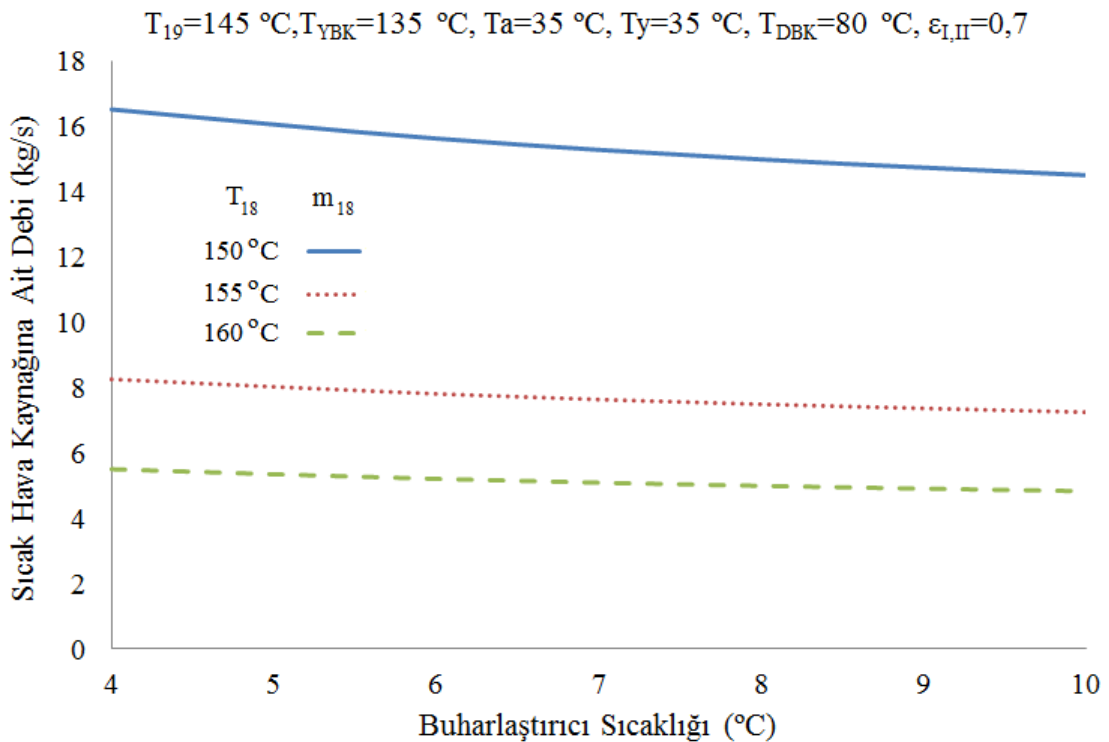


**Şekil 4.16.** Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı sıcak hava kaynağına ait debi değişimi

Şekil 4.17 üzerinde buharlaştırıcı sıcaklığının artmasına bağlı sıcak hava kaynağına ait debi miktarındaki azalma gösterilmiştir. Şekil üzerindeki değişim yaklaşık doğrusal bir davranış göstermektedir ve her üç sıcaklık derecesi içinde grafik boyunca % 12 lik bir azalma olmuştur.

Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı sıcak hava kaynağına ait gerekli debi miktarının azalmasının nedeni bölüm 4.4 kısmında açıklanan buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı soğutma tesir katsayısındaki artış ve yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesindeki azalmanın nedeni ile aynıdır. Daha önce verilen ve Şekil 4.12 üzerinde gösterilen buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesindeki azalma oranı yine % 12 dir.

Şekil 4.17 üzerinde verilen sayısal değerler göz önüne alındığında 150 °C giriş sıcaklığında başlangıçtaki debi miktarı 16,514 kg/s iken 2,012 kg/s bir düşüşle 14,502 kg/s olmuştur. Aynı şekilde 155 °C giriş sıcaklığında başlangıçtaki debi miktarı 8,257 iken yaklaşık 1 kg/s düşüşle 7,251 kg/s olmuştur. 160 °C giriş sıcaklığında ise başlangıçtaki debi miktarı 5,505 kg/s den 4,834 kg/s değerine düşmüştür.

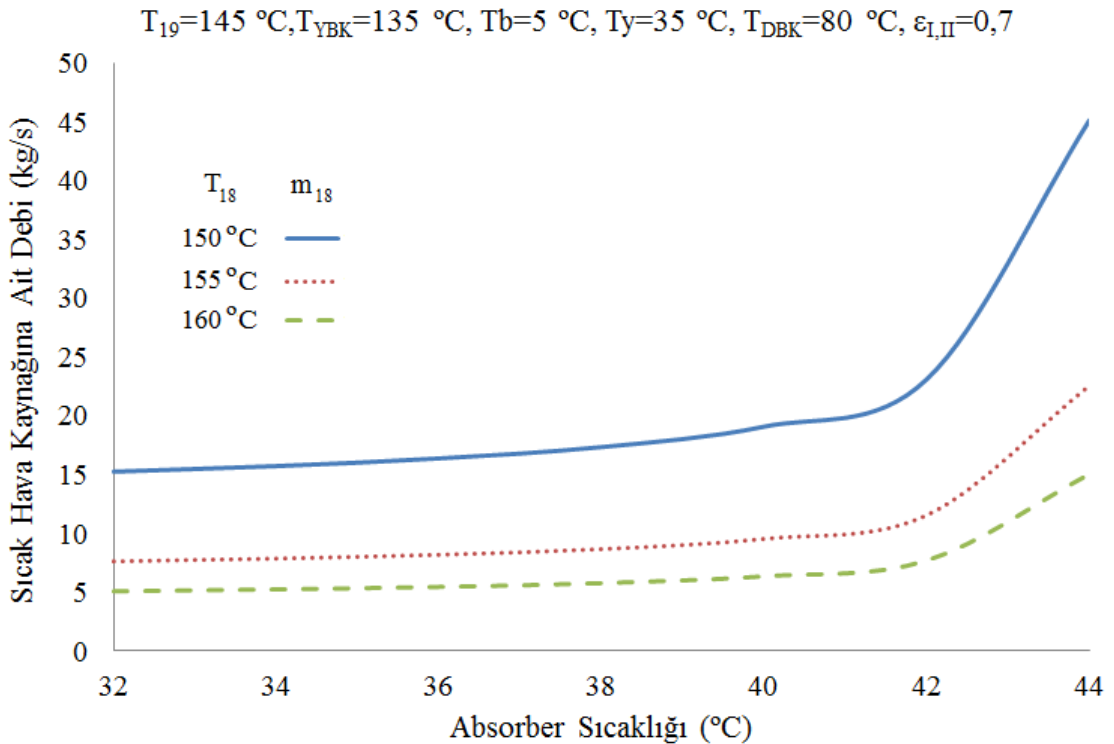


**Şekil 4.17.** Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı sıcak hava kaynağına ait debi değişimi

Şekil 4.18 üzerinde absorber sıcaklığına bağlı sıcak hava kaynağındaki debi değişimi gösterilmiştir. Absorber sıcaklığına bağlı yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesindeki artış sıcak hava kaynağındaki debi artışına sebep olmuştur. Şekil üzerinde grafiğe ait artış oranının yükseldiği sıcaklık 42 °C olarak görülmektedir. 150 °C giriş sıcaklığında 32 °C ve 42 °C sıcaklık değerleri arasında debi miktarı 7,854 kg/s artış göstermiştir. 42 °C den sonra ise sıcaklığın sadece 2 °C artması gerekli debi miktarının 22 kg/s artmasına neden olmuştur.

155 °C giriş sıcaklığında ise başlangıçtaki debi miktarı 7,628 kg/s dir. Absorber çalışma sıcaklığının 10 °C artması gerekli debi miktarının 3,926 kg/s artmasına neden olarak 11,554 kg/s seviyesine getirmiştir. 42 °C den sonra ise gerekli debi miktarı 11,011 kg/s artarak grafik sonunda 22,565 kg/s olmuştur.

160 °C giriş sıcaklığında ise gerekli debi miktarı diğer iki giriş sıcaklığıyla aynı oranda artmıştır. Rakamsal olarak önce %51 oranında artarak 7,703 kg/s sonrada yaklaşık iki kat artarak 15,043 kg/s değerine ulaşmıştır.



**Şekil 4.18.** Absorber sıcaklığına bağlı sıcak hava kaynağına ait debi değişimi

#### 4.5.2. Su Kaynaklı Yüksek Basınçlı Kaynaticının Enerji Analizi

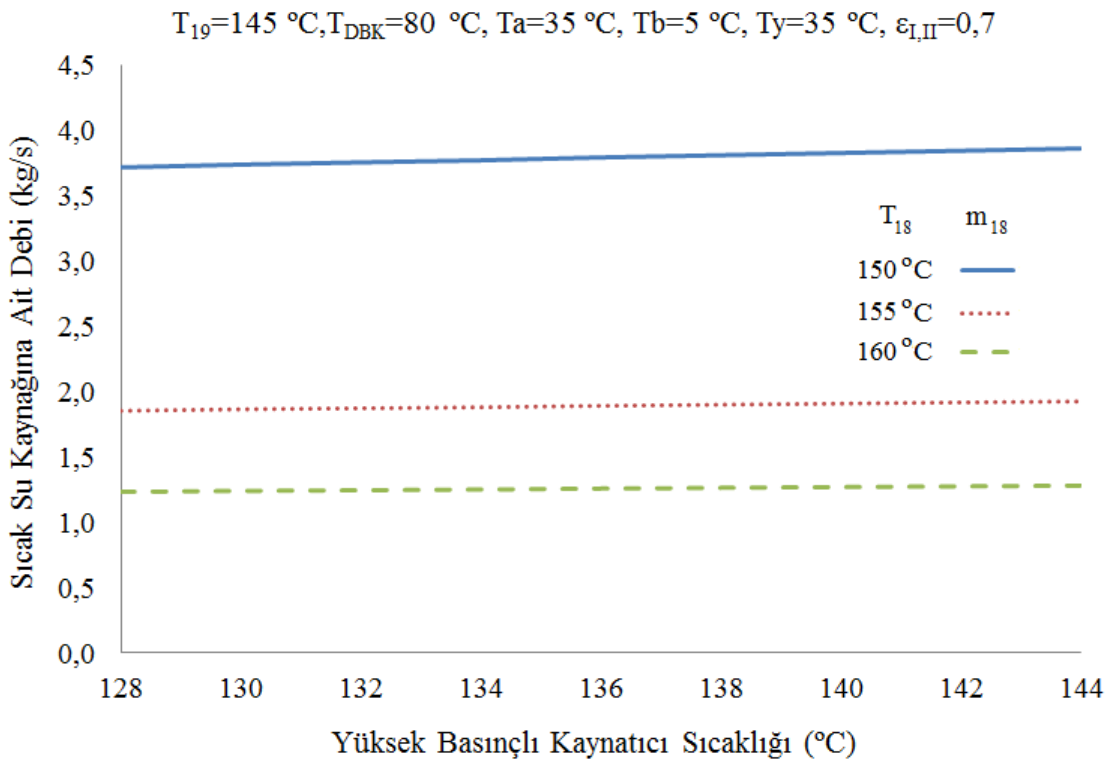
Bir önceki kısım olan bölüm 4.5.1. de bu tez kapsamında incelenen iki kademeli soğurmalı soğutma sisteminin yüksek basınçlı kaynaticısının enerji kaynağı olarak sıcak hava ile desteklenmesi incelenmiştir. Sıcak hava kaynağına ait 150 °C, 155 °C ve 160 °C sıcaklık değerinde üç ayrı giriş sıcaklığı ve 145 °C tek çıkış sıcaklığı için sistemde yer alan yüksek basınçlı kaynaticı, düşük basınçlı kaynaticı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve absorber çalışma sıcaklıklarına bağlı olarak gerekli debi miktarının değişimi incelenmiştir.

Bu bölümde ise inceleme şartları olan üç ayrı giriş sıcaklığı, tek çıkış sıcaklığı sabit tutularak ve her bir sistem elemanı aynı çalışma şartları altında çalıştırılarak sıcak hava yerine sıcak suyun kullanılması sonucu gerekli debi değişimi gösterilmiştir. Bütün çalışma şartları sabit tutularak sadece akışkanın değiştirilmesiyle gerekli debi miktarının akışkana bağlı nasıl değiştiği gösterilmek istenmiştir.

Yapılan bir termodinamik analizde elde edilen grafiklerin eğilimleri incelenen parametreye bağlı olarak göz önünde bulundurulmuş sistem elemanının termodinamik davranış gösterir. Bu tez kapsamında buraya kadar yapılan analizlerde ise sistem elemanlarının çalışma sıcaklıklarına bağlı olarak birinci kanuna bağlı verim analizi ve buna bağlı olarak yüksek basınçlı kaynaticının kapasite değişimi ve yüksek basınçlı kaynaticıya gerekli enerji sağlayan sıcak hava kaynağındaki debi değişimi gösterilmiştir.

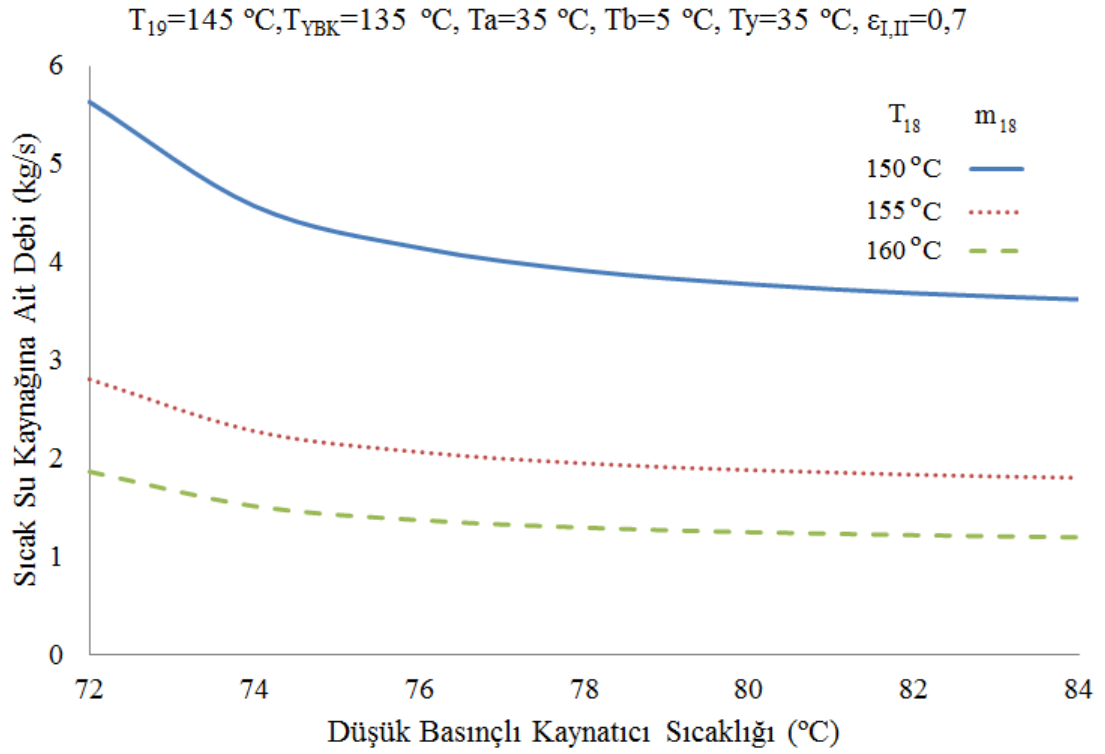
Isı kaynağı olarak sıcak hava yerine sıcak su ya da su buharının kullanılması sistem elemanlarının davranışlarını değiştirmez. Bu sebepten dolayı bu bölümde ele alınan sıcak suya bağlı debi değişimi ve bir sonraki bölümde ele alınacak su buharına bağlı debi değişimini gösteren grafiklerin davranışlarının aynı olması ve sadece debi miktarlarının farklı olması öngörülmektedir. Sistem elemanlarının çalışma sıcaklıklarına bağlı grafiklerin davranış nedenleri daha önceki bölümlerde açıklandığı için benzer açıklamaların tekrar yapılmasından kaçınılmıştır. Bu önemli nokta ışığında bundan sonra sunulacak grafiklerin davranış sebeplerini tam olarak ortaya koymak için bahsedilen sistem elemanlarına bağlı daha önce verilen şekillere ait açıklama kısımlarının göz önüne alınması okuyucular için uygun olacaktır.

Şekil 4.19 üzerinde yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı sıcak su kaynağına ait debi değişimi gösterilmiştir. Şekil üzerinde görüldüğü gibi sıcak su kaynağına ait debi artışı son derece azdır. 150 °C giriş sıcaklığında başlangıçtaki debi miktarı 3,716 kg/s dir. 128 C yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığı için geçerli olan bu değer grafik boyunca yaklaşık % 4 oranında artarak grafik sonunda 3,86 kg/s olmuştur. Enerji kaynağı olarak sıcak su kullanımını sıcak sıcak hava kullanımı ile karşılaştırılması halinde Şekil 4.14 üzerinde verilen şekil ile Şekil 4.19 üzerinde verilen şeklin benzer grafikler olduğu görülür. Dolayısıyla sıcak hava kaynağına ait debi değişimi de doğrusal olarak yaklaşık % 4 oranında artışla gerçekleşmiştir. Sayısal veriler ışığında her iki kaynağa ait debi değerleri karşılaştırıldığında sıcak suya ait 150 °C giriş sıcaklığında başlangıçtaki debi miktarı 3,716 kg/s iken bu değer sıcak hava için 15,75 kg/s dir. Diğer bir ifadeyle şekiller üzerinde verilen şartlar altında sıcak su yerine sıcak hava kullanımı için yaklaşık 4,2 kat daha fazla debiye ihtiyaç vardır. Bu oran şekil üzerinde verilen diğer giriş sıcaklıkları içinde geçerlidir. Gelen dört şekil üzerinde DBK, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve absorber sıcaklıklarına bağlı sıcak su kaynağındaki değişim gösterilmiştir.

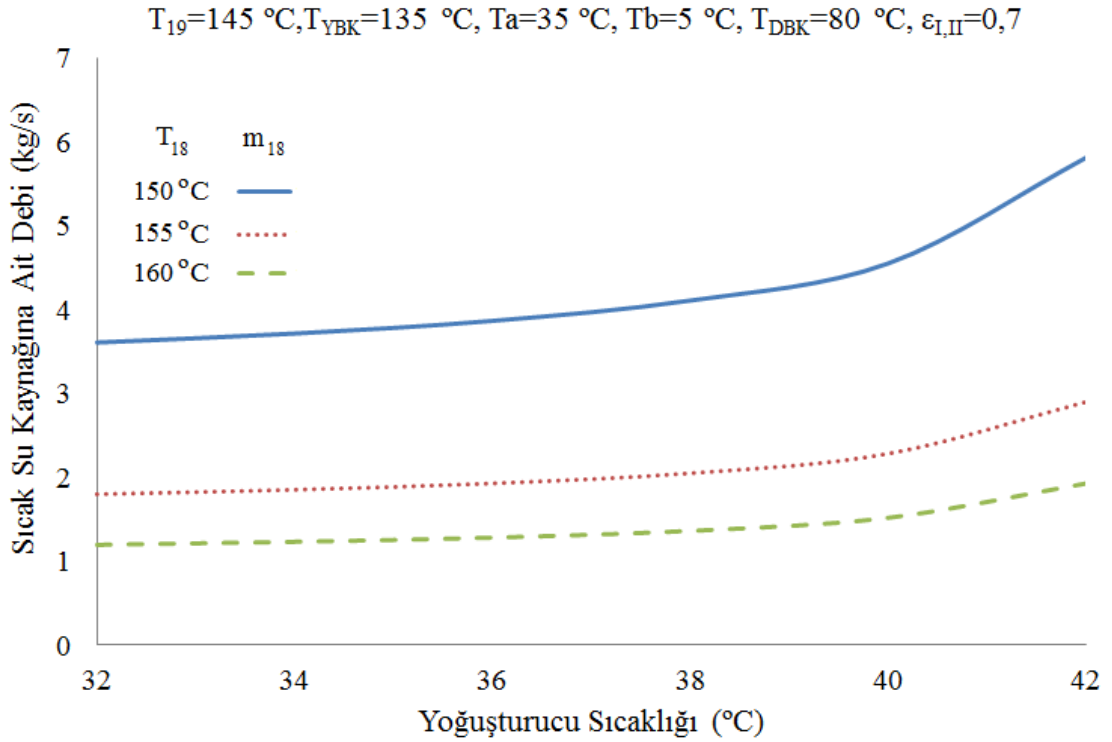


**Şekil 4.19.** Yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı sıcak su kaynağına ait debi değişimi

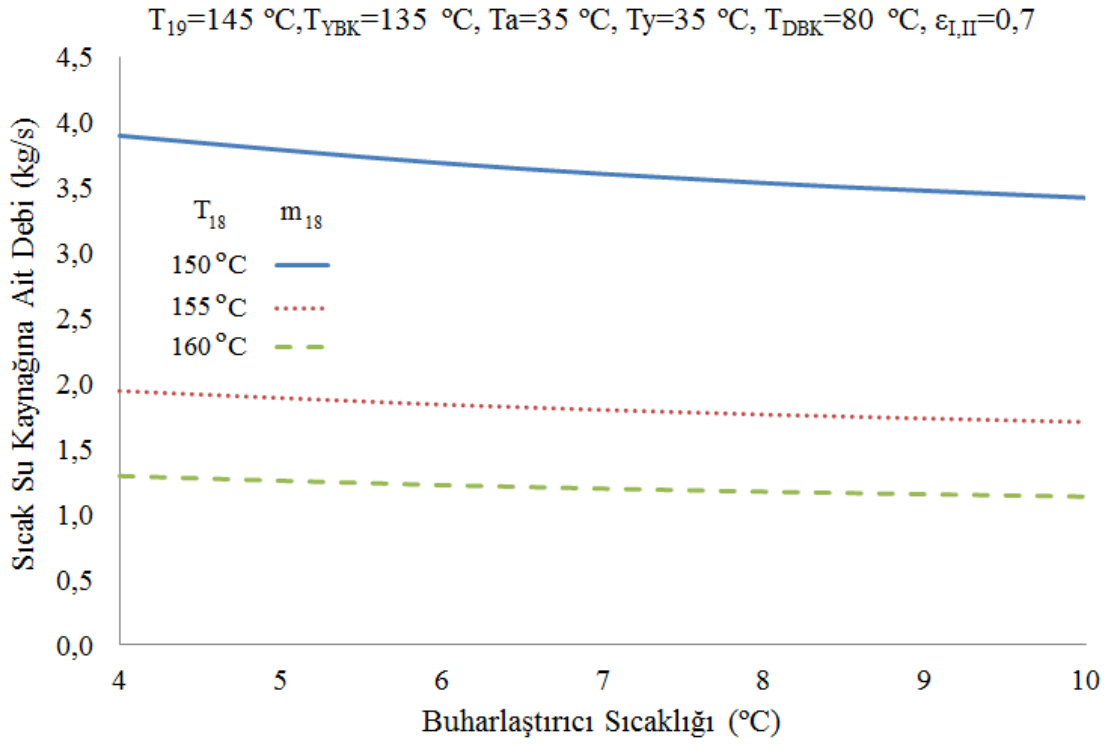




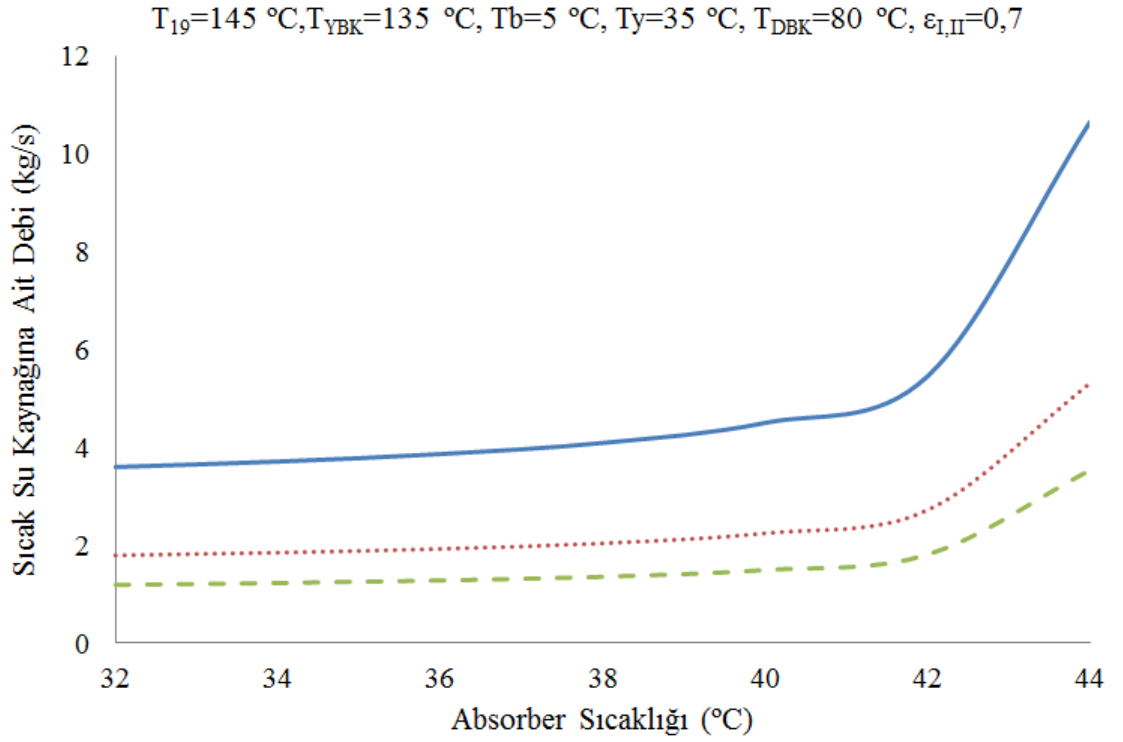
**Şekil 4.20.** Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı sıcak suya ait debi değişimi



**Şekil 4.21.** Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı sıcak su kaynağına ait debi değişimi



**Şekil 4.22.** Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı sıcak su kaynağına ait debi değişimi

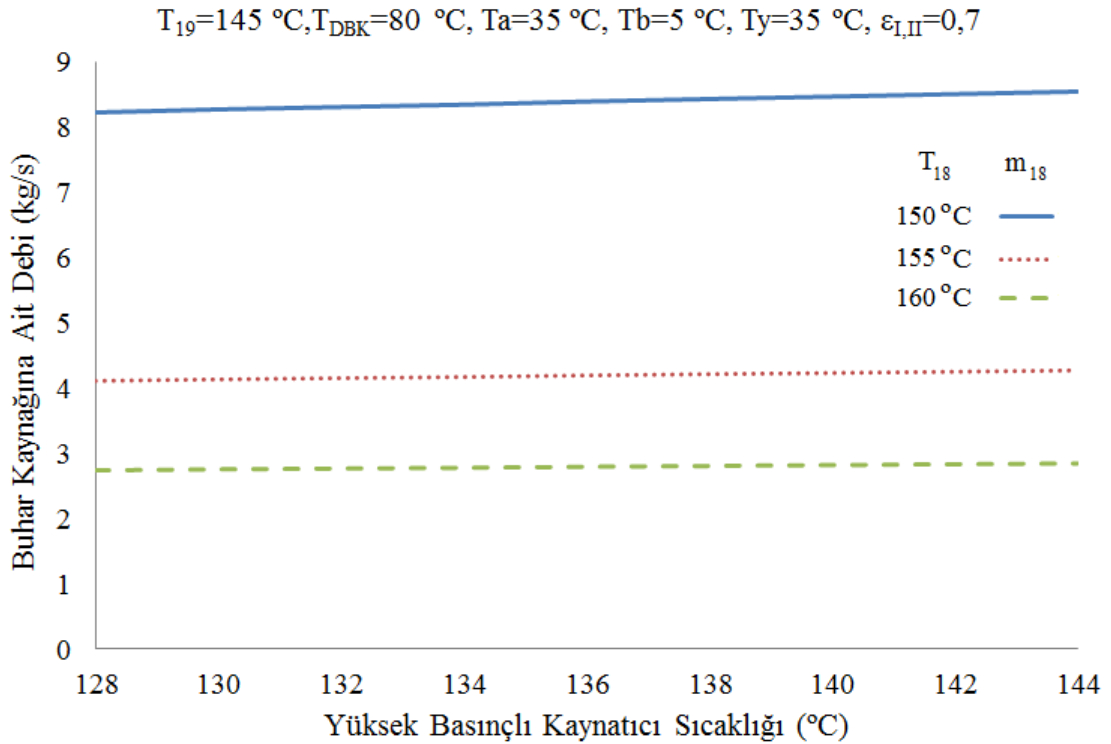


**Şekil 4.23.** Absorber sıcaklığına bağlı sıcak su kaynağına ait debi değişimi

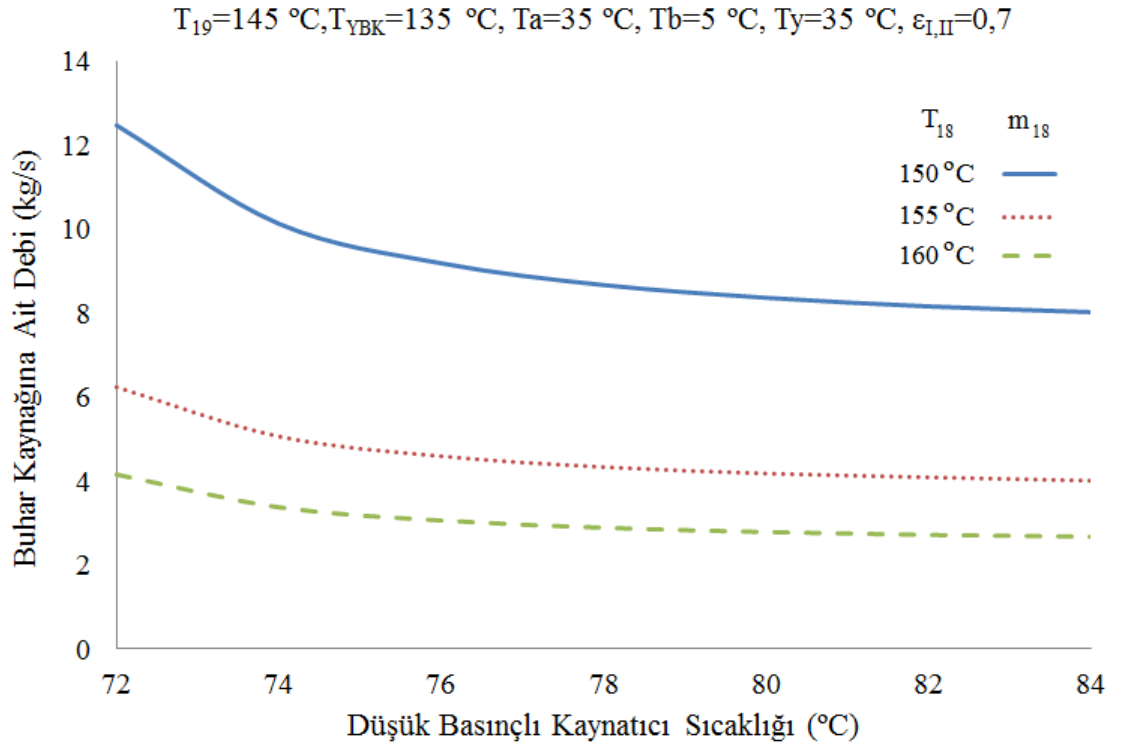
Sistem elemanlarına bağlı sıcak hava kaynağındaki debi değişimleri ile bu şekiller karşılaştırıldığında grafiklerin benzer davranış gösterdiği görülecektir. YB kaynatıcı sıcaklığına bağlı sıcak su kaynağına ait debi değişimine ait açıklamanın yer aldığı bölümde tespit edilen 4,2 oranı bu dört şekil içinde geçerlidir. Yani sistem elemanlarına bağlı enerji kaynağına ait debi davranışları değişmemekte sadece rakamsal olarak debi miktarları değişmektedir. Bu tez kapsamında kabul edilen çalışma şartları altında ise sıcak hava kaynağına ait debi miktarı sıcak su kaynağının yaklaşık 4,2 katı çıkmaktadır.

#### 4.5.3. Buhar Kaynaklı Yüksek Basınçlı Kaynatıcının Enerji Analizi

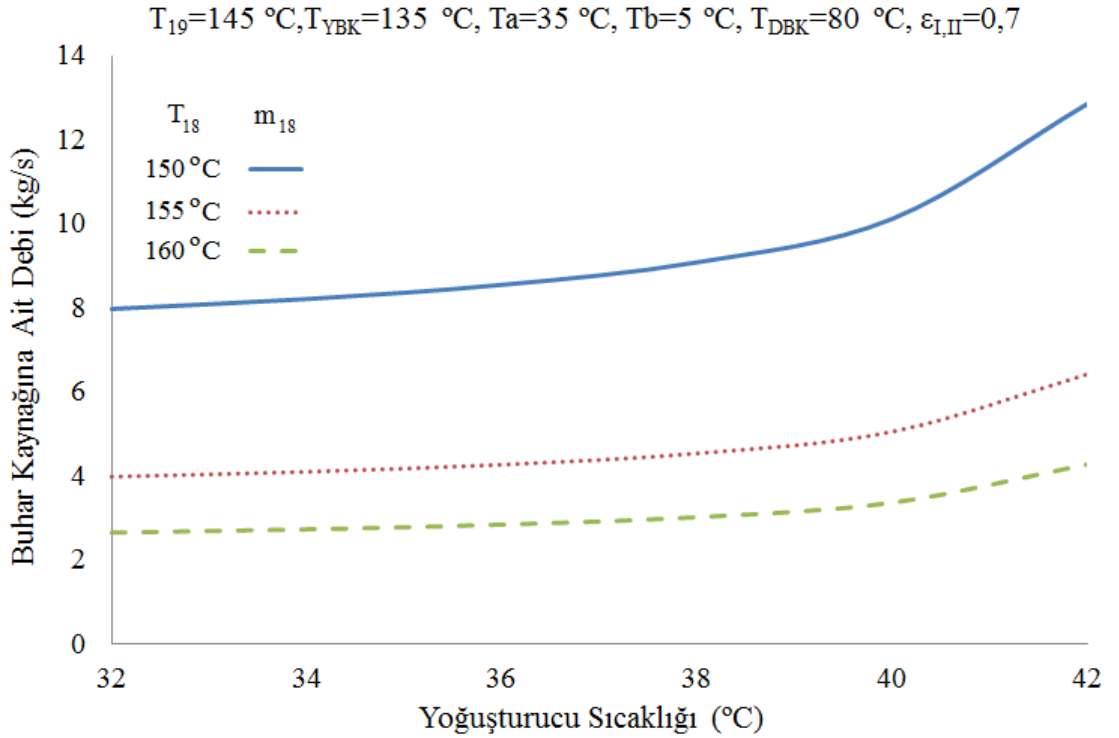
Termodinamiğin birinci kanunu ışığında yapılan analizlerin son bölümünü oluşturan buhar kaynaklı enerji analizinde elde edilen grafikler daha önceki bölümde bahsedilen sistem elemanlarının sıcaklıklarına göre davranış şeklini korumaktadırlar. Aynı şekilde ısı kaynaklarının sıcaklığının artışına bağlı üç farklı debi oranı da korunmaktadır. Verilen şartlar altında sıcak hava debisi sıcak su kaynağının 4,2 katı çıkarken su buharının 1,9 katı çıkmaktadır. Bu oran aşağıda gelen beş şekil ve şekiller içerisinde verilen üç adet sıcaklık kademesi için de geçerlidir.



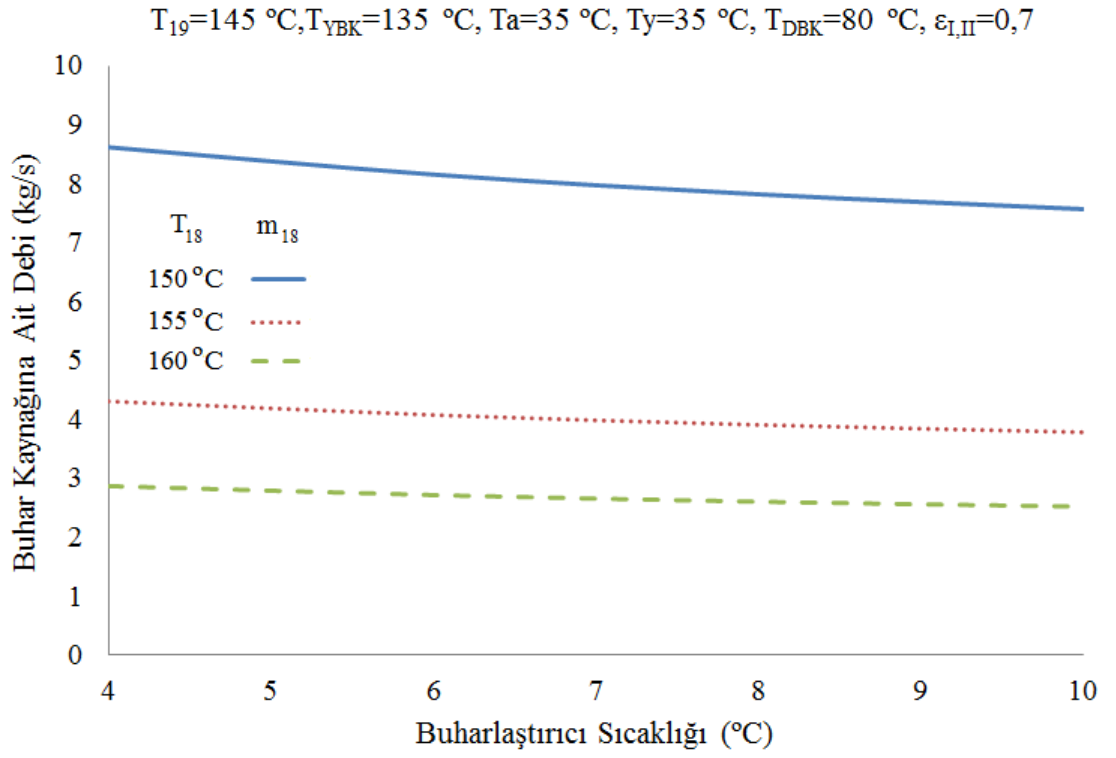
**Şekil 4.24.** Yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı buhar kaynağının debi değişimi



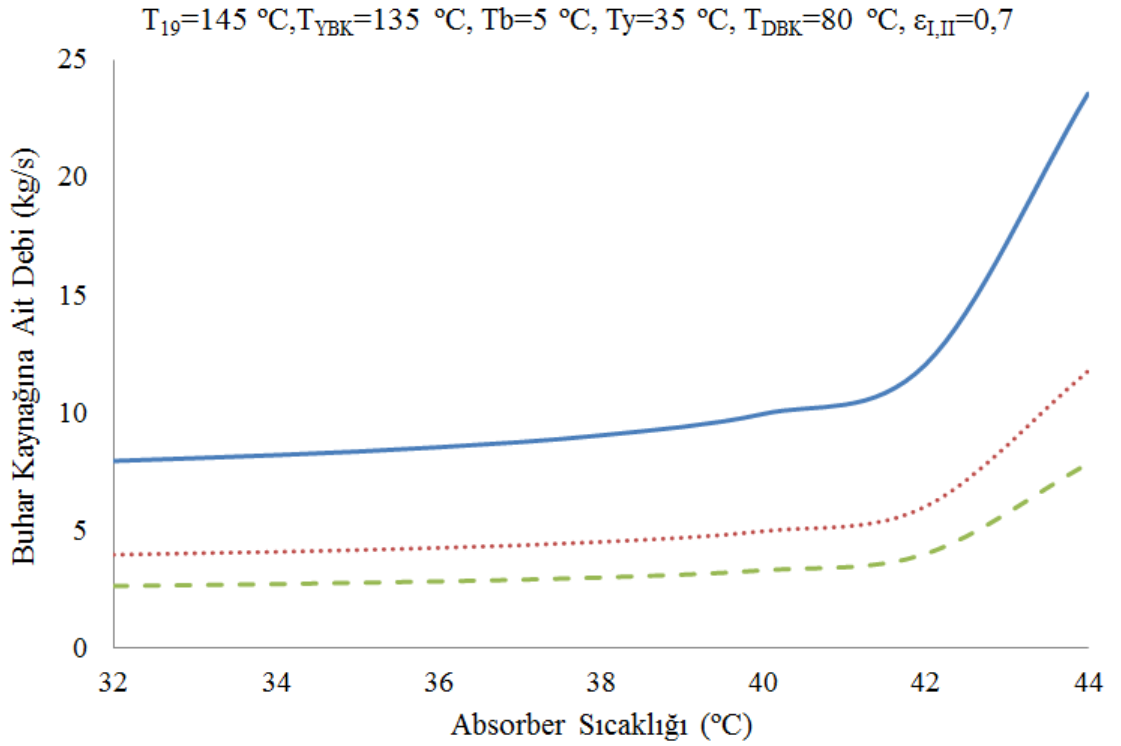
**Şekil 4.25.** Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı buhar kaynağının debi değişimi



**Şekil 4.26.** Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı buhar kaynağına ait debi değişimi



**Şekil 4.27.** Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı buhar kaynağına ait debi değişimi



**Şekil 4.28.** Absorber sıcaklığına bağlı buhar kaynağına ait debi değişimi

#### 4.6. Ekserji Analizi

Soğurmalı sistemlerin termodinamik analizini yapmak için termodinamiğin birinci kanun analizi tek başına yeterli değildir. Sistem içerisindeki kayıplar termodinamiğin birinci kanun analizi yöntemiyle ifade edilemez bu yüzden ikinci kanun analizine geçmek gerekir.

Aşağıda yer alan Tablo 4.4 üzerinde hava kaynaklı iki kademeli soğurmalı bir sisteme ait elemanların ekserji kayıpları Tablo 3.3 üzerinde verilen çalışma şartlarına bağlı gösterilmiştir. Sistemin çalışma şartları olarak kabul edilmiştir. Tablo üzerinde görüldüğü gibi sistemde en fazla ekserji kaybının yaşandığı eleman absorberdir. Absorber sistemde ayrıca en fazla ısıl kapasiteye sahip elemandır. Ekserji kaybının en fazla olduğu diğer eleman ise yüksek basınçlı kaynatıcıdır. Yüksek basınçlı kaynatıcıyı ise buharlaştırıcı takip etmektedir.

Tablo 4.4 üzerinde verilen sayısal değerleri yorumlamak için buharlaştırıcı kapasitesi temel alınabilir. Bu doğrultuda Tablo 3.3’de verilen şartlar altında 100 kW soğutma yapabilen bir sistemde yaklaşık 20 kW ekserji kaybı olmaktadır. Bu tez kapsamında ele alınan üç farklı enerji kaynağına bağlı iki kademeli soğurmalı bir sistemin çalıştırılmasında enerji kaynaklarından hangisinin daha verimli olduğunun araştırılması ekserji analizi kapsamına girmektedir.

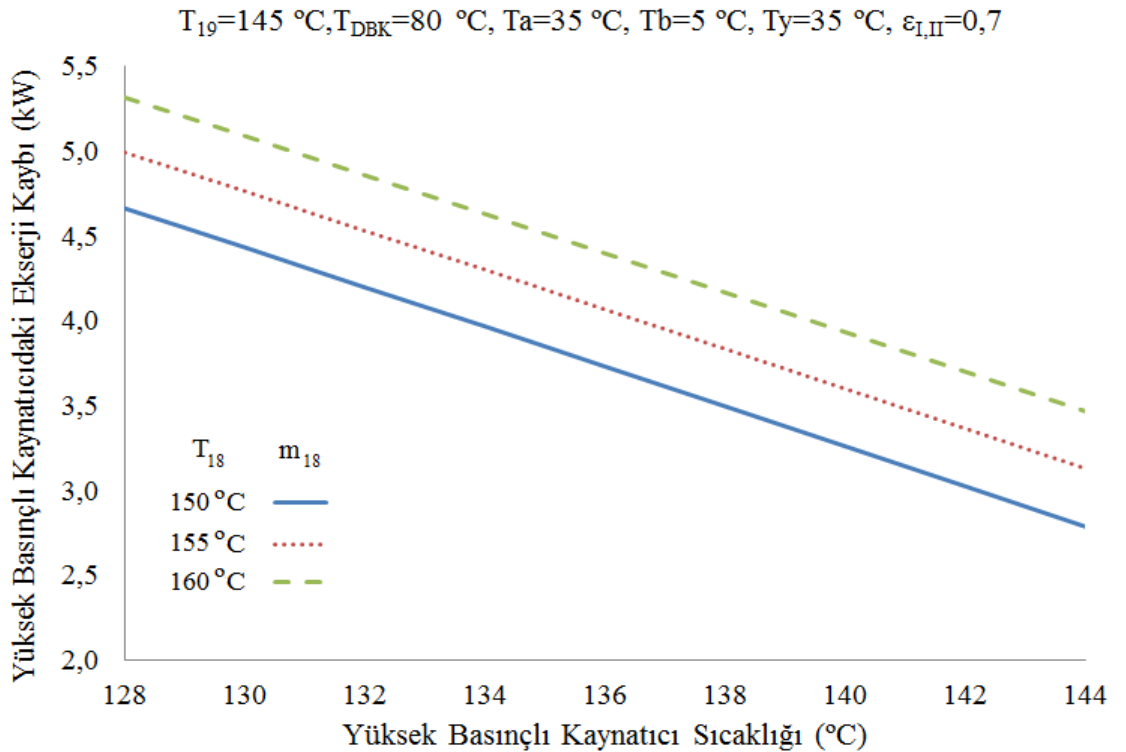
**Tablo 4.4.** Sistem Elemanlarına Ait Ekserji Kayıpları

Sistem Elemanları	Sembol	Ekserji Kaybı (kW)
YB Kaynatıcı	$EK_{YBK}$	3,842
DB Kaynatıcı	$EK_{DBK}$	1,079
Yoğuşturucu	$EK_Y$	1,740
Buharlaştırıcı	$EK_B$	3,565
Absorber	$EK_A$	6,501
Pompa	$EK_P$	0,003
Eriyik Eşanjörü I	$EK_{EE1}$	1,034
Eriyik Eşanjörü II	$EK_{EE2}$	2,207
Sistemdeki Toplam Ekserji Kaybı	$\Sigma EK$	20,265

#### 4.6.1. Hava Kaynaklı Yüksek Basıncılı Kaynaticının Ekserji Analizi

Ekserji bölümünde yüksek basınçlı kaynaticı ve enerji sağladığı kaynak bir bütün olarak ele alınmıştır. Dolayısıyla üç farklı enerji kaynağını kullanan bir yüksek basınçlı kaynaticının sistem elemanlarının çalışma şartlarına bağlı olarak ekserji kaybı değişimi gösterilmiştir. Şekil 4.29'da yüksek basınçlı kaynaticının çalışma sıcaklığına bağlı yüksek basınçlı kaynaticıda ekserji kayıplarındaki değişim gösterilmiştir. Sistemin çalışma şartları şekil üzerinde gösterilmiştir. Yüksek basınçlı kaynaticı sıcaklığının artmasıyla birlikte ekserji değerinde düşüş gözlenmektedir.

Ekserji bölümünde verilen şekillerle birlikte enerji bölümünde verilen debi değişimlerini beraber yorumlamak doğru bir yaklaşım olacaktır. Enerji analizi bölümünde verilen debi değişimi dikkate alındığında enerji kaynağındaki debi miktarındaki değişim çok azdır. Buna göre ekserji değişimindeki asıl etkenin kaynaticının iç kısmında olduğu söylenebilir. Buna göre kaynaticı çalışma sıcaklığının artmasından ısı kaynağı çok etkilenmemektedir.

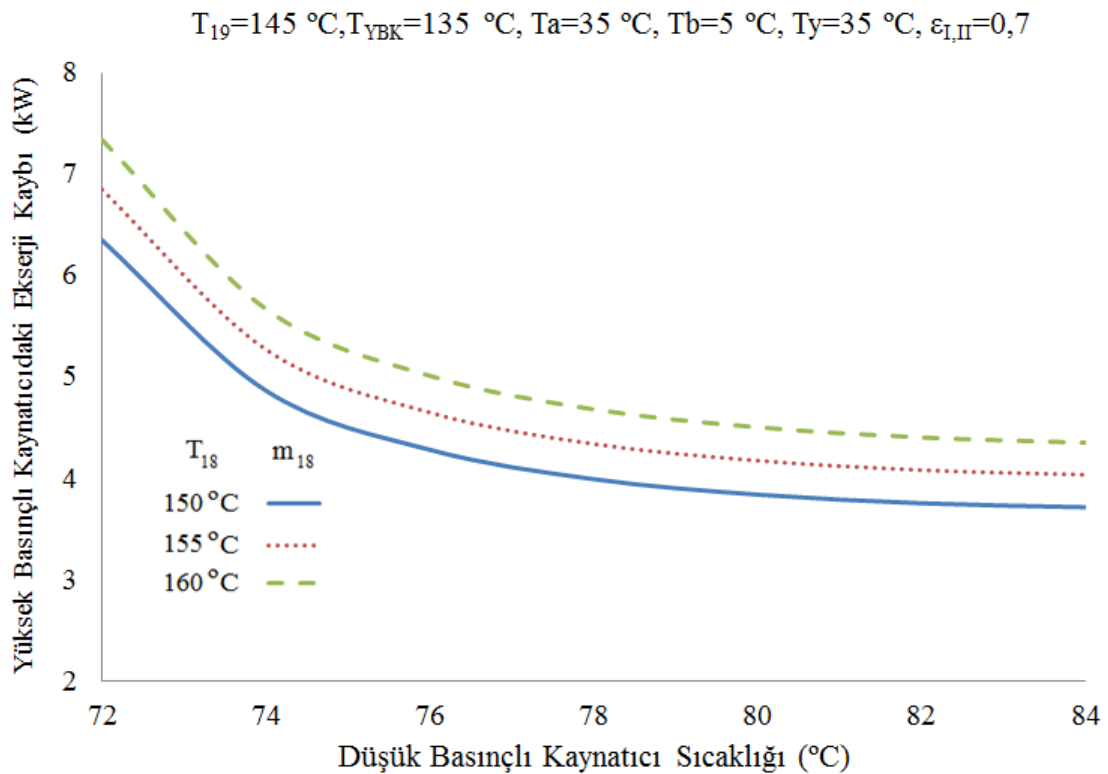


**Şekil 4.29.** Yüksek basınçlı kaynaticı sıcaklığına bağlı hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynaticıdaki ekserji kaybı değişimi

Bununla beraber şekil üzerinde üç farklı sıcaklık değeri için ekserji kayıplarına ait değerler görülmektedir. Buna göre yüksek sıcaklıklı ısı kaynaklarında ekserji kayıpları artmaktadır. Fakat gerekli debi miktarı azalmaktadır. Buna bağlı olarak kaynatıcı çalışma sıcaklığına yakın ısı kaynağı sıcaklıklarında ekserji kayıpları az olmaktadır.

Şekil 4.30 üzerinde düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi gösterilmiştir. Şekil üzerinde görüldüğü gibi 74 °C ye kadar ekserji kayıplarında hızlı bir düşüş olmaktadır. Şekil üzerinde gösterilen ekserji kayıplarındaki davranış enerji bölümünde incelen debi değişimiyle uyumludur.

Şekil üzerinde verilen sayısal bilgiler incelendiğinde her üç kaynak sıcaklığı için düşük basınçlı kaynatıcının sıcaklığının 72 °C den 74 °C ye yükselmesi yaklaşık % 23 lük bir ekserji kaybı azalmasına neden olmaktadır. Aynı şekilde her üç sıcaklık değeri için düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının yükselmesine bağlı olarak şekil boyunca % 40 oranında bir azalma olmaktadır.

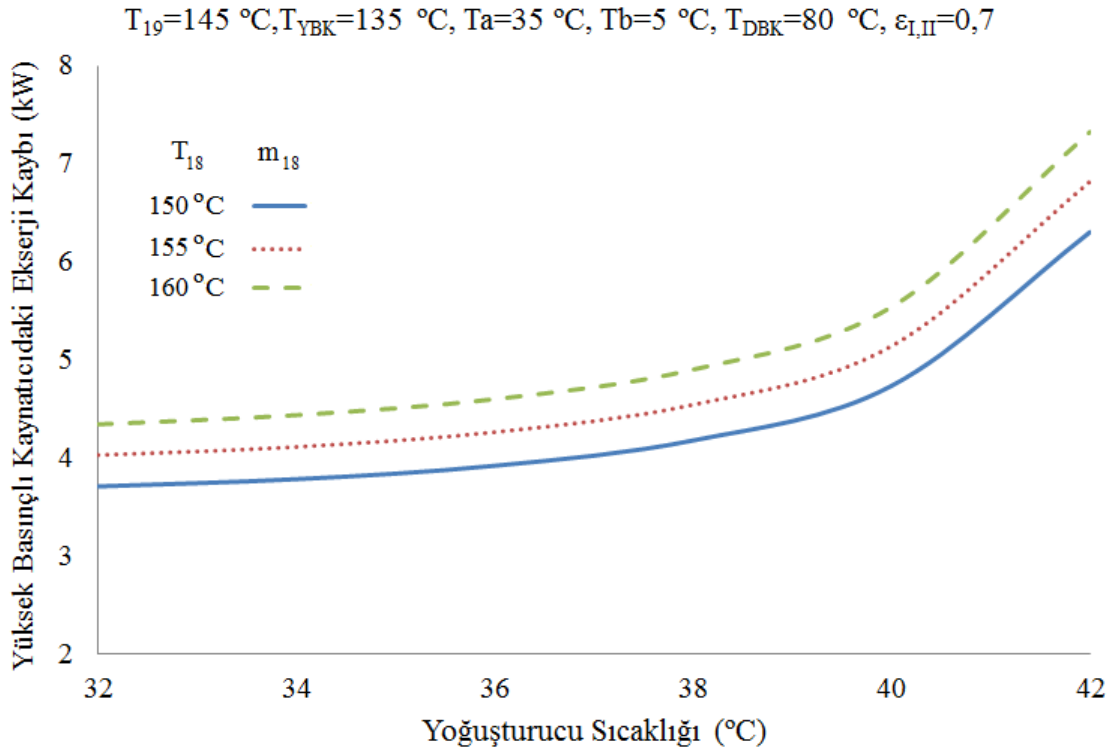


**Şekil 4.30.** Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi



Şekil 4.31 üzerinde yoğuşturucu sıcaklığına bağlı hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi gösterilmiştir. Şekil üzerinde iki türlü artış dikkati çekmektedir. Biri yoğuşturucu çalışma sıcaklığına bağlı ekserji kayıplarındaki artış diğeri sıcak hava kaynağındaki giriş sıcaklığının artmasına bağlı ekserji kayıplarındaki artış. Yoğuşturucu sıcaklığının artmasına bağlı olarak ekserji kayıplarındaki artış göz önüne alındığında 150 °C giriş sıcaklığında 40 °C sıcaklığa kadar ekserji kayıplarında yaklaşık % 28 oranında artış yaşanırken yoğuşturucunun sıcaklığının 2 °C daha artmasıyla grafik sonunda yaklaşık % 70 oranında bir artış olmuştur.

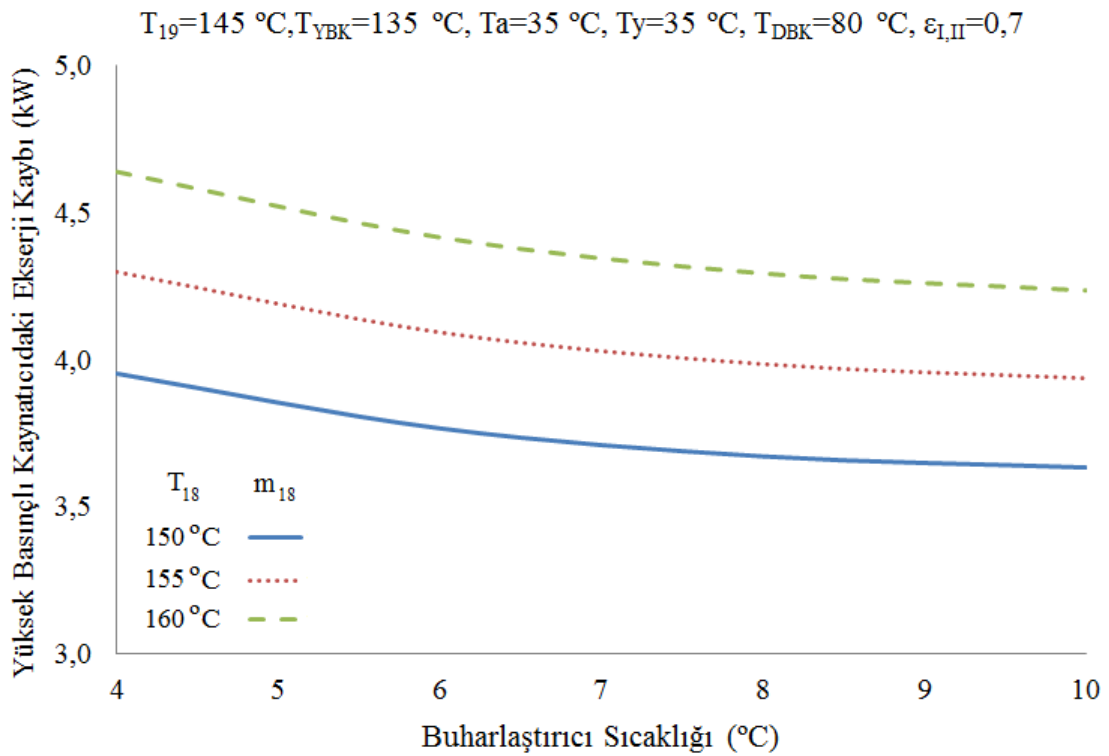
Üzerinde durulması gereken diğeri bir nokta ise ısı kaynağındaki giriş sıcaklığının ekserji kayıpları üzerindeki etkisidir. Şekil üzerinde 150 °C giriş sıcaklığı için başlangıçtaki ekserji kaybı 3,714 kW iken 155 °C giriş sıcaklığı için 4,033 kW olmuştur. Bu ise yaklaşık % 8,6 oranında bir artış demektir. Çıkış sıcaklığının sabit tutularak giriş sıcaklığının 5 °C daha arttırılması durumunda 160 °C giriş sıcaklığı için % 17 oranında bir artış olmuştur.



**Şekil 4.31.** Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi

Şekil 4.32 üzerinde buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi gösterilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla yüksek basınçlı kaynatıcıda oluşan ekserji kayıplarında azalma görülmektedir. 150 °C giriş sıcaklığı için başlangıçta 3,953 kW olan ekserji kaybı 0,319 kW lık bir düşüşle grafik sonunda 3,634 kW değerine gerilemiştir. Oransal olarak bu düşüş yaklaşık % 8 lik bir gerilemeye denk gelmektedir. Diğer giriş sıcaklıkları için ise sırayla 0,361 kW ve 0,403 kW değerinde bir azalma olmuştur.

Giriş sıcaklığının artışına bağlı olarak ekserji kaybının artışı göz önüne alındığında ise 150 °C giriş sıcaklığı için başlangıçta 3,953 kW olan ekserji kaybı 155 °C giriş sıcaklığı için 4,298 kW değerine yükselmiştir. Bu yükselme oransal % 8,7 ye denk gelmektedir. Benzer şekilde 160 °C giriş sıcaklığı için başlangıçtaki ekserji kaybı 4,638 kW olmuştur.

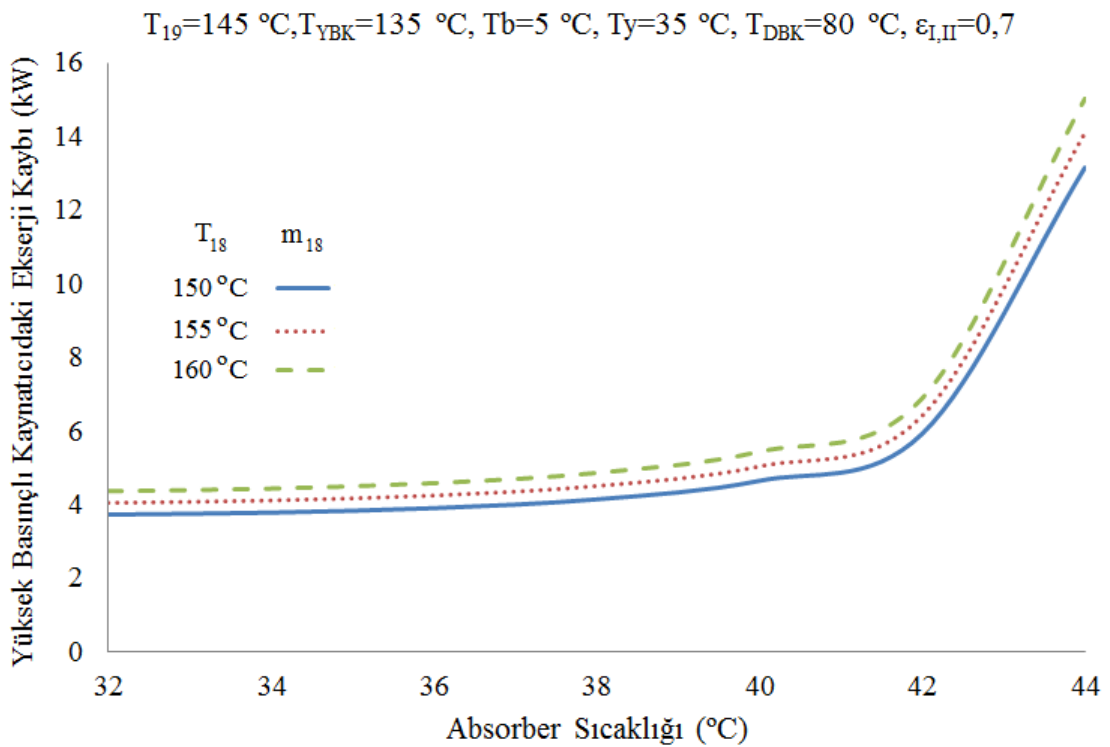


**Şekil 4.32.** Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi

Şekil 4.33 üzerinde absorber sıcaklığına bağlı hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi gösterilmiştir. Absorber sıcaklığının artmasına bağlı olarak ekserji kayıplarında da artış görülmektedir. Birinci kanun analizine uyumlu olarak grafik üzerinde 42 °C sıcaklığı önem arz etmektedir.

150 °C giriş sıcaklığı için başlangıçta 3,742 kW olan ekserji kaybı 42 °C de 5,936 kW değerine ulaşmıştır. 44 °C de ise 13,164 kW olmuştur. Oransal olarak bakıldığında ise 42 °C ye kadar % 58 oranında artan ekserji kayıplarında 42 °C den sonra sıçrama olmuş ve grafik sonunda 2,5 kat değere ulaşmıştır. Diğer giriş sıcaklıkları içinde benzer bir artış söz konusudur.

Giriş sıcaklığına göre ekserji kayıplarındaki artış incelendiğinde ise 150 °C giriş sıcaklığı için başlangıçta 3,742 kW olan ekserji kaybı 155 °C giriş sıcaklığı için 4,06 kW ve 160 °C giriş sıcaklığı için 4,374 kW değerine yükselmektedir.

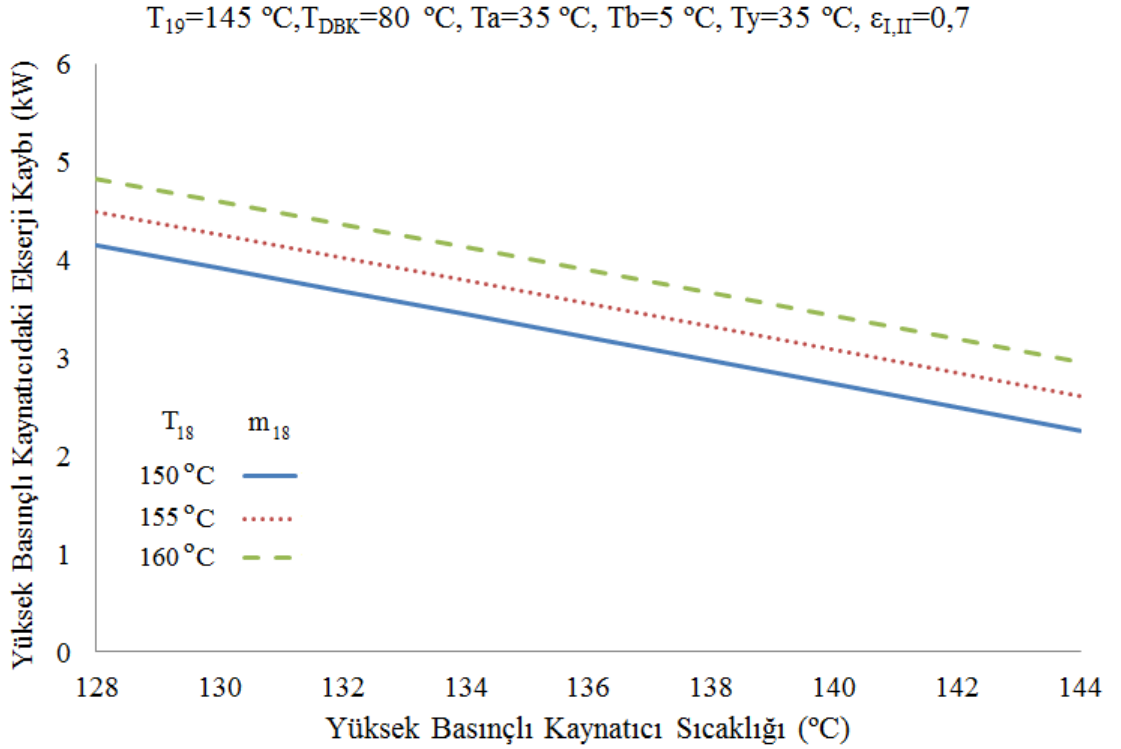


**Şekil 4.33.** Absorber sıcaklığına bağlı hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi

#### 4.6.2. Su Kaynaklı Yüksek Basınçlı Kaynatıcının Ekserji Analizi

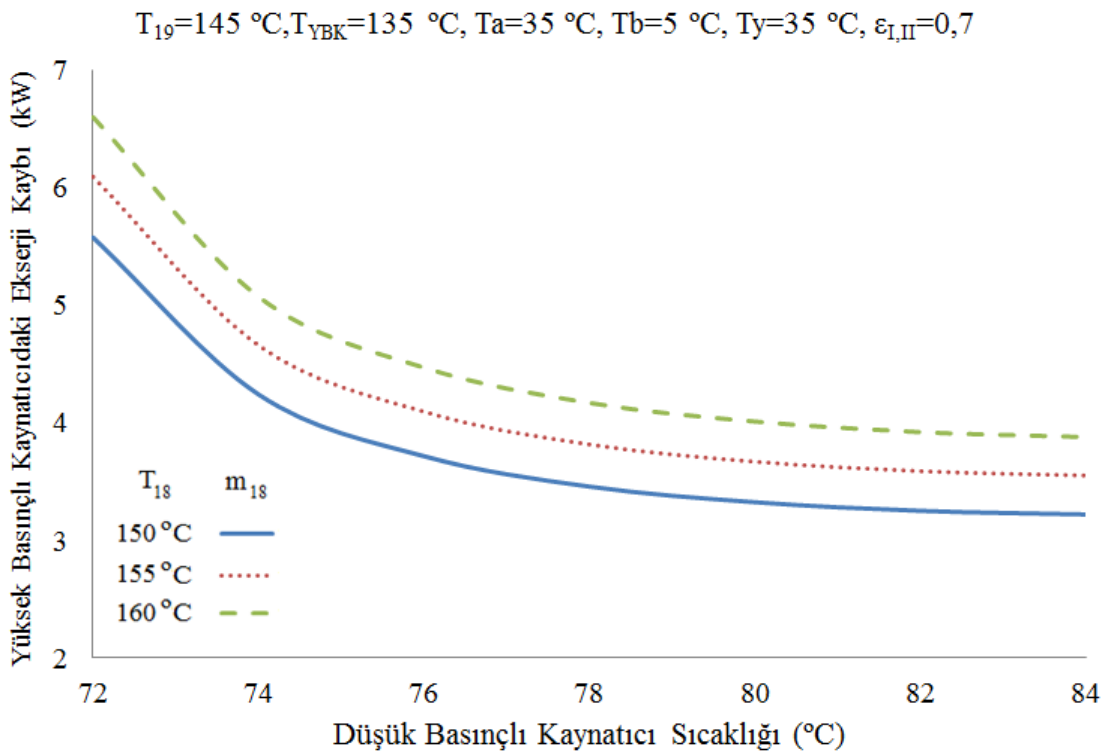
Şekil 4.34 üzerinde yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı su kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi gösterilmiştir. Bir önceki bölümde sıcak hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıya ait termodinamik davranışları gösteren şekillerle bu bölümde verilenler tamamen aynıdır. Dahası yüksek basınçlı kaynatıcının iç kısmında oluşan ekserji kayıpları da aynı fark sadece farklı enerji kaynaklarından kaynaklanmaktadır. Bu önemli noktadan dolayı bundan sonraki şekillerde grafiklerin davranışları üzerinde değil diğer akışkanlar karşılaştırılması üzerinde durulacaktır.

Yukarıdaki şekilde verilen su kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıda oluşan ekserji kayıpları ile hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcı üzerinde oluşan ekserji kayıpları karşılaştırıldığında su kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıda oluşan ekserji kayıplarının daha az olduğu söylenebilir. Diğer sistem elemanlarına bağlı değişimleri gösteren şekillerin verildiği kısımda sayısal karşılaştırmalar da yapılacaktır.



Şekil 4.34. Yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı su kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi

Şekil 4.35 üzerinde düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı su kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi gösterilmiştir. Aynı şartlar altında hava kaynaklı enerji sağlanmasıyla karşılaştırıldığında su kaynaklı beslemede oluşan ekserji kayıplarının daha az olduğu görülmektedir. Şekil 4.35 üzerinde verilen ekserji kayıpları sayısal olarak incelendiğinde 150 °C giriş sıcaklığı ve 72 C düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığı için oluşan ekserji kaybı 5,576 kW olmaktadır. Aynı şartlar altında hava kaynaklı beslemede ise oluşan ekserji kaybı 6,348 kW değerindedir. Bu değerlere göre su kaynaklı enerji beslemesi sonucu oluşan ekserji kaybı % 12 daha az çıkmaktadır. Enerji kaynağına ait giriş sıcaklığının artmasıyla ekserji kayıplarında artış olduğundan daha önce bahsedilmiştir. Bu şekil üzerinde de giriş sıcaklığının artmasına bağlı ekserji kayıplarında artış olmaktadır. 150 °C giriş sıcaklığı ve 72 C düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığı için oluşan ekserji kaybı 5,576 kW giriş sıcaklığının beş derece artmasıyla 6,091 kW olmaktadır. Bu ise yaklaşık % 9 oranında bir artış demektir. Gelen şekillerde verilen yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve absorber sıcaklığına göre değişen ekserji kayıplarında da benzer bir dağılım gözlenmektedir.

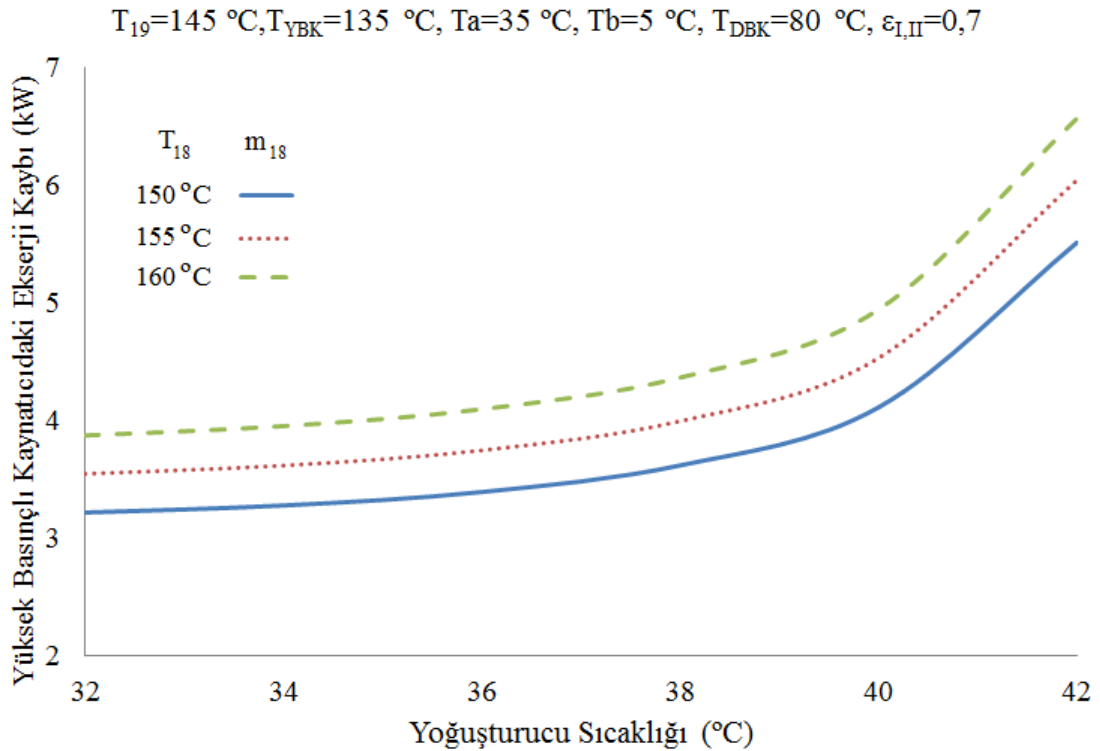


**Şekil 4.35.** Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı su kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi

Yukarıda verilen şekillerde Şekil 4.36 üzerinde yoğuşturucu sıcaklığına bağlı su kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıda oluşan ekserji kayıplarındaki değişim gösterilmiştir. Şekil 4.37 üzerinde ise buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı su kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıda meydana gelen ekserji kaybı değişimi verilmiştir. Ayrıca Şekil 4.38'de absorber sıcaklığına bağlı su kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıda oluşan ekserji kaybı değişimi gösterilmiştir.

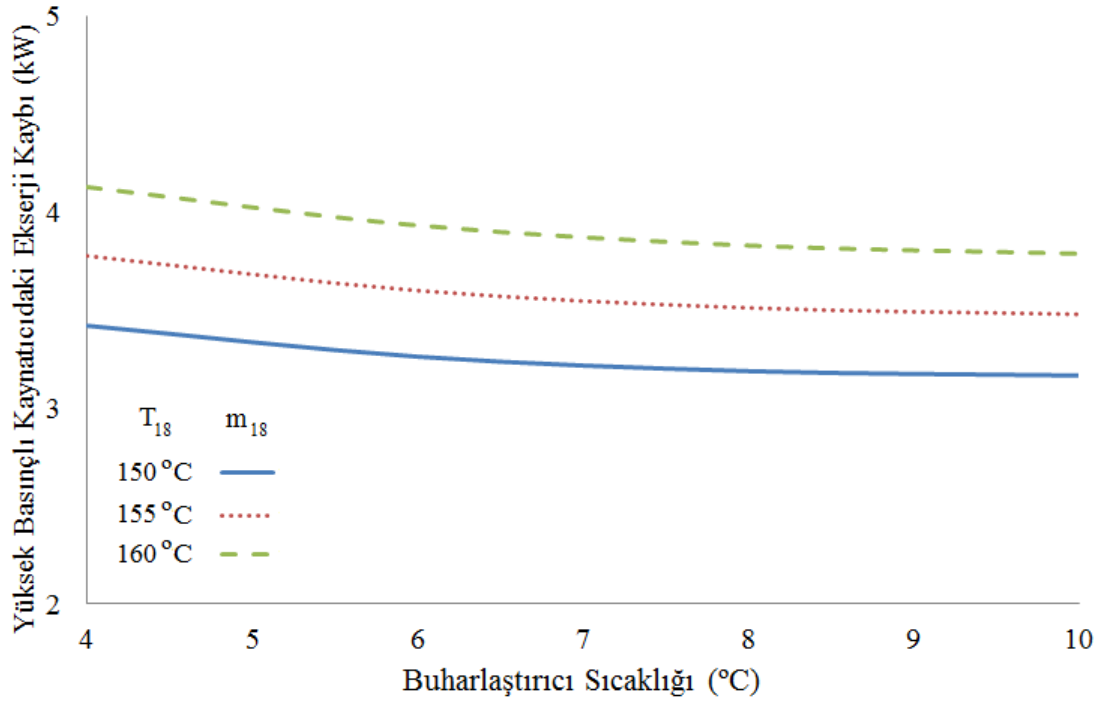
Sırayla verilen bu üç şeklin davranışları hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcı ekserji kaybı değişimi davranışlarına benzerdir. Rakamsal olarak da oluşan ekserji kayıpları %13 - % 10 arası değişen bir aralıkta hava kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıda oluşan ekserji kayıplarından daha azdır.

Ekserji analizi bölümünün son kısmı su buharı kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı analizine ayrılmıştır.



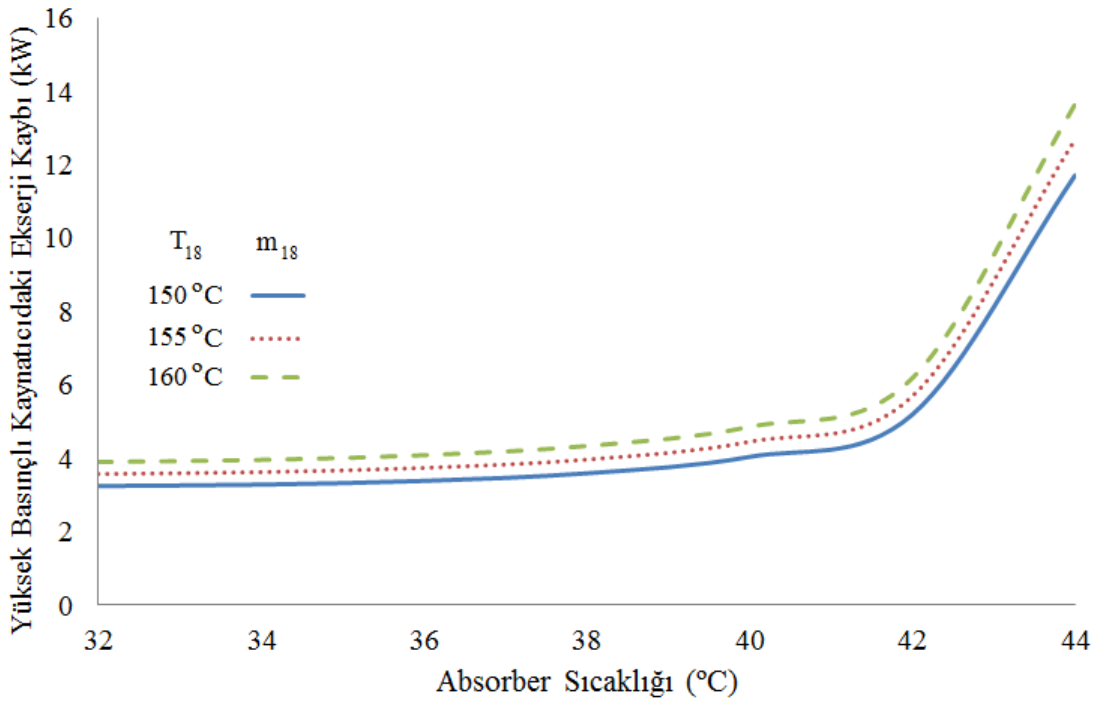
**Şekil 4.36.** Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı su kaynaklı YBK ekserji kaybı değişimi

$T_{19}=145\text{ }^{\circ}\text{C}, T_{YBK}=135\text{ }^{\circ}\text{C}, T_a=35\text{ }^{\circ}\text{C}, T_y=35\text{ }^{\circ}\text{C}, T_{DBK}=80\text{ }^{\circ}\text{C}, \epsilon_{I,II}=0,7$



**Şekil 4.37.** Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı su kaynaklı YBK ekserji kaybı değişimi

$T_{19}=145\text{ }^{\circ}\text{C}, T_{YBK}=135\text{ }^{\circ}\text{C}, T_b=5\text{ }^{\circ}\text{C}, T_y=35\text{ }^{\circ}\text{C}, T_{DBK}=80\text{ }^{\circ}\text{C}, \epsilon_{I,II}=0,7$

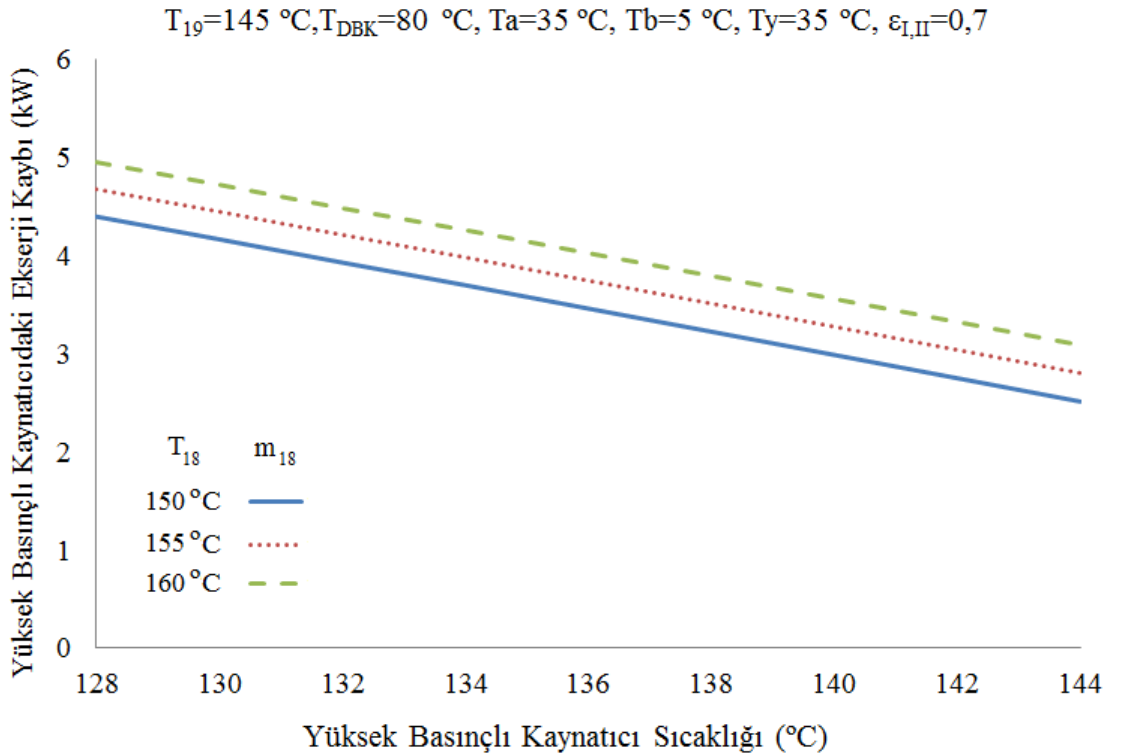


**Şekil 4.38.** Absorber sıcaklığına bağlı su kaynaklı YBK ekserji kaybı değişimi

#### 4.6.3. Buhar Kaynaklı Yüksek Basınçlı Kaynatıcının Ekserji Analizi

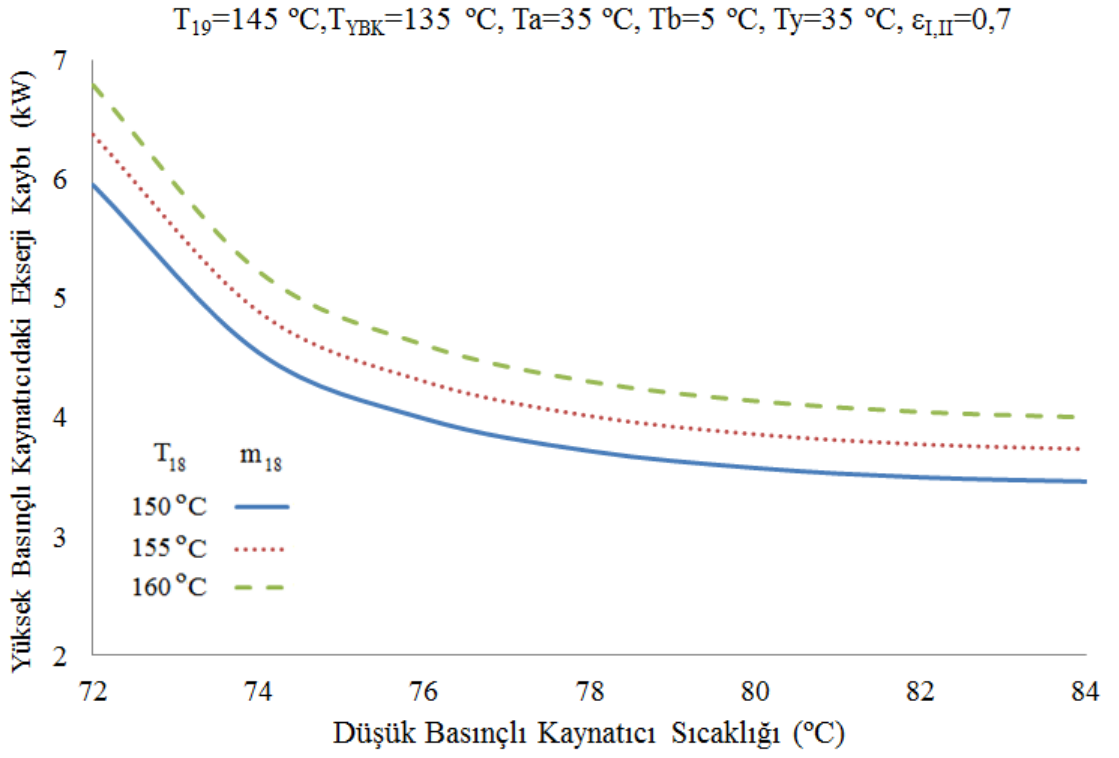
Bu tez kapsamında incelenen iki kademeli soğurmalı bir sistemin ekserji analizinin son kısmında su buharı kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi sistem elemanlarının çalışma şartlarına göre verilmiştir. Enerji kaynağı olarak farklı akışkanların kullanılması yüksek basınçlı kaynatıcının sisteme bakan kısmında herhangi bir etkiye sebep olamaz. Dolayısıyla bu bölümde verilecek grafiklerin davranışları yüksek basınçlı kaynatıcının hava ve su kaynaklı olarak incelendiği bölümlerde verilen grafiklere benzer davranış gösterecektir. Bahsedilen bölümlerde yeterince açıklama yapıldığından bu bölümde sadece üç enerji kaynağının ekserji kaybına göre sıralaması yapılacaktır. Aşağıda verilen şekiller göz önüne alındığında en fazla ekserji kaybının hava kaynaklı uygulamada sonra buhar kaynaklıda olduğu görülmektedir. En az ekserji kaybı ise üç akışkan içinde su kaynaklı uygulamada oluşmaktadır.

Rakamsal olarak bakıldığında ise buhar kaynaklı enerji sağlanmasına bağlı ekserji kaybı diğer iki kaynağın ortalamasına yakın bir değerde olduğu dikkati çekmektedir.

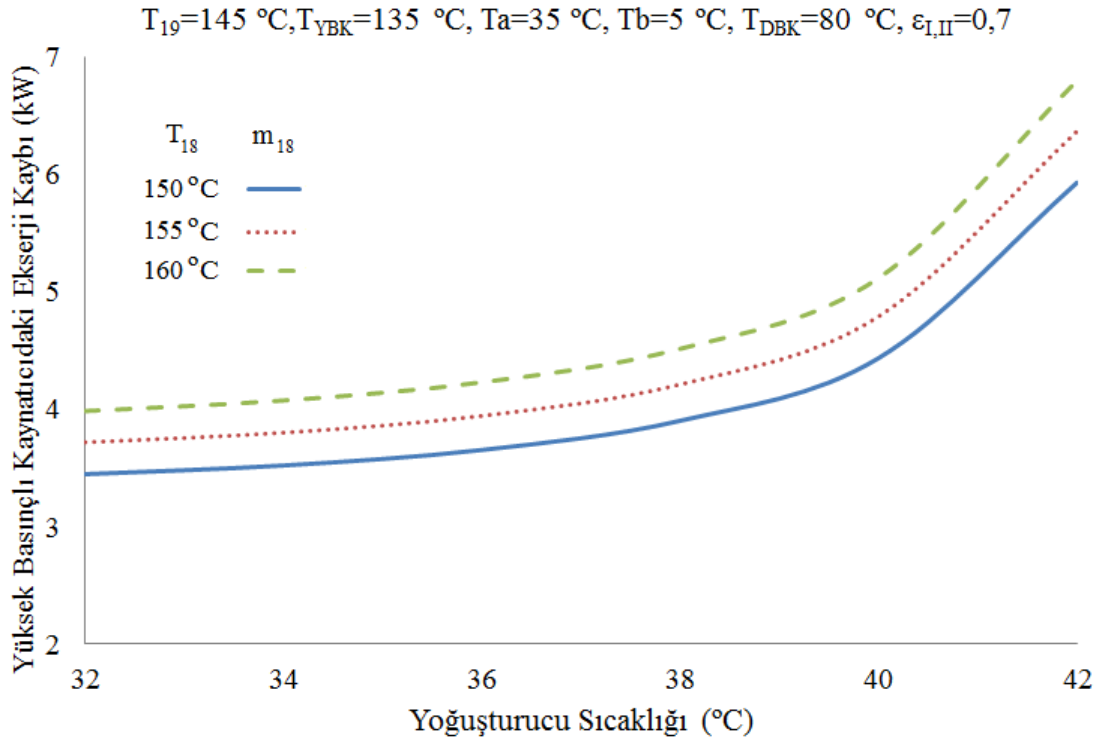


**Şekil 4.39.** Yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı su buharı kaynaklı yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kaybı değişimi

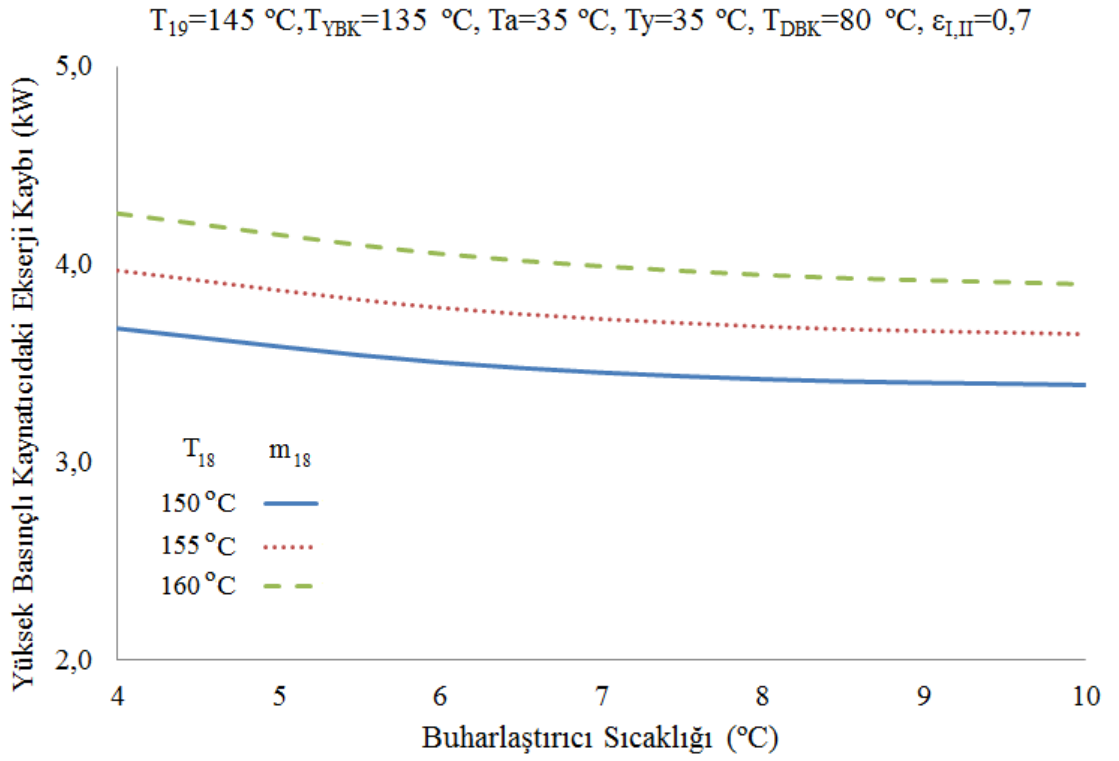




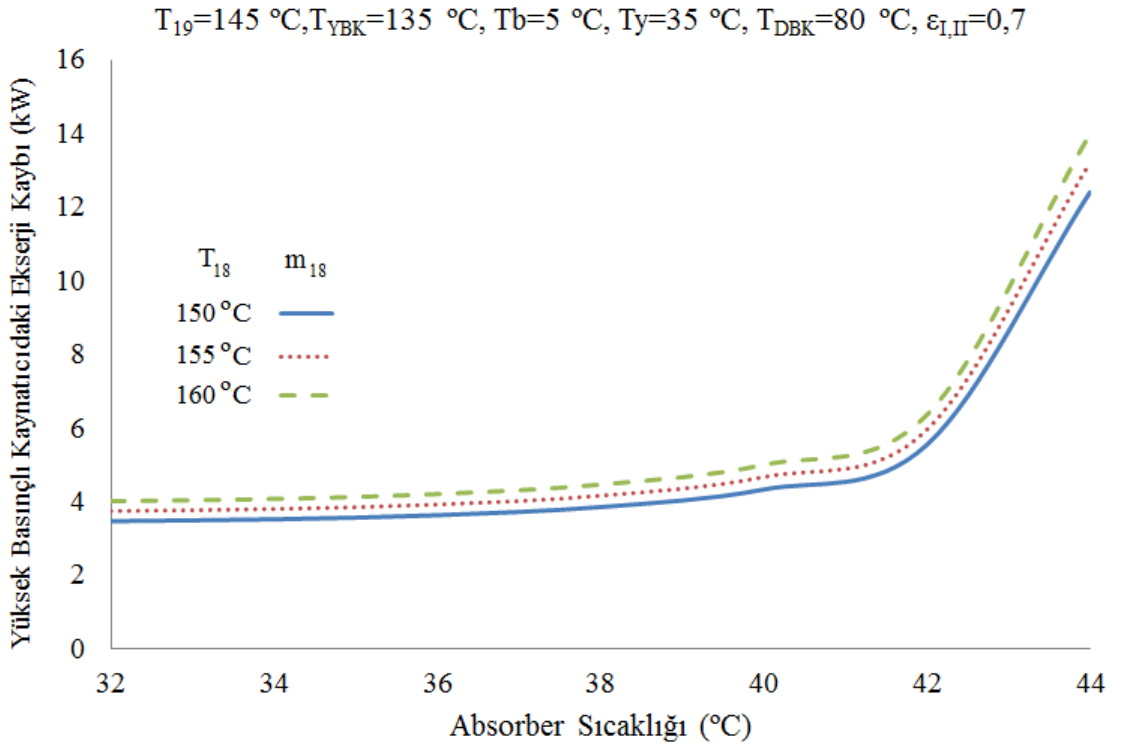
**Şekil 4.40.** DBK sıcaklığına bağlı su buharı kaynaklı YBK ekserji kaybı



**Şekil 4.41.** Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı su buharı kaynaklı YBK ekserji kaybı



Şekil 4.42. Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı su buharı kaynaklı YBK ekserji kaybı



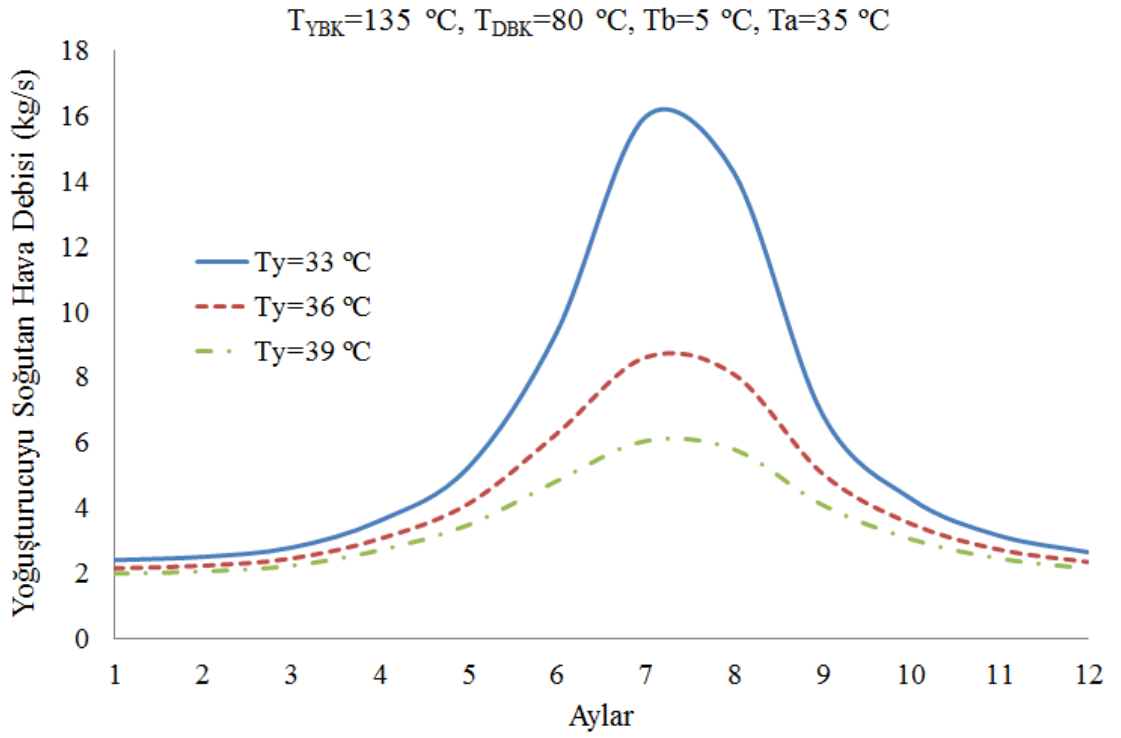
Şekil 4.43. Absorber sıcaklığına bağlı su buharı kaynaklı YBK ekserji kaybı

#### 4.7. Mevsimsel Performans Analizleri

Bu tez kapsamında incelenen iki kademeli soğurmalı sistemin matematiksel modelini ifade eden simülasyon sisteme ait farklı analizleri de yapmaya olarak sağlamaktadır. Bunun mümkün olması için simülasyon üzerinde uygun tanımlamaların yapılması gerekir. Baştan buraya kadar olan kısımlar içinde incelenen sistem su soğutmalı olarak tanımlanmıştır. Yani sistemde ısı atan iki eleman olan absorber ve yoğunlaştırıcı su tarafından soğutulmaktaydı. Simülasyonun her iki sistem elemanı üzerinde uygun değişiklerin yapılmasıyla sistem hava soğutmalı hale getirilmiştir. Bu tür bir değişikliğin yapılması ayrıca yıl içinde havanın termodinamik özelliklerinin de simülasyon tarafından taranması gerektirdiğinden bu tür bilgilerin girilmesiyle simülasyon yıllık analiz yapabilecek hale getirilmiştir. Mevsimsel analizde sistem elemanlarının çalışma şartları önceki bölümlerde kabul edilen çalışma şartlarına yakın olmakla birlikte yoğunlaştırıcı ve absorberi soğutan havanın çıkış sıcaklığı her iki elemanın çalışma sıcaklığının beş derece altında olarak fonksiyonel tanımlanmıştır.

Şekil 4.44'de yoğunlaştırıcunun sağlıklı bir şekilde ısı atabilmesi için gerekli olan hava debisi gösterilmiştir. Soğutma havasının giriş sıcaklığı ise literatürde kabul edilen Bursa ilinin yıllık ortalama hava sıcaklığıdır. Şekilde görüldüğü gibi yoğunlaştırıcıya ait 33 °C çalışma sıcaklığı için en fazla hava debisi Temmuz ayında 15,953 kg/s olarak en az ise Ocak ayında 2,421 kg/s olarak çıkmıştır. Yoğunlaştırıcıdan çıkan havanın sıcaklık değerinin sabit olduğu göz önüne alındığında kış aylarında daha serin havayla yapılan soğutmada hava ihtiyacı az olmakta yazın ise yoğunlaştırıcıya giren soğutucu hava daha sıcak olduğu için daha fazla havaya ihtiyaç olmaktadır. Havaya ait ortalama sıcaklık değerleri göz önüne alındığında Temmuz ayında ortalama sıcaklık değerinin en yüksek ve Ocak ayında ise en düşük seviye olması grafik davranışının sebebi olarak gösterilebilir.

Grafikte dikkati çeken diğer bir nokta yoğunlaştırıcıya ait daha yüksek çalışma sıcaklıklarında soğutma için gerekli hava debisinin azalmasıdır. Yoğunlaştırıcı için daha yüksek çalışma şartlarında yoğunlaştırıcı kapasitesi artmaktadır fakat şekilde görüldüğü gibi gerekli hava debisi azalmaktadır.



**Şekil 4.44.** Aylara göre yoğuşturucuyu soğutmak için gerekli hava debisi

Çalışma kriterlerine göre incelenen sistemde yoğuşturucuyu terk eden soğutma havası yoğuşturucu çalışma sıcaklığına bağlı olarak beş derece daha az farkla değişmektedir. Dolayısıyla yoğuşturucunun daha yüksek çalışma sıcaklıklarında ısınan havaya ait ısınma farkı arttığı için daha az havaya ihtiyaç duyulmuştur. Şekil 4.44 ü veren sonuçlar termodinamik olarak hesaplanmıştır. Herhangi bir ısı transferi hesabı yapılmamıştır.

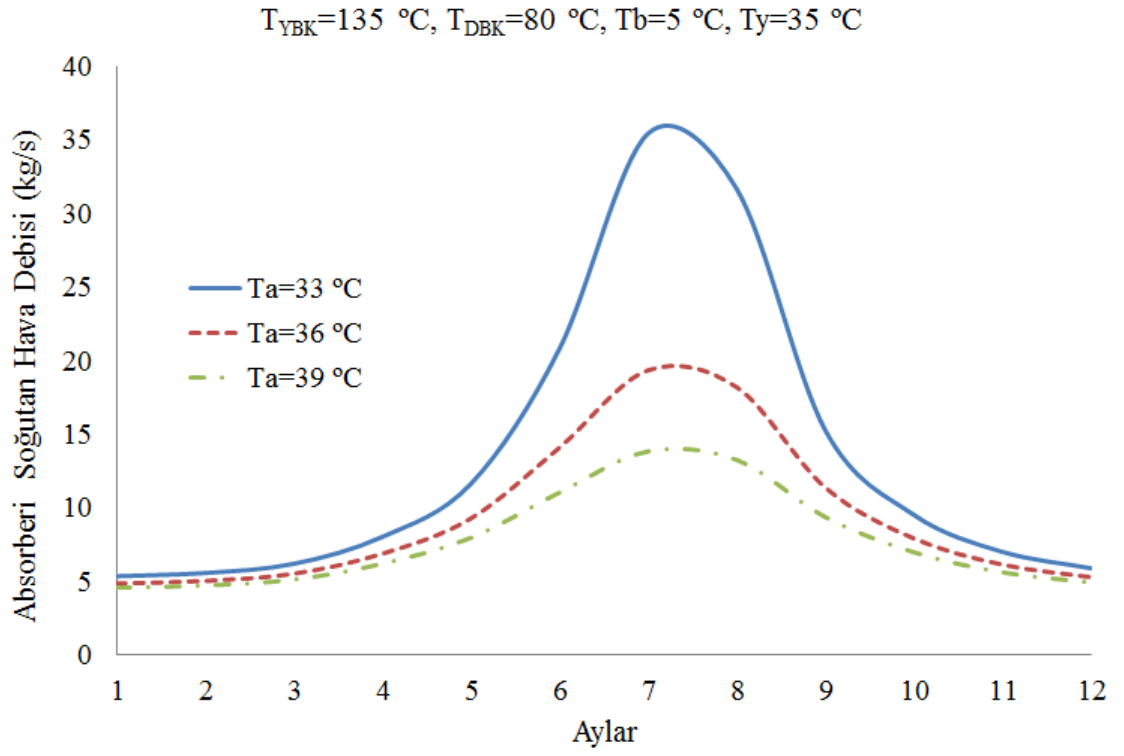
Aşağıda verilen Şekil 4.45’de absorbere ait sabit üç farklı çalışma sıcaklığı için yıl içinde absorberi soğutmak için gerekli ortalama hava debisi verilmiştir. Yoğuşturucu ve absorber sistemde ısı atan elemanlar olduğu için absorberi soğutmak için gerekli hava debisini davranışı yoğuşturucuyu soğutma için gerekli hava debi davranışına benzer olmaktadır. Fakat absorberin ısı kapasitesi yoğuşturucudan fazla olduğu için gerekli debi değerleri daha büyük olmaktadır. Yıl içerisinde en fazla debi ihtiyacı absorberin 33 °C çalışma sıcaklığı için Temmuz ayında 35,417 kg/s olmaktadır. 33 °C çalışma sıcaklığı için en az debi Ocak ayında 5,374 kg/s olmaktadır.

Şekil 4.45’de verilen absorberin yüksek çalışma sıcaklık değerleri için absorberi terk eden ve ısınan hava beş derece daha düşük farkla absorberi terk etmektedir. Dolayısıyla daha yüksek çalışma değerlerinde ısınan havanın çıkış sıcaklığı daha yüksek olduğu için daha az debiye ihtiyaç olmaktadır. Yaz aylarında gereken debi ihtiyacını karşılamak için sistem tasarımında yoğuşturucu ve absorbere ait fan kapasiteleri göz önünde bulundurulmalıdır.

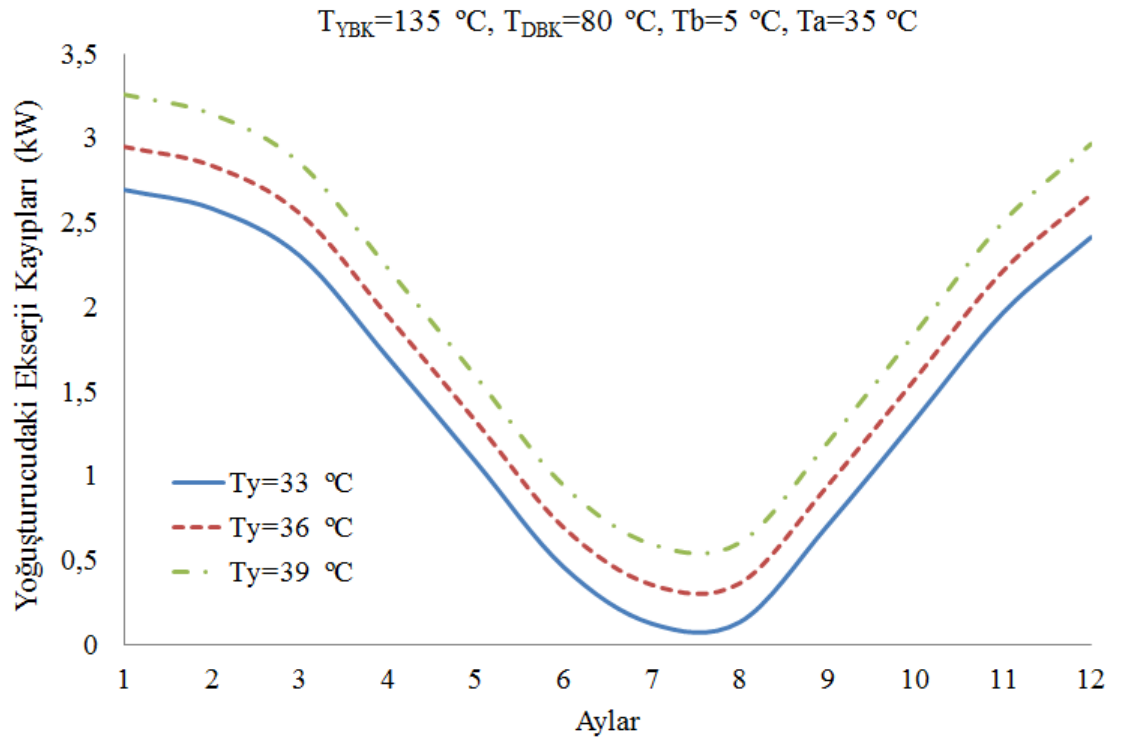
Şekil 4.46’da sabit çalışma şartlarında yıl içinde yoğuşturucu da yaşanan ortalama ekserji kayıpları görülmektedir. Yoğuşturucudaki ekserji kayıplarının daha iyi anlaşılması için yoğuşturucu iç ve dış olarak iki kısımda incelenebilir. İç kısımda oluşan ekserji kayıpları sıcaklığa bağlı değişeceği için sabit sıcaklıkta iç kısımda herhangi bir değişim olmaz. Dış kısımda ısınan hava sıcaklığı sabit olduğuna göre Şekil 4.46’da verilen grafiğin davranışı tamamen giren havaya bağlı olarak değişir. Yaz aylarındaki sıcaklık değerleri ölü hal kabul edilen 25 °C’ye daha yakın olduğu için yaz aylarında ekserji kayıpları azalan yönde davranmaktadır. Grafikte görüldüğü gibi en az ekserji kaybı Temmuz ayında en fazla ekserji kaybı ise Ocak ayındadır. Şekil 4.46’da üzerinde durulması gereken diğer bir nokta ise yoğuşturucuya ait yüksek çalışma sıcaklıklarında ekserji kayıplarının artmasıdır. Yoğuşturucuya ait daha yüksek çalışma sıcaklıklarında yoğuşturucu kapasitesi artmaktadır. Yoğuşturucu kapasitesindeki artış ekserji kayıplarında da artışa neden olmaktadır.

Şekil 4.47’de absorberde aylara göre yıl içinde ekserji kayıplarındaki değişim görülmektedir. Grafikte görülen davranış yoğuşturucuya ait ekserji kayıplarını gösteren grafikte benzerdir. Absorbere ait ısı kapasite yoğuşturucudan fazla olduğu için ekserji kayıplarındaki değerlerde daha büyük çıkmaktadır. Ayrıca absorbere ait çalışma sıcaklığı arttıkça ekserji kayıpları da artmaktadır. En az ekserji kaybı Temmuz ayında en fazla ekserji kaybı ise Ocak ayındadır.

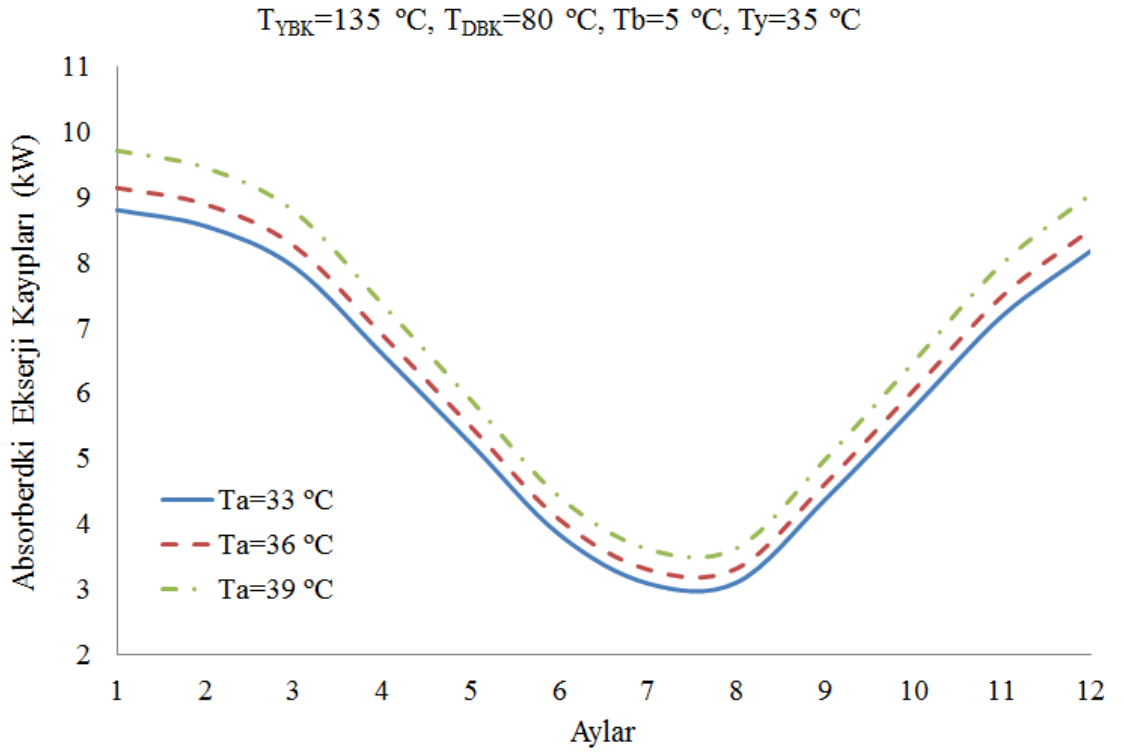
Şekil 4.48’de incelenen sistemdeki toplam ekserji kaybının aylara göre yıl içerisindeki değişimi görülmektedir. Şekil sisteme giren soğutucu hava girişine bağlı ekserji kayıplarının sistemde yaşanan toplam ekserji kayıpları üzerindeki etkisini gösterdiğinden önemlidir. Şekil 6’da görüldüğü üzere Ocak ayından itibaren azalmaya başlayan ekserji kayıpları yaklaşık %35’lik bir azalışla Temmuz ayında en az seviyeye inmiştir.



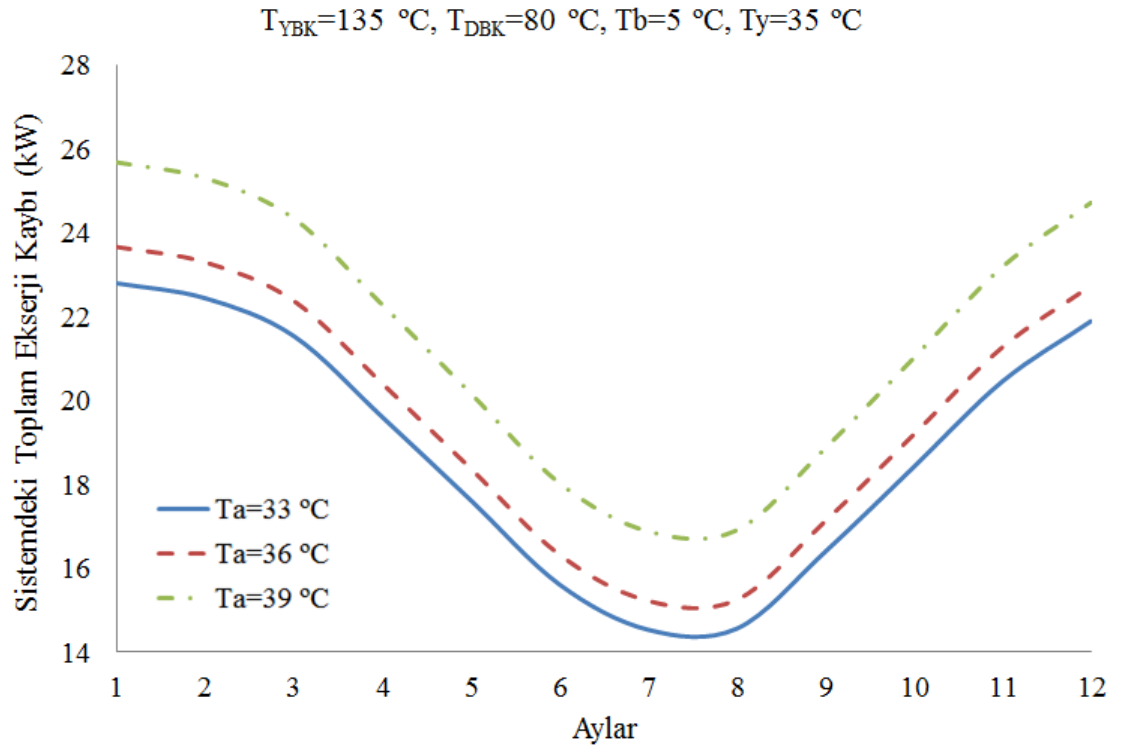
**Şekil 4.45.** Aylara göre absorberi soğutmak için gerekli hava debisi



**Şekil 4.46.** Aylara göre yoğuşturucudaki ekserji kayıpları



**Şekil 4.47.** Aylara göre absorberdeki ekserji kayıpları



**Şekil 4.48.** Aylara göre sistemdeki ekserji kayıpları

#### 4.8. Termoekonomik Analiz

Bu tez kapsamında incelenen iki kademeli soğurmalı soğutma sisteminin analizinde elde edilen bulguların son kısmı ekonomik analize ayrılmıştır. Ekonomi analizinde takip edilen işlem adımları daha önce materyal ve yöntem bölümünde bahsedilmiştir. Ekonomi analizinin başlangıcını sistem elemanlarının boyutlandırılması oluşturduğu için ve boyutlandırma hesaplarında sistemin çevre ile ilişkisi de hesaplara girdiğinden her bir sistem elemanının ısı alış verişi yaptığı durumu gösteren Tablo 3.3 daha önce verilmiştir.

Ekonomi analizinde farklı olarak yüksek basınçlı kaynatıcıya enerji sağlayan sıcak suyun giriş sıcaklığı 10 °C ve çıkış sıcaklığı 5 °C artırılmıştır. Yine buharlaştırıcı tarafından soğutulan suyun giriş sıcaklığı da 5 °C artırılmıştır. Tablo 4.5 üzerinde verilen şartlar için sistem elemanlarına ait yüzey alanları gösterilmiştir. Tablo üzerinde verilen şartlar altında en fazla yüzey alanına ihtiyaç duyan sistem elemanı absorberdir. Absorberi buharlaştırıcı ve DBK takip etmektedir.

Burada üzerinde durulması gereken diğer bir nokta toplam ısı transfer katsayısı ( $U=0,2$  kW/m<sup>2</sup>K) değeridir. Bölüm 3.15’de bu değer için gerekli literatür bilgisinden bahsedilmiştir. Toplam ısı transfer katsayısının her bir sistem elemanı için hesaplanması bu tez kapsamında hazırlanan simülasyonun gelişmeye açık yönlerinden biridir. Ayrıca toplam ısı transfer katsayısı değerinin sabit alınması yerine her bir sistem elemanı için ayrı olarak hesaplanması bu tez kapsamında hazırlanan simülasyonun sonuç değerlerini deneysel sonuçlara daha yakınlaştıracaktır.

**Tablo 4.5.** Sistem Elemanlarının Isı Transferi İçin Gerekli Yüzey Alanları

$$T_{YBK} = 135^{\circ}\text{C}, T_{DBK} = 80^{\circ}\text{C}, T_A = 35^{\circ}\text{C}, T_K = 35^{\circ}\text{C}, T_B = 5^{\circ}\text{C}, \epsilon_{I,II} = 0.7, \eta_p = 0.95, U = 0.2 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

Sistem Elemanları	LMTD	UA(kW/K)	Alan(m <sup>2</sup> )
YBK	19,576	4,157	20,784
DBK	5,431	9,473	47,364
Yoğuşturucu	7,213	7,779	38,896
Absorber	10,328	12,146	60,730
Buharlaştırıcı	9,102	10,986	54,931
Isı Eşanjörü I	15,708	1,766	8,832
Isı Eşanjörü II	23,855	2,056	10,280



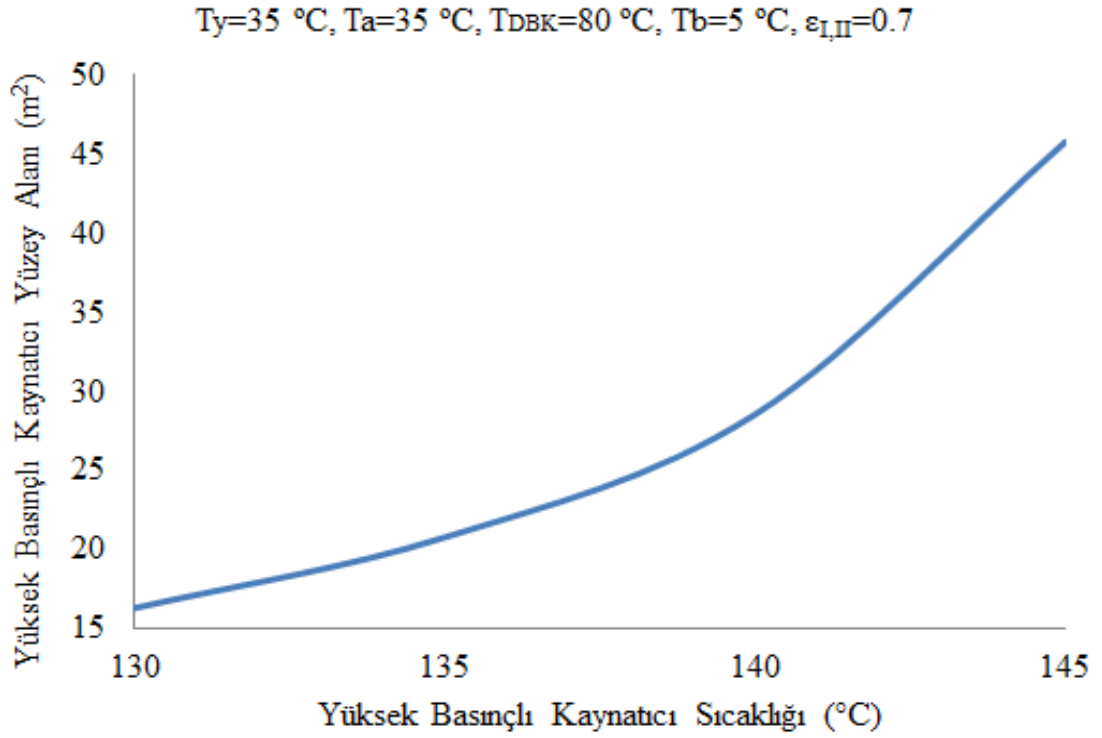
Aşağıda verilen Şekil 4.49' da YBK'ya ait yüzey alanı değişimi görülmektedir. YB kaynaticısının çalışma sıcaklığına bağlı olarak ısı transferi için gerekli olan yüzey alanı da artmaktadır. Fakat özellikle 140 °C den sonra grafiğin eğimi çok daha fazla artmaktadır. Bu grafikte gösterilen değişim, şekil üzerinde verilen diğer çalışma şartları için özellikle 140 °C den sonra YBK'nın çalışmasının fiziksel büyüklük açısından uygun olmadığını göstermektedir.

**Tablo 4.6.** Sistem elemanlarının yıllık yatırım ve işletme fiyatlarını

$$T_{YBK} = 135^{\circ}\text{C}, T_{DBK} = 80^{\circ}\text{C}, T_A = 35^{\circ}\text{C}, T_K = 35^{\circ}\text{C}, T_B = 5^{\circ}\text{C}, \varepsilon_{I,II} = 0,7, \eta_{p,m} = 0,95, U = 0,2 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$$

Sistem Elemanları	$Z_{R,k}$ (\$)	$Z_k$ (\$)	$\dot{Z}_k^{CI}$	$\dot{Z}_k^{OM}$	$\dot{Z}_k$ (\$/yıl)
YBK	17500	6818,3	1089,3	85,2	1174,5
DBK	17500	11176,5	1785,6	139,7	1925,3
Yoğuşturucu	8000	4539,8	725,3	56,7	782
Absorber	16500	12232,8	1954,3	152,9	2107,2
Buharlaştırıcı	16000	11168,9	1784,4	139,6	1924
Isı Eşanjörü I	12000	2797,8	447	35	481,9
Isı Eşanjörü II	12000	3064,7	489,6	38,3	527,9
Pompa	2100	96,4	15,4	1,2	16,6
Motor	500	0,1	0,02	0,002	0,022
Kısılma Vanası x 4	300	1200	191,7	15	206,7

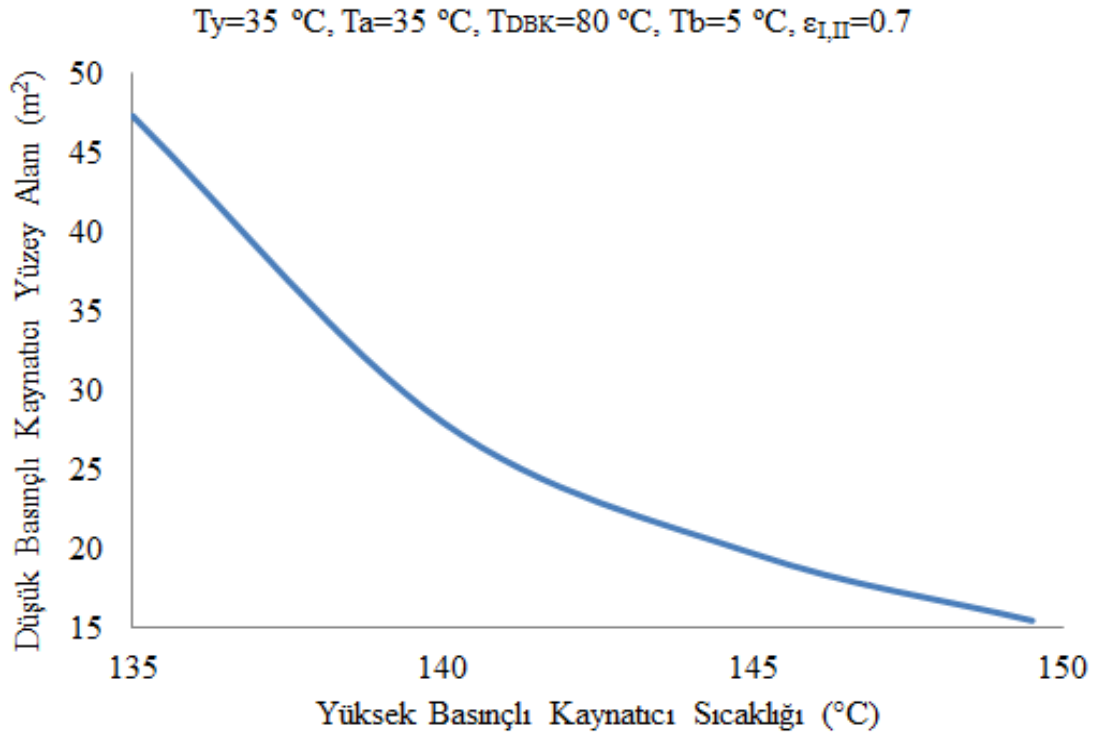
#### 4.8.1. Sistem Elemanlarına Ait Yüzey Alanları



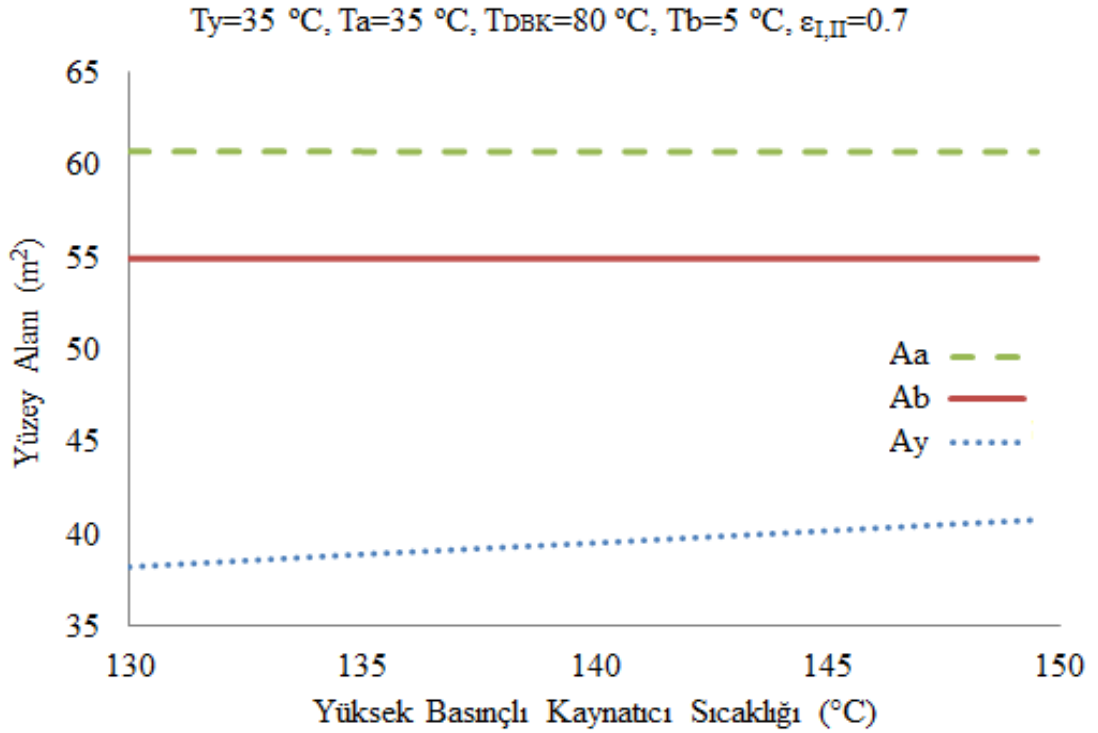
**Şekil 4.49.** YB Kaynaticısının Kendi Sıcaklığına Bağlı Yüzey Alanı Değişimi

Şekil 4.50 üzerindeki değişime bakarak yüksek basınçlı kaynatici sıcaklığının artmasının düşük basınçlı kaynaticının boyutlarının küçülmesi üzerinde olumlu etkisinin olduğu söylenebilir. Şekil 4.50 de yüksek basınçlı kaynatici sıcaklığına bağlı olarak düşük basınçlı kaynatici elemanına ait yüzey alanı değişimi görülmektedir. Bir sistem elemanının yüzey alanının düşük olması olumlu olarak yorumlanabilir. Çünkü bu sonuç daha küçük boyutlarda bir cihazın üretilmesi anlamına gelmektedir.

Şekil 4.51 üzerinde yüksek basınçlı kaynatici sıcaklığına bağlı olarak absorber, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu boyutlarındaki değişim görülmektedir. Simülasyonda buharlaştırıcı kapasitesi sabit tutulduğu için yüksek basınçlı kaynatici sıcaklığından etkilenmemektedir ve yaklaşık  $55\text{ m}^2$  dir. Şekilde absorber boyutları yüksek basınçlı kaynatici sıcaklığındaki değişimden etkilenmektedir fakat bu değişim şekil üzerinden okunamayacak kadar azdır. Yoğuşturucu boyutlarında az bir artış söz konusudur fakat bu miktar tüm şekil boyunca yaklaşık % 0,7 dir.



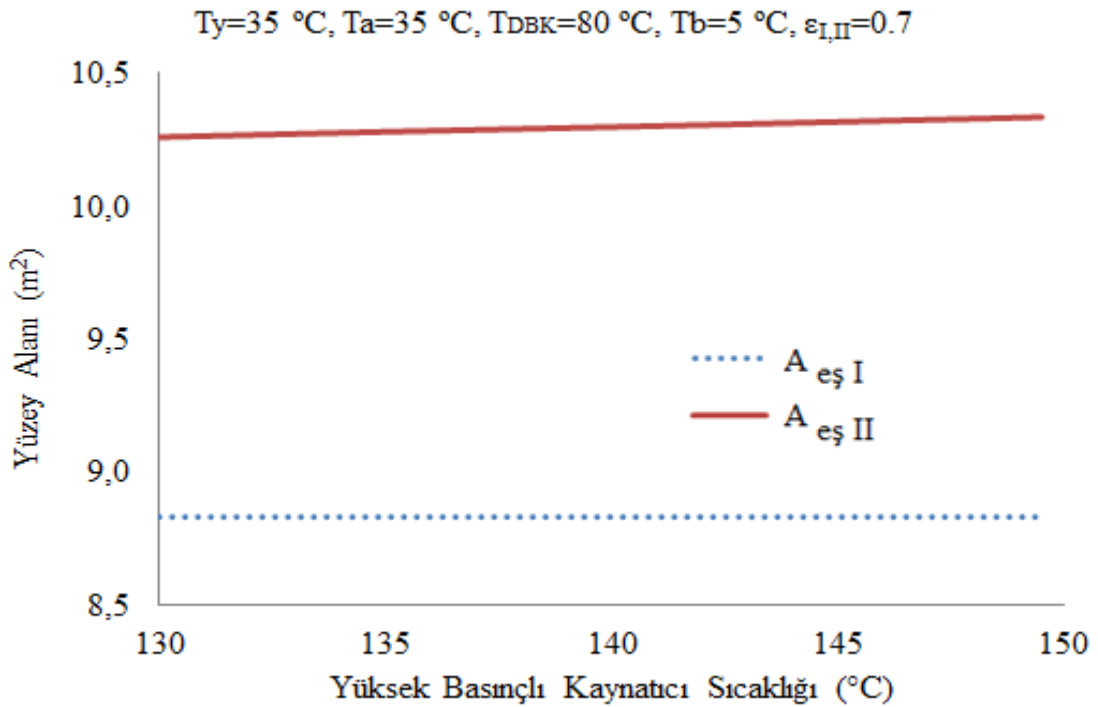
**Şekil 4.50.** DB Kaynatıcının YBK Sıcaklığına Bağlı Yüzey Alanı Değişimi



**Şekil 4.51.** Absorber, Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucunun Yüzey Alanı Değişimi

Şekil 4.52 üzerinde bir ve iki numaralı eşanjörlerin yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı boyutlarındaki değişim gösterilmiştir. Şekil üzerinde görüldüğü gibi bir numaralı eşanjör yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığından hiç etkilenmemekte iki numaralı eşanjör boyutları ise çok az artmaktadır. Bu durum eşanjörlerin sistem içerisindeki konumlarıyla açıklanabilir. İki numaralı eşanjörün yüksek basınçlı kaynatıcı ile ortak bir bağlantısı bulunmaktadır dolayısıyla azda olsa etkilenmektedir. Bir numaralı eşanjör ise düşük basınçlı kaynatıcı ve pompa çıkışıyla bağlantılı olduğundan hiç etkilenmemektedir.

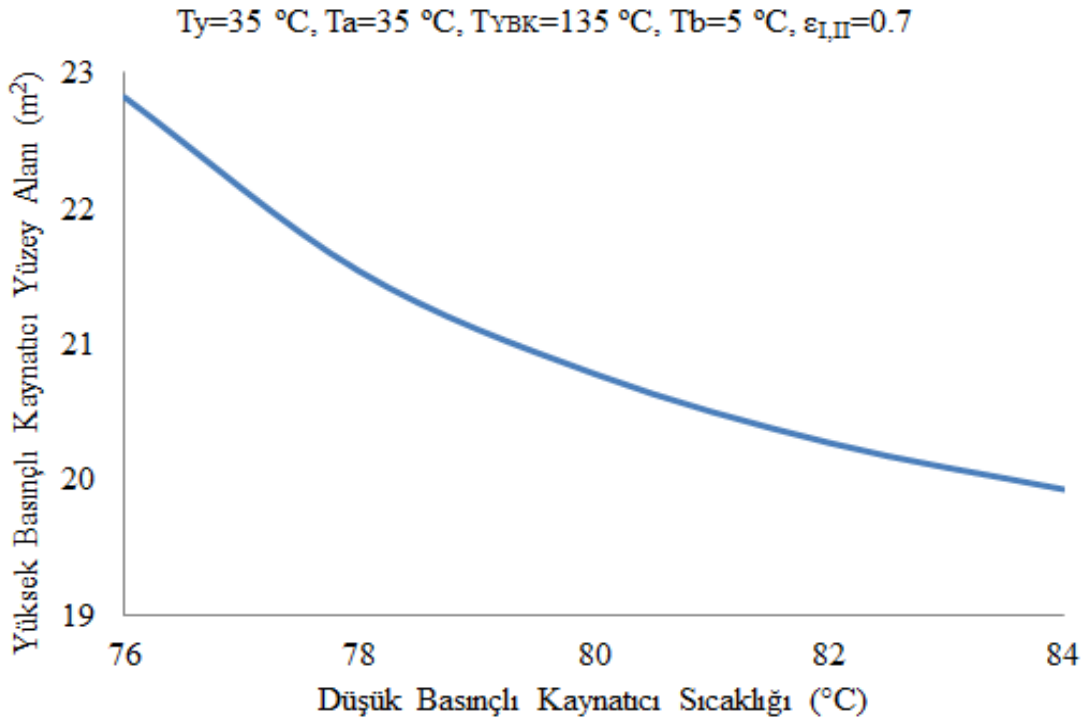
Yukarıda yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak verilen değişim grafiklerini ortak olarak yorumlamak gerekirse yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığından boyutsal olarak en fazla yüksek basınçlı kaynatıcı ve düşük basınçlı kaynatıcı etkilenmektedir. Diğerlerindeki değişim sıfır ya da ihmal edilebilecek düzeydedir. yüksek basınçlı kaynatıcı ve düşük basınçlı kaynatıcı etkilenmesi zıt olduğu için ortak bir sıcaklık aranabilir. Şekiller üzerinde bu sıcaklık değeri 140 °C olarak görülmektedir.



**Şekil 4.52.** Bir ve İki Numaralı Isı Eşanjörlerinin Yüksek Basınçlı Kaynatıcı Sıcaklığına Bağlı Yüzey Alanı Değişimi

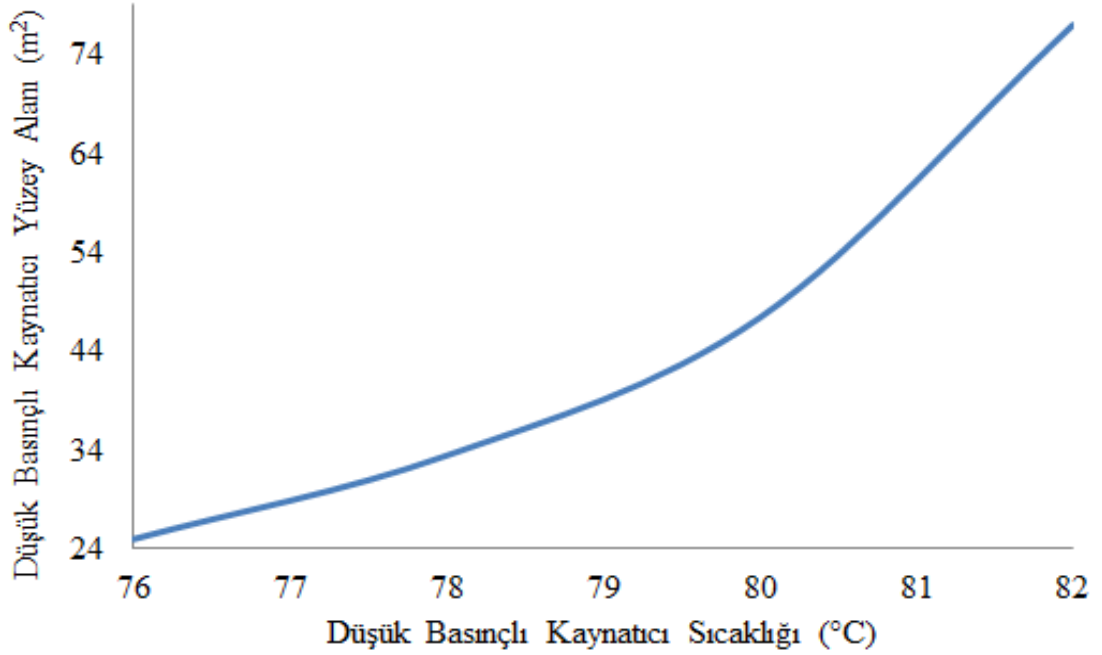
Şekil 4.53 üzerinde yüksek basınçlı kaynatıcıya ait boyut değişimi Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak görülmektedir. Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artması yüksek basınçlı kaynatıcı boyutlarını azaltma yönünde etkilemektedir, bu durum enerji analizleriyle açıklanabilir çünkü Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artması sistem performansını olumlu yönde etkilemekte ve yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesini düşürmektedir. Yüksek basınçlı kaynatıcı kapasitesinin Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak düşmesi boyutlandırma hesaplarına daha küçük boyutlara sahip bir yüksek basınçlı kaynatıcı olarak yansımaktadır.

Şekil 4.54' de DBK'nın kendi çalışma sıcaklığına bağlı olarak boyut değişimi görülmektedir. Artan bir eğilime sahip olan grafikte artış özellikle 80 °C den sonra fazlalaşmaktadır. Literatürde yer alan çalışmalarda DBK sıcaklığının yüksek seçilmesi sistem performansını olumlu etkilemektedir. Fakat yukarıda gösterilen şekilde verilen şartlar için DBK sıcaklığı 80 °C de sınır şartı teşkil edebilir. Çünkü iki derecelik bir sıcaklık artışı bahsedilen sistem elemanı boyutlarını yaklaşık % 60 oranında artırmaktadır.



**Şekil 4.53.** YB Kaynatıcısının DBK Sıcaklığına Bağlı Yüzey Alanı Değişimi

$$T_y=35 \text{ }^\circ\text{C}, T_a=35 \text{ }^\circ\text{C}, T_{YBK}=135 \text{ }^\circ\text{C}, T_b=5 \text{ }^\circ\text{C}, \varepsilon_{I,II}=0.7$$

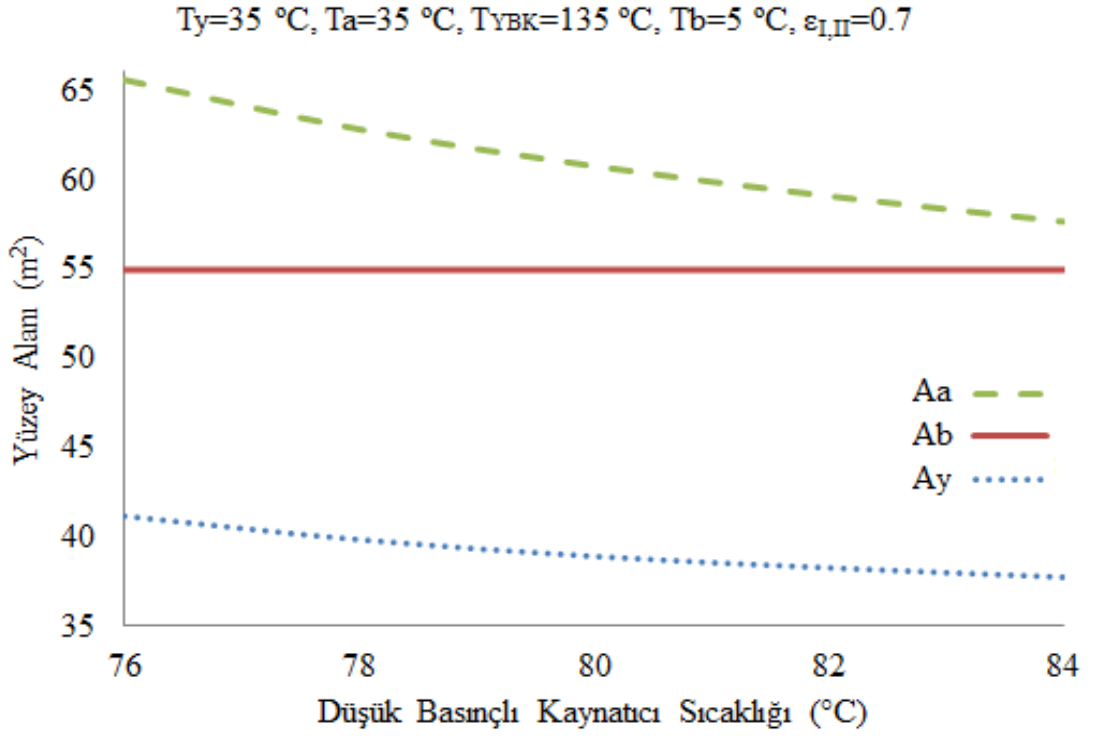


**Şekil 4.54.** Düşük Basıncılı Kaynatıcının Yüzey Alanı Değişimi

Şekil 4.55 üzerinde düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak absorber, buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya ait boyutsal değişim gösterilmiştir. Simülasyona kullanıcı tarafından yapılan girdilerden biriside buharlaştırıcı kapasitesi olduğu için buharlaştırıcı kapasitesi sabittir. Bu durum buharlaştırıcıya ait boyutlandırma hesaplarına da sabitlik olarak yansımaktadır.

Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artması birinci kanun analizlerinde absorber ve yoğuşturucu kapasitelerinin düşüşü olarak kendini gösterir. Kapasitede yaşanan düşme boyutlandırma hesaplarına da yansımaktadır. Düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artmasına bağlı olarak absorber boyutlarında yaklaşık % 12 lik bir düşüş olmuştur. Yoğuşturucu için ise bu oran yaklaşık % 8 dir.

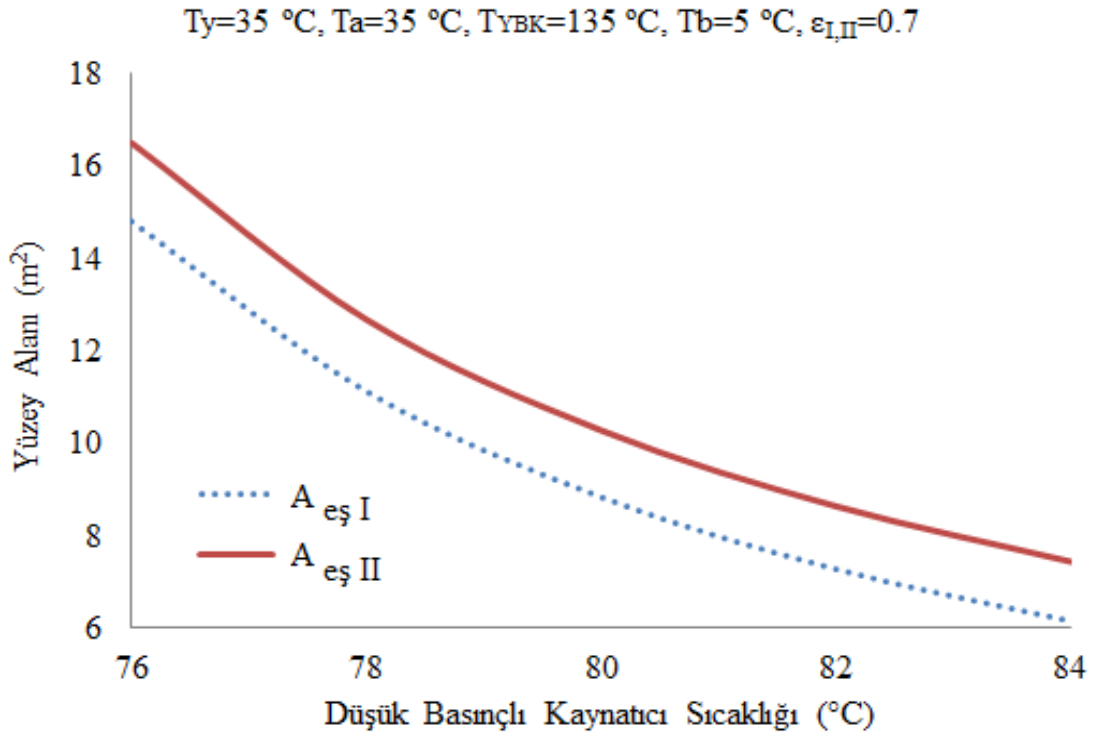
Şekil 4.56 üzerinde bir ve iki numaralı eşanjörlerin YBK sıcaklığına bağlı boyutlarındaki değişim gösterilmiştir. Şekil üzerinde görüldüğü gibi her iki eşanjör de DBK sıcaklığından paralel olarak etkilenmektedir. DBK sıcaklığının artışına bağlı olarak şekil boyunca bir numaralı eşanjör yaklaşık % 58 ve iki numaralı eşanjör de % 55 lik bir düşüş olmuştur.



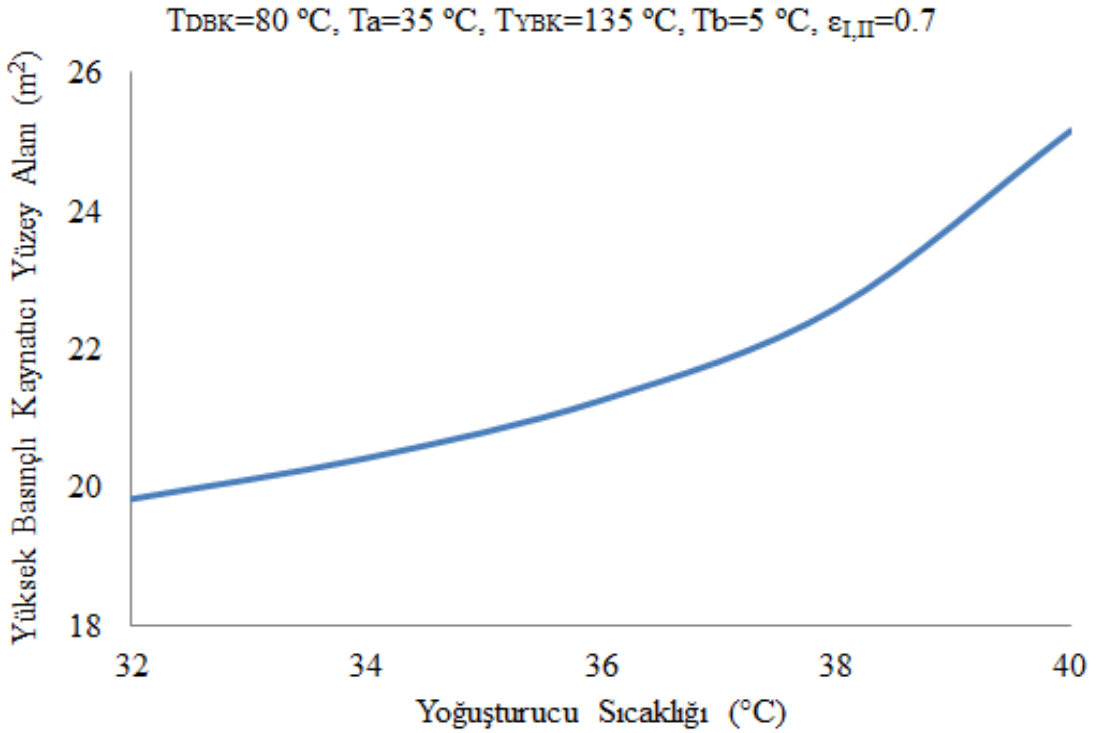
**Şekil 4.55.** Absorber, Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucunun DBK Sıcaklığına Bağlı Yüzey Alanı Değişimi

Bir numaralı eşanjördeki boyutsal düşüş eşanjörün konumuyla açıklanabilir. Çünkü bir numaralı eşanjör DBK ile ortak bağlantı noktasına sahiptir. DBK'dan çıkan eriyik bir numaralı eşanjörden geçerek absorbere gelir. Fakat iki numaralı eşanjördeki düşüş dolaylı bir etkiden kaynaklanmaktadır. Yoğuşturucu çalışma sıcaklığına bağlı olarak YBK yüzey alanı değişimi Şekil 4.57 de verilmiştir. Şekil üzerinde görüldüğü gibi yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla YBK yüzey alanı da artmaktadır. Bu durum yoğuşturucu sıcaklığına bağlı olarak sistemin performans katsayısının düşmesi ve YBK kapasitesinin artmasıyla açıklanabilir. Verilen şartlar için  $38\text{ }^\circ\text{C}$  üzerine çıkılmaması gerektiği şekilden anlaşılmaktadır.

Şekil 4.58 üzerinde düşük basınçlı kaynatıcıya ait boyutsal değişim görülmektedir. Yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla düşük basınçlı kaynatıcıya ait yüzey alanında neredeyse doğrusal bir azalma görülmektedir. Düşük basınçlı kaynatıcıya ait yüzey alanındaki düşüş şekil üzerinde verilen şartlar altında %46 düzeyindedir.

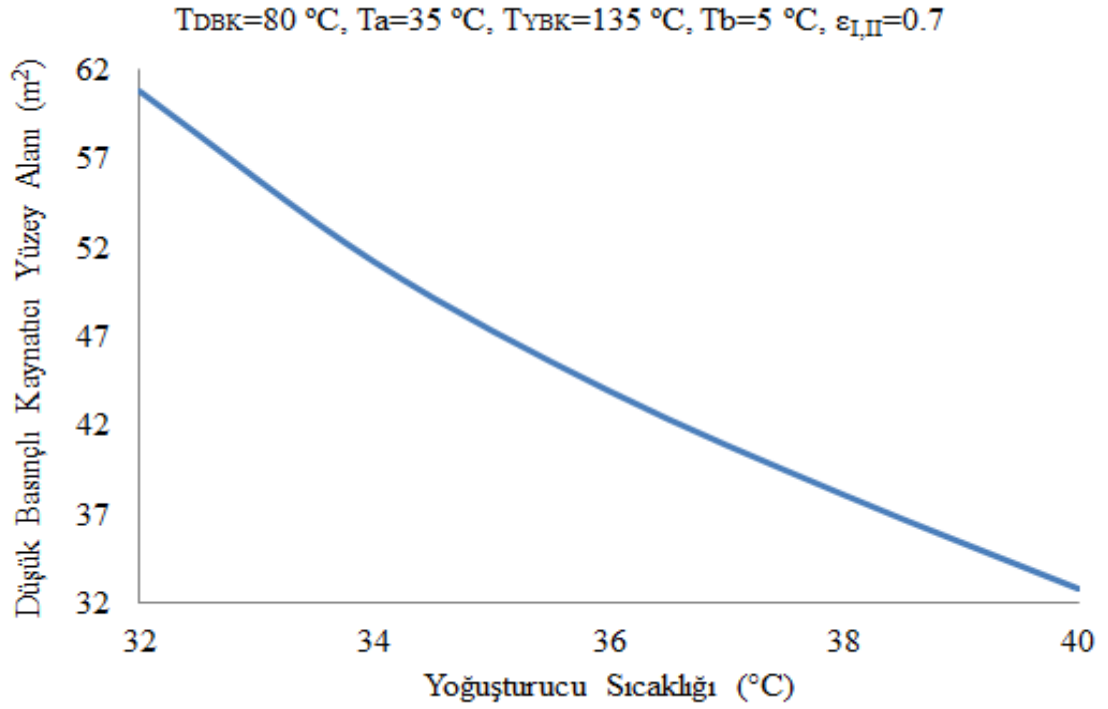


**Şekil 4.56.** Bir ve İki Numaralı Isı Eşanjörlerinin Yüzey Alanı Değişimi



**Şekil 4.57.** Yüksek Basıncılı Kaynatıcının Yüzey Alanı Değişimi

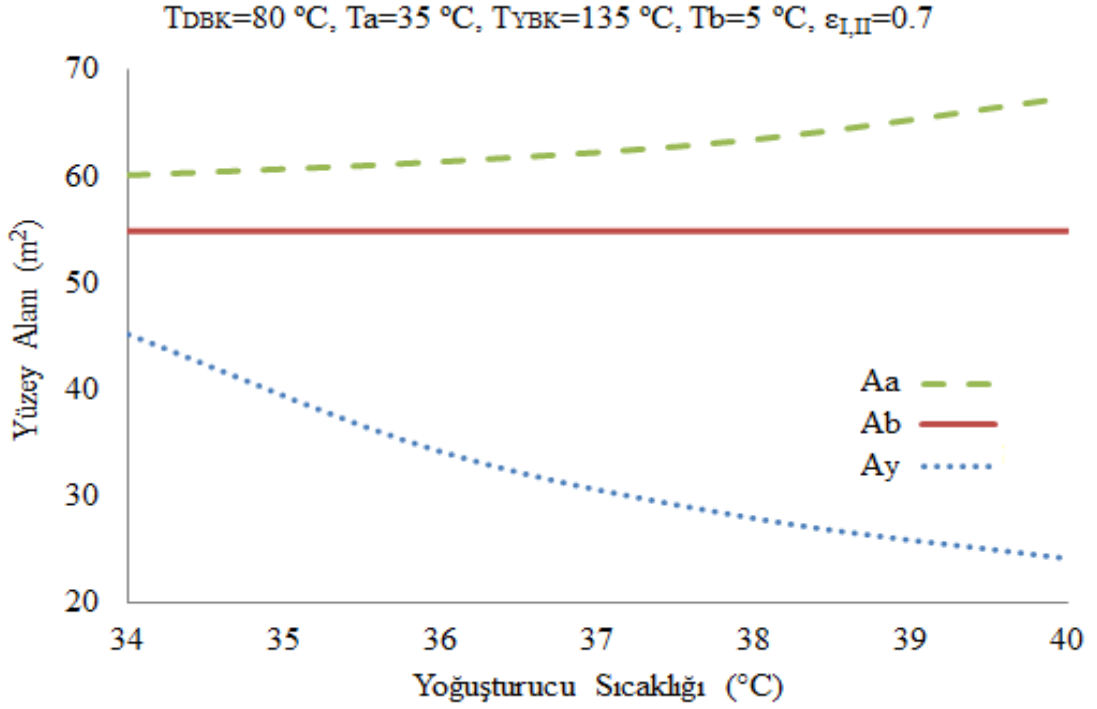




**Şekil 4.58.** Düşük Basıncılı Kaynatıcının Yüzey Alanı Değişimi

Şekil 4.59 üzerinde yoğuşturucu sıcaklığına bağlı olarak absorber, buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya ait yüzey alanlarındaki değişim gösterilmiştir. Buharlaştırıcıya ait yüzey alanının önceki şekillerde sabit çıkmasına neden olan sebepler bu şekil içinde geçerlidir. Yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla birlikte absorber boyutları üzerinde biraz artış görülmektedir. Bu artış miktarı tüm şekil için yaklaşık % 14 seviyesindedir. Yoğuşturucu için ise durum biraz farklıdır. Yüksek basınçlı yoğuşturucu ve düşük basınçlı kaynatıcı yüzey alanları kendi sıcaklıklarına bağlı olarak artmıştır. Yoğuşturucunun yüzey alanı ise kendi sıcaklığına bağlı olarak azalmaktadır. Bu durum sıcaklığa bağlı ısı transfer oranı artışının kapasite artışından fazla olmasına bağlıdır.

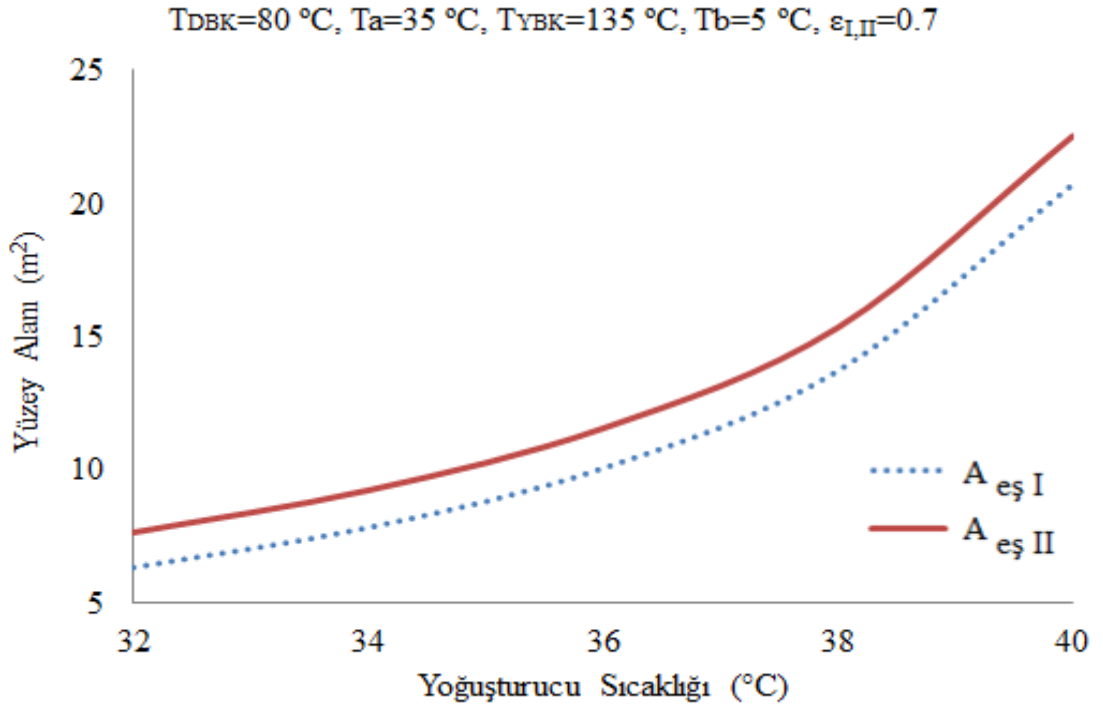
Şekil 4.60 üzerinde bir ve iki numaralı eşanjörlerin yoğuşturucu sıcaklığına bağlı boyutlarındaki değişim gösterilmiştir. Eşanjör yüzey alanları yoğuşturucu sıcaklığının 8 °C artmasıyla yaklaşık dört kat artış göstermiştir. Özellikle 38 °C den sonra artma oranında artış görülmektedir. Her iki eşanjörün yüzey alanlarındaki değişim birbirine paralel olmaktadır.



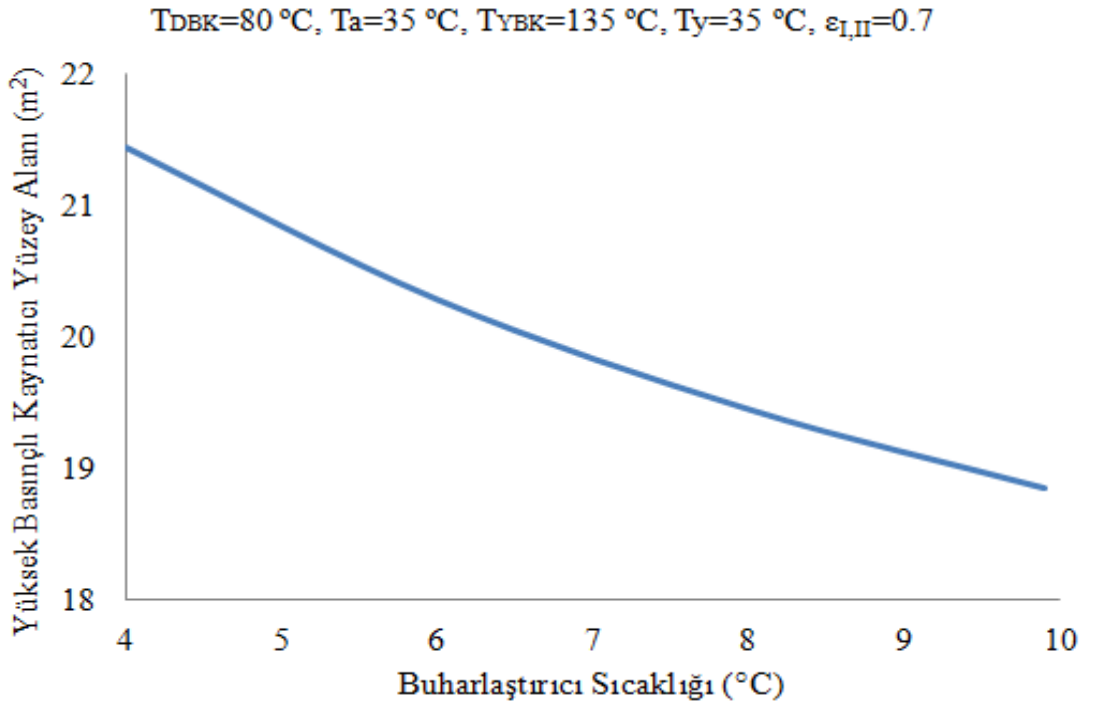
**Şekil 4.59.** Absorber, Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucunun Yoğuşturucu Sıcaklığına Bağlı Yüzey Alanı Değişimi

Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak YBK'ya ait yüzey alanındaki değişim Şekil 4.61 üzerinde gösterilmiştir. Şekil üzerinden anlaşılacağı gibi buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla YBK'ya ait yüzey alanında düşüş görülmektedir. Bu durum buharlaştırıcı sıcaklığının artmasına bağlı olarak YBK'ya ait ısı kapasitenin azalması ile açıklanabilir. Isıl kapasite azaldığı için ısı transferi için gerekli yüzey alanı da azalmaktadır. Şekil 4.62 üzerinde değişimi görülen DBK'ya ait yüzey alanı YBK'ya benzer bir eğilim göstermektedir. Her iki sistem elemanının da buharlaştırıcı sıcaklığına verdikleri tepki aynıdır. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla DBK'ya ait ısı kapasite azalmaktadır. Bu durum yüzey alanında düşüş olarak analizlere yansımaktadır.

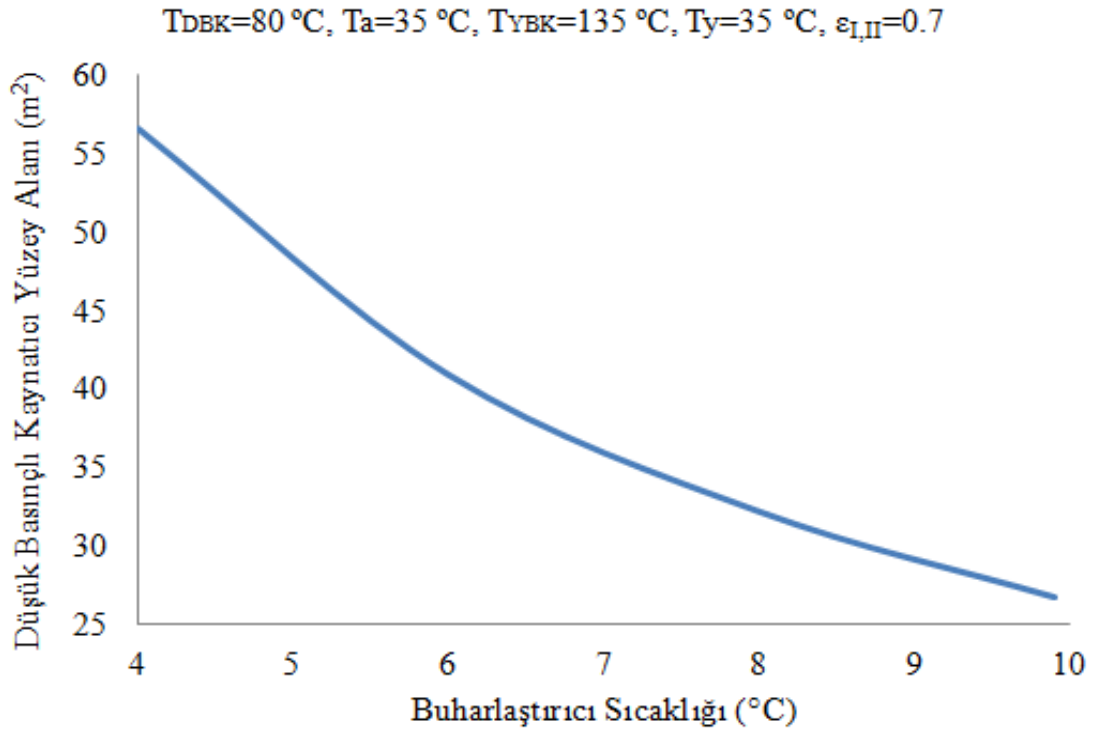
Şekil 4.63 üzerinde buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak üç ayrı elemanın yüzey alanı değişimi gösterilmiştir. Yoğuşturucu ve absorberdeki azalma son derece az iken buharlaştırıcıda artış olmuştur. Bu artışta yapılan analizde buharlaştırıcı kapasitesi ve çevre sıcaklığının sabit tutulması etkilidir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla sıcaklık farkı azaldığı için sabit ısı yükü transferi için gerekli yüzey alanı da artmaktadır.



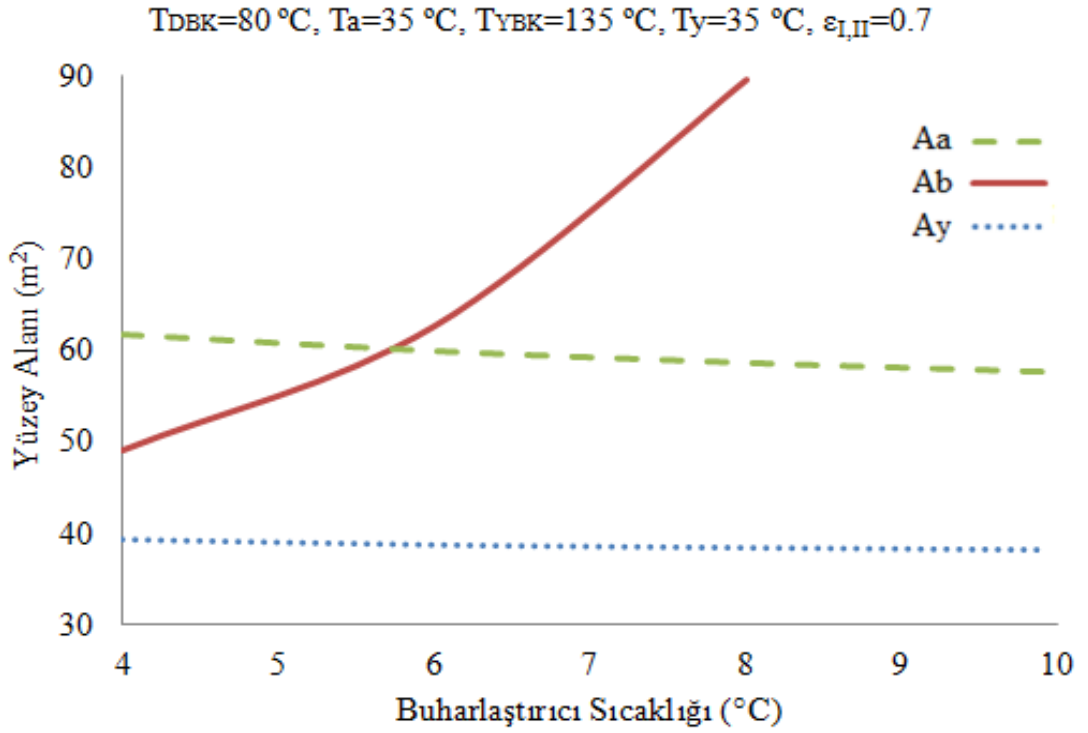
**Şekil 4.60.** Bir ve İki Numaralı Isı Eşanjörlerinin Yüzey Alanı Değişimi



**Şekil 4.61.** Yüksek Basıncılı Kaynatıcının Yüzey Alanı Değişimi



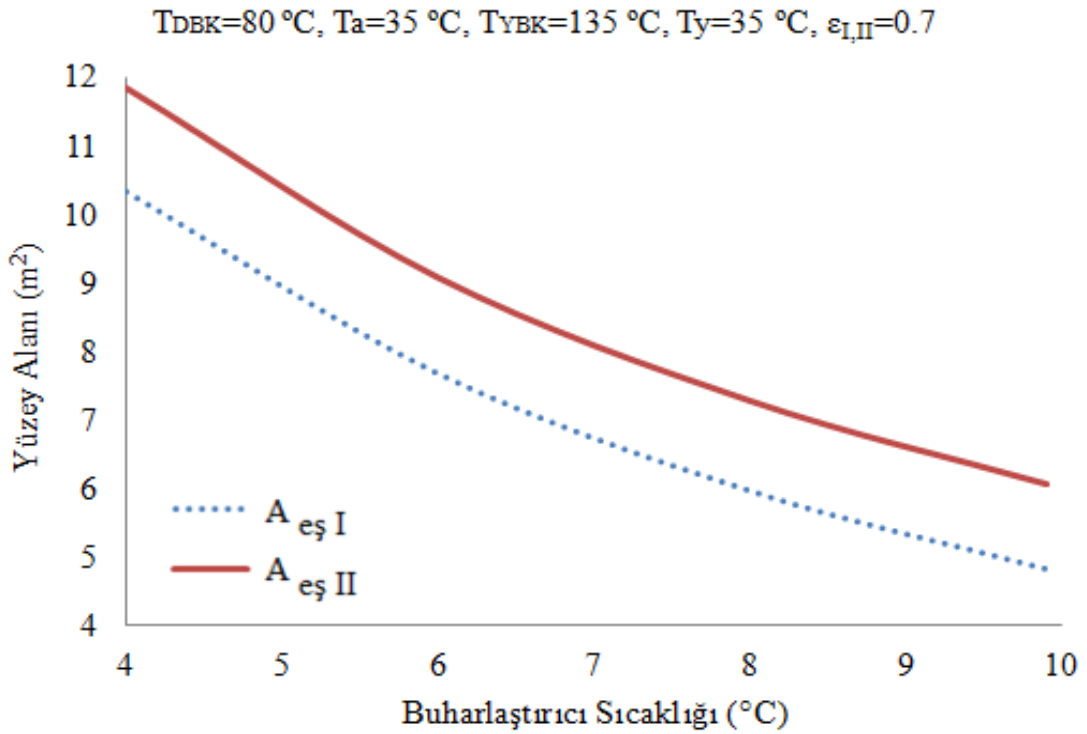
**Şekil 4.62.** Düşük Basıncılı Kaynatıcının Yüzey Alanı Değişimi



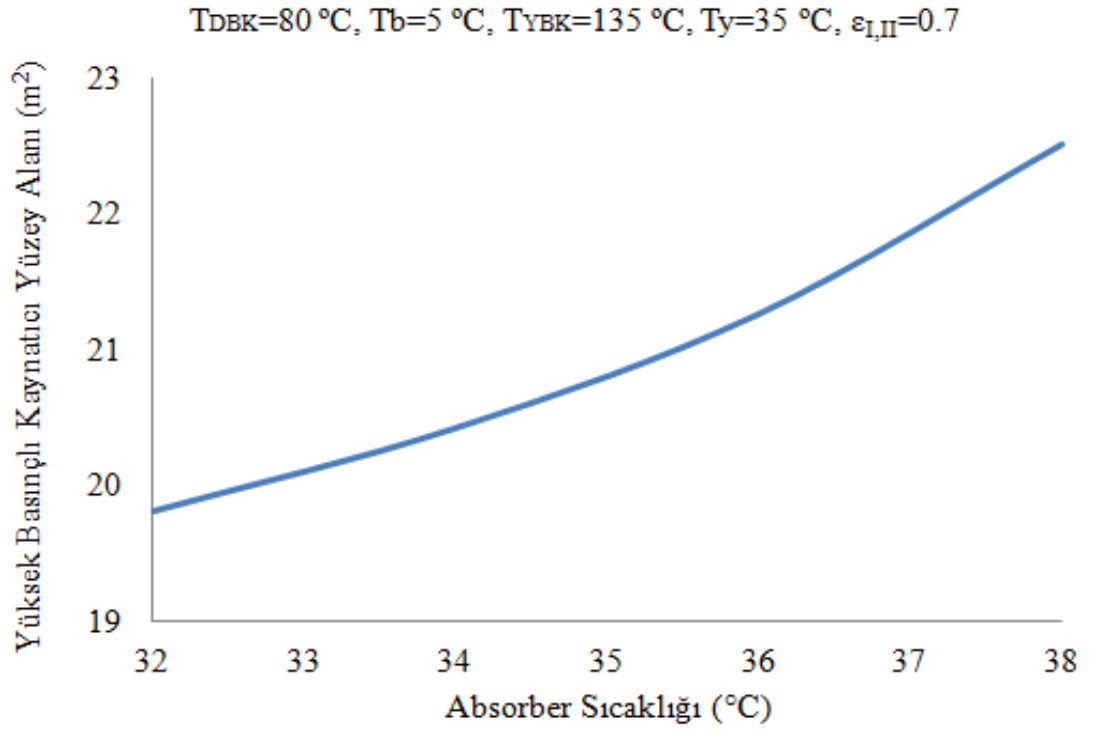
**Şekil 4.63.** Absorber, Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucunun Yüzey Alanı Değişimi

Şekil 4.64 üzerinde gösterilen eşanjör kapasitesindeki azalma yukarıda bahsedilen geçerli sebeple ya da başka bir deyişle buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı sistem veriminin artmasıyla açıklanabilir.

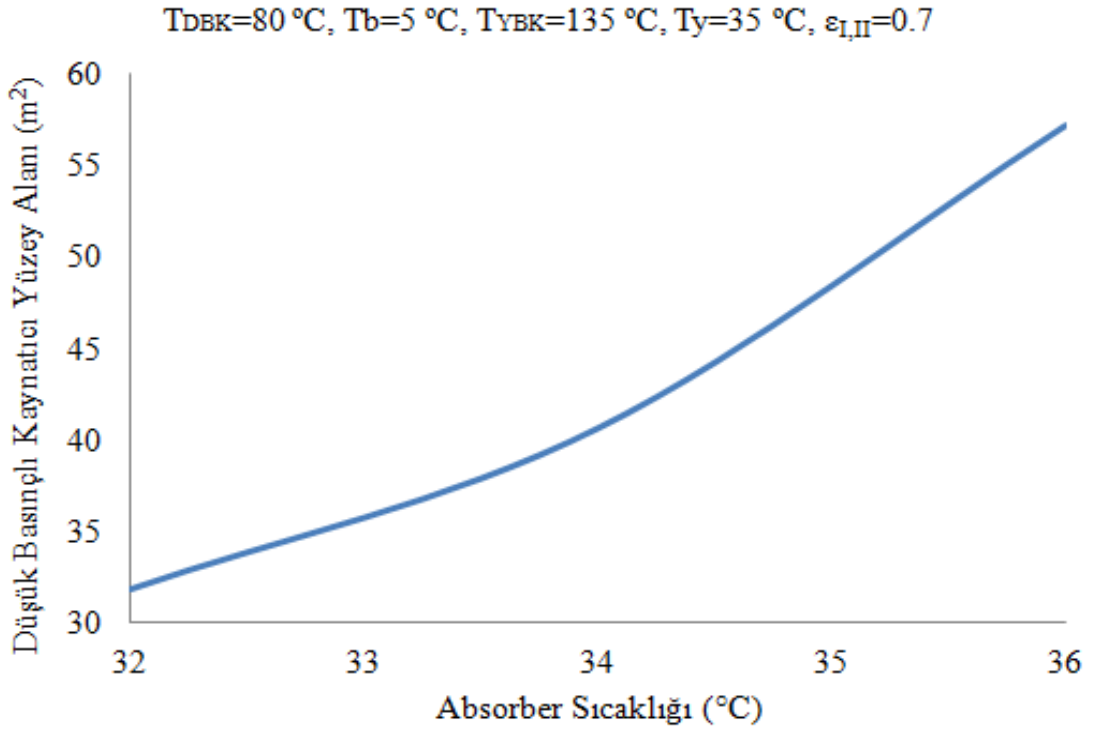
Absorber çalışma sıcaklığına bağlı olarak sistem elemanlarına yüzey alanı değişimleri Şekil 4.65-4.68 üzerinde verilmiştir. Daha önce verilen şekillerde yoğuşturucu sıcaklığına bağlı olarak sistem elemanlarına ait yüzey alanlarının nasıl değiştiği açıklanmıştır. Absorber ve yoğuşturucu sistemde ısı atan elemanlar olduğu için değişim miktarları farklı olmakla beraber absorber sıcaklığına ve yoğuşturucu sıcaklığına bağlı grafikler karşılaştırıldığında grafiklerin benzer davranışlar gösterdiği görülür. Bu genelleme sadece DBK için geçerli değildir. Yoğuşturucuyla DBK ortak bağlantıya sahip olduğu için yoğuşturucu çalışma sıcaklığından DBK değerleri direk olarak etkilenmekle beraber absorber sıcaklığından dolaylı olarak etkilenir.



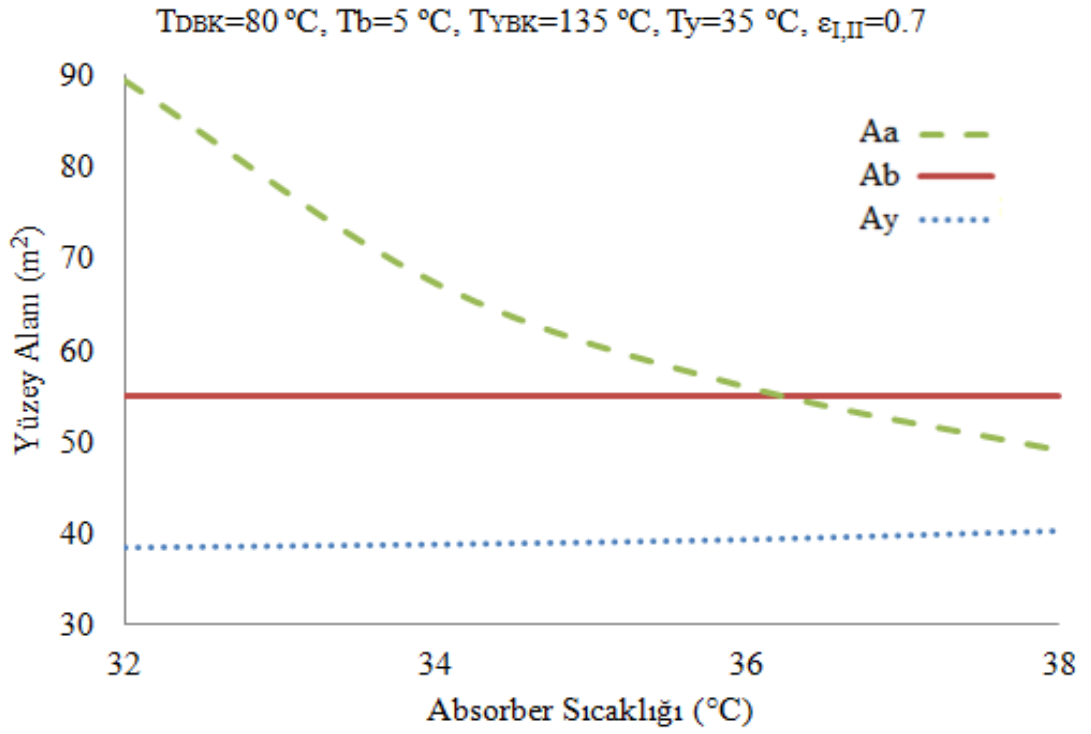
**Şekil 4.64.** Bir ve İki Numaralı Isı Eşanjörlerinin Yüzey Alanı Değişimi



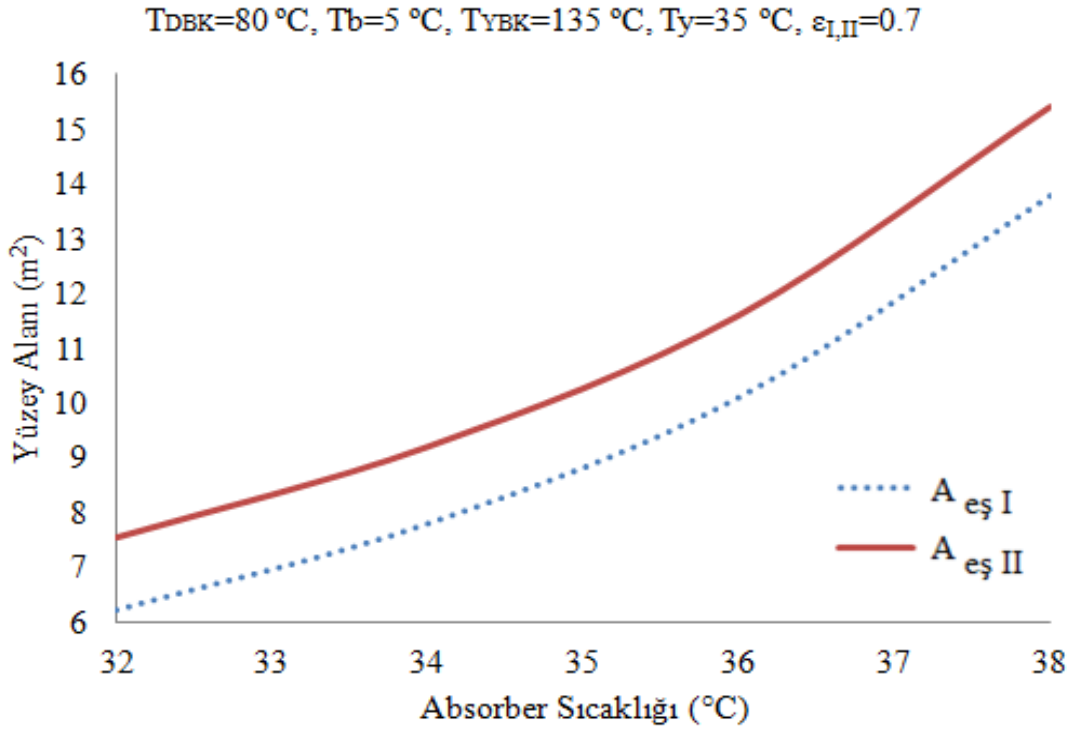
**Şekil 4.65.** Yüksek Basıncılı Kaynatıcının Yüzey Alanı Değişimi



**Şekil 4.66.** Düşük Basıncılı Kaynatıcının Yüzey Alanı Değişimi



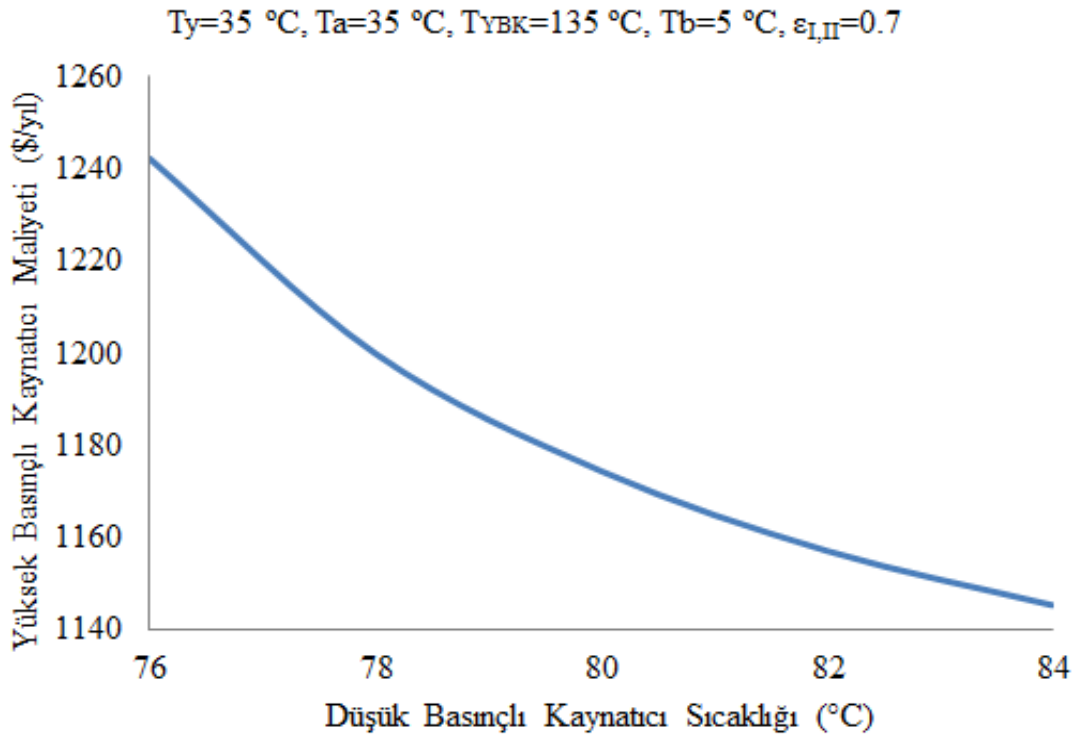
**Şekil 4.67.** Absorber, Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucunun Yüzey Alanı Değişimi



**Şekil 4.68.** Bir ve İki Numaralı Isı Eşanjörlerinin Yüzey Alanı Değişimi

Yukarıda yer alan sistem elemanlarının çalışma sıcaklıklarına bağlı yüzey alanı değişimleri ekonomi analizinde fiyat değişimleri için fikir verebilir. Çünkü hesaplamalarda yüzey alanına bağlı olarak maliyet hesaplamaları yapılmıştır. Örnek olarak DBK sıcaklığının artması kendi dışında diğer sistem elemanlarının boyutları üzerinde küçültücü etkiye sahip olduğu verilen şekillerden anlaşılmaktadır. Bundan dolayı DBK sıcaklığına bağlı olarak sistem elemanlarının maliyet değişimlerinin de benzer olması gerekmektedir.

Şekil 4.69 üzerinde DBK çalışma sıcaklığına bağlı olarak YBK içi maliyet değişimi \$/yıl cinsinden verilmiştir. Sistem elemanlarının çalışma sıcaklığına bağlı olarak diğer elmanlar için maliyet değişimi verilmeyecektir. Bunun nedenini anlamak için Şekil 4.50 de verilen DBK sıcaklığına bağlı olarak YBK'ya ait yüzey alanı değişimi ve maliyet hesabında kullanılan denklemleri değerlendirmek yeterlidir. Bu değerlendirme maliyet değişiminin yüzey alanının bir fonksiyonu olduğunu ortaya koyar. Şekil 4.69 ve Şekil 4.50 karşılaştırıldığında grafiklerin benzer davranış göstermesi bu durumu açıklamaktadır.



**Şekil 4.69.** DBK sıcaklığına bağlı YBK'ya ait yıllık maliyet değişimi



## 5. SONUÇLAR

İki kademeli soğurmalı bir sistemin enerji ve ekserji analizlerinin bir simülasyon yardımıyla yapıldığı bu çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

Enerji analizine bağlı sonuçların öncelikle verildiği çalışmada sabit bir soğutma kapasitesi için sistem elemanları içerisinde en fazla ısı kapasitesine sahip eleman absorberdir. Absorberi sırayla buharlaştırıcı, yüksek basınçlı kaynatıcı ve yoğuşturucu takip etmektedir.

Yapılan analizlerde öncelikle sistemde yer alan iki adet eriyik eşanjörünün sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Eşanjörlerin ayrı olarak çalıştırılması sonucu her bir eşanjörün tek başına sistem performansı üzerindeki etkisine bakıldığında belirlenen şartlar altında iki numaralı eriyik eşanjörünün sistem performansı üzerindeki artış etkisi % 47 iken bir numaralı eşanjörün etkisinin % 43 olduğu gözlemlenmiştir.

Yapılan diğer bir analizde yüksek basınçlı yoğuşturucunun çalışma sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Düşük basınçlı kaynatıcı ve yüksek basınçlı yoğuşturucu arasındaki etkili bir ısı transferinin sonuçlarının incelendiği analizde 83 °C çalışma sıcaklığına sahip düşük basınçlı kaynatıcıya belirlenen diğer şartlar altında gerekli enerji sağlamak için yüksek basınçlı yoğuşturucunun 3 °C bir artışla 86 °C çalışma sıcaklığına sahip olması gereklidir. Yüksek basınçlı yoğuşturucu sıcaklığı ile düşük basınçlı kaynatıcı arasındaki bu sıcaklık farkının sistem performansını % 30 oranında etkilediğinin gözlemlendiği analizde sistem içerisindeki sıcaklık kontrolünün en hassas olduğu elemanın yüksek basınçlı yoğuşturucu olduğu sonucuna varılmıştır.

Sistem elemanlarının çalışma sıcaklıklarına bağlı olarak sisteme ısı enerjisi sağlayan kaynaktan gerekli debi miktarının değişiminin gözlemlendiği diğer bir analizde düşük basınçlı kaynatıcı ve buharlaştırıcı çalışma sıcaklıklarına bağlı olarak debi miktarı azalmaktadır. Yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarıyla da artmaktadır. Yüksek basınçlı kaynatıcı sıcaklığının ise etkisi çok azdır. Ayrıca kaynak sıcaklığının artması debi değerinde düşmeye neden olmaktadır.

Başka bir analizde ise yüksek basınçlı kaynatıcı, yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarının artmasıyla soğutma tesir katsayısının düştüğü fakat düşük basınçlı kaynatıcı ve buharlaştırıcı çalışma sıcaklıklarının artmasıyla soğutma tesir katsayısının arttığı görülmüştür.

Sistemin sıcak su, su buharı ve sıcak hava desteklenmesi durumunda gerekli debi miktarlarının bir tablo üzerinde verildiği çalışmada en fazla debi ihtiyacı sıcak hava kaynaklı uygulamada en az debi ihtiyacı ise sıcak su kaynaklı uygulamada olmaktadır.

Ekserji analiz sonuçlarının değerlendirildiği çalışmada sistem elemanları içerisinde en fazla ekserji kaybı absorberde sonra ise sırayla yüksek basınçlı kaynatıcı ve buharlaştırıcıda olmaktadır.

Sistem elemanlarının çalışma sıcaklıklarına bağlı olarak yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kayıplarının incelendiği analizlerde yüksek basınçlı kaynatıcı, düşük basınçlı kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artmasıyla ekserji kayıplarında düşüş olmaktadır. Absorber ve yoğuşturucu sıcaklıklarının artması yüksek basınçlı kaynatıcıdaki ekserji kayıplarında yükselmeye neden olmaktadır.

Üç farklı ısı kaynağına bağlı olarak ısı kaynağındaki ekserji değişiminin göz önüne alındığı analizlerde ise en fazla ekserji kaybının hava kaynaklı uygulamada sonra buhar kaynaklıda olduğu görülmektedir. En az ekserji kaybı ise üç akışkan içinde su kaynaklı uygulamada oluşmaktadır.

Mevsimsel performans analizinin değerlendirildiği başka bir incelemede ise hava soğutmalı yoğuşturucu ve absorberi soğutmak için en fazla debiye Temmuz ayında ihtiyaç olduğu gözlemlenmiştir. En az debiye ise Ocak ayında ihtiyaç vardır. Sistemde yaşanan mevsimsel ekserji kayıplarında ise en fazla ekserji kaybı Ocak ayında en az ekserji kaybı ise Temmuz ayındadır.

Bu tez kapsamında yapılan çalışmanın içerdiği analizlerin sonuncusu ekonomik analize ayrılmıştır. Öncelikle boyutlandırma hesaplarının yapıldığı çalışmada en fazla gerekli yüzey alanı sırasıyla absorbere, buharlaştırıcıya ve düşük basınçlı kaynatıcıya ait çıkmıştır.

Sistem elemanlarının çalışma sıcaklıklarına bağlı olarak gerekli yzey alanlarının sistem elemanları için nasıl değiştiğinin gözlemlendiği analizlerde absorbere ait gerekli yzey alanı yzsek basınçlı kaynaticı sıcaklığından etkilenmemektedir. Ayrıca absorber boyutları yzerinde buharlaştırıcı sıcaklığının etkisinin çok az olduğunun dikkat çektiği analizlerde yzey alanı dzyzsek basınçlı kaynaticı ve kendi sıcaklığına bağlı olarak azalmakta ve yoğuşturucu sıcaklığına bağlı olarak ise artmaktadır.

Yatırım ve işletme maliyetleri açısından çıkan sonuçların bir tabloda verildiği çalışmada en fazla maliyet gerektiren sistem elemanı absorberdir. Maliyet açısından absorberi takip eden dzyzsek basınçlı kaynaticı ve buharlaştırıcıya ait sonuçlar neredeyse eşittir.



## KAYNAKLAR

- Aliane, A., Abboudi, S., Seladji, C., Guendouz, B. 2016.** An illustrated review on solar absorption cooling experimental studies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 65: 443 – 458.
- Anand, D.K., Kumar, B. 1987.** Absorption machine irreversibility using new entropy calculations, *Solar Energy*, 39 (3): 243–256.
- Anonim, 2005.** Trane Classic Absorption Series, (Son erişim tarihi: 08.08.2016) [http://www.trane.com/commercial/uploads/pdf/1037/abs-prc005-en\\_08012005.pdf](http://www.trane.com/commercial/uploads/pdf/1037/abs-prc005-en_08012005.pdf)
- Anonim, 2008a.** Application opportunities for absorption chillers, (Son erişim tarihi: 08.08.2016) [www.johnsoncontrols.com](http://www.johnsoncontrols.com)
- Anonim, 2008b.** Binalarda ısı yalıtım kuralları, Türk Standardları Enstitüsü, Ankara.
- Anonim, 2016.** (Son erişim tarihi: 11.08.2016) <http://www.mgm.gov.tr/veridegerlendirme/il-ve-ilceler-istatistik.aspx?m=BURSA>
- Aphornratana, S., Sriveerakul, T. 2007.** Experimental studies of a single-effect absorption refrigerator using aqueous lithium-bromide: Effect of operating condition to system performance, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32: 658 – 669.
- Arora, A., Kaushik, S. C. 2009,** Theoretical analysis of LiBr/H<sub>2</sub>O absorption refrigeration systems, *International Journal of Energy Research*, 33: 1321 – 1340.
- Ayrancı, E. 2011.** TR42 Doğu Marmara bölgesi yenilenebilir enerji raporu, Marka Yayınları Serisi.
- Baytaş, A. C. 1993.** Suyun termodinamik özelliklerinin bilgisayar ile hesaplanması için hızlı denklemler, *Mühendis ve Makina*, 34(400): 22 – 27.
- Chua, H. T., Toh, H. K., Malek, A., Ng, K. C. Srinivasan, K. 2000.** Improved thermodynamic property field of LiBr–H<sub>2</sub>O solution, *International Journal of Refrigeration*, 23: 412 – 429.

- Cimsit, A., Ozturk, I. T., Kincay, O. 2015.** Thermo-economic optimization of LiBr/H<sub>2</sub>O-134a compression absorption cascade refrigeration cycle, *Applied Thermal Engineering*, 76: 105 – 115.
- Farshi, L. G., Mahmoudi, S. M. S., Rosen, M. A., Yari M., Amidpour M. 2013.** Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems, *Energy Conversion and Management*, 65: 13 – 25.
- Farshi, L. G., Mahmoudi, S. M. S., Rosen, M. A. 2011.** Analysis of crystallization risk in double effect absorption refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering*, 31: 1712 – 1717.
- Gebreslassie, B. H., Medrano, M., Boer, D. 2010.** Exergy analysis of multi-effect water–LiBr absorption systems: From half to triple effect, *Renewable Energy*, 35: 1773 – 1782.
- Gogoi, T. K., Talukdar, K. 2014.** Exergy based parametric analysis of a combined reheat regenerative thermal power plant and water–LiBr vapor absorption refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, 83: 119 – 132.
- Gomri, R. 2009.** Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems, *Energy Conversion and Management*, 50: 1279 – 1287.
- Gomri, R., Hakimi, R. 2008.** Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system, *Energy Conversion and Management*, 49: 3343 – 3348.
- Herold, K.E., Radermacher, R., Klein, S.A. 1996.** Absorption Chillers and Heat Pumps. CRC Press, New York, USA
- Horuz, İ. 2013.** Absorpsiyonlu ısı yükselticisi takviyeli çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri, *11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 801 – 813.
- Horuz, İ. 2015.** Absorpsiyonlu ısı yükselticisi takviyeli çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri, *Tesisat Mühendisliği*, 146: 64 – 73.

**Iranmanesh, A., Mehrabian, M. A. 2012.** Thermodynamic modelling of a double-effect LiBr-H<sub>2</sub>O absorption refrigeration cycle, *Heat Mass Transfer*, 48: 2113 – 2123.

**Kaita, Y. 2001.** Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures, *International Journal of Refrigeration*, 24: 374 – 390.

**Karamangil, M. I., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, N. 2010.** A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14: 1969 – 1978.

**Kaushik, S. C., Arora, A. 2009.** Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water-lithium bromide absorption refrigeration systems, *International Journal Of Refrigeration*, 32: 1247 – 1258.

**Kaynaklı, O. 2008.** The first and second law analysis of a lithium bromide/water coil absorber, *Energy*, 33: 804 – 816.

**Kaynaklı, Ö., Saka, K., Kaynaklı, F. 2014.** Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Farklı Eriyiklerin Kullanılabilirliği ve Performans Değerlerinin İncelenmesi, *11. Uluslararası Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu*, 108 – 115.

**Kaynaklı, O. and Kılıç M. 2007.** Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, 48: 599 – 607,

**Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, R. 2003.** H<sub>2</sub>O – LiBr ve NH<sub>3</sub> - H<sub>2</sub>O eriyiği kullanan tek kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinin karşılaştırılması. *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5: 73 – 87.

**Kaynaklı, O., Yamankaradeniz, R. 2007.** Thermodynamic analysis of absorption refrigeration system based on entropy generation, *Current Science*, 92: 472 – 479.

**Kılıç, M., Kaynaklı, Ö., 2007.** Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system, *Energy*, 32: 1505 – 1512.

**Misra, R. D., Sahoo, P. K., Gupta, A. 2002.** Application of the exergetic cost theory to the LiBr/H<sub>2</sub>O vapour absorption system, *Energy*, 27: 1009 – 1025.

**Misra, R. D., Sahoo, P. K., Sahoo, S., Gupta, A. 2003.** Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system, *International Journal Refrigeration*, 26: 158 – 69.

**Misra, R. D., Sahoo, P. K., Gupta, A. 2005.** Thermoeconomic evaluation and optimization of a double-effect H<sub>2</sub>O/ LiBr vapour-absorption refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, 28: 331 – 343.

**Mostafavi, M., Agnew, B. 1996.** The impact of ambient temperature on lithium bromide–water absorption machine performance, *Applied Thermal Engineering*, 16: 515 – 522.

**Pastakkaya, B. 2012.** Bir konutun ısıtılması ve soğutulmasında güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemlerin kullanılması, Doktora Tezi, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Bursa.

**Pastakkaya, B., Yamankaradeniz, N., Kaynaklı, Ö., Coskun, S., Yamankaradeniz, R. 2012.** Experimental analysis of a solar absorption system with interior energy storage, *Journal of Energy in Southern Africa*, 23(2): 39 – 49.

**Patek, J., Klomfar, J. 2006.** A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr–H<sub>2</sub>O solutions from 273 to 500 K over full composition range, *International Journal of Refrigeration*, 29: 566 – 578.

**Saka, K. 2010.** Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi, Yüksek lisans Tezi, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Bursa.

**Saka, K., Yamankaradeniz, N., Kaynaklı, F., Kaynaklı, Ö. 2014a.** Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik analizlerinde kullanılan simülasyon yöntemlerinin karşılaştırılması, 2. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi, 23 – 25 Ekim 2014, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir.

**Saka, K., Yamankaradeniz, N., Kaynaklı, F., Kaynaklı, Ö. 2014b.** Absorbsiyonlu soğutma sisteminin son kullanıcı kriterlerine göre enerji ve ekserji analizi, 2. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi, 23 – 25 Ekim 2014, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir.

**Sözen, A. 2001.** Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems, *Energy Conversion and Management*, 42: 1699 – 1716.

**Sözen, A. 2003.** Effect of irreversibilities on performance of an absorption heat transformer used to increase solar pond's temperature, *Renewable Energy*, 29: 501 – 515.

**Sun, D. W. 1997.** Comparison of the performance of  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  and  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  absorption refrigeration systems, *Energy Conversion and Management*, 39(5/6): 357 – 368.

**Şencan, A., Yakut, K. A., Kalogirou, S. A. 2005.** Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems, *Renewable Energy*, 30: 645 – 657.

**Talbi, M. M., Agnew, B. 2000.** Exergy analysis an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids, *Applied Thermal Engineering*, 20: 619 – 630.

**Vasilescu, C., Hera D., Ferreira C. I. 2011.** Model for double-effect absorption refrigeration cycle, *Termotehnica*, 2: 43 – 48.

**Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coskun, S., Yamankaradeniz, R. 2013.** Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları, Dora Yayın Evi, Bursa

**Yılmaz, İ. H., Saka, K., Kaynaklı, Ö. 2016.** Influence of the Equilibrium Temperature in the Double Stage of the Absorption Refrigeration System, 8<sup>th</sup> International Ege Energy Symposium and Exhibition, 11 – 13 Mayıs, Afyonkarahisar.

**Zhu, L., Gu, J. 2010.** Second law-based thermodynamic analysis of ammonia/sodium thiocyanate absorption system, *Renewable Energy*, 35: 1940 – 1946.



## ÖZGEÇMİŞ

**Adı Soyadı** : Kenan SAKA

**Doğum Yeri ve Tarihi** : Bursa, 04.11.1982

**Yabancı Dil** : İngilizce

### Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

**Lise** : İnegöl Süper Lisesi, 2000

**Lisans** : Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2005

**Yüksek Lisans** : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 2010

**Çalıştığı Kurum** : Uludağ Üniversitesi Yenişehir İbrahim Orhan Meslek Yüksek Okulu, Öğretim Görevlisi, (2009 – Günümüz)

### Yayınlar:

**Kaynaklı, O., Saka, K., Kaynaklı, F. 2015.** Energy and Exergy Analysis of a Double Effect Absorption Refrigeration System Based on Different Heat Sources, *Energy Conversion and Management*, 106: 21 – 30.

**Kaynaklı, Ö., Saka, K., Kaynaklı, F. 2014.** Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Farklı Eriyiklerin Kullanılabilirliği ve Performans Değerlerinin İncelenmesi, 11. Uluslararası Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu, İstanbul, 108 – 115.

**Kaynaklı Ö., Saka, K., Yamankaradeniz, N. 2014.** Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Entropi Üretiminin Farklı Çalışma Şartları Altında Analizi, 11. Uluslararası Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu, İstanbul, 116 – 127.

**Saka, K., Yamankaradeniz, N., Kaynaklı, F., Kaynaklı, Ö. 2014.** Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik analizlerinde kullanılan simülasyon yöntemlerinin karşılaştırılması, 2. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi, 23 – 25 Ekim 2014, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir.

**Saka, K., Yamankaradeniz, N., Kaynaklı, F., Kaynaklı, Ö. 2014.** Absorbsiyonlu soğutma sisteminin son kullanıcı kriterlerine göre enerji ve ekserji analizi, 2. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi, 23 – 25 Ekim 2014, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir.

**Saka, K., Yamankaradeniz, N., Kaynaklı, F., Kaynaklı, Ö. 2015.** Hava Soğutmalı Çift Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Enerji Ve Ekserji Analizi, 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 1135 – 1151.

**Kaynaklı, Ö., Pastakkaya, B., Saka, K. 2015.** Güneş Enerjisinin Gizi Isı Şeklinde Soğutma Amacıyla Depolanması, Uludağ Üniversitesi 4. Bilim ve Teknoloji Haftası Etkinlikleri, Poster Sunumu, Bursa

**Özdemir E., Zafer S., Saka K., 2015.** Meslek Yüksekokulundan Mezun Olan öğrencilerin Çalışma Profilleri: Makine Programı Örneği, 4th International Vocational Schools Symposium, Yalova, 1250 – 1257.

**Saka, K. 2015.** Meslek Yüksekokullarında Uygulama Derslerinde Karşılaşılan Sorunlar, International Conference on Quality in Higher Education, Sakarya, 305-310

**Saka, K., Kaynaklı, O. 2016.** Soğutma Potansiyeli Simülasyonu (SOPOSİM), Uludağ Üniversitesi 5. Bilgilendirme ve Arge Günleri, Poster Sunumu, Bursa

**Saka K., Yılmaz H. İ., Kaynaklı O., 2016.** Investigation on Double Effect Dual-heated Absorption Refrigeration System, 12th International HVAC+R & Sanitary Technology Symposium, İstanbul, 123-129.

**Yılmaz İ. H., Saka K., Kaynaklı Ö., 2016.** Influence of the Equilibrium Temperature in the Double Stage of the Absorption Refrigeration System, 8th International Ege Energy Symposium and Exhibition, Afyonkarahisar