

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

DOKTORA TEZİ

**GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ABSORBSİYONLU VE BUHAR
SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN
TERMODİNAMİK PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ**

CENKER AKTEMUR

KOCAELİ 2023

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ABSORBSİYONLU VE BUHAR
SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN
TERMODİNAMİK PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ

CENKER AKTEMUR

Prof.Dr. İlhan Tekin ÖZTÜRK
Danışman, Kocaeli Üniv.

.....

Prof. Dr. Hasan KARABAY
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.

.....

Prof.Dr. Oğuzhan İLGEN
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.

.....

Prof.Dr. Hakan DEMİR
Jüri Üyesi, Yıldız Teknik Üniv.

.....

Prof.Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ
Jüri Üyesi, Yıldız Teknik Üniv.

.....

Tezin Savunulduğu Tarih: 26.01.2023

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ

Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez/proje çalışmada,

- Bu tezin/projenin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu,
- Çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı,
- Bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğim ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi,
- Bu çalışmanın Kocaeli Üniversitesi'nin abone olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Fen Bilimleri Enstitüsü'nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun olduğunu,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Tezin/Projenin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez/proje çalışması olarak sunmadığımı,

beyan ederim.

☒ Bu tez/proje çalışmasının herhangi bir aşaması hiçbir kurum/kuruluş tarafından maddi/alt yapı desteği ile desteklenmemiştir.

☐ Bu tez/proje çalışması kapsamında üretilen veri ve bilgiler tarafından no'lu proje kapsamında maddi/alt yapı desteği alınarak gerçekleştirilmiştir.

Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

Cenker AKTEMUR

YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI

Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından onaylanan lisansüstü tezimin/projemin tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda belirtilen koşullarla kullanıma açma izninin Kocaeli Üniversitesi'ne verdiğimi beyan ederim. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları bende kalacak, tezimin/projemin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki makale, kitap, tebliğ, lisans, patent gibi çalışmalarda kullanımı, danışmanımın isim hakkı saklı kalmak koşuluyla ve her iki tarafın bilgisi dâhilinde bana ait olacaktır.

Tezin/projenin kendi özgün çalışmam olduğunu, başkalarının haklarını ihlal etmediğimi ve tezimin/projenin tek yetkili sahibi olduğumu beyan ve taahhüt ederim. Tezimde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederim.

Yükseköğretim kurulu tarafından yayınlanan **“Lisanüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge”** kapsamında tezim aşağıda belirtilen koşullar haricinde YÖK Ulusal Tez Merkezi/Kocaeli Üniversitesi Kütüphaneleri Açık Erişim Sisteminde erişime açılır.

- ☐ Enstitü yönetim kurulu kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 2 yıl ertelenmiştir.
- ☐ Enstitü yönetim kurulu gerekçeli kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 6 ay ertelenmiştir.
- ☒ Tezim/projem ile ilgili gizlilik kararı verilmemiştir.

. Cenker AKTEMUR

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında düşük sıcaklıklara soğutma yapabilen güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma çevriminin termodinamik performansının iyileştirilmesi ve termoekonomik optimizasyon üzerine odaklanılmıştır.

Tez çalışmam boyunca bana güvenen, yüreklendiren, çalışmalarına yön veren ve desteğini bir an olsun esirgemeyen, kıymetli danışmanım sayın Prof.Dr.İlhan Tekin ÖZTÜRK'e; tüm değerli fikir, katkı, destek ve yönlendirmeleri için doktora tez izleme komite üyelerimden sayın Prof.Dr.Oğuzhan İlgen'e ve Prof.Dr.Hasan Karabay'a; doktora eğitimime başlamam konusunda bana manevi yönde desteklerini esirgemeyen sayın Prof.Dr.Fadime SERTÇELİK'e ve eşi sayın Prof.Dr.İbrahim SERTÇELİK'e teşekkür ederim.

Akademik hayatım boyunca bana vermiş olduğu maddi ve manevi desteklerden dolayı çok değer verdiğim ablam eczacı Bahar İNAL OLCAY'a; hayatın her aşamasında olduğu gibi akademik yolculuğumda da desteklerini esirgemeyen canım annem Ayten AKTEMUR'a ve canım babam Tuncay AKTEMUR'a; “Yenilenebilir Enerji ve Enerji Depolama” öncelikli alanında tamamlamış olduğum doktora tezim süresince maddi destek sağlayan 100/2000 YÖK Doktora Projesine teşekkür ederim.

Ocak – 2023

Cenker AKTEMUR

İÇİNDEKİLER

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ	i
YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
TABLolar DİZİNİ.....	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xvii
ÖZET	xix
ABSTRACT	xx
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI VE BU TEZ ÇALIŞMASI KAPSAMINDA YAPILACAKLAR	3
2.1. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimleri Üzerinde Yapılan Çalışmalar.....	3
2.2. Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimleri Üzerinde Yapılan Çalışmalar	7
2.3. Absorbsiyonlu ve Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sistemleri Üzerinde Yapılan Çalışmalar.....	12
2.4. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimleri Üzerinde Yapılan Çalışmalar	16
2.5. Bu Tez Çalışması Kapsamında Yapılması Planlanan Çalışmalar	36
3. TERMODİNAMİK ANALİZLERDE KULLANILAN YÖNTEMLER.....	40
3.1. Kütle Dengesi (Kütle Korunumu).....	40
3.2. Enerji Dengesi (Enerjinin Korunumu).....	40
3.3. Momentum Dengesi (Momentumun Korunumu)	41
3.4. Termodinamiğin İkinci Yasası.....	41
3.4.1. Ekserji Dengesi.....	42
4. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ	45
4.1. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Bileşenleri	46
4.2. Kristalleşme Riski.....	48
4.3. ASPEN Plus Yazılımının Bu Çalışma Kapsamında Kullanımı	51
4.4. Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin ASPEN Plus Modeli	53
4.5. Tek etkili Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminde Yapılan Kabuller.....	56
4.6. Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Termodinamik Modeli	57
4.6.1. Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Enerji Modeli	57
4.6.2. Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Ekserji Modeli	63
4.7. Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Termodinamik Analiz Sonuçları	65
4.7.1. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Enerji Analizi Sonuçları	66
4.7.2. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Ekserji Analiz Sonuçları.....	75
4.7.3. Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Literatürdeki Çalışmalar ile Karşılaştırılması.....	82
4.7.4. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Nihai Analiz Sonuçları	85
5. BUHAR SIKIŞTIRMALI MEKANİK SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ	87
5.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminde Kullanılacak Soğutucu Akışkanların Araştırılması.....	87
5.2. Klasik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimlerinin Genel Tanıtımı.....	90

5.3. Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimlerinin Genel Tanıtımı.....	91
5.4. İncelenen Soğutma Çevrimleri İçin Yapılan Kabuller	96
5.5. Klasik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi.....	98
5.5.1. Klasik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Enerji Modeli.....	98
5.5.2. Klasik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Ekserji Modeli	101
5.6. Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi.....	102
5.6.1. Ejektör Modeli	102
5.6.1.1. Tahrik Lülesi.....	103
5.6.1.2. Emme Lülesi.....	104
5.6.1.3. Sabit Alan Karışım Odası.....	106
5.6.1.4. Yayıcı (Difüzör).....	108
5.6.2. Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Enerji Modeli	109
5.6.3. Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Ekserji Modeli	113
5.6.4. Nanopartikül Katkılı Soğutucu Akışkan İçeren Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Termodinamik Modeli.....	116
5.7. Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimlerinin Termodinamik Analiz Sonuçları.....	119
5.7.1. Ejektör İlaveli ve Ejektör İlavesiz Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimlerinin Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları	121
5.7.2. Kaskad Soğutma Sisteminin Buhar Sıkıştırılmalı Alt Çevrimlerinin Enerji Analizi Sonuçları	131
5.7.3. Kaskad Soğutma Sisteminin Buhar Sıkıştırılmalı Alt Çevrimlerinin Ekserji Analizi Sonuçları	138
5.7.4. Kaskad Soğutma Sisteminin Nanopartikül Katkılı Soğutucu Akışkan Kullanılan Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Enerji Analizi Sonuçları	151
5.7.5. Kaskad Soğutma Sisteminin Nanopartikül Katkılı Soğutucu Akışkan Kullanılan Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Ekserji Analizi Sonuçları.....	159
5.7.6. Kaskad Soğutma Sisteminin Nanoparçacık Katkılı Soğutucu Akışkan Kullanan Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Literatürdeki Çalışmalar ile Termodinamik Açından Kıyaslanması.....	174
5.7.7. Tüm Çevrim Tiplerinde Elde Edilen Nihai Sonuçların Değerlendirilmesi	177
6. ABSORBSİYONLU VE BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA SİSTEMLERİ	179
6.1. Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi.....	181
6.1.1. Kaskad Soğutma Sisteminin Enerji Modeli.....	181
6.1.2. Kaskad Soğutma Sisteminin Ekserji Modeli	184
6.2. Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi Sonuçları	187

6.2.1. Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sisteminin Enerji Analizi Sonuçları	188
6.2.2. Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi Sonuçları.....	191
6.2.3. Oluşturulan Kaskad Soğutma Sisteminin Literatürdeki Çalışmalar ile Termodinamik Açından Karşılaştırılması.....	196
6.2.4. Oluşturulan Kaskad Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizinden Elde Edilen Nihai Sonuçların Değerlendirilmesi	199
7. GÜNEŞ ENERJİSİ TEKNOLOJİSİNİN KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNDE KULLANIMI.....	200
7.1. Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Çevrimleri	200
7.1.1. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimleri	201
7.1.1.1. Düz Plakalı Güneş Toplayıcısı.....	201
7.1.1.2. Isı Borulu Vakum Tüplü Güneş Toplayıcıları.....	202
7.1.2. Güneş Enerjisi Destekli Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Çevrimleri	203
7.1.2.1. Şebekeye Bağlı Fotovoltaik Sistemler.....	204
7.1.2.2. Şebekeden Bağımsız Fotovoltaik Sistemler.....	205
7.2. Analizde Kullanılacak Şehirlerin İklim Verileri.....	206
7.3. Güneş Enerjisi Destekli Kaskad Soğutma Sistemi	209
7.3.1. Güneş Toplayıcısının Enerji ve Ekserji Modeli.....	211
7.3.2. Fotovoltaik Panellerin Enerji ve Ekserji Modeli	213
7.3.3. Enerji Depolama Tankının ve Yardımcı Isıtıcının Enerji ve Ekserji Modeli.....	216
7.3.3.1. Enerji Depolama Tankının Enerji ve Ekserji Modeli.....	216
7.3.3.2. Yardımcı Isıtıcının Enerji ve Ekserji Modeli.....	220
7.4. Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sisteminde Güneş Enerjisi Kullanılması Durumunda Sistemin Termodinamik Analizi Sonuçları.....	223
7.4.1. Fotovoltaik Panellerin Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları.....	223
7.4.2. Vakum Tüplü Güneş Toplayıcıların, Enerji Depolama Tankının ve Yardımcı Isıtıcının Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları	230
8. KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU	244
8.1. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sisteminin Eksergoekonomik Modellenmesi	244
8.2. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sistemini Oluşturan Tüm Ekipmanların Satın Alma Maliyet Fonksiyonları ve Geri Ödeme Süresi	246
8.3. Termoekonomik Analiz İçin Özgül Ekserji Maliyeti Yönteminin Uygulanması	250
8.4. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sisteminin Termoekonomik Analizi ve Optimizasyonu	259
8.4.1. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sisteminin Geri Ödeme Süresinin Tespiti	260

8.4.2. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sisteminin Termoeconomik Analizi ve Optimizasyon Sonuçları.....	263
9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	272
KAYNAKLAR.....	276
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER.....	301
ÖZGEÇMİŞ.....	303



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 4.1.	Tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi.....	47
Şekil 4.2.	Aspen yazılımı için hazırlanmış tek etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi.....	54
Şekil 4.3.	Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin kaynatıcı ısıl kapasitesinin değişimi.....	66
Şekil 4.4.	Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısının değişimi.....	67
Şekil 4.5.	Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin dolaşım oranının değişimi.....	68
Şekil 4.6.	Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin kaynatıcı ısıl kapasitesinin değişimi.....	69
Şekil 4.7.	Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısının değişimi.....	70
Şekil 4.8.	Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin dolaşım oranının değişimi.....	71
Şekil 4.9.	Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin kaynatıcı ısıl kapasitesinin değişimi.....	72
Şekil 4.10.	Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısının değişimi.....	73
Şekil 4.11.	Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin dolaşım oranının değişimi.....	74
Şekil 4.12.	Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin toplam ekserji yıkımının değişimi.....	75
Şekil 4.13.	Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin ekserji veriminin değişimi.....	76
Şekil 4.14.	Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin toplam ekserji yıkımının değişimi.....	77
Şekil 4.15.	Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin ekserji veriminin değişimi.....	78
Şekil 4.16.	Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin toplam ekserji yıkımının değişimi.....	79
Şekil 4.17.	Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin ekserji veriminin değişimi.....	80
Şekil 5.1.	Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimi.....	90
Şekil 5.2.	Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimine ait lnP-h diyagramı.....	91
Şekil 5.3.	Ejektör genleştircili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi.....	94
Şekil 5.4.	Ejektör genleştircili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ait lnP-h diyagramı.....	94
Şekil 5.5.	Çift fazlı sabit alanda karışım teorisine sahip ejektör modeli.....	95
Şekil 5.6.	Ejektör genleştircili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ait hesaplama modeli akış diyagramı.....	115
Şekil 5.7.	Klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile STK değerinin değişimi.....	122
Şekil 5.8.	Klasik ejektör genleştircili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile STK değerinin değişimi.....	123

Şekil 5.9.	Klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin STK açısından buharlaştırıcı sıcaklığı ile iyileşme potansiyeli	124
Şekil 5.10.	Klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile toplam ekserji yıkımının değişimi	125
Şekil 5.11.	Klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile toplam ekserji yıkımının değişimi.....	126
Şekil 5.12.	Klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin toplam ekserji yıkımı açısından buharlaştırıcı sıcaklığı ile iyileşme potansiyeli.....	127
Şekil 5.13.	Klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile ekserji veriminin değişimi	128
Şekil 5.14.	Klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile ekserji veriminin değişimi	129
Şekil 5.15.	Klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin ekserji verimi açısından buharlaştırıcı sıcaklığı ile iyileşme potansiyeli.....	130
Şekil 5.16.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	132
Şekil 5.17.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	133
Şekil 5.18.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile iyileşme	134
Şekil 5.19.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	135
Şekil 5.20.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	136
Şekil 5.21.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	137
Şekil 5.22.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	138
Şekil 5.23.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	139
Şekil 5.24.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	140

Şekil 5.25.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırılmalı kısmına ait toplam ekserji yıkım değerlerinin yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	141
Şekil 5.26.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilaveli buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.....	142
Şekil 5.27.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile iyileşme potansiyeli	143
Şekil 5.28.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine ait ekserji verim değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.....	144
Şekil 5.29.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine ait ekserji verim değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.....	145
Şekil 5.30.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile iyileşme potansiyeli	146
Şekil 5.31.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine ait ekserji verim değerlerinin yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.....	147
Şekil 5.32.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine ait ekserji verim değerlerinin yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.....	148
Şekil 5.33.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine ait ekserji verim değerlerinin yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile iyileşme potansiyeli	149
Şekil 5.34.	R152a kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi için ekserji akış diyagramı.....	150
Şekil 5.35.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R1270 soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin STK üzerindeki etkisi	152
Şekil 5.36.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R290 soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin STK üzerindeki etkisi	153
Şekil 5.37.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R152a soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin STK üzerindeki etkisi	154
Şekil 5.38.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R134a soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin STK üzerindeki etkisi	155
Şekil 5.39.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R1234yf soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin STK üzerindeki etkisi	156
Şekil 5.40.	Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile STK açısından karşılaştırılması	157

Şekil 5.41.	Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile STK açısından karşılaştırılması	158
Şekil 5.42.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R1270 soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi	159
Şekil 5.43.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R290 soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi	160
Şekil 5.44.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R152a soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi	161
Şekil 5.45.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R134a soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi	162
Şekil 5.46.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R1234yf soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi	163
Şekil 5.47.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R1270 soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin ekserji verim değeri üzerindeki etkisi	164
Şekil 5.48.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R290 soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin ekserji verim değeri üzerindeki etkisi.....	165
Şekil 5.49.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R152a soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin ekserji verim değeri üzerindeki etkisi	166
Şekil 5.50.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R134a soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin ekserji verim değeri üzerindeki etkisi	167
Şekil 5.51.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R1234yf soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin ekserji verim değeri üzerindeki etkisi	168
Şekil 5.52.	Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile toplam ekserji yıkımı açısından karşılaştırılması.....	169
Şekil 5.53.	Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile ekserji verim değeri açısından karşılaştırılması	170

Şekil 5.54.	Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen yoğunlaştırucu sıcaklığı ile toplam ekserji yıkımı açısından karşılaştırılması.....	171
Şekil 5.55.	Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen yoğunlaştırucu sıcaklığı ile ekserji verim değeri açısından karşılaştırılması	172
Şekil 5.56.	Kaskad soğutma sisteminin nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi için ekserji akış diyagramı.....	174
Şekil 6.1.	Absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin şematik olarak gösterimi	180
Şekil 6.2.	Kaskad soğutma sisteminde kaynatıcı için gerekli olan ısı yükün kaynatıcı sıcaklığı ile değişimi	189
Şekil 6.3.	Kaynatıcı sıcaklığı ile kaskad soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısının değerinin değişimi	190
Şekil 6.4.	Kaynatıcı sıcaklığı ile kaskad soğutma sisteminin toplam ekserji yıkım değerinin değişimi.....	191
Şekil 6.5.	Kaskad soğutma sisteminin kaynatıcı sıcaklığı ile ekserji verim değerinin değişimi	192
Şekil 6.6.	Oluşturulan kaskad soğutma sisteminin ekserji akış diyagramı.....	194
Şekil 6.7.	LiBr+H ₂ O/R152a ve LiBr+LiCl+H ₂ O/R152a+Cu kullanan kaskad soğutma sistemlerinin enerji parametrelerinin kıyaslanması	195
Şekil 6.8.	LiBr+H ₂ O/R152a ve LiBr+LiCl+H ₂ O/R152a+Cu kullanan kaskad soğutma sistemlerinin ekserji parametrelerinin kıyaslanması.....	196
Şekil 7.1.	Düz plakalı güneş toplayıcısının şematik olarak gösterimi.....	202
Şekil 7.2.	Isı borulu vakum tüplü güneş enerjisi toplayıcısı.....	203
Şekil 7.3.	Tipik şebekeye bağımlı bir fotovoltaik sistem	204
Şekil 7.4.	Tipik şebekeden bağımsız bir fotovoltaik sistem	205
Şekil 7.5.	Seçilen şehirlerin ortalama anlık güneş ışıınım değerlerinin aylık ortalama değişimi	206
Şekil 7.6.	Seçilen şehirlerin ortalama rüzgar hızı değerlerinin aylık ortalama değişimi	207
Şekil 7.7.	Seçilen şehirlerin ortalama hava sıcaklık değerlerinin aylık ortalama değişimi	208
Şekil 7.8.	Güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin şematik gösterimi	210
Şekil 7.9.	Güneş enerjisi kullanan, depolayan ve yardımcı kazan kullanan bir kaynatıcının şematik diyagramı	217
Şekil 7.10.	Seçilen şehirlerde fotovoltaik panellerin hücre sıcaklığının aylık ortalama değişimi	224
Şekil 7.11.	Seçilen şehirlerde fotovoltaik panellerin elektrik verimlerinin aylık ortalama değişimi	225
Şekil 7.12.	Seçilen şehirlerde her bir fotovoltaik panelden üretilen elektrik enerjisinin aylık ortalama değişimi	226
Şekil 7.13.	Seçilen şehirlerde kurulacak fotovoltaik panel alanlarının aylık ortalama değişimi	227
Şekil 7.14.	Seçilen şehirlerde fotovoltaik panellerin elektriksel ekserji verimlerinin aylık ortalama değişimi	228

Şekil 7.15.	Seçilen şehirlerde gerekli fotovoltaiik panel alanlarının ekserji yıkım değerlerinin aylık ortalama değişimi.....	229
Şekil 7.16.	Seçilen şehirlerde vakum tüplü güneş toplayıcılarının ısı verim değerlerinin aylık ortalama değişimi.....	230
Şekil 7.17.	Seçilen şehirlerde vakum tüplü güneş toplayıcıların ekserji verim değerlerinin aylık ortalama değişimi.....	231
Şekil 7.18.	Kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma alt çevriminde bulunan kaynatıcının ısı yükünün bir bölümünün karşılanması için gerekli olan toplayıcı alanları.....	232
Şekil 7.19.	Belirlenen güneş toplayıcı alanları için seçilen şehirlerde güneşten yararlanma oranlarının aylık ortalama değişimi.....	233
Şekil 7.20.	Seçilen şehirlerde vakum tüplü güneş toplayıcıların aylara göre ekserji yıkım değerlerinin aylık ortalama değişimi.....	234
Şekil 7.21.	Kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma alt çevriminde bulunan kaynatıcı ısı yükünün karşılanmasına destek olmak için yardımcı ısı kaynağından çekilen ısının aylık ortalama değişimi	235
Şekil 7.22.	Seçilen şehirlerde depolama tankından çıkan suyun sıcaklığının aylık ortalama değişimi	236
Şekil 7.23.	Kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma alt çevriminde bulunan kaynatıcı ısı yükünün karşılanmasına güneş enerjisi kaynaklı depolanan tanktan çekilen ısı gücün aylık ortalama değişimi	237
Şekil 7.24.	Seçilen şehirler için depolama tanklarının cidarlarından çevreye olan ısı kaybının aylık ortalama değişimi	238
Şekil 7.25.	Seçilen şehirler için depolama tanklarında meydana gelen ekserji yıkım değerlerinin aylara göre değişimi.....	239
Şekil 7.26.	Seçilen şehirler için yardımcı ısıtıcının ekserji yıkım değerlerinin aylara göre değişimi	240
Şekil 7.27.	Seçilen şehirler için güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin güneş enerjisi kaynağı esaslı STK değerlerinin aylık ortalama değişimi	241
Şekil 7.28.	Seçilen şehirler için güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin güneş enerjisi kaynağı esaslı ekserji verim değerlerinin aylık ortalama değişimi	242
Şekil 8.1.	Seçilen şehirler için kaynatıcı sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin toplam ürün maliyet akısı	263
Şekil 8.2.	Seçilen şehirler için kaynatıcı sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin eksergoekonomik faktörü	264
Şekil 8.3.	Seçilen şehirler için buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin toplam ürün maliyet akısı.....	265
Şekil 8.4.	Seçilen şehirler için buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin eksergoekonomik faktörü.....	266
Şekil 8.5.	Seçilen şehirler için eş absorber ve yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin toplam ürün maliyet akısı.....	267
Şekil 8.6.	Seçilen şehirler için eş absorber ve yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin eksergoekonomik faktörü.....	268
Şekil 8.7.	Seçilen şehirler için kaskad ısı değiştirici farkı ile değişen kaskad soğutma sisteminin toplam ürün maliyet akısı	269

Şekil 8.8. Seçilen şehirler için kaskad ısı değıştiricisinin sıcaklık farkı ile değışen kaskad soğutma sisteminin eksergoekonomik faktörü..... 270



TABLolar DİZİNİ

Tablo 4.1.	Absorbent olarak kullanılan tuzların koroziyon etkileri ve satın alma ücretleri.....	50
Tablo 4.2.	Çevrimde absorbent olarak kullanılan tuzların mol/kütle kesirleri.....	51
Tablo 4.3.	Absorbent olarak kullanılan tuz karışımlarının viskozite değerleri	51
Tablo 4.4.	Sistemde kullanılan her bir bileşenin simülasyon modeli	55
Tablo 4.5.	Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimi ile ilgili parametreler ve değerler.....	65
Tablo 4.6.	İlgili çözeltileri kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin enerji analiz sonuçlarının karşılaştırılması	81
Tablo 4.7.	İlgili çözeltileri kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin ekserji analizi sonuçlarının karşılaştırılması.....	82
Tablo 4.8.	Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin literatür ile karşılaştırmada kullanılan çalışma parametreleri ve değerleri.....	83
Tablo 4.9.	Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin aynı çalışma koşulları altında STK açısından literatürdeki çalışmalar ile kıyaslanması	84
Tablo 4.10.	Literatürdeki çalışmalar ile bu çalışmanın dolaşım oranı açısından kıyaslanması.....	85
Tablo 5.1.	Soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri	89
Tablo 5.2.	Soğutucu akışkanların çevresel ve güvenlik özellikleri	89
Tablo 5.3.	Soğutucu akışkanların satın alma maliyetleri.....	89
Tablo 5.4.	Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma çevrimi ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma alt çevrimleri için parametreler ve değerleri.....	120
Tablo 5.5.	Araştırılan kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırma ejektör ilaveli/ ilavesiz alt çevrimlerinin ve klasik buhar sıkıştırma ejektör ilaveli/ilavesiz çevrimlerinin termodinamik açıdan karşılaştırılması.....	173
Tablo 5.6.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma alt çevrimi ile literatürde analizi gerçekleştirilen R134a alt çevriminin karşılaştırılması	175
Tablo 5.7.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma alt çevrimi ile literatürde analizi gerçekleştirilen NH ₃ alt çevriminin karşılaştırılması	175
Tablo 5.8.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma alt çevrimi ile literatürde analizi gerçekleştirilen R152a alt çevriminin karşılaştırılması	176
Tablo 5.9.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma alt çevrimi ile literatürde analizi gerçekleştirilen R41-R601 klasik çift kompresörlü kaskad soğutma sistemin karşılaştırılması.....	176
Tablo 5.10.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma alt çevrimi ile literatürde analizi gerçekleştirilen R23-R404A klasik çift kompresörlü kaskad soğutma sisteminin karşılaştırılması.....	176
Tablo 6.1.	Absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma kaskad soğutma sistemi için termodinamik analizde kullanılan parametreler ve değerleri.....	188
Tablo 6.2.	Absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma kaskad soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi sonuçlarının özeti	193

Tablo 6.3.	Literatürde araştırmacılar tarafından analiz edilen kaskad soğutma sistemlerine ait çalışma koşulları	197
Tablo 6.4.	Oluşturulan kaskad soğutma sisteminin STK açısından literatürdeki çalışmalar ile kıyaslanması.....	198
Tablo 7.1.	Tipik bir ısı borulu vakum tüp güneş toplayıcıların teknik özellikleri	211
Tablo 7.2.	Tipik bir fotovoltaik panelin teknik özellikleri	213
Tablo 7.3.	Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin yıllık ortalama enerji ve ekserji analizi sonuçları.....	243
Tablo 7.4.	Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma alt çevriminde 1 kW soğutma kapasitesi için fotovoltaik panel alanları	243
Tablo 8.1.	Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan ısı değiştiricileri için logaritmik ortalama sıcaklık farkları ve alanlarının hesaplanmasına yönelik verilen denklemler	245
Tablo 8.2.	Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan ısı değiştirgeçlerine ait toplu ısı transfer katsayıları	246
Tablo 8.3.	Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan tüm ekipmanların ilgili referans yılındaki maliyet fonksiyonları.....	247
Tablo 8.4.	Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan her bir ekipmanın yakıt ekserjisi, ürün ekserjisi ve ekserji veriminin hesaplanmasına yönelik verilen bağıntılar	251
Tablo 8.5.	Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan her bir ekipmanın ekserji akımı ile ilişkilendirilen maliyet denge denklemleri ve yardımcı denklemler.....	256
Tablo 8.6.	Hem klasik ekonomik analizde hem de termoekonomik analizde kullanılan ana parametreler ve değerleri	259
Tablo 8.7.	İncelenen sistemleri oluşturan ısı değiştirgeçlerin ısı transfer alanlarının aynı şartlar altında karşılaştırılması	260
Tablo 8.8.	Oluşturulan güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sistemini ve klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemini oluşturan ekipmanların satın alma maliyetleri	261
Tablo 8.9.	İncelenen sistemleri oluşturan tüm ekipmanların toplam yatırım ve işletme maliyetleri	262
Tablo 8.10.	Oluşturulan güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin ekonomik analiz sonuçları.....	263
Tablo 8.11.	Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin başlangıç durumu ile optimizasyon yapıldıktan sonraki durumunun karşılaştırılması.....	271

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	:Alan, (m ²)
c	:Birim ekserji başına ortalama maliyeti, (\$/GJ)
$\dot{C}$	:Ekserji akımı ile ilişkilendirilen maliyet akısı, (\$/saat)
c_p	:Özgül ısı, (kJ/kg.°C)
e	:Özgül ekserji, (kJ/kg)
$\dot{E}$	:Ekserji akımı, (kW)
f	:Eksergoekonomik faktör, (%)
h	:Entalpi, (kJ/kg)
I	:Birim metrekareye düşen anlık güneş ışıınımı, (W/m ²)
i	:Faiz oranı, (%)
K	:Fotovoltaik panelin kayıp faktörü, (%)
$\dot{m}$	:Kütlesel debi, (kg/s)
P	:Basınç, (kPa)
s	:Entropi, (kJ/kg.°C)
t	:Çalışma süresi, (saat/yıl)
T	:Sıcaklık, (°C veya K)
u	:Hız, (m/s)
U	:Toplu ısı transfer katsayısı (W/m.°C)
X	:Eriyik konsantrasyonu, (%)
x	:Kuruluk derecesi
$\dot{Z}_k$	:Birim zamanda seviyelendirilmiş maliyet, (\$/saat)
$\dot{Q}$	:Isıl güç, (kW)
$\dot{W}$	:Güç, (kW)
ΔP	:Basınç Düşüşü, (kPa)
ε	:Fotovoltaik panelin yayıcılığı, (%)
ζ	:Ekserji verimi, (%)
η	:İzentropik, ısıl veya yanma verimi, (%)
ρ	:Yoğunluk, (kg/m ³)
σ	:Stefan-Boltzmann sabitini, (J/K)
φ	:Nanoparçacığın hacim oranı, (%)
ω	:Nanoparçacığın kütle oranı, (%)

Kısaltmalar

abs	:Absorber
AID	:Alt Isıl Değer
BF	:Bakım Faktörü
bk	:Buster kompresör
buh	:Buharlaştırıcı
CEPCI	:The Chemical Engineering Plant Cost Index (Kimya Mühendisliği Tesis Maliyet Endeksi)
CHE	:Chemical Exergy (Kimyasal Ekserji)
CI	:Capital Investment (Sermaye Yatırımı)
ç	:Çıkan
ÇP	:Çözeltili Pompası

D	:Destruction (Yıkım)
dg	:Doğalgaz
DO	:Dolaşım Oranı
EAO	:Ejektör Alan Oranı
EID	:Eriyik Isı Değiştiricisi
ejek	:Ejektör
el	:Emme lülesi
elek	:Elektrik
F	:Fuel (Yakıt)
FV	:Fotovoltaik
g	:Giren
GEYO	:Güneş Enerjisinden Yararlanma Oranı
GKF	:Geri Kazanım Faktörü
gök	:Gökyüzü
HNÇS	:Hücre Nominal Çalışma Sıcaklığı
k	:Çevrimden çevreye kayıp
kay	:Kaynatıcı
KE	:Kinetik Ekserji
KH	:Kontrol Hacmi
KID	:Kaskad Isı Değiştirici
komp	:Kompresör
kv	:Kısma valfi
L	:Loss (Kayıp)
LiBr	:Lityum Bromür
LiCl	:Lityum Klorür
LiNO ₃	:Lityum Nitrat
LMTD	:Logaritmik Mean Temperature Difference (Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı), (°C)
NBD	:Net Bugünkü Değer
O&M	:Operational and Maintenance (İşletme ve Bakım)
ort	:Ortalama
p	:Primary (Birincil)
P	:Product (Ürün)
PE	:Potansiyel Ekserji
PHE	:Fiziksel Ekserji
s	:Secondary (İkincil)
SA	:Soğutucu Akışkan
sba	:Sıvı-buhar ayırıcı
SPECO	:Specific Exergy Costing (Özgül Ekserji Maliyeti)
STK	:Soğutma Tesir Katsayısı
TDTS	:Toplam Depolama Tankı Sayısı
tl	:Tahrik lülesi
yard	:Yardımcı
yoğ	:Yoğuşturucu
0	:Ölü hal

GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ABSORBSİYONLU VE BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ

ÖZET

Bu tez çalışmasında düşük sıcaklıklara soğutma yapabilen ve yüksek miktarda elektrik enerjisi kullanan sadece buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerine alternatif olan güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma çevriminin termodinamik performansının iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Etkin termodinamik parametrelerin analizi sonucunda kaskad soğutma çevriminin buhar sıkıştırırmalı ve absorbsiyonlu kısmı için en performanslı nanopartikül katkılı soğutucu akışkan ve çözelti karışımı belirlenmiştir. Belirlenen çalışma akışkanları doğrultusunda her iki çevrim kaskad olarak birleştirilip sistemin farklı çalışma sıcaklıklarına göre termodinamik analizi ve termoeconomik optimizasyonu yapılmıştır. Çözelti karışımı (LiBr+LiCl/H₂O) ve nanopartikül katkılı soğutucu akışkan (R152a+%0,5 Cu) kullanılan ve önerilen kaskad soğutma sistemi ile LiBr/H₂O-R152a kullanılan klasik kaskad soğutma sistemi karşılaştırıldığında soğutma tesir katsayısı (STK), ekserji verimi ve toplam ekserji yıkımı sırasıyla %16,79, %18,58 ve %36,18 oranında iyileşmiştir. Ayrıca buharlaştırıcı sıcaklığının -40°C ile -25°C arasında değişen değerleri için R152a kullanan klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemine kıyasla önerilen kaskad soğutma sisteminde elektrik enerjisinde azalma %69,47-72,10 arasında elde edilmiştir. Daha sonra kaskad soğutma sisteminin güneş enerjisi ile ilgili termodinamik analizi Kocaeli, İzmir ve Antalya için yapılmıştır. Oluşturulan sistem için gerekli enerji depolama tankı kapasitesi, vakum tüplü toplayıcı ve fotovoltaiik panel için gerekli alan ihtiyaçlarının yanı sıra diğer termodinamik parametreler için Antalya’da kurulacak sistemde avantajlı olduğu gözlemlenmiştir. Nihai olarak sistemin termoeconomik analizi ve optimizasyonu yapılmıştır. Termoeconomik analizi ve optimizasyonu gerçekleştirebilmek için bir dizi karar değişkeni ve aralıkları belirlenmiştir. Amaç fonksiyonu olarak seçilen sistemin referans alınan duruma göre toplam minimum maliyet akısı Kocaeli için %14,84, İzmir için %14,62 ve Antalya için %14,59 azaltılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi, Güneş Enerjisi, Kaskad Soğutma Çevrimi, Termodinamik Analiz, Termoeconomik Optimizasyon.

IMPROVEMENT OF THERMODYNAMIC PERFORMANCE OF SOLAR ASSISTED ABSORPTION AND VAPOR COMPRESSION CASCADE REFRIGERATION CYCLE

ABSTRACT

In this thesis, it is aimed to improve the thermodynamic performance of solar energy assisted absorption and vapor compression cascade refrigeration cycle, which is an alternative to only vapor compression refrigeration systems that can cool to low temperatures and use high electrical energy. As a result of the analysis of effective thermodynamic parameters, the solution mixture was determined as well as the most performance nanoparticle-doped refrigerant. In line with the determined working fluids, both cycles were combined as a cascade and thermodynamic analysis of the system was carried out according to different operating temperatures. Coefficient of Performance (COP), exergy efficiency and total exergy destruction of the proposed cascade refrigeration system using the proposed solution mixture (LiBr+LiCl/H₂O) and nanoparticle-doped refrigerant (R152a+0.5%Cu) compared to the classical cascade refrigeration system using LiBr/H₂O-R152a was improved by 16.79%, 18.58% and 36.18%, respectively. In addition, a reduction in electrical energy of 69.47-72.10% was obtained in the proposed cascade refrigeration system, compared to the classical vapor compression refrigeration system using R152a for evaporator temperature values ranging from -40 to -25°C. Then, thermodynamic analysis of the cascade refrigeration system related to solar energy was carried out for Kocaeli, Izmir and Antalya. The results showed that the city of Antalya is advantageous for the energy storage tank capacity required for the system, the space requirements for the vacuum tube collector and photovoltaic panel, as well as the other thermodynamic parameters. Finally, the thermoeconomic analysis and optimization of the system was carried out. In order to perform the thermoeconomic analysis and optimization, a number of decision variables and ranges was determined. The total minimum product cost rate of the system chosen as the objective function showed a reduction of 14.84% for Kocaeli, 14.62% for Izmir and 14.59% for Antalya, compared to the base case.

Keywords: Absorption Refrigeration Cycle, Solar Energy, Cascade Refrigeration Cycle, Thermodynamic Analysis, Thermoeconomic Optimization.

1.GİRİŞ

Hızla büyüyen ve gelişen dünyada müreffeh bir yaşam düzeyi için ihtiyaç duyulan enerjinin önemi yadsınamaz bir gerçektir. Nüfus patlaması ve teknolojik gelişmeler nedeniyle dünyanın enerji talebi hızlı bir artış seyrindedir. Gelişmekte olan ülkelerin çoğunda kömürle çalışan termik santrallerden elektrik üretilmektedir. Hindistan'da olduğu gibi (Jain ve diğ., 2021), Türkiye'de elektrik üretimi için önemli bir birincil enerji kaynağı kömürdür (Esen ve diğ., 2021). Başlıca enerji kaynağı olan fosil yakıtların rezervlerinin sınırlı olması, fosil kaynaklarının kullanımının iklim değişikliğine olumsuz etkileri nedeniyle enerji tasarrufu ve yenilenebilir enerjiye doğru yönelme son zamanların güncel konusudur. Bu nedenle yakın gelecekte ortaya çıkacak olan enerji talebi için güvenilir, uygun maliyetli, çevreye duyarlı fosil kaynak kullanımı ve sonsuz yenilenebilir enerji kaynağına yönelmek büyük önem arz etmektedir. Güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, hidroelektrik ve jeotermal enerji gibi yenilenebilir enerji kaynaklarının dikkate alınması, çevre dostu olmaları nedeniyle kritik bir öneme sahiptir (Kannan and Vakeesan, 2016). Yenilenebilir enerji kaynaklarının 21. yüzyılın ortalarına kadar dünya elektrik piyasasının beşte üçünü ve yakıt pazarının ise beşte ikisini kapsayacağı tahmin edilmektedir (Saliliha ve Birhaneb, 2019). Diğer yenilenebilir enerji kaynakları arasında güneş enerjisi, enerji krizinde uzun vadeli sorunları yönetmek için umut verici ve ücretsiz olarak kullanılabilen bir enerji kaynağı olarak ön planda tutulmaktadır. Güneş enerjisinin diğer yenilenebilir enerji kaynaklarına kıyasla kullanılabilirlik, maliyet etkinliği, erişilebilirlik, kapasite ve verimlilik açısından üstün olduğu için yakın gelecekteki enerjinin talebinin önemli bir kısmını karşılanması için kesinlikle en iyi seçenek olması muhtemeldir (Kannan and Vakeesan, 2016).

Soğutma ve iklimlendirme uygulamaları dünyanın toplam enerji tüketiminin yaklaşık %15'ini oluşturmaktadır (Yıldız ve diğ., 2021) ve bu tüketimin yıllar içerisinde artışı beklenmektedir (Zhai ve Wu, 2022). Pratikte soğutma uygulamalarında diğer soğutma çevrimlerine nazaran yaygın olarak buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimleri kullanılırken onu absorpsiyonlu soğutma çevrimleri izlemektedir. Aynı çalışma koşullarında absorpsiyonlu soğutma çevrimleri ile karşılaştırıldıklarında daha yüksek soğutma tesir katsayısı ve düşük yatırım maliyeti sağlaması nedeniyle buhar sıkıştırımlı

soğutma çevrimlerini endüstride yaygın olarak kullanılmasının ana sebeplerini oluşturmaktadır.

Endüstriyel atık ısı, güneş enerjisi, jeotermal enerji ve biyokütle gibi yenilenebilir enerji kaynaklarını etkin bir şekilde kullanan absorpsiyonlu soğutma çevrimi, sera gazları gibi zehirli gazların salınımını minimize etmesi vasıtasıyla doğa dostu bir çevrim olarak son yıllarda popülerlik kazanmıştır. Ayrıca buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile karşılaştırıldığında oldukça düşük elektrik enerjisi tüketmesi enerji verimliliğinin zaruri bir hale geldiği son yıllarda absorpsiyonlu soğutma çevrimini umut verici bir alternatif haline getirmiştir. Bu çevrimler endüstride derin soğutma diye tabir edilen düşük sıcaklık uygulamaları için elverişli olmayıp iklimlendirme uygulamalarında kullanılmaktadırlar.

Bu tez çalışmasında düşük sıcaklıklara soğutma yapabilen ve yüksek miktarda elektrik enerjisi kullanan, sadece buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerine alternatif olan güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sisteminin termodinamik performansının iyileştirilmesi üzerine odaklanılmıştır. Kaskad soğutma sistemi iki alt çevrimden meydana geldiği için her iki çevrimin termodinamik performansının artırılmasına yönelik kapsamlı ve özgün çalışma yapılarak kaskad soğutma sisteminin ihtiyaç duyduğu toplam elektrik işi azaltılarak sistemin toplam termodinamik performansının iyileştirilmesi hedeflenmiştir.

2. LİTERATÜR TARAMASI VE BU TEZ ÇALIŞMASI KAPSAMINDA YAPILACAKLAR

Bu bölümde sadece absorbsiyonlu soğutma, sadece buhar sıkıştırırmalı çevrimler ve her iki çevrimi kaskad kullanan soğutma çevrimleri üzerinde yapılan çeşitli araştırma sonuçları ayrı ayrı alt başlıklar halinde özetlenmiştir. Literatürde yer alan araştırma çalışmaları kronolojik olarak sıralanarak sunulmuştur.

2.1. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimleri Üzerinde Yapılan Çalışmalar

Bu kısımda literatürde analizleri yapılan herhangi bir ısı kaynağı belirtmeden kullanılan tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinin araştırma sonuçları özetlenmiştir.

Saravanan ve Maiya (1998), on altı farklı çözelti karışımını kullanarak absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinin teorik açıdan enerji analizini yapmışlardır. LiCl/H₂O kullanan çevrimin sirkülasyon oranı diğer çözeltileri kullanan çevrimlerden daha düşük olduğu ve ayrıca LiBr+LiCl+ZnCl₂/H₂O kullanan çevrimin STK değerinin diğer çözeltileri kullanan çevrimlerden daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır.

De Lucas ve diğ. (2004), tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde kullanılması için LiBr-CHO₂K (potasyum format)/H₂O eriyik çiftinin LiBr/H₂O üzerindeki avantajını düşük absorber sıcaklığında (14°C) deneysel olarak incelemişlerdir. Kullandıkları çözelti karışımının STK değeri, LiBr/H₂O'ya göre yaklaşık %10 kadar iyileşmiştir.

Donate ve diğ. (2006), tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde kullanılması için LiBr-CHO₂Na (sodyum format)/H₂O, LiBr-CHO₂K (potasyum format)/H₂O, LiBr-CH₃CO₂K (potasyum asetat)/H₂O ve LiBr-CH₃CH(OH)CO₂Na (sodyum laktat)/H₂O eriyik çiftlerinin LiBr/H₂O üzerindeki etkilerini düşük absorber sıcaklıklarında karşılaştırmak için deneysel analiz yapmışlardır. Kullandıkları çözelti karışımlarının STK değerleri, LiBr/H₂O'ya göre yaklaşık %25 kadar iyileşmiştir.

Jian ve diğ. (2010), tek etkili absorbsiyonlu çevrimlerinde LiBr-LiNO₃/H₂O (4:1) ve LiBr/H₂O'nun hem termodinamik performansını hem de kristalizasyon durumunu karşılaştırmak için bir analiz yapmışlardır. Önerdikleri eriyik çiftinin STK değerinin LiBr/H₂O'dan yaklaşık %5 daha yüksek olduğunu saptamışlardır. LiBr-LiNO₃/H₂O bazlı

çevrimin aynı koşullar altında LiBr/H₂O'ya göre çok daha düşük kristalleşme riskine sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. LiBr-LiNO₃/H₂O eriyik çiftinin daha yüksek STK ve daha az aşındırıcılığa sahip olmasından dolayı absorpsiyonlu çevrimler için alternatif olacağının sonucuna varmışlardır.

Kathiravan ve diğ. (2014), R134a/DMAC eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimşne CNT (karbon nanotüp) nanopartikülünü eklemişler ve çevrimin termodinamik analizini teorik olarak araştırmışlardır. Nanoakışkan kullanıldığında çevrimin hem STK değerinin 0,48'den 0,65'e ve hem de absorber kapasitesinin arttığını tespit etmişlerdir. Aynı zamanda, baz akışkan tarafından yüksek kaynatıcı sıcaklığında elde edilen performansın nanoakışkan kullanılarak düşük kaynatıcı sıcaklığında da elde edilebileceği sonucuna ulaşmışlardır.

Farshi ve diğ. (2014), 0°C'nin altındaki sıcaklıklardaki soğutma uygulamaları için NH₃/LiNO₃ ve NH₃/NaSCN eriyik çiftlerine sahip tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin termodinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Düşük kaynatıcı sıcaklıklarında NH₃/LiNO₃ çevriminin daha iyi bir termodinamik performansa sahip olduğunu, yüksek kaynatıcı sıcaklıklarında ise NH₃/NaSCN çevriminin daha iyi bir termodinamik performans sergilediğinin sonucuna varmışlardır. NH₃/NaSCN kullanan çevriminin dolaşım oranı, NH₃/LiNO₃ kullanan çevrimden daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Arabi ve Dehghani (2015), absorpsiyonlu soğutma uygulamalarında kullanılması için lityum bromür+lityum klorür ve lityum bromür+sodyum format içeren sulu çözeltilerin çözünürlüklerini farklı sıcaklıklarda deneysel olarak ölçtüler (LiBr/NaHCO₂=kütle oranı 2:1 ve LiBr/LiCl=kütle oranı 2:1). LiBr+LiCl'nin çözünürlüğünün LiBr'den daha yüksek (%2-%5) olduğunu ve yoğunluğunun, sulu LiBr çözeltisinin yoğunluğundan daha düşük olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca, LiBr+NaHCO₂'nin toplam çözünürlüğünün ise diğer iki çözeltilerden daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Daha yüksek çözünürlüğe sahip tuzlar, kristalleşme sorununu ortadan kaldırdığı için tercih edildiğinden, LiBr+LiCl karışımının absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde çalışma akışkanı olmak için iyi bir aday olabileceğini vurgulamışlardır.

Ren ve diğ. (2019), LiCl-H₂O ve LiBr-H₂O eriyiklerini kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin teorik açıdan termodinamik analizlerini yapmışlardır. LiCl-H₂O çevriminin özellikle daha düşük kaynatıcı veya daha yüksek kondenser sıcaklığı koşullarında daha yüksek STK değeri ve ekserji verimliliğe sahip olduğunu, ancak kristalleşme nedeniyle daha kısıtlayıcı çalıştığını gözlemlemişlerdir. Kullandıkları LiCl-H₂O çevriminin STK değeri ve ekserji verimi, LiBr/H₂O'ya göre sırasıyla %3,84 ve %8 iyileşmiştir. Ayrıca absorber ve yoğusturucu sıcaklıkları arttıkça kaynatıcı sıcaklık aralıklarının oldukça daraldığını analizlerinde göstererek pratik uygulamalar için sınırlarının olduğunu belirtmişlerdir.

Jiang ve diğ. (2019), tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminde kullanılması üzerine NH₃/H₂O eriyik çifti ile çalışan bir deney düzeneğini minyatür olarak tasarlamışlardır. Farklı oranlardaki TiO₂ nanopartiküllerin STK üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Ayrıca, %0,5 TiO₂ ve %0,02 SDBS (yüzey aktif madde) karışımını da baz akışkan içerisine uygulamışlardır. Deneysel sonuçlar, TiO₂ nanopartiküllerinin çevrim üzerinde büyük etkileri olduğunu ve STK'nın %27'ye kadar arttırılabileceğini tespit etmişlerdir. %0,5 TiO₂ ve %0,02 SDBS karışımının STK'nın iyileştirilmesi üzerinde en önemli etkiye sahip olduğu sonucuna varmışlardır. Nanopartiküllerin çözeltide kararlı bir şekilde dispersiyon kabiliyeti sınırlı olduğundan, çevrime direk olarak eklemenin mantıklı olmadığını ve bunun çevrim üzerinde olumsuz bir etkisi olabileceğini tavsiye etmişlerdir. Bu yüzden kullanılan nanopartiküle mutlaka bir yüzey aktif madde ilave edilmesi gerektiğini vurgulamışlardır.

Li ve diğ. (2019), CaCl₂/H₂O eriyik çiftinin kristalizasyon sıcaklığı çok yüksek ve absorpsiyon kabiliyetinin daha düşük buharlaştırıcı sıcaklığına ulaşması için yeterince yüksek olmadığı için CaCl₂-LiNO₃-KNO₃ (15.5:5:1)/H₂O eriyik çiftini önermişlerdir. Önerdikleri eriyik çiftinin kristalizasyon sıcaklığı, doymuş buhar basıncı, yoğunluğu, viskozitesi, özgül ısı kapasitesi, özgül entropi ve özgül entalpi hesaplama korelasyonlarını belirlemek açısından deneysel ölçüm yapmışlardır. Aynı koşullar altında, CaCl₂-LiNO₃-KNO₃ (15.5:5:1)/H₂O çevrimi için kaynatıcı sıcaklığı LiBr/H₂O çevriminden 7°C daha düşük olduğunu gözlemlemişlerdir. CaCl₂/H₂O, LiNO₃ veya LiNO₃+KNO₃ ile birleştirildiğinde kristalizasyon sıcaklığının önemli ölçüde düştüğünü tespit etmişlerdir. Ayrıca, CaCl₂-LiNO₃-KNO₃ (15.5:5:1)/H₂O çevriminin STK ve ekserji verimliliği

LiBr/H₂O çevriminden sırasıyla yaklaşık %4 ve %6 daha yüksek olduğunun sonucuna varmışlardır.

Babaei ve diğ. (2020), LiBr/H₂O'ya üç farklı nanopartikül (Fe, Al₂O₃ ve SiO₂) ilavesi ile tasarladıkları yeni bir absorpsiyon-rekompresyon soğutma çevriminin termodinamik açıdan performans iyileştirmesi üzerindeki etkilerini teorik olarak incelemişlerdir. Fe nanopartiküllerinin diğer partiküllere nazaran daha etkili olduğu sonucuna varmışlardır. %5 oranında Fe nanopartiküllerinin eklenmesi, eriyik ısı değiştiricinin etkinliğinde maksimum %7,6, elektrik enerjisi tüketiminde maksimum %11,8 azalma ve STK değerinde ise maksimum %14,6 iyileşme sağladığı sonucuna varmışlardır.

Talpada ve Ramana (2020), tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin ana bileşenlerinin (kaynatıcı, yoğusturucu, buharlaştırıcı ve absorber) ısı yüklerinin değişimlerini ve ayrıca çevrimin STK değerindeki değişimlerini deneysel olarak araştırmışlardır. Tasarladıkları deneysel düzenekte, baz akışkan olarak LiBr/H₂O'nun içerisine farklı oranlarda Al₂O₃ nanopartiküllerini eklemişlerdir. Stabilizatör olarak ise Polivinil Alkol kullanmışlardır. Çevrimde nanopartikül kullanıldığında kaynatıcıya sağlanan ısıda azalma gözlenirken, kondenser ve absorberden atılan ısı miktarında artış tespit etmişlerdir. Farklı oranlardaki nanopartiküllerin, çevrimin STK'sı üzerindeki etkilerini göz önüne aldıklarında ise LiBr/H₂O'ya ek olarak optimum %0,2 oranında Al₂O₃ nanopartikülleri kullanılması durumunda maksimum STK değerinin %15'e kadar iyileşme sağlayabileceği sonucuna varmışlardır.

Kadam ve diğ. (2020), Yedi farklı absorpsiyonlu soğutma çevriminin kurulumu için LiBr/H₂O, LiCl/H₂O, LiI/H₂O, LiBr-LiI/H₂O, LiBr-C₂H₆O₂/H₂O, LiBr-LiCl/H₂O, LiBr-ZnCl₂-CaBr₂/H₂O, LiBr-ZnBr₂-LiCl/H₂O, LiBr-LiI-C₂H₆O₂/H₂O eriyik çiftlerini kullanarak eriyik ısı eşanjöründe ısı transferi ve basınç düşüşü gibi durumları araştırmak için test etmişlerdir. LiI/H₂O, LiBr-LiI/H₂O ve LiBr-ZnCl₂-CaBr₂/H₂O, test edilen ikili, üçlü ve dörtlü karışımlar arasında sırasıyla daha yüksek ısı transfer katsayısı ve daha düşük basınç düşüşü gösterdiğini gözlemlemişlerdir. Karışımdaki absorbent kütle oranının artmasıyla ısı transfer katsayısının azaldığının sonucuna varmışlardır.

Banu ve diğ. (2020), LiBr+LiI+LiNO₃+LiCl/H₂O eriyiği ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin enerji analizini yapmışlardır.

LiBr+LiI+LiNO₃+LiCl/H₂O eriyiği ile çalışan çevrimin hem tüm çalışma sıcaklıklarında daha iyi performans gösterdiği hem de çalışma sıcaklığı aralığının LiBr/H₂O eriyik çifti ile çalışan çevrime göre daha geniş bir aralıkta olduğunu tespit etmişlerdir. Önerdikleri çözelti karışımını kullanan çevrimin STK değeri LiBr/H₂O kullanan çevriminden yaklaşık %9 daha fazladır.

Ahmad ve diğ. (2022), LiBr/H₂O ve LiCl/H₂O çözeltilerini kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin enerji analizi açısından karşılaştırmasını yapmışlardır. LiCl-H₂O çevriminin, özellikle daha düşük evaporatör sıcaklıklarında, LiBr-H₂O çevrimine kıyasla daha iyi STK değerine sahip olduğunu tespit etmişlerdir. LiBr-H₂O çevriminin maksimum STK değeri, LiCl-H₂O çevrimine kıyasla yaklaşık %2,6 daha düşüktür. Elde ettikleri tüm bulgular sonucunda LiCl-H₂O çevriminin LiBr-H₂O çevriminden daha verimli ve ekonomik olduğunu belirtmişlerdir.

de Araújo ve diğ. (2022), 1-etil-3- metilimidazolyum iyonik sıvı karışımını ve LiBr/H₂O eriyiğini kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin enerji ve ekserji açısından teorik analizini yapmışlardır. LiBr/H₂O eriyiğini kullanan çevrimin STK ve ekserji verim değeri 1-etil-3- metilimidazolyum iyonik sıvı karışımını kullanan çevrimden sırasıyla %8,2 ve %19,2 daha yüksek olduğunun sonucuna varmışlardır.

2.2. Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimleri Üzerinde Yapılan Çalışmalar

Bu kısımda literatürde analizleri yapılan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerinin araştırma sonuçları özetlenmiştir.

Kornhauser (1990), R11, R12, R22, R502 ve R717 soğutucu akışkanlarını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırma soğutma çevrimine göre R502 soğutucu akışkanını kullanan oluşturduğu çevrimin STK değeri %30 kadar iyileşmiştir.

Bilir and Ersoy (2009), R134a soğutucu akışkanını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırma soğutma çevrimine göre oluşturdukları çevrimin minimum ve maksimum STK değeri sırasıyla %10,10 ve %22,34 kadar iyileşmiştir.

Sarkar (2009), R717, R600a ve R290 soğutucu akışkanlarını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre oluşturdukları çevrimin maksimum STK değerinde maksimum iyileşme R600a ile %26,10 iken minimum STK değerinde iyileşme ise R717 ile %11,70'tir. Ayrıca, oluşturdukları çevrime dahili ısı eşanjörü eklediklerinde tüm soğutucu akışkanlar için klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre STK değerinde iyileşmenin azaldığını tespit etmiştir. Yani, dahili ısı eşanjörünün kullanımının ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde etkili olmadığı sonucuna ulaşmıştır.

Sarkar (2010), R717, R600a ve R290 soğutucu akışkanlarını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre oluşturdukları çevrimin maksimum STK değerinde maksimum iyileşme R600a ile %21,60 iken minimum STK değerinde iyileşme ise R717 ile %11,90'dır.

Ersoy ve Sağ (2014), R134a soğutucu akışkanını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin termodinamik analizini deneysel olarak yapmışlardır. Klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre oluşturdukları çevrimin STK değeri ve ekserji verimi %14,20 kadar iyileşmiştir.

Moles ve diğ. (2014), R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre R1234ze(E) soğutucu akışkanını kullanan oluşturdukları çevrimin STK değeri %20 kadar iyileşmiştir. Ayrıca oluşturdukları çevrimde dahili bir ısı eşanjörünün bulunması, soğutma kapasitesini arttırmaktan başka bir etkiye sahip olmadığı sonucuna varmışlardır.

Li ve diğ. (2014), R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre R1234yf soğutucu akışkanını kullanan oluşturdukları çevrimin STK değeri %23,29 kadar iyileşmiştir.

Xing ve diğ. (2015), R404A ve R290 soğutucu akışkanlarını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre R404A soğutucu akışkanını kullanan oluşturdukları çevrimin STK değeri yaklaşık olarak %9,50 kadar iyileştirilmiştir.

Zhao ve diğ. (2015), R134a/R143a zeotropik karışımını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre oluşturdukları çevrimin STK değeri yaklaşık olarak %10,47 kadar iyileştirilmiştir.

Sağ ve Ersoy (2016) ve Sağ ve diğ. (2017), R134a kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin deneysel olarak termodinamik analizini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre oluşturdukları çevrimin STK değeri sırasıyla yaklaşık olarak %13 ve %14,50 kadar iyileştirilmiştir.

Seçkin (2017), R134a soğutucu akışkanını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre oluşturdukları çevrimin STK değeri yaklaşık olarak %18 kadar iyileştirilmiştir.

Chen ve diğ. (2017), R290/R600a zeotropik karışımını kullanan ev tipi buzdolabı/dondurucular için ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin termodinamik analizini teorik olarak gerçekleştirmişlerdir. Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre oluşturdukları çevrimin STK değeri ve ekserji verimi sırasıyla %14,20 ve %17,70 kadar iyileştirilmiştir.

Rodríguez-Muñoz ve diğ. (2018), R134a, R290 ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerini yapmıştır. Oluşturdukları çevrimde farklı konumlarda dahili ısı eşanjörünün bulunmasının çevrimin termodinamik performansını azaltmada rol oynadığı sonucuna ulaşmışlardır.

Atmaca ve diğ. (2019), R717, R290, R32, R152a, R161, R1234yf, R1234ze(E) ve R134a soğutucu akışkanlarını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma

çevrimine göre R1234yf soğutucu akışkanını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin STK değeri %11,30 kadar iyileşmiştir. Ayrıca araştırılan tüm soğutucu akışkanlar için sabit basınçta karışım teorisini kullanan ejektörü kullanan çevrimin STK değerinin sabit alanda karışım teorisini kullanan ejektörü kullanan çevrimden daha düşük olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Lin ve diğ. (2019), R290 kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin deneysel olarak termodinamik analizini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre oluşturdukları çevrimin -30°C 'de çalışan buharlaştırıcı sıcaklığında STK değeri %16,70 kadar iyileşmiştir.

Takleh ve Zare (2019a), R1234ze, R500, R134a, R227ea, R236fa, R1234yf soğutucu akışkanlarını kullanan buster kompresör destekli ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin termodinamik analizlerini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi göre R1234ze soğutucu akışkanını kullanan oluşturdukları çevrimin ekserji verimi sırasıyla %15,50 ve %5,70 kadar iyileşmiştir.

Yılmaz ve Erdinç (2019), R32, R1234yf, R290, R134a, R717, R600a, R245fa soğutucu akışkanlarını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre R1234yf soğutucu akışkanını kullanan oluşturdukları çevrimin STK değeri ve ekserji verimi sırasıyla yaklaşık olarak %20 ve %18 kadar iyileşmiştir.

Liu ve Yiu (2019), R290/R170 soğutucu akışkan karışımını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre oluşturdukları çevrimin STK değeri yaklaşık olarak %26,60 kadar iyileşmiştir.

Chen ve diğ. (2020), R290/R600a zeotropik karışımını kullanan ev tipi buzdolabı/dondurucular için ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin termodinamik analizini teorik olarak gerçekleştirmişlerdir. Klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre oluşturdukları çevrimin STK değeri ve ekserji verimi sırasıyla %13,50 ve %13,40 kadar iyileşmiştir.

Gao ve diğ. (2020), R290 soğutucu akışkanını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre oluşturdukları çevrimin STK değeri ve ekserji verimi sırasıyla %42,60 ve %36,70 kadar iyileştirilmiştir.

Maalem ve diğ. (2020), üçlü azeotropik karışımlar (R600a+R1234ze+R13I1 R134a+R1234yf+R600a ve R134a+RE170+R600a) kullanan farklı tiplerdeki ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerini yapmışlardır. R134a+RE170+R600a azeotropik karışımını kullanan buster kompresör destekli ejektörlü buhar sıkıştırırmalı çevrimin en yüksek termodinamik performans gösterdiği sonucuna ulaşmışlardır.

Al-Chlahawi and Al-Farhany (2021), R22 ve R410A soğutucu akışkanlarını kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre R410A soğutucu akışkanını kullanan oluşturdukları çevrimin STK değeri ve ekserji verimi sırasıyla %12,91 ve %10,80 kadar iyileştirilmiştir.

Kavasogulları ve diğ. (2021), R134a ve R600 soğutucu akışkanını kullanan çift ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerini yapmışlardır. Klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre R600 soğutucu akışkanını kullanılan çevrimin STK değeri ve ekserji verimi %5,30 kadar iyileştirilmiştir.

Chen ve diğ. (2022), R290/R600a zeotropik karışımını kullanan ev tipi buzdolabı/dondurucular için ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin termodinamik analizini teorik olarak gerçekleştirmişlerdir. Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre oluşturdukları çevrimin STK değeri ve ekserji verimi sırasıyla %23,10 ve %22,90 kadar iyileştirilmiştir.

Aktemur ve Öztürk (2022a), bakır oksit nanoparçacık katkılı R1270 soğutucu akışkanını kullanan buster kompresör destekli ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin termodinamik analizlerini yapmıştır. R1270 soğutucu akışkanını kullanan

buster kompresör destekli ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre STK değeri ve ekserji verimi sırasıyla %9,47 ve %9,46 kadar iyileşmiştir.

Sutthivirode ve Thongtip (2022), R134a kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin deneysel olarak termodinamik analizini yapmıştır. Klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre oluşturdukları çevrimin STK değeri sırasıyla %5,30-%12,70 kadar iyileşmiştir.

2.3. Absorbsiyonlu ve Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sistemleri Üzerinde Yapılan Çalışmalar

Bu kısımda literatürde analizleri yapılan absorbsiyonlu ve buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemleri için yapılan araştırma çalışmaları özetlenmiştir.

Kairouani ve Nehdi (2006), Tunusta bulunan çeşitli ısı kaynak sıcaklıklarını kullanarak absorbsiyonlu buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Absorbsiyonlu kısımda $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyik çiftini, buhar sıkıştırılmalı kısımda ise R717, R22, and R134a kullanmışlardır. Oluşturdukları sistemin ihtiyaç duyduğu elektrik enerjisinin klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemin harcadığı elektrik enerjisinden yaklaşık olarak %37-54 daha düşük olduğunu belirtmişlerdir.

Cimşit (2009), kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu kısmında $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ buhar sıkıştırılmalı kısmında ise R134a, R410A, NH_3 kullanılması durumlarının termodinamik ve termoekonomik analizlerini yapmıştır. $\text{LiBr-H}_2\text{O/R134a}$ çalışma akışkanının kullanılması durumunda $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O/R134a}$ 'ya göre soğutma tesir katsayısının %33 daha yüksek ve ekserji kayıplarının %26,7 daha düşük olduğunu gözlemlemişlerdir.

Wang ve diğ. (2011), $\text{LiBr/H}_2\text{O-R134a}$ çalışma akışkanını kullanan absorbsiyonlu ve buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Oluşturdukları sistemin ihtiyaç duyduğu elektrik enerjisinin klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemin harcadığı elektrik enerjisinden yaklaşık olarak %50 daha düşük olduğunu belirtmişlerdir.

Garimella ve diğ. (2011), $\text{LiBr/H}_2\text{O-R744}$ çalışma akışkanını kullanan absorbsiyonlu ve buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır.

Oluşturdukları sistemin ihtiyaç duyduğu elektrik enerjisinin klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemin harcadığı elektrik enerjisinden yaklaşık olarak %30 daha düşük olduğunu belirtmişlerdir.

Cimşit ve Öztürk (2012), kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma sisteminde LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O eriyik çiftleri kullanılır iken, kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde ise R134a, R410A ve NH₃ soğutucu akışkanlarını kullanarak enerji analizi yapmışlardır. Kaskad soğutma sisteminde elektrik enerjisi ihtiyacının klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemine göre %48-51 daha düşük olduğu ortaya koymuşlardır.

Jain ve diğ. (2013), kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma sisteminde LiBr-H₂O eriyik çiftini kullanılır iken, kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde ise R22, R134A, R407C and R410 soğutucu akışkanlarını kullanarak termodinamik analiz yapmışlardır. Oluşturdukları sistemin ihtiyaç duyduğu elektrik enerjisinin klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemin harcadığı elektrik enerjisinden yaklaşık olarak %61 daha düşük olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı klasik buhar sıkıştırırmalı sisteme göre %155 kadar artmıştır.

Colorado ve Velázquez (2013), kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma sisteminde LiBr-H₂O eriyik çiftini kullanılır iken, kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde ise R134a, R717 and R744 soğutucu akışkanlarını kullanarak termodinamik analiz yapmışlardır. LiBr-H₂O/R134a çalışma akışkanının sistemde kullanılmasının diğer çalışma akışkanlara nazaran daha performanslı olduğu sonucuna varmışlardır.

Cimşit ve diğ. (2014), kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma sisteminde LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O eriyik çiftlerini kullanılır iken, kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde ise NH₃, R134a, R410A and CO₂ soğutucu akışkanlarını kullanarak termodinamik analiz yapmışlardır. LiBr-H₂O/NH₃ çalışma akışkanını kullanan sistemin en iyi termodinamik performansa sahip olduğunun sonucuna varmışlardır.

Sachdeva (2014), $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -R407c çalışma akışkanını kullanan absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Oluşturdukları sistemin ihtiyaç duyduğu elektrik enerjisinin klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemin harcadığı elektrik enerjisinden yaklaşık olarak %64 daha düşük olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı klasik buhar sıkıştırırmalı sisteme göre %146 kadar artmıştır.

Jain ve diğ. (2015a), $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -R744 çalışma akışkanını kullanan absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Oluşturdukları sistemin ihtiyaç duyduğu elektrik enerjisinin klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemin harcadığı elektrik enerjisinden yaklaşık olarak %60,6 daha düşük olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı klasik buhar sıkıştırırmalı sisteme göre %153,6 kadar artmıştır.

Jain ve diğ. (2015b), $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ -R410a kullanan farklı tipteki absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sistemlerinin termodinamik, ekonomik ve çevresel analizlerini yapmıştır. Paralel, seri ve kombine seri-paralel konfigürasyonlar kompresör için elektrik enerjisini sırasıyla yaklaşık %50, %76,8 ve %88,3 oranında azalttığını rapor etmişlerdir. Sistemleri işletiminin yıllık maliyetinin, eşdeğer buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemine kıyasla paralel, seri ve birleşik seri-paralel konfigürasyonlar için sırasıyla %13,8, %20,9 ve %24,7 daha az olduğunu ve optimizasyondan sonra %8,1, %8,5 ve %4,7 oranında daha da azaldığının sonucuna varmışlardır. Kullandıkları kombine seri-paralel konfigürasyonun düşük sıcaklık uygulamaları için değil sadece 0°C ve üzerindeki uygulamalar için uygundur.

Cimşit ve diğ. (2015), $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ -R134a çalışma akışkanını kullanan absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin termoeconomik optimizasyonunu yapmışlardır. Optimizasyon sonucunda amaç fonksiyonunun minimum maliyetini yaklaşık %3,3 oranında azaltmalarının yanı sıra, sistemin soğutma tesit katsayısı ve ekserji verimliliği sırasıyla yaklaşık %7 ve %3,1 oranında iyileştirmişlerdir.

Bellos ve diğ. (2017b), LiBr/H₂O-R134A kullanan absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırma kaskad soğutma sisteminin termodinamik ve ekonomik analizlerini yapmıştır. 40°C'de yoğunlaştırıcı sıcaklığı ve -20°C'de buharlaştırıcı sıcaklığı için, kaskad soğutma sisteminin elektrik enerjisinde azalma ve amortisman süresi sırasıyla %53,98 ve yaklaşık 14 yıl olarak bulunmuştur.

Xu ve diğ. (2017), LiBr/H₂O-R410A kullanan farklı tipteki absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırma kaskad soğutma sistemlerinin termodinamik, ekonomik ve çevresel analizlerini yapmıştır. Klasik kaskad soğutma sistemi için elektrik enerjisi ihtiyacı önerdikleri kaskad soğutma sistemine göre %23,5 daha düşük olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca, atık ısı kullanıldığında klasik kaskad soğutma sisteminin daha iyi bir ekonomik performansa sahip olduğunu ve güneş enerjisi kullanıldığında ise önerdikleri kaskad soğutma sisteminin daha iyi uygulama potansiyeline sahip olduğunu rapor etmişlerdir.

Salhi ve diğ. (2018), kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma sisteminde LiBr-H₂O ve LiCl-H₂O eriyik çiftlerini kullanılır iken, kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırma soğutma sisteminde ise R1234yf, R1234ze(E) and R1233zd(E) soğutucu akışkanlarını kullanarak termodinamik ve termo-ekonomik analizlerini yapmışlardır. En yüksek soğutma tesir katsayısına sahip çalışma akışkanının LiBr-H₂O/R1234yf'yi kullanan sistem olduğunu belirtmişlerdir. Oluşturdukları sistemin ihtiyaç duyduğu elektrik enerjisinin klasik buhar sıkıştırma soğutma sistemin harcadığı elektrik enerjisinden yaklaşık olarak %51,36-54,16 daha düşük olduğunu rapor etmişlerdir. Ayrıca kuyu derinliği 16 m'den az olan jeotermal enerjinin kullanımının güneş enerjisi kullanımına kıyasla finansal olarak daha uygun olduğu sonucuna varmışlardır.

Herrera-Romero ve Colorado-Garrido (2020), kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma sisteminde NH₃/LiNO₃, NH₃/NaSCN ve NH₃/H₂O eriyik çiftlerini kullanılır iken, kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırma soğutma sisteminde ise R134a soğutucu akışkanını kullanarak termodinamik ve termo-ekonomik analizlerini yapmışlardır. NH₃/NaSCN-R134a sisteminin ihtiyaç duyduğu elektrik enerjisinin klasik buhar sıkıştırma soğutma sistemin harcadığı elektrik enerjisinden yaklaşık olarak %50 daha düşük olduğunu belirtmişlerdir.

Jain ve diğ. (2021), $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -R744 çalışma akışkanını kullanan ejektörlü absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Ejektörlü sistemdeki sirkülasyon oranı, aynı çalışma koşulları için ejektörsüz sisteme göre çok daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Kaskad soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı %22,6 oranında iyileşirken, absorpsiyonlu bölümde ise %25,2'lik iyileşme gözlemlemişlerdir. Ayrıca ejektörlü sistemin toplam tersinmezliği, optimum jeneratör sıcaklığında %38,8 oranında azaldığını rapor etmişlerdir.

Peng ve diğ. (2022), $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ -R717 kullanılan yeni bir absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin termo-ekonomik analizini, yürütmüşlerdir. Önerdikleri sistemin kompresörüne sağlanan elektrik enerjisindeki azalma, iki kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi ve absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sistemi ile karşılaştırıldığında sırasıyla %9,3 ve %10,45'tir. Ayrıca, önerdikleri sistemin amortisman süresi iki kademeli buhar sıkıştırırmalı sisteme göre 3,67 yıl daha fazla olduğunu rapor etmişlerdir.

Nagraj ve diğ. (2022), kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma sisteminde $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$, $\text{LiCl}-\text{H}_2\text{O}$, $(\text{CaCl}_2-\text{LiBr}-\text{LiNO}_3)-\text{H}_2\text{O}$ eriyik çiftlerini kullanılır iken, kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde ise R290, R123, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanlarını kullanarak termoeconomik optimizasyon yapmışlardır. $(\text{CaCl}_2-\text{LiBr}-\text{LiNO}_3)-\text{H}_2\text{O}$ -R290 ve $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ -R1234yf kullanan sistemler için minimum ve maksimum toplam yıllık maliyetlerin sırasıyla 13165 \$/yıl ve 15407 \$/yıl olarak rapor etmişlerdir.

2.4. Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimleri Üzerinde Yapılan Çalışmalar

Bu kısımda literatürde analizleri yapılan güneş enerjisi destekli tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimleri için yapılan araştırma çalışmaları özetlenmiştir.

Ghaddar ve diğ. (1997), Beyrut'un tüm olası iklim koşullarına dayanarak düzlemsel güneş kollektörü ile destekli $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ eriyik çifti ile çalışan 10,5 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin enerji ve ekonomik analizini teorik olarak yapmışlardır. 1 kW'lık soğutma kapasitesi başına minimum ve maksimum gerekli

kolektör alanları sırasıyla 6,6 m² ve 8,2 m² olarak hesaplamışlardır. Sonuçlar, çevrimin günde yaklaşık yedi saat yalnızca güneş enerjisiyle çalışabilmesi için her bir ton soğutma (yaklaşık 3,52 kW) için minimum 23,3 m² kolektör alanına ve 1000 ila 1500 litre arasında değişen optimum su depolama tankı kapasitesine sahip olması gerektiğini göstermiştir. Kolektör imalat fiyatları 120 \$/m²'den daha düşük değerlere ulaştığında, güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin klasik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleri rekabet edebilecek duruma gelebileceğini bildirmişlerdir.

Romero ve diğ. (2000), Sodyum, potasyum ve sezyum hidroksitlerden oluşan sulu üçlü hidroksit karışımı (NaOH+KOH+CsOH) ile çalışan güneş enerjisi destekli tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin analizini teorik açıdan yapmışlardır. Her iki eriyik çiftinin de benzer termodinamik performans sergilediğini bildirmişlerdir. Hidroksit karışımı ile çalışan çevrim için kaynatıcı sıcaklıkları LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan çevrime göre daha yüksek olduğu için düzlemsel güneş kolektörleri yerine vakum tüplü güneş kolektörleri kullanılması gerektiğinin sonucuna varmışlardır.

Li ve Sumathy (2001), Çin'de bulunan Hong Kong üniversitesinde kurulu olan 38 m² alana sahip yüksek performanslı düzlemsel kolektörler ve 2,75 m³ hacme sahip enerji depolama tankı ile entegreli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 4,7 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimini deneysel olarak incelemişlerdir. 12 kW güce sahip yardımcı ısıtıcı, chiller ve sıcak su depolama tankı arasına paralel olarak konumlandırmışlardır. Bulutlu günlerde bile, çevrimin geleneksel olarak çalıştırılan tam karışımli sıcak su depolama tankının aksine, ısıl olarak tabakalaşmış modda çalıştırıldığında soğutma etkisinin daha erken gerçekleştiğine dikkat etmenin önemli olduğunu vurgulamışlardır.

Li ve Sumathy (2002), Hong Kong Üniversitesi'ndeki Yam Pak binasının çatısına yüksek performanslı 40 m² alana sahip düzlemsel güneş kolektörleri ile destekli bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi tasarlamış ve kurmuşlardır. Kolektörden gelen ısıyı depolamak için çevrimde 2,75 m³ hacimli bir depolama tankı kullanmışlardır. Isıl depolama tankındaki sıcaklık katmanlaşmasını teorik olarak analiz etmek için nodlar arasındaki eksenel ısı iletimini dikkate alan basit bir tek boyutlu çok nodlu yaklaşım kullanmışlardır. Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma çevrimleri için bölmeli moda sahip katmanlı bir depolama tankını önerdikleri ve daha yüksek bir STK değeri elde etmek için

tankın üst kısmının tüm hacminin 1/4'ü ile sınırlandırılmasının tercih edilmesi gerektiğini vurgulamışlardır.

Atmaca ve Yiğit (2002), Antalya şehrinin iklim verilerine dayanarak farklı özelliklerdeki güneş kollektörleri ile destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 10,5 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimini kullanarak bir büronun soğutulması için simülasyon çalışması yapmışlardır. Simülasyonu Mayıs-Eylül ayları arasında günde 8 saat (10.00-18.00) boyunca gerçekleştirmişlerdir. Yüksek verime sahip seçici yüzeyli kollektörler kullanılmasının ve depo tank hacminin ise çalışma saati sonundaki depo sıcaklığını çok fazla düşürmeyecek şekilde minimumda tutulmasının uygun olacağını belirtmişlerdir.

Atmaca ve Yiğit (2003), Antalya şehrinin iklim verilerine dayanarak farklı özelliklerdeki güneş kollektörü ile destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 10,5 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin enerji analizini teorik olarak yapmışlardır. Kaynatıcı için gerekli olan ısı kaynağının sıcaklığının artırılması sonucunda absorber ve eriyik ısı değiştiricisinin yüzey alanını azaltırken, diğer çevrim bileşenlerin boyutları yaklaşık olarak değişmeden aynı kaldığını gözlemlemişlerdir. Çevrimin çalışma saatleri sonunda depolama tankı sıcaklığının aşırı derecede düşmesine neden olmaması için depolama tankı hacminin minimumda tutulması gerektiğini belirtmişlerdir. Ayrıca, güneş enerjisiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin verimli şekilde çalışması için yüksek verimli kollektörler kullanılması gerektiğini vurgulamışlardır.

Assilzadeh ve diğ. (2005), Malezya'nın Kuala Lumpur şehrinin iklim verilerine dayanarak vakum tüplü güneş kollektörü destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 3,5 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin saatlik analizini teorik olarak gerçekleştirmişlerdir. Sürekli çalışmayı sağlamak ve çevrimin güvenilirliğini artırmak için 0,8 m³ sıcak su depolama tankının gerekli olduğunu belirtmişlerdir. 13:00 ile 15:00 saatleri arasında kollektörden çıkan su sıcaklığı yaklaşık olarak 130°C'nin üstüne çıktığını ve bu nedenle, buhar oluşumunu önlemek için tankın basınçlandırılması gerekli olacağını bildirmişlerdir.

Ali ve diğ. (2008), 35,17 kW'lık soğutma kapasitesi, 108 m²'lik vakum tüplü kolektör açıklık alanı, 6,8 m³'lük sıcak su depolama kapasitesi, 1,5 m³'lük soğuk su depolama kapasitesi ve 134 kW'lık soğutma kulesine sahip Ağustos 2002'den beri faaliyette olan

Almanya, Oberhausen'de güneş enerjisi destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma tesisinin performans değerlendirmesini deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Analizlerini 2002-2007 arasında yapmışlardır. Günlük güneş enerjisinden yararlanma oranının %33 ile %41 arasında, kolektörlerin verimliliği %35,2 ile %49,2 arasında ve soğutma çevriminin STK değeri ise sırasıyla 0,37 ile 0,81 arasında dalgalandığını gözlemlemişlerdir. Güneş enerjisinden faydalanma oranının aylık ortalama değeri %31,1 ile %100 arasında değiştiğini ve beş yıllık ortalama değer yaklaşık olarak %60 olduğunu bildirmişlerdir. Aylık ortalama kolektörlerin verimlilik değeri %34,1'den %41,8'e kadar değiştiğini ve beş yıllık ortalamanın ise yaklaşık %28,3 bildirmişlerdir.

Mazloumi ve diğ. (2008), İran'ın Ahwaz şehrinin iklim verilerine dayanarak parabolik oluk tip güneş kolektörü destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 17,5 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin saatlik analizini teorik olarak gerçekleştirmişlerdir. Kolektördeki suyun kütsel debisinin gerekli minimum kolektör alanı üzerinde ihmal edilebilir bir etkiye sahip olduğunu ancak depolama tankının optimum kapasitesi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu elde etmişlerdir. Gün batımından sonra çevrimin çalışması devam ettiğinde depolama tankının kapasitesinin son derece arttığı sonucuna varmışlardır. Minimum gerekli kolektör alanını yaklaşık 57,6 m² olarak hesaplamışlar ve Temmuz ayının güneş ışınımının etkin olduğu saatlerde soğutma yükünü karşılayabileceğini gözlemlemişlerdir.

Balghouthi ve diğ. (2008), Tunus'un Tunus şehrindeki iklim verilerine dayanarak düzlemsel güneş kolektörü destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 11 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimini 150 m²'lik tipik bir bina için teorik olarak incelemişlerdir. Tasarladıkları çevrim, 30 m²'lik düzlemsel güneş kolektörü alanı ve 0,8 m³ hacme sahip bir sıcak su depolama tankından oluşmaktadır. Simülasyon sonuçları, klima amaçlı olarak kullanılacak güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin Tunus koşulları altında uygun olduğunun sonucuna varmışlardır.

Kent ve Kaptan (2009a), İzmir şehrinin iklim verilerini kullanarak elli yataklı bir otelin ısıtma, soğutma ve sıcak su ihtiyaçlarının karşılanabilmesi için düzlemsel kolektör destekli absorpsiyonlu soğutma çevriminin teorik olarak araştırmasını yapmışlardır. Yıllık güneş enerjisinden faydalanma oranını %30 olarak seçtiklerinde 92 m²'lik

kollektör alanına ve toplam kollektör maliyetinin ise 33600 TL olarak tespit etmişlerdir. Absorpsiyonlu soğutma çevriminde ek ısıtıcı olarak fuel-oil no. 4 kullanıldığında çevrimin geri ödeme süresi 5,9 yıl ve doğal gaz kullanıldığında için 7,6 yıl olarak bulmuşlardır.

Kent ve Kaptan (2009b), Antalya iklim verilerine dayanarak düzlemsel güneş kollektörü destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimini ele alarak elli yataklı bir otelin yaz ve kış şartlarında iklimlendirilmesi ve sıcak su ihtiyacının karşılanması ile ilgili teorik bir çalışma yapmışlardır. Güneş enerjisinden yıllık faydalanma oranı %30 olarak seçmişler ve kollektör alanını 102 m² olarak tespit etmişlerdir. Otel binasının yıllık ısı enerji ihtiyacının %30'unu güneş enerjisinden karşılayacak güneş enerjisi tesisatının toplam maliyeti 75.300 TL ve geri ödeme süresi yaklaşık 4 yıl olarak tespit etmişlerdir.

Rosiek ve Batlles (2009), İspanya'da Almeria üniversitesinde yer alan güneş enerjisi araştırma merkezinde konumlandırılmış düzlemsel güneş kollektörü destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin analizini gerçek çalışma verilerini kullanarak analiz etmişlerdir. Düzlemsel kollektör sahasından gelen faydalı enerjinin yetersiz kaldığı anlarda enerji sağlamak için her biri 5000 litre kapasiteli iki depolama tankı kullanmışlardır. Bunun yanı sıra soğutma çevrimi ile ikinci depolama tankı arasında 100 kW'lık bir yardımcı ısıtıcı kullanmışlardır. Bir yıllık çalışma sırasında, güneş kollektör sahasının yaz modunda absorpsiyon çevrimini beslemek için yeterli ve tüm ısıtma talebini karşılamaya yeterli enerji sağlayabildiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca tüm yıl boyunca yardımcı ısıtıcı katkısının minimum düzeyde olduğunu ve sıcak su depolama tanklarının kurulumunun büyük önemini vurgulamışlardır. Yaz ayları için ortalama STK ve soğutma kapasitesi değerleri hesaplanarak sırasıyla 0,6 ve 40 kW mertebesinde değerler elde etmişlerdir.

Onan ve diğ. (2010), Türkiye'de bulunan Mardin'deki villaların iklimlendirilmesi için güneş enerjisi destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 106 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin farklı sıcaklıklardaki performansını teorik açıdan analiz etmişlerdir. Villaların saatlik soğutma yükü hesabını 15 Mayıs-15 Eylül ayları arasındaki soğutma mevsimini dikkate alınarak yapmışlardır. Çevrimdeki ekserji yıkımlarının en büyük kısmının güneş kollektörlerinde ve daha sonra kaynaticıda gerçekleştiğini tespit etmişlerdir. Güneş kollektörlerinin birinci yasa verimi, birkaç gün

hariç saatlik güneş radyasyonu ve sıcaklığa bağlı olarak %26,2 ile %61,9 arasında değiştiğini gözlemlemişlerdir. İkinci yasa analizi sonucunda ise güneş kolektörlerinin ekserji verimleri maksimum %11,98 ve ortalama olarak ise %6 bulmuşlardır.

Bozkaya ve Akdemir (2011), İzmir şehrinin iklim verilerine dayanarak bir ofis binasının beş aylık soğutma ihtiyacını karşılamak için güneş enerjisi kaynaklı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi için uygun kolektör alanını belirlemeye yönelik bir teorik araştırma yapmışlardır. Beş aylık soğutma sezonu boyunca kaynatıcıya verilmesi gereken ısının ekonomik açıdan güneş enerjisiyle karşılanması için güneş enerjisinden yararlanması oranının 0,749 olduğu 55 m² alana sahip vakum tüplü kolektörün uygun olduğunun sonucuna varmışlardır.

Hang ve diğ. (2011), Amerika'nın California eyaletinde bulunan orta büyüklükteki bir ofis binası için vakum tüplü güneş kolektörü destekli $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ eriyik çifti ile çalışan 150 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin enerji, ekonomik ve çevresel analizlerini teorik olarak gerçekleştirmişlerdir. Optimize edilmiş çevrimin 280 m² güneş kolektör alanına, depolama tankı hacmi-kolektör alanı oranının 0,04 m³/m² olduğunu, bunun 11 m³'lük bir enerji depolama tankına karşılık geldiğini ve güneş enerjisinden yararlanma oranının %83 olduğunu gözlemlemişlerdir. Bu noktada, karbon ayak izi tasarrufunun maliyeti 0,75 \$/kg olduğunu hesaplamışlardır. Güneş enerjisi çevriminin sağladığı soğutma enerjisinin yıllık 100014 kWh olduğunu bununda 1 m²'lik güneş kolektörü için 357,2 kWh/m² anlamına geldiğini bildirmişlerdir. Ayrıca, optimize edilmiş güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin geri ödeme süresi 13,8 yıl olarak hesaplamışlardır.

Monné ve diğ. (2011), İspanya'nın Zaragoza şehrinde bulunan 37,5 m² alana sahip düzlemsel güneş kolektörü destekli $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ eriyik çifti ile çalışan 4,5 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin analizini deneysel verilere dayanarak teorik olarak gerçekleştirmişlerdir. Simülasyonun sonuçlarını deneysel sonuçlarla doğrulamışlardır. Çevrimin performans analizini 2007 ve 2008 yıllarında yapmışlardır. Güneş enerjili soğutma çevriminin performans analizi, 2007'de 0,6'ya yakın ve 2008'de 0,46 ile 0,56 arasında ortalama STK değerlerini gösterdiğini bildirmişlerdir. Ortalama soğutma kapasitesi ise 2007'de 4,0 ile 5,6 kW, 2008'de 3,6 ile 5,3 kW arasında değerlere ulaştığını bildirmişlerdir.

Ascales ve diğ. (2011), İspanya'nın Murcia şehrinin iklim verilerine dayanarak bir eğitim merkezindeki bir sınıfın iklimlendirme gereksinimlerini karşılamak için güneş enerjisi destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorbsiyonlu soğutma çevriminin enerji analizini teorik açıdan yapmışlardır. Modellemeyi gerçekleştirmek için üretici veri kataloğunu ve ayrıca 2006 ve 2007 yıllarında ekipmanın çalışması sırasında ölçülen deneysel verileri kullanmışlardır.

Özgören ve diğ. (2012), Adana şehrinin iklim verilerine dayanarak vakum tüplü güneş kollektör entegreli NH₃-H₂O eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorbsiyonlu soğutma çevriminin saatlik performans araştırmasını teorik olarak incelemişlerdir. Saatlik analizlerini 29 Temmuz'da maksimum sıcaklığın ulaştığı gün için yapmışlardır. Çevrimin 09:00-16:00 saatleri arasında ev/ofis-soğutma amaçlı oldukça uygun olduğunu gözlemlemişlerdir. 3,5 kW soğutma kapasitesi için kollektör alanını 16:00'da 35,95 m², 12:00'de ise 19,85 m² olarak tespit etmişlerdir.

Said ve diğ. (2012), 24 saat çalışan güneş enerjili absorbsiyonlu soğutma teknolojisi için alternatif tasarımları (soğuk depolamalı aralıklı çalışan soğutma çevrimleri, soğuk depolamalı sürekli çalışan soğutma çevrimleri, soğutucu akışkan depolamalı sürekli çalışan soğutma çevrimleri ve ısı depolamalı sürekli çalışan soğutma çevrimleri) ayrıntılı olarak incelemişlerdir. Soğutucu akışkan depolama çevrimlerinin yüksek STK değeri nedeniyle, kollektör boyutu diğer alternatiflere kıyasla nispeten daha küçük olacağını belirtmişlerdir. Ayrıca, soğutucu akışkan depolama çevrimleri için yalıtımsız depolama tankları gerekli olacağını çıkarımını yapmışlardır. Bu iki faktör, soğutucu akışkan depolama çevriminin maliyetinin diğer alternatife kıyasla daha az olacağını tespit etmişlerdir. Soğutucu akışkan depolamalı sürekli çalışan güneş enerjili NH₃-H₂O absorbsiyon çevriminin, kesintisiz soğutma etkisi için en uygun alternatif tasarım olduğunun sonucuna varmışlardır.

Lizarte ve diğ. (2012), İspanya'nın Madrid şehrinin iklim verilerine dayanarak vakumlu düzlemsel güneş kollektörü destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 4,5 kW'lık hava soğutmalı tek etkili bir absorbsiyonlu soğutma çevriminin analizini 40 m²'lik bir oda için deneysel olarak yapmışlardır. Güneş kollektörü ile soğutma çevrimi arasına 1,5 kW'lık bir enerji depolama tankı konumlandırmışlardır. Analizi farklı günlerde on gün boyunca

yapmışlardır. Ortalama kollektör verimini %27, soğutma çevriminin STK değerini 0,53 ve tüm çevrimin STK değerini ise 0,06 olarak hesaplamışlardır.

Yakut ve diğ. (2013), Isparta'nın iklim verilerine dayanarak düzlemsel güneş kollektörü destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi ile 30 kişilik bir toplantı odasının Mayıs ve Eylül ayları arasında soğutma ihtiyacını karşılamak için teorik olarak enerji analizi yapmışlardır. İnceledikleri aylar için gerekli kollektör alanlarının 18,82 m² ile 26,77 m² arasında değiştiğinin sonucuna varmışlardır.

Saleh and Mosa (2014), sıcak bölgelerde düzlemsel güneş kollektörü destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin işleyişini optimize etmek için kapsamlı bir teorik analiz yapmışlardır. Kaynatıcıya beslenmesi gereken optimum ısı kaynağı sıcaklığını 75°C ila 80°C arasında değiştiğini tespit etmişlerdir. Isı kaynağı ve soğutma suyu sıcaklıklarının uygun bir şekilde seçilerek soğutma çevriminin optimizasyon sonucundaki STK değerinin 0,8'in üzerine çıkabileceğinin sonucuna varmışlardır.

Daşkın ve Aksoy (2014), Malatya şehrinin iklim verilerine dayanarak düzlemsel güneş kollektör destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimini kullanarak İnönü Üniversitesi Mühendislik Fakültesi ek binasının soğutulmasını ve iklimlendirilmesini teorik açıdan araştırmışlardır. Güneşten yararlanma oranlarının değişken parametrelere bağlı olarak ortalama %40-%80 arttığını gözlemlemişlerdir. Bu oranın artması için çok fazla kolektör alanına ihtiyaç duyulması gerektiğini belirtmişlerdir.

Kuyumcu ve diğ. (2015a), Kahramanmaraş şehrinin iklim verilerine dayanarak bir apartman dairesinin soğutma ihtiyacını karşılamak için iki farklı güneş kollektörlerini kullanarak LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin analizini teorik olarak gerçekleştirmişlerdir. Apartman dairesinin soğutma ihtiyacının karşılanması için minimum 19,20 m² kollektör yüzey alanına sahip vakum tüplü kollektörler kullanılmasının daha uygun olacağının sonucuna ulaşmışlardır.

Kuyumcu ve diğ. (2015b), Gaziantep şehrinin iklim verilerine dayanarak kapalı bir buz paten sahasının soğutulması için gerekli olan soğutma yükünü karşılamak için farklı

güneş kollektör tiplerini kullanarak $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi için soğutma yükünü ve kollektör alanını belirlemeye yönelik bir teorik araştırma yürüttüler. En az ve en fazla soğutma ihtiyaçlarının sırasıyla ocak ve temmuz aylarında ortaya çıktığını gözlemlemişlerdir. Mart ayından Ekim ayına kadar toplam sekiz ay için ortalama vakum tüplü kollektör alanının düzlemsel tipteki kollektörden yaklaşık olarak %20 daha az olarak tespit etmişlerdir.

Agrawal ve diğ. (2015), Hindistan'ın Himaçal Pradeş bölgesinin iklim verilerine dayanarak düzlemsel güneş kollektörü destekli $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimini ele alarak bir dersliğin soğutma yükünün karşılanması ile ilgili teorik bir çalışma yapmışlardır. Absorpsiyonlu soğutma çevrimini klasik buhar sıkıştırma soğutma çevrimleriyle karşılaştırmak için maliyet analizi de yapmışlardır.

Şahin ve diğ. (2016), Mersin şehrinin iklim verilerine dayanarak vakum tüplü kollektör entegreli $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin teorik olarak saatlik analizini Mayıs-Eylül ayları arasında yapmışlardır. En yüksek STK değerlerinin Mayıs ayında, en düşük STK değerlerinin ise Temmuz ve Ağustos aylarında elde etmişlerdir. 30 m^2 'lik bir alanın soğutulmasını sağlamak için 50 m^2 kollektör alanının yeterli olacağını tespit etmişlerdir.

Bellos ve diğ. (2016a), Yunanistan'da bulunan Atina şehrinin iklim verilerine dayanarak çeşitli güneş kollektör tiplerini $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ eriyik çifti ile çalışan 100 kW 'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimine entegre ederek enerji, ekserji ve finansal analizlerini teorik olarak yapmışlardır. Kollektör alanının en aza indirilmesine yol açan optimum ısı kaynağı sıcaklığını belirlemeyi amaçlamışlardır. Enerji ve ekserji analizlerinin sonucunda parabolik oluk tip kollektörlere sahip olan çevrimin STK ve ekserji verimini en yüksek olarak tespit etmişlerdir. 60 bin € sermaye maliyeti ile vakum tüplü güneş kollektörler entegreli çevrimin soğutma yükünü karşılamak için en uygun çözüm olabileceğinin sonucuna ulaşmışlardır. Düzlemsel kollektör entegreli çevrim 66 bin € ile ikinci seçenek olurken, parabolik oluk kollektör entegreli çevrim 78 bin € ile üçüncü ve birleşik parabolik güneş kollektör entegreli çevrim ise 84 bin € ile dördüncü seçenek olarak tespit etmişlerdir. Vakum tüplü güneş kollektörün düşük maliyetli olmasının

nedeni, 200 m²'ye yakın olan düşük toplama sahası alanı, diğer kollektörlerin ise yaklaşık 300 m²'ye ihtiyaç duymasından kaynakladığını vurgulamışlardır.

Bellos ve diğ. (2016b), düzlemsel güneş kollektör destekli LiCl-H₂O ve LiBr-H₂O eriyik çiftleri ile çalışan 250 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin enerji ve ekserji analizlerini teorik açıdan gerçekleştirmişlerdir. Kollektör alanının en aza indirilmesine karşılık gelen çevrimin ekserji verimliliğinin maksimize edilmesi için üç farklı dış hava sıcaklıklarını dikkate alarak optimum ısı kaynağı sıcaklığını belirlemek amacıyla basit bir optimizasyon yöntemi uygulamışlardır. Düşük hava sıcaklığına sahip iklimlerde tasarladıkları çevrimin daha iyi performans gösterdiğini tespit etmişlerdir. LiCl-H₂O kullanan çevrimin kollektör alanının LiBr-H₂O'ya göre %8 daha az olduğunun sonucuna varmışlardır.

Tzivanidis ve Bellos (2016), Yunanistan'ın Atina şehrinin iklim verilerine dayanarak düz parabolik oluk tip güneş kollektör entegreli LiBr-H₂O ile çalışan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin teorik olarak enerji analizini yapmışlardır. 300 litrelik bir enerji depolama tankı ile birleştirilmiş bir kollektör modülü, günlük 95,3 kWh güneş enerjisi ile 3 kW soğutma yükü verebileceğini tespit etmişlerdir. Nihai sonuçlar, 54 m² kollektör alanı ve 1,35 m³ depolama tankı kullanılarak maksimum 12,8 kW soğutma yükü elde etmek mümkün olabileceğini ve bu da 100 m²'lik bir alanı yeterli bir şekilde soğutulabileceğinin sonucuna varmışlardır.

El-Shaarawi ve Al-Ugla (2016), Suudi Arabistan'ın Dhahran şehrindeki tipik bir müstakil evde 5 kW'lık sabit bir soğutma yükünü karşılamak için LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimini tasarlamışlar ve teorik açıdan analizini yapmışlardır. Güneş enerjisiyle çalışan LiBr-H₂O absorpsiyonlu klimanın sürekli çalışması için dört hibrit depolama tasarımını (ısı ve soğutucu akışkan depolama, soğuk ve soğutucu akışkan depolama, sıcak ve soğuk depolama ve sıcak, soğuk ve soğutucu akışkan depolama) incelemişlerdir. Sıcak, soğuk ve soğutucu akışkan hibrit depolama çevrimi daha küçük kollektör alanı (22,37 m²) gerektirdiğini tespit etmişlerdir. Sıcak, soğuk ve soğutucu akışkan hibrit depolama çevrimi yüksek STK değerine (0,765) sahip olmasına rağmen, bu çevrim için kütle gereksiniminin çok yüksek olduğunun sonucuna ulaşmışlardır. Soğutma etkisinin günde 24 saat sağlanması için soğuk ve soğutucu

akışkan depolamalı hibrit depolama tasarımının en uygun seçenek olduğunu belirtmişlerdir.

Al-Ugla ve diğ. (2016), gündüzleri sabit bir soğutma yükü altında Suudi Arabistan'ın doğu eyaletinde bulunan Khobar Şehrindeki ticari bir bina için üç iklimlendirme çevrimini (geleneksel buhar sıkıştırırmalı çevrim, güneş enerjisi destekli LiBr-H₂O kullanan absorpsiyonlu çevrim ve güneş pili destekli buhar sıkıştırırmalı çevrim)'nin termoekonomik analizini yapıp karşılaştırdılar. Güneş destekli absorpsiyonlu soğutma çevriminin güneş pili destekli buhar sıkıştırırmalı çevriminden daha ekonomik olarak uygulanabilir olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca, ticari binanın büyüklüğü ve birim elektrik maliyeti arttıkça her iki güneş enerjili çevrimin uygulanabilirliklerinin yüksek olduğunu vurgulamışlardır.

Agrouaz ve diğ. (2017), Fas'ın farklı şehirlerin iklim verilerine dayanarak bir binanın soğutma yükünü karşılamak için 25 m² alana sahip düzlemsel güneş kollektörü ile entegreli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 10 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin teorik açıdan enerji analizini yapmışlardır. Kollektör ile soğutma çevrimi arasına 1250 litrelik bir enerji depolama tankı yerleştirmişlerdir. 50 m²'den büyük bir kollektör alanı için güneş enerjisinden yararlanma oranının sabit kaldığını gözlemlemişlerdir. Parasal yönden kazanç sağlamak için uygun kollektör yüzey alanının ekonomik ve teknik bir uygulanabilirlik (esas olarak maliyet analizi ve arazi kullanılabilirliği) ile birlikte yapılması gerektiği sonucuna varmışlardır. Depolama tankı boyutundaki değişikliğin güneş enerjisinden yararlanma oranı üzerindeki etkisinin önemli olmadığını (sırasıyla 500 L ve 3000 L için %18 ve %21) tespit etmişlerdir.

Tenkeng ve diğ. (2017), Kamerun'un Ngaoundere şehrinin iklim verilerine dayanarak vakum tüplü güneş kollektörü destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin enerji ve ekserji analizini teorik olarak gerçekleştirmişlerdir. Güneş ışıınımı hesaplamalarını yarım saatlik periyotlar halinde sabah 06:30'dan akşam 18:30'a kadar analiz etmişlerdir. Ekserji yıkımının kaynatıcıda ve güneş kollektöründe yüksek oranda gerçekleştiğini tespit etmişlerdir.

Bellos ve Tzivanidis (2017), on farklı şehrin iklim verilerine dayanarak vakum tüplü güneş kollektörü destekli LiBr-H₂O ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma

çevriminin enerji ve finansal analizlerini 100 m² alana sahip tipik bir bina için teorik olarak araştırmışlardır. Güneş enerjisi ile soğutma çevrimi kurmak için en uygun şehirler olarak Abu Dabi (Birleşik Arap emirlikleri) ve Phoenix (Amerika Birleşik Devletleri) olduğunu tespit etmişlerdir. Optimum güneş kollektör alanlarını sırasıyla 60 m² ve 45 m², optimum enerji depolama tanklarını ise sırasıyla Abu Dabi ve Phoenix için 3 m³ ve 1.5 m³ olarak hesaplamışlardır. Roma (İtalya), Madrid (İspanya) ve Selanik (Yunanistan), düşük soğutma talepleri, düşük güneş potansiyeli ve yüksek elektrik maliyeti nedeniyle güneşle soğutma uygulamalarını kurmak için daha az uygun yerler olabileceğinin sonucuna varmışlardır.

Bellos ve diğ. (2017a), Yunanistan'ın Atina şehrinin iklim verilerine dayanarak vakum tüplü güneş kollektör destekli LiBr-H₂O ile çalışan 100 kW'lık tek etkili bir absorbsiyonlu soğutma çevriminin enerji, ekserji ve finansal analizlerini teorik olarak yapmışlardır. 14 m³ depolama tankına sahip 450 m² vakum tüplü kollektörlerin 15 yıllık geri ödeme süresi ve 67 bin € net bugünkü değeri ile finansal olarak optimum çözüm olduğu sonucuna varmışlardır.

Sokhansefat ve diğ. (2017), İran'ın Tahran şehrinin iklim verilerine dayanarak Niroo Araştırma Enstitüsünde kurulan ve faaliyet gösteren 49,86 m² alana sahip vakum tüplü güneş kollektörü destekli 17,6 kW'lık tek etkili bir absorbsiyonlu soğutma çevrimini optimize etmek için simülasyonunu yapmıştır. Optimum değerler olarak 55 m² kollektör alanı, 1 m³ depolama tankı hacmi, 77°C yardımcı ısıtıcının ayar sıcaklık, 1000 kg/h güneş kollektör kütleli debisi ve 33° kollektör eğimi olarak tespit etmişlerdir. Ayrıca, optimize edilmiş çevrimdeki güneş enerjisinden yararlanma oranının %28'lik bir gelişme gösterdiği sonucuna varmışlardır.

Xu ve Wang (2017), Amerika'da Miami şehrinin iklim verilerine dayanarak birleşik parabolik yoğunlaştırıcı kollektörü ile entegreli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 50 kW'lık değişken etkili absorbsiyonlu soğutma çevrimini deneysel verilere dayalı olarak teorik açıdan analiz etmişlerdir. Günlük performans analizini Temmuz ayı için yapmışlardır. Tank hacminin daha büyük olduğunda, ortam ile daha geniş temas alanı ile ısı kaybının artacağını ve ayrıca tank hacmi küçüldüğünde, ortam ile daha büyük sıcaklık farkı ile ısı kaybının artacağını tespit etmişlerdir. Bu yüzden optimum bir depolama tankı boyutu elde edilmesi gerektiğini bildirmişlerdir. Soğutma çevriminin günlük ortalama

STK değeri 0,88 ve tüm çevrimin STK değeri 0,35 ile 10,5 saat çalıştığını belirtmişlerdir. Güneş kolektör alanının artışının soğutma çevriminin STK değerini, güneş enerjisi destekli çevrimin STK değerini ve çalışma süresini arttırdığını gözlemlemişlerdir. Analiz ettikleri çevrimin küçük kolektör alanı ve uzun çalışma süresi ile yüksek verimli güneş enerjisi destekli soğutma sağlamak açısından iyi bir seçenek olabileceğinin sonucuna ulaşmışlardır.

Chen ve diğ. (2017), konut binalarında soğutma uygulaması için vakum tüplü güneş kolektörü ile destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 6 kW'lık hava soğutmalı tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimini deneysel ve analitik açıdan araştırmasını gerçekleştirmişlerdir. Soğutma sezonu boyunca ortalama STK değeri 0,61 ile binanın toplam soğutma yükünün yaklaşık %65'ini karşılayabileceğini tespit etmişlerdir. Güneş enerjisi destekli çevrimin ortalama STK değerini yaklaşık 0,28 olarak hesaplamışlardır. Ayrıca, soğutma sezonu boyunca çevrimin toplam elektrik tüketimi (sirkülasyon pompaları, absorpsiyonlu soğutucu ve fan coil üniteleri dahil) yaklaşık 444,2 kWh olarak tespit etmişlerdir.

Li ve diğ. (2018), düzlemsel veya vakumlu cam tüplü güneş kolektörleri ile desteklenen tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi için CaCl₂-LiBr-LiNO₃(8.72:1:1)/H₂O eriyik çiftini önermişlerdir. Önerilen eriyik çiftinin kristalizasyon sıcaklığı, doymuş buhar basıncı, özgül ısı kapasitesi ve özgül entalpisini çevrimatik olarak ölçmüşlerdir. Aynı soğutma koşulları altında, CaCl₂-LiBr-LiNO₃(8.72:1:1)/H₂O kullanan çevrim için gerekli güneş enerjisi kolektör sıcaklığı, LiBr-H₂O kullanan çevrime göre 7.7°C daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. CaCl₂-LiBr-LiNO₃(8.72:1:1)/H₂O kullanan çevrimin STK değeri LiBr-H₂O kullanan çevrime göre yaklaşık %4 daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. LiBr-H₂O yerine önerilen eriyik çifti kullanılarak yaz aylarında tek etkili güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma çevrimine normal bir düzlemsel güneş kolektörünün veya hatta bir vakum tüplü güneş kolektörünün uygulanabileceğini vurgulamışlardır.

Asadi ve diğ. (2018), NH₃-H₂O eriyik çifti kullanan 10 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin termo-ekonomik analiz ve çok amaçlı optimizasyonunun bir kombinasyonu üzerine teorik çalışma yapmışlardır. Çevrimde ısı kaynağı olarak dört farklı güneş kolektör tipi kullanmışlardır. Vakum tüplü güneş kolektörü kullanan

soğutma çevrimi için elde edilebilecek maksimum STK ve ekserji verimliliği sırasıyla 0,66 ve %39 olarak hesaplamışlardır. Vakum tüplü güneş kolektörlerin toplam 7200 € maliyeti ve 24 m² kolektör alanı ile en ekonomik çözüm olabileceğinin sonucuna varmışlardır.

Bellos ve Tzivanidis (2018a), parabolik oluk tip güneş kolektörü ile entegreli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 100 kW'lık tek etkili iki farklı absorpsiyonlu soğutma çevriminin teorik açıdan parametrik analizini ve optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Ejektörlü absorpsiyon çevrimi geleneksel çevrime kıyasla %60.9'a kadar performans artışı sağladığını belirtmişlerdir. Çevrimde ejektör kullanılması durumunda kaynatıcı için optimum ısı kaynağı sıcaklığı 246,7°C ile 263,4°C arasında bulurlarken, geleneksel çevrim için ise 59,6°C ile 128,6°C arasında olduğunu gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak, 1 kW soğutma kapasitesine sahip geleneksel çevrimin kolektör alanı 1,839 m², ejektörlü çevrimin kolektör alanını ise 1,563 m² olarak tespit etmişlerdir.

Bellos ve Tzivanidis (2018b), Yunanistandaki Atina şehrinin iklim verilerine dayanarak nanoakışkan tabanlı düzlemsel güneş kolektör entegreli LiBr-H₂O ile çalışan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin enerji ve ekserji analizlerini teorik olarak yapmışlardır. Kolektör alanında kullandıkları çalışma akışkanları olarak saf su ve %2 oranında hacimsel fraksiyon içeren nanoakışkan (Cu/Su) kullanmışlar ve karşılaştırmışlardır. Daha yüksek nanopartikül konsantrasyonunun daha yüksek termal performansa yol açtığının sonucuna ulaşmışlardır. Çevrimin günlük olarak yapılan simülasyonu sırasında, ortalama günlük ekserji verimliliği artışı %3,99 bulunurken, STK ve soğutma üretimi artışı %0,84 olarak gözlemlemişlerdir. Daha spesifik olarak, maksimum soğutma üretimi öğlen saatlerinde gözlemlediklerini ve bu nanoakışkan için 30,69 kW ve su için 30,32 kW olarak sonuçlandığını bildirmişlerdir.

Pandya ve diğ. (2018a), Hindistan'ın Gujarat bölgesinin iklim verilerine dayanarak çeşitli güneş kolektörleri ile entegre edilmiş LiCl-H₂O ve LiBr-H₂O eriyik çiftleri ile çalışan 10 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin enerji, ekserji ve finansal analizlerini teorik olarak yapmışlardır. LiCl-H₂O çevrimi için optimum ısı kaynağı sıcaklığı, tüm güneş kolektörleri için LiBr-H₂O kullanan çevrimden daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Bütünleşik parabolik kolektör entegreli LiCl-H₂O çevriminin en düşük termodinamik performansa sahip olduğunu ve ayrıca yüksek

kollektör alanı gerektirdiği bildirmişlerdir. Vakum tüplü kollektör entegreli LiCl-H₂O çevrimin düzlemsel kollektör entegreli LiCl-H₂O çevrimden enerji ve ekserji parametreleri açısından üstün olduğunu ve en az kollektör alanı gerektirdiğinin sonucuna varmışlardır.

Pandya ve diğ. (2018b), Hindistan'ın Mehsana şehrinin iklim verilerine dayanarak farklı güneş kollektör tipleri ile entegre edilmiş NH₃-H₂O kullanan 20 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin çok amaçlı optimizasyonunu teorik olarak yapmışlardır. Vakum tüplü kollektörlü çevrimin düzlemsel kollektör entegreli çevrime nazaran termodinamik açıdan üstün olduğunu ve ayrıca daha az kollektör alanı gerektirdiği sonucuna ulaşmışlardır. Parabolik oluk tip kollektörlü çevrimin diğer kollektörlü çevrimlere nazaran daha iyi bir termodinamik performansı gösterdiğini tespit etmişlerdir. Çalışmalarının sonunda, NH₃-H₂O çevriminin vakum tüplü kollektörler ile entegre edilmesini tavsiye etmişlerdir.

Şanlı ve Dilsel (2018), Mersin şehrinin iklim verilerine dayanarak güneş kollektörleri ile entegre edilmiş LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 84,6 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimini kullanarak 40 yataklı bir otelin soğutulması amaçlanmışlardır. Otelin soğutma yükü ihtiyacını karşılayabilmek için, vakum tüplü kollektör için gerekli yüzey alanı, düzlemsel kollektörler için gerekli olan yüzey alanından 330,6 m² daha az olduğu için kullanımının uygun olduğu sonucuna varmışlardır.

Zaidan ve diğ. (2018), Irak'ın Tikrit şehrinin iklim verilerine dayanarak Tikrit üniversitesinde yer alan 40 m²'lik alanı soğutmak için parabolik oluk tip güneş kollektör entegreli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 7 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin ısı performans analizini teorik olarak yapmışlardır. Gün batımından sonra çevrimi çalıştırmak için sıcak su depolama tankı, gece soğutma ihtiyacının karşılanması için ise ekstra soğutma suyunu depolamak için bir soğuk su depolama tankı kullanmışlardır. Sabah 11'den akşam 6'ya kadar belirtilen alanı soğutabilmeleri için minimum 16,6 m² kollektör alanı için sıcak depolama tankı hacmi 0,23 m³ ve soğuk depolama tankı hacmini ise 0,57 m³ olması gerektiğinin sonucuna varmışlardır.

Hirmiz ve diğ. (2018), güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma çevrimlerindeki ısı enerji depolama bileşenini seçmek ve uygun şekilde boyutlandırmak için bir analik

yöntem geliştirmişlerdir. Faz değışim malzemesinin depolama hacmini %43 oranında azaltılabileceğinin sonucuna varmışlardır.

Kurtulmuş ve diğ. (2018), Mersin şehrinin iklim verilerini kullanarak vakum tüplü kollektör entegreli ayrı ayrı LiBr-H₂O ve LiCl-H₂O eriyik çiftleri ile çalışan tek ve çift etkili absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinin teorik olarak saatlik analizini Mayıs'tan ve Eylül ayına kadar yapmışlardır. Çift etkili LiCl-H₂O çevrim, tek etkili LiCl-H₂O ve tek etkili LiBr-H₂O için gerekli minimum güneş kollektör alanlarını sırasıyla 23, 63 m², 38,93 m² ve 44,1 m² olarak elde etmişlerdir.

Luna ve diğ. (2018), 38,4 m² alana sahip parabolik oluklu kollektör destekli amonyak-lityum nitrat (NH₃-LiNO₃) eriyik çifti ile çalışan 5 kW'lık tek etkili bir absorbsiyonlu soğutma çevriminin deneysel analizini yapmışlardır. Kaynatıcı için gerekli sıcaklığın 105°C olması durumunda güneş kollektörlerin ısı ve ekserji verimleri sırasıyla % 19,8 ve %14,93 ile absorbsiyonlu çevrime 6,5 kW'a kadar faydalı ısı sağlayabileceğini gözlemlemişlerdir.

Mohamed ve Karimi (2019), Hindistan'ın Yeni Delhi ve Mumbai şehirlerinin iklim verilerine dayanarak düzlemsel güneş kollektörü destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorbsiyonlu soğutma çevriminin teorik açıdan termodinamik analizini yapmışlardır. Güneş enerjisi hesaplamalarını 15 Nisan, 15 Mayıs ve 15 Haziran ayları için yapmışlardır. Güneş kollektörünün maksimum verimliliği 15 Nisan ve 15 Mayıs tarihlerinde Yeni Delhi ve Mumbai için sırasıyla %50 ve %51 olarak bulmuşlardır. Kaynatıcıya verilen 4,1033 kW ısıda, 68°C'de kaynatıcı sıcaklığında ve 3,5167 kW'lık soğutma yükünde STK değerini 0,857 olarak elde etmişlerdir.

Sheikhani ve diğ. (2018), farklı tipteki güneş enerjisi teknolojileriyle (düzlemsel kollektör, vakum tüplü kollektör, bütünlük parabolik kollektör ve parabolik oluklu kollektör) entegre edilmiş absorbsiyonlu soğutma çevrimlerini kapsamlı olarak incelemişlerdir. Vakum tüplü kollektör ve düzlemsel kollektör entegreli absorbsiyonlu soğutma çevriminin performansı karşılaştırıldığında, vakum tüplü kollektör tabanlı çevrimin termodinamik ve ekonomik açıdan üstün olduğunu gözlemlemişlerdir. Parabolik oluklu kollektör ile entegre çevrim, vakum tüplü kollektör ve düzlemsel kollektör tabanlı çevrimden daha yüksek termodinamik performansa sahip olduğunu

fakat daha yüksek kollektör alanı gerektirdiğini ve dolayısıyla ilk yatırım maliyetinin daha yüksek olduğunun sonucuna varmışlardır.

Modi ve diğ. (2019a), Hindistan'ın Gandhinagar şehrinin iklim verilerine dayanarak bir iş binasının soğutma yükünü karşılamak için çeşitli güneş kollektörleri ile entegre edilmiş [EMIM][DMP]/H₂O (1-etil-3-metilimidazolyum dimetil fosfat) eriyik çifti ile çalıştırılan 10 kW'lık tek etkili bir absorbsiyonlu soğutma çevriminin termo-ekonomik performansı üzerine teorik bir araştırma yapmışlardır. [EMIM][DMP]/H₂O çevrimi için gerekli vakum tüplü kollektör alanı LiBr/H₂O kullanan çevrime göre %14,58 daha yüksek ve güneş enerjisi destekli STK değeri ise %19,32 daha düşük bulmuşlardır. Parabolik oluk kollektörlü çevrimin optimum STK değeri vakum tüplü kollektörlü çevrime göre %11,43 daha yüksekken, vakum tüplü kollektörlü çevrimin parabolik oluk kollektörlü çevrimden %25,10 daha ekonomik olarak tespit etmişlerdir.

Modi ve diğ. (2019b), düzlemsel güneş kollektörü kullanan amonyak-sodyum tiyosiyanat (NH₃-NaSCN) ve amonyak-lityum nitrat (NH₃-LiNO₃) eriyik çiftleri ile çalışan tek etkili bir absorbsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik performans analizini teorik olarak yürütmüşlerdir. Gün batımından sonra ısı enerjiden yararlanılması için güneş kollektörü ile soğutma çevriminin arasına bir ısı enerji depolama tankı yerleştirmişlerdir. Güneş kollektöründe ısı transferi akışkanı olarak nanoakışkan (CuO/H₂O) kullanmışlardır. Güneş kollektöründe kullanılan nanoakışkanların NH₃-NaSCN ve NH₃-LiNO₃ çevrimlerinin STK değerlerini sırasıyla %2,70 ve %1,50 arttırdığı sonucuna varmışlardır.

Pandya ve diğ. (2019), Hindistan'ın Gandhinagar şehrinin iklim verilerine dayanarak çeşitli güneş kollektörleri ile entegre edilmiş amonyak-sodyum tiyosiyanat (NH₃-NaSCN) ve amonyak-lityum nitrat (NH₃-LiNO₃) eriyik çiftleri ile çalışan 15 kW'lık tek etkili bir absorbsiyonlu soğutma çevriminin ayrıntılı termodinamik analizini teorik olarak yürütmüşlerdir. Parabolik oluk tip kollektör ile entegre NH₃-LiNO₃ çevrimi, vakum tüplü kollektörler ile entegre NH₃-LiNO₃'e kıyasla %23 daha yüksek maliyet değerine sahip olduğu ve ayrıca %0,7 daha yüksek ekserji verimliliği değerine sahip olduğunun sonucuna ulaşmışlardır. Çalışmalarının sonucunda vakum tüplü kollektör ile entegre NH₃-LiNO₃ çevrimini termodinamik ve ekonomik açıdan tavsiye etmişlerdir.

Asgharian ve diğ. (2019), enerji depolamaya sahip düzlemsel güneş kolektör destekli tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin enerji, ekserji ve eksergoekonomik analizlerini teorik olarak yapmışlardır. Çevrimin performansını arttırmak için kolektörlerde ısı transfer akışkanı olarak iki farklı nanoakışkan ($\text{CuO}/\text{H}_2\text{O}$ ve $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{H}_2\text{O}$) kullandılar. Sonuçlar, %5 CuO ve %5 Al_2O_3 nanopartiküllerinin kullanımının, STK değerini sırasıyla %17,98 ve %14,51 artırdığını, buna karşılık ekserji esaslı maliyet oranının sırasıyla %10,25 ve %5,48 azaldığını saptamışlardır. $\text{CuO}/\text{H}_2\text{O}$ 'nun ısı transfer akışkanı olarak kullanılmasının, çevrimin performansını arttırmak ve ekserjiye dayalı soğutma maliyetini azaltmak için daha uygun olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Salameh ve diğ. (2019), Lübnan'ın Beyrut şehrinin iklim verilerine dayanarak parabolik oluk tip güneş kolektör entegreli $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin enerji analizini teorik olarak gerçekleştirmişlerdir. Temmuz ayında kullanılabilir maksimum enerji için gerekli depolama tankı hacmi $2,6 \text{ m}^3$ olarak bulmuşlardır. Tasarladıkları çevrimin, parabolik oluk tip güneş kolektörü tarafından sağlanan ısı enerjisini kullanarak yılın 8 ayı boyunca yeterli şekilde çalışabileceğinin sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca, 1 kW soğutma yükü başına minimum $10,7 \text{ m}^2$ 'lik bir kolektör yüzey alanının yeterli olabileceğini gözlemlemişlerdir.

Awasthi ve diğ. (2019), Hindistan'ın Kolkada şehrinin iklim verilerine dayanarak 10 tonluk depolama hacmine sahip sebze soğuk hava deposu için parabolik oluk tip kolektör entegreli $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimini 24 saat çalışması için teorik olarak modellemişler ve analiz etmişlerdir. 10 tonluk bir soğuk deponun 6°C sıcaklıkta 24 saat başarılı bir şekilde sebzeleri muhafaza edebileceği sonucuna varmışlardır.

Şanlı (2019), Isparta şehrinin iklim verilerine dayanarak dubleks bir evin soğutma ihtiyacını karşılamak için iki farklı güneş kolektörlerini kullanarak $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ eriyik çifti ile çalışan $19,34 \text{ kW}$ 'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin analizini teorik olarak gerçekleştirmişlerdir. Düzlemsel kolektör için gerekli alan vakum tüplü kolektör alanından $15,63 \text{ m}^2$ daha fazla olduğu için vakum tüplü kolektör kullanımının daha uygun olacağının sonucuna varmışlardır.

Toprak ve Ouedraogo (2020), İzmir ve Phoenix (ABD) şehirlerinin iklim verilerine dayanarak soğutulmuş su depolama ve soğutma suyu depolama tanklarının 1000 m²'lik parabolik oluk tip güneş kollektörleri ile entegreli 1020 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi performansına etkisini teorik olarak araştırmışlardır. Soğutulmuş su depolama tankının referans çevrime eklenmesi ile absorpsiyonlu soğutma çevrimi için gerekli olan soğutma kapasitesini yaklaşık %34 kadar düşürülebileceğini tespit etmişlerdir.

Al-Falahi ve diğ. (2020a), iki farklı güneş kollektör tiplerini kullanarak LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin teorik açıdan termo-ekonomik analizini yapmışlardır. Çalışmalarında Irak'ın Bağdat şehrinin iklim verilerine dayanarak 700 kW ile 800 kW arasında değişen bir spor alanının soğutma yükünü karşılamak için teorik analizini yapmışlardır. Parabolik oluk tip kollektör entegreli LiBr-H₂O çevriminin enerji, tasarım ve maliyet açısından vakum tüplü kollektör entegreli çevrime göre daha üstün olduğunun sonucuna varmışlardır.

Al-Falahi ve diğ. (2020b), Irak'ın Bağdat şehrinin iklim verilerine dayanarak vakum tüplü güneş kollektörü ile entegreli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 35 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin teorik açıdan enerji analizini yapmışlardır. Ağustos ayında çalışan çevrim, yüksek güneş potansiyeli nedeniyle en iyi aylık ortalama güneş enerjisinden yararlanma oranına (%59,4) ve STK (0,52) değerine sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca, güneş enerjisi depolama tankının boyutundaki değişikliğin güneş enerjisinden yararlanma oranında önemli bir etkisinin olmadığını sonucuna varmışlardır (10 L/m² ve 55 L/m² için sırasıyla %60,6 ve %61,1).

Rejeb ve diğ. (2020), Birleşik Arap Emirlikleri iklim verileri ışığında parabolik oluk tip kollektör kullanan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik performans araştırmasını teorik açıdan yapmışlardır. Çöl bölgelerindeki kış ve yaz günlerinde çevrimin STK üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Güneş kollektöründe iki farklı nanoakışkan (Al₂O₃/H₂O ve Cu/H₂O) kullanmışlardır. Soğutma çevriminde ise LiBr-H₂O eriyik çifti kullanmışlardır. Güneş kollektörü ile soğutma çevriminin arasına bir enerji depolama tankı modellemişlerdir. Kışın ve 10.00 ile 14.00 arasında zaman diliminde STK değerleri, saf su için 0,64, %0,5 Al₂O₃/H₂O için 0,68 ve %0,5 Cu/H₂O için 0,74 olarak bulmuşlardır. Yazın ve 09:00 ile 15:00 arasındaki zaman diliminde ise

elde edilen maksimum STK değeri 0,77'dir ve nanoakışkanların etkisi bu zaman aralığındaki etkisi ihmal edilebilir düzeyde olduğu sonucuna varmışlardır. Analiz sonuçlarına kapsamlı olarak bakıldığında araştırmacılar Cu/H₂O kullanılması ile en iyi performansa ulaşabileceğini bildirmişlerdir.

Boero ve Agyenim (2020), Ekvator'un Guayaquil, Manta ve San Cristobal şehirlerinin iklim verilerine dayanarak 450 m³ hacme sahip bir ofis binasının soğutma yükünün karşılanması için 24 m² alana sahip vakum tüplü kollektör ile destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 15 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin teorik açıdan enerji analizini yapmışlardır. Soğutma kulesinin çalışma parametreleri, çevrimin soğutma kapasitesini ve soğutulmuş suyun çıkış sıcaklığını önemli ölçüde etkilediğini tespit etmişlerdir. Mart ayı için analiz yaptıklarında Guayaquil, Manta ve San Cristobal şehirleri için önerilen güneş enerjisi destekli çevrimin STK değerlerini sırasıyla sırasıyla 0,71, 0,69 ve 0,65 olarak hesaplamışlardır.

Uçkan ve Yousif (2020a), Kuzey Irak'ın Duhok şehrinin iklim verilerine dayanarak 270 m² alana sahip bir marketin soğutma yükünün karşılanması için 95 m² açıklık alana sahip vakum tüplü kollektör ile destekli LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 35,17 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin teorik açıdan enerji analizini yapmışlardır. Kollektör ile soğutma çevrimi arasında 3 m³'lük hacme sahip bir enerji depolama tankı yerleştirmişlerdir. 16:00-18:00 saatleri arasında yetersiz gelen güneş ışıınımı nedeniyle, kaynatıcıya sıcak su girişinin sıcaklığını artırmak için yardımcı su ısıtma çevriminin kullanılması çok gerekli olduğunun sonucuna varmışlardır. Soğutma çevriminin ortalama STK değerini 0,63 olarak bulmuşlardır.

Uçkan ve Yousif (2020b), Kuzey Irak'ın Süleymaniye şehrinin iklim verilerine dayanarak farklı güneş kollektörlerini entegre ederek 275 m² alana sahip bir marketin soğutma yükünün karşılanması için LiBr-H₂O eriyik çifti ile çalışan 35 kW'lık tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin teorik açıdan enerji analizini yapmışlardır. Kollektör alanının kollektör verimi, ısıtıcı gücü ve sıcak su tankı sıcaklığı üzerinde önemli etkisi olduğu gözlemlenmiştir. Çevrimin yardımcı ısıtıcıya ihtiyaç duymadan çalışabilmesi için çevrimin ihtiyaç duyduğu yeterli kollektör alanı düzlemsel kollektörler için 150 m², vakum tüplü kollektörler için 125 m² ve izlemesiz yoğunlaştırılmış parabolik kollektörler için 100 m² olması sonucuna varmışlardır.

Modi ve diğ. (2020), Hindistan'ın Gujarat Bölgesi'nin iklim verilerine dayanarak vakum tüplü güneş kollektörü ile entegreli amonyak-sodyum tiyosiyanat ($\text{NH}_3\text{-NaSCN}$) ve amonyak-lityum nitrat ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$) eriyik çiftleri ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin enerji analizini Nisan-Eylül ayları arasında gerçekleştirmişlerdir. Güneş kollektörü ile soğutma çevrimi arasında bir enerji depolama tankı yerleştirmişlerdir. $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ çevrimi, aynı çalışma koşullarında $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ çevriminden çok daha düşük evaporatör sıcaklığına ulaşabildiğini gözlemlemişlerdir. $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ ve $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ çevrimlerinin mümkün olan maksimum STK değerlerini sırasıyla 0,73 ve 0,68 olarak hesaplamışlardır. Güneş enerjisi destekli $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ çevrimi için 0,18 ila 0,43 ve güneş enerjisi destekli $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ çevrimi için ise 6 aylık süre boyunca 0,17 ila 0,39 arasında değiştiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ kullanan çevrimin kristalleşme ihtimalinin $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ çevrimine göre daha fazla olduğunu bildirmişlerdir.

Aktemur ve Öztürk (2022b), güneş enerjisi destekli $\text{LiBr+LiCl/H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr/H}_2\text{O}$ kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin termodinamik analizini yapmışlardır. $\text{LiBr+LiCl/H}_2\text{O}$ kullanan çevrimin $\text{LiBr/H}_2\text{O}$ kullanan çevrime göre %48,93 daha düşük sirkülasyon oranına, %8,81 daha yüksek soğutma tesir katsayısına, %8,96 daha yüksek ekserji verimliliğine, %8,92 daha düşük güneş kolektör alanı ve %8,91 daha düşük depolama tankı hacmine sahip olduğunu rapor ettiler.

2.5. Bu Tez Çalışması Kapsamında Yapılması Planlanan Çalışmalar

Dört alt başlık altında taranan literatür çalışmaları sonucunda; kaskad soğutma çevriminin absorpsiyonlu soğutma kısmında ve buhar sıkıştırmalı soğutma kısmında termodinamik açıdan iyileştirmeler yapılabileceği görülmüş olup bu iyileştirmeler sonucunda da kaskad soğutma çevriminin performansının iyileşeceği öngörülmüştür. Bu iyileştirmelerden sonra fotovoltaik paneller ile elektrik enerjisi üretimi ve vakum tüplü güneş toplayıcılarının ısı üretimi için kullanılarak kaskad soğutma çevriminin alternatif enerji destekli çalışabileceği ve bu kapsamda da hem elektrik hem de ısı enerji gereksinimi anlamında kaskad soğutma çevriminde kullanımı sağlanacaktır.

İlk olarak alt çevrimlerden biri olan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminde farklı çözelti karışımları kullanılarak etkin termodinamik parametreler araştırılmıştır.

Termodinamik parametreler araştırılırken tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin enerjiye ve ekserjiye dayalı termodinamik analizi yapılacaktır. Sistemde kullanılan çözelti karışımları $\text{LiBr}+\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$ $\text{LiBr}+\text{LiCl}+\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr}+\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ 'dur. Seçilen bu çözelti karışımları, kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma çevrimi için termodinamik analizi ilk kez bu tez kapsamında çalışılacaktır. Piyasada yaygın bir şekilde kullanılan $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, referans çözelti olarak termodinamik açıdan karşılaştırmada kullanılacaktır. Ayrıca termodinamik analizinden edilen verilen ışığında absorpsiyonlu soğutma çevriminde kullanılması kararlaştırılan çözelti karışımı ile literatürde çalışma yapılan diğer çözelti karışımlarını kullanan absorpsiyonlu soğutma çevrimleri termodinamik açıdan karşılaştırılacaktır.

Oluşturulan kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma çevriminde kaynatıcı bileşeninin gerekli olan ısı yükünün karşılanması için tipik ısı borulu vakum tüplü güneş toplayıcıları kullanılması planlanmıştır. Güneş enerjisi analizi için Marma Bölgesinden Kocaeli, Ege Bölgesinden İzmir ve Akdeniz Bölgesinden Antalya şehirleri seçilecektir. Güneş enerjisinin sürekli olarak etkin olamayacağı için enerji depolama tankı ve yardımcı ısıtıcı kaynağı olarak doğalgaz kullanılması düşünülmüştür. Yardımcı ısıtıcı, enerji depolama tankı ile kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma çevriminde yer alan kaynatıcı arasında yerleştirilecek olup enerji kaynağı olarak doğalgaz kullanılacaktır. Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma çevriminde bulunan kaynatıcının ısı yükünün karşılanmasına yönelik vakum tüplü güneş toplayıcıların, enerji depolama tankının ve yardımcı ısıtıcının enerji ve ekserji analizi aylara göre araştırılacaktır.

İkinci olarak kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırımlı soğutma alt çevriminde ilk defa buster kompresör destekli ejektör genleştiricili buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin kullanımı bu çalışmada planlanmıştır. Farklı soğutucu akışkanlar ve nanopartikül eklentileri kullanılarak bu alt çevrimin enerjiye ve ekserjiye dayalı termodinamik performansının iyileştirilmesi araştırılacaktır. Termodinamik parametreler araştırılırken ejektör genleştiricili buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin absorpsiyonlu soğutma çevrimine bağlı şekilde enerji ve ekserjiye dayalı termodinamik analizi yapılacaktır. Bu alt çevrimde kullanılan çevre dostu soğutucu akışkanlar olarak R152a, R134a, R290, R1234yf ve R1270 seçilmiştir. Oluşturulan kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırımlı alt çevriminde soğutucu akışkana nanoparçaçık

eklentisi bu tez çalışmasında ilk kez uygulanacaktır. Kullanılacak nanopartiküller Cu (bakır), CuO (bakır oksit), Al₂O₃ (alüminyum oksit), ZnO (çinko oksit), TiO₂ (titanyum oksit) ve Fe (demir)'dir. Çeşitli önemli termodinamik parametreler göz önüne alınarak farklı soğutucu akışkanları ve çeşitli tipte nanopartikül eklentileri incelenerek alt çevrimde kullanılması uygun görülen termodinamik açıdan en etkin nanopartikül eklentili soğutucu akışkan belirlenmeye çalışılacaktır. Ayrıca termodinamik analizden edilen veriler ışığında kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevriminde kullanılması kararlaştırılan nanopartikül eklentili soğutucu akışkan ile literatürde çalışma yapılan diğer soğutucu akışkanları kullanan kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevriminin termodinamik açıdan karşılaştırması yapılacaktır.

Üçüncü olarak kaskad soğutma çevriminde yukarıda planlanan geliştirilmiş absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı çevrimin birleştirilmesiyle elde edilen yeni kaskad soğutma çevriminin termodinamik performansı incelenerek literatürdeki çalışmalara göre ne kadar katkı yapılabileceği belirlenecektir.

Dördüncü olarak oluşturulan kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma çevriminde çözelti pompasının yanı sıra ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde kompresörler (ana kompresör ve buster kompresör) elektrik enerjisine ihtiyaç duymaktadırlar. Bu bileşenlerin elektrik ihtiyacını karşılamak için şebekeye bağlı tipik fotovoltaik paneller kullanılacaktır. Güneş enerjisi analizi için Marmara Bölgesinden Kocaeli, Ege Bölgesinden İzmir ve Akdeniz Bölgesinden Antalya seçilecektir. Fotovoltaik panellerden elektrik üretimi seçilen şehirlerin güneşlenme sürelerine bağlı olduğu için sadece günün bir bölümünü karşılaması mümkün olmaktadır. Aylık ortalama anlık güneş ışıyım değerleri hesaplanırken güneşlenme süreleri dikkate alınacaktır. Güneşlenme süresi haricinde geri kalan zamanlarda ise bileşenler tarafından ihtiyaç duyulan elektrik enerjisi şebekeden sağlanması planlanmıştır. Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevrimlerinde bulunan üç bileşenin (çözelti pompası, buster kompresör ve ana kompresör) elektrik ihtiyacının karşılanması için fotovoltaik panellerin enerji ve ekserji analizi aylara göre yapılacaktır.

Son olarak ise uygun görülen akışkan çiftini kullanan absorpsiyonlu ve ejektör genişletirici buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin güneş enerjisi destekli durumu için düşünülen kısıtlayıcı aralıkları göz önüne alınarak ekserji ve ekonomik kavramlarını bir araya getiren termoeconomik analizi ilk kez bu çalışmada yapılacaktır. Kaskad soğutma sistemindeki karar değişkenleri olarak kaynatıcı, absorber, yoğurturucu, buharlaştırıcı ve kaskad ısı değıştiricisinin farklı sıcaklık aralıkları göz önüne alınarak sistemin termoeconomik analizi ve optimizasyonu yapılmaya çalışılacaktır.



3. TERMODİNAMİK ANALİZLERDE KULLANILAN YÖNTEMLER

Bu bölümde enerji ve ekserjiye bağlı tüm temel termodinamik bağıntılar sunulmuştur. Aşağıda açıklanan tüm kütle ve enerji denkliğinde kullanılacak temel denklem takımları ilerleyen bölümlerde bu tez çalışması için oluşturulacak termodinamik modellerin ön hazırlığı niteliğindedir.

3.1. Kütle Dengesi (Kütle Korunumu)

Kütlenin korunumu doğada bulunan temel ilkelerden biri olarak nitelendirilir. Kütle, enerji gibi süreçler sırasında korunur. Özellikleri zamana bağlı olarak değişmeyen yani kararlı hal rejiminde olan kontrol hacimleri için kütlenin korunum ilkesi Denklem (3.1)'de verilmiştir (Dinçer, 2021).

$$\sum_g \dot{m}_g = \sum_{\varphi} \dot{m}_{\varphi} \quad (3.1)$$

Denklem (3.1) bir akış ortamı için daha açık bir formda yazılırsa aşağıdaki süreklilik Denklemi (3.2) elde edilir (Sumeru ve diğ., 2012).

$$\sum_g \rho_g A_g V_g = \sum_{\varphi} \rho_{\varphi} A_{\varphi} V_{\varphi} \quad (3.2)$$

Yukarıdaki kütlenin korunum denkleminde, ρ yoğunluğu (kg/m^3), A kesitsel (enkesit) vektörel alanı (m^2) ve V hızı (m/s) temsil eder.

3.2. Enerji Dengesi (Enerjinin Korunumu)

Enerjinin korunumu kanunu, bir termodinamik süreç sırasında bir enerji türünün farklı bir enerji türüne dönüşebileceğini fakat toplam miktarının sabit kalacağını belirtir (Dinçer ve Rosen, 2013; Çengel ve Cimbala, 2017; Dinçer, 2021). Özellikleri zamana bağlı olarak değişmeyen yani kararlı hal rejiminde olan kontrol hacimleri için enerjinin korunum ilkesi Denklem (3.4)'te verilmiştir (Dinçer ve Rosen, 2013; Çengel ve Cimbala, 2017; Dinçer, 2021).

$$\sum_g \dot{E}_g = \sum_{\varphi} \dot{E}_{\varphi} \quad (3.3)$$

Denklem (3.3) daha açık bir formda yazılırsa aşağıdaki Denklem (3.4) elde edilir (Dinçer ve Rosen, 2013; Çengel ve Cimbala, 2017; Dinçer, 2021).

$$\dot{Q}_{KH} + \sum_g \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) = \sum_{\dot{\chi}} \dot{m}_{\dot{\chi}} \left(h_{\dot{\chi}} + \frac{V_{\dot{\chi}}^2}{2} + gz_{\dot{\chi}} \right) + \dot{W}_{KH} \quad (3.4)$$

$\dot{Q}_{KH}$ açık sisteme birim zamanda verilen ısı miktarını, $\dot{W}_{KH}$ açık sistemin birim zamanda yaptığı işi, $\dot{m}_{\dot{\chi}}$ açık sistemden çıkan kütleli debisiyi, $\dot{m}_g$ açık sisteme giren kütleli debiyi, $h_{\dot{\chi}}$ açık sistemden çıkan özgül entalpiyi, h_g açık sisteme giren özgül entalpiyi ve diğer kalan ifadeler ise kinetik ve potansiyel enerjileri ifade etmektedir.

3.3. Momentum Dengesi (Momentumun Korunumu)

Momentum ne yaratılır ne de yok edilir, sadece Newton'un hareket yasalarında tanımlandığı gibi kuvvetlerin etkisiyle değişir. Momentumun korunumu, sistem üzerinde hiçbir dış kuvvet etki etmiyorsa, sistemin momentumunun sabit olduğunu belirtir (Çengel ve Cimbala, 2017). Özellikleri zamana bağlı olarak değişmeyen yani kararlı hal rejiminde olan kontrol hacimleri için momentumun korunum ilkesi Denklem (3.5)'te verilmiştir (Sumeru ve diğ., 2012).

$$P_g A_g + \sum_g \dot{m}_g V_g = P_{\dot{\chi}} A_{\dot{\chi}} + \sum_{\dot{\chi}} \dot{m}_{\dot{\chi}} V_{\dot{\chi}} \quad (3.5)$$

$P_g A_g$ girişte statik basınç nedeniyle etkiyen kuvveti, $\dot{m}_g V_g$ girişteki akış nedeniyle etkiyen kuvveti, $P_{\dot{\chi}} A_{\dot{\chi}}$ çıkışta statik basınç nedeniyle etkiyen kuvveti ve $\dot{m}_{\dot{\chi}} V_{\dot{\chi}}$ çıkıştaki akış nedeniyle etkiyen kuvveti temsil eder.

3.4. Termodinamiğin İkinci Yasası

Termodinamiğin birinci yasasının ele almadığı tersinmezlikler, kayıplar, verimsizlikler ve tahribatları termodinamiğin ikinci yasası açıklar. Bu hesaba katılmayan eksiklikleri ikinci yasa kapsamında yer alan ekserji yaklaşımıyla kolayca giderilebilir (Dinçer ve Rosen, 2013; Dinçer, 2021).

3.4.1. Ekserji Dengesi

Ekserji teriminin literatürde çok fazla tanımı bulunmaktadır ancak kısa açıklamak gerekirse ekserji, enerjinin iş yapabilme yeteneğinin ölçüsüdür (Yüncü, 2010). Enerji analizi ile elde edilen sonuçların, bir sistemin performansının ideale ne kadar yaklaştığının bir ölçüsünü her zaman sağlamadığı için genellikle yanıltıcıdır. Ayrıca, bir sistem içinde meydana gelen termodinamik kayıplar (yani performansın ideallikten sapmasına neden olan faktörler) genellikle enerji analizi ile doğru bir şekilde tanımlanmaz ve değerlendirilmez. Ekserji analizi, termodinamik kayıpların nedenlerini ve konumlarını enerji analizinden daha net bir şekilde tanımlar ve ayrıca tasarımların iyileştirilmesine ve optimize edilmesine yardımcı olabilir (Dinçer ve Rosen, 2013). Ekserji analizini gerçekleştirmek için kütlenin korunumu, enerjinin korunumu ve termodinamiğin ikinci yasası denklem takımlarına başvurulmaktadır. Entropi ve ekserji arasında doğrudan bir ilişki bulunmaktadır ve “biri ne kadar çok entropi üretirse o kadar fazla ekserjiyi yok eder” şeklinde ifade edilmektedir ve Denklem (3.6) ile ifade edilir (Dinçer ve Rosen, 2013; Dinçer, 2021).

$$\dot{E}_d = T_0 \dot{S}_i \quad (3.6)$$

Yukarıdaki Denklem (3.8)’de, $\dot{E}_d > 0$ ise tersinmez süreç; $\dot{E}_d = 0$ ise tersinir süreç; $\dot{E}_d < 0$ ise gerçekleşmesi imkansız süreç olarak tanımlanır (Dinçer ve Rosen, 2013; Dinçer, 2021).

Elektriksel, manyetik, nükleer ve yüzey gerilimi etkilerinin çok az yada hiç olmayan bir sistemde meydana gelen toplam ekserji, kimyasal ekserji (e^{CHE}), fiziksel ekserji (e^{PHE}), kinetik ekserji (e^{KE}) ve potansiyel ekserji (e^{PE}) olarak dört farklı şekilde incelenebilir ve Denklem (3.7)’de olduğu gibi ifade edilir (Özek, 2013; Dinçer ve Rosen, 2013; Dinçer, 2021). Fiziksel ekserji, maddenin bulunduğu ilk durumdan çevresiyle ısı ve mekanik dengeye gelmesi esnasında üretilebilecek maksimum iş miktarı olarak adlandırılmaktadır ve Denklem (3.8) ile ifade edilir (Dinçer ve Rosen, 2013; Kutlu, 2015; Dinçer, 2021).

$$e = e^{CHE} + e^{PHE} + e^{KE} + e^{PE} \quad (3.7)$$

$$e^{PHE} = e_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (3.8)$$

Yukarıda Denklem (3.8)'de belirtilen “i” alt indisi incelenen sistemdeki akım noktalarından birisidir. Açık sistemler için birim zamanda meydana gelen ekserji yıkımı ifadesi aşağıdaki Denklem (3.9)'da verilmiştir (Dinçer ve Rosen, 2013; Dinçer, 2021).

$$\Delta \dot{E}_D = \sum_g \dot{m}_g e_g - \sum_{\dot{\chi}} \dot{m}_{\dot{\chi}} e_{\dot{\chi}} + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W}_{KH} \quad (3.9)$$

Yukarıdaki eşitliğin sağındaki ilk iki terim sırasıyla sistem elemanlarına giriş ve çıkışındaki ekserjiyi, üçüncü terim ısı geçişi ile gerçekleşen ekserji geçişini ve son terim ise iş ile gerçekleşen ekserji akışını göstermektedir.

Bu tez çalışmasının bütününde ekserji analizini gerçekleştirmek için ürün, yakıt ve kayıp ekserji kavramları benimsenmiştir (Joybari ve Haghighat, 2016; Takleh ve Zare, 2019a; Aktemur ve Öztürk, 2022a). Sistemi oluşturan herhangi bir bileşende meydana gelen ekserji yıkımının nasıl hesaplanacağı Denklem (3.10)'da verilmiştir (Kelly ve diğ., 2009; Zhao ve diğ., 2019; Takleh ve Zare, 2019a; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{F,k} - \dot{E}_{P,k} \quad (3.10)$$

Tüm sistemde meydana gelen toplam ekserji yıkımının nasıl hesaplanacağı Denklem (3.11)'de verilmiştir (Kelly ve diğ., 2009; Zhao ve diğ., 2019; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

$$\dot{E}_{D,top} = \dot{E}_{F,top} - \dot{E}_{P,top} - \dot{E}_{L,top} \quad (3.11)$$

Yukarıdaki denklem (3.11)'de $\dot{E}_P$, $\dot{E}_F$, $\dot{E}_D$ ve $\dot{E}_L$, dikkate alınan sistemin sırasıyla ürün ekserjisi, yakıt ekserjisi, ekserji yıkımı ve ekserji kaybı (ekserjinin çevreye taşınması ve artık kullanılmayacak olması) ile ilgili parametrelerdir (Tsatsaronis ve diğ., 2002; Zhao ve diğ., 2019; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

Bileşende meydana gelen ekserji yıkımını, sisteme beslenen toplam yakıt ekserjisi ile karşılaştırmak için ekserji yıkım oranı kavramı kullanılır ve Denklem (3.12)'de verilmiştir (Bejan ve diğ., 1995; Cimşit ve diğ., 2015).

$$Y_{D,k} = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,top}} \quad (3.12)$$

Bileşende meydana gelen ekserji yıkımını, sistemin genelinde meydana gelen ekserji yıkımı ile karşılaştırmak için diğer bir ekserji yıkım oranı kavramı kullanılır ve Denklem (3.13)'te verilmiştir (Bejan ve diğ., 1995; Cimşit ve diğ., 2015).

$$Y_{D,k}^* = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{D,top}} \quad (3.13)$$

Bileşenden çevreye transfer edilen ve artık kullanılmayan ekserji kaybını, sisteme beslenen toplam yakıt ekserjisi ile karşılaştırmak için ekserji kayıp oranı kavramı kullanılır ve Denklem (3.14)'te verilmiştir (Bejan ve diğ., 1995; Cimşit ve diğ., 2015).

$$Y_{L,k} = \frac{\dot{E}_{L,k}}{\dot{E}_{F,top}} \quad (3.14)$$

Yukarıda ifade edilen üç denklem de aynı sistemin çeşitli bileşenlerini karşılaştırmak için kullanışlı parametreler olarak rapor edilmişlerdir (Bejan ve diğ., 1995).

Uygun şekilde tanımlanmış bir ekserji verim, bir ısıl sistemin ve bileşenlerinin performansını değerlendirmede rasyonel sonuçlar verir. Sistem elemanlarının ve sistemin ekserji verimi, ürün ekserjinin ($\dot{E}_{P,k}$) yakıt ekserjisine ($\dot{E}_{F,k}$) oranı olarak sırasıyla Denklem (3.15) ve Denklem (3.16)'da verilmiştir (Kelly ve diğ., 2009; Zhao ve diğ., 2019).

$$\zeta_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (3.15)$$

$$\zeta_{sis} = \frac{\dot{E}_{P,top}}{\dot{E}_{F,top}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,top} + \dot{E}_{L,top}}{\dot{E}_{F,top}} \quad (3.16)$$

4. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

Soğutma ve iklimlendirme uygulamaları dünyadaki toplam enerji tüketiminin yaklaşık 15%'ini oluşturmaktadır (Yıldız ve diğ., 2021). Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimleri soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır (Karamangil ve diğ., 2010) fakat önemli miktarda elektrik enerjisi girdisine ihtiyaç duymaktadırlar (Salhi ve diğ., 2018). Soğutma üretimini sağlamak için absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde kaynatıcının beslenmesi için atık ısının yanı sıra güneş, biyokütle veya jeotermal enerji de yaygın bir şekilde kullanılmaktadır (Cimşit, 2009; Yamankaradeniz ve diğ., 2017) ve sonuç olarak fosil yakıt tüketimini azaltmaya destek olmaktadır. Bu nedenle absorbsiyonlu soğutma çevrimleri, sera gazı emisyonlarını azaltmanın uygun yollarından biri olarak görülmektedir (Karamangil ve diğ., 2010; Cimşit, 2018). Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde elektrik enerjisi ihtiyacı sadece eriyik (çözelti) pompası için gereklidir. Bu elektrik enerjisi girdisi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde kompresöre verilen elektrik enerji girdisine göre oldukça düşük kalmakta ve çoğunlukla hesaplamalarda ihmal edilmektedirler (Selbaş, 2006; Cimşit ve Öztürk, 2012).

Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinin başarılı bir şekilde işlem görebilmesi için çevrimde iki farklı çalışma akışkanı (soğutucu akışkan ve absorbent) dolaşmaktadır. Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde başta LiBr/H₂O (lityum bromür/su) ve NH₃/H₂O (amonyak/su) olmak üzere bir dizi çalışma akışkanı kullanılmaktadır (Florides ve diğ., 2003). H₂O, NH₃/H₂O çözeltisi kullanan çevrimde absorbent iken, LiBr/H₂O çözeltisi kullanan çevrimde ise soğutucu akışkan olarak görev yapmaktadır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017). Gerçek uygulamalarda LiBr/H₂O kullanan çevrimlerde genelde 5°C ve 10°C arasındaki buharlaştırıcı sıcaklığında işlem görürken (Jain ve diğ., 2015c), NH₃/H₂O sistemleri ise -15°C ve 10°C arasındaki buharlaştırıcı sıcaklığında işlem görürler (Gkouletsos ve diğ., 2019). Her iki çalışma akışkanı da ticari olarak tüm dünyada yaygın olarak kullanılmaktadır (Farshi ve diğ., 2011; Lima ve diğ., 2021). Aynı çalışma şartları altında LiBr/H₂O ile sirküle eden çevrimler NH₃/H₂O'ya kıyasla daha etkin termodinamik performans parametrelerine sahiptir (Kaynaklı ve Kılıç, 2007; Farshi ve diğ., 2011; Cimşit ve Öztürk, 2012; Gündüz, 2020). LiBr/H₂O ile sirküle eden çevrimlerin önemli

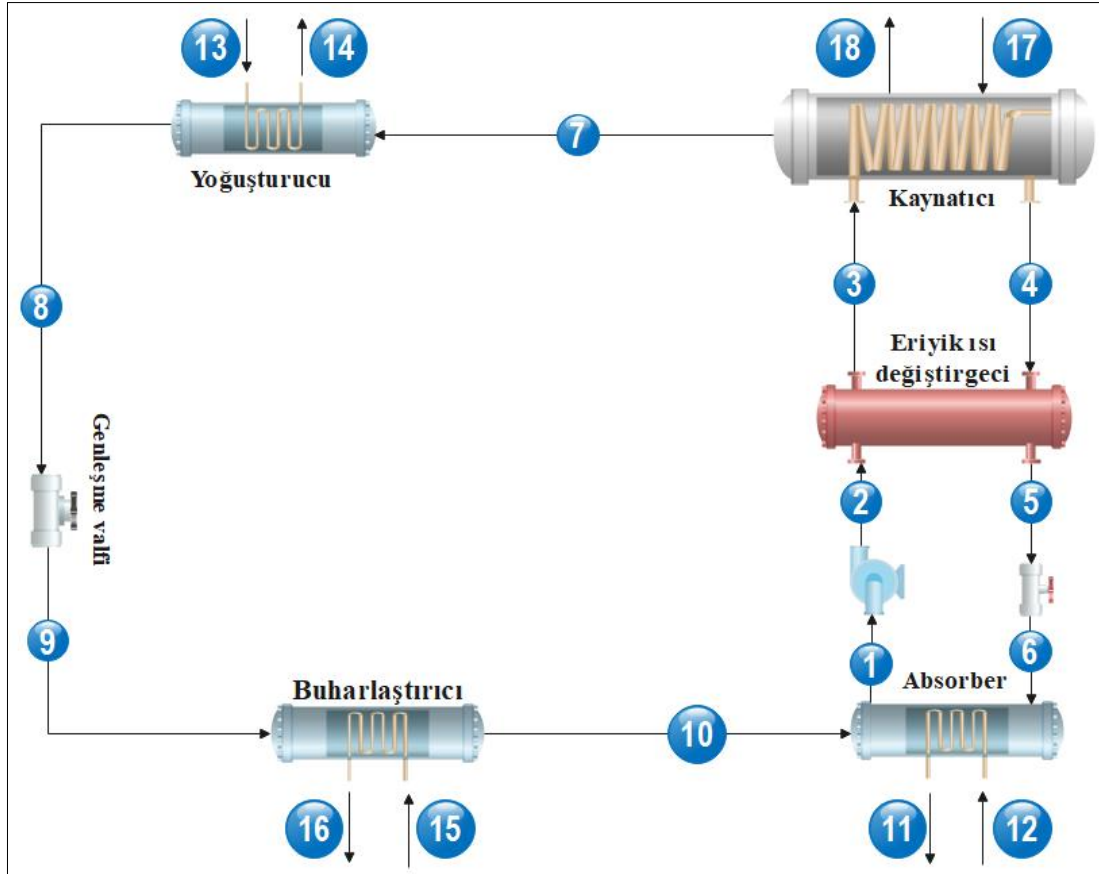
handikapları olarak viskozite, korozyon ve sınırlı çözünürlük gösterilebilir (Saravanan ve Maiya, 1998; Salavera ve diğ., 2004; Banu ve Sudharsan, 2018; Banu ve diğ., 2020).

Yüksek çalışma sıcaklıklarında $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ akışkan çiftini kullanan çevrimler kristalleşme oluşumu meydana gelmeden çalışabildiği için tercih edilmektedir (Dinçer ve Ratlamwala, 2016). Ancak soğutucu akışkan olarak kullanılan amonyağın yanıcı ve zehirleyici bir madde olması sebebiyle pratik uygulamalarda kullanımı kısıtlı olmaktadır. $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ akışkan çiftini kullanan çevrim, $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ akışkan çiftini kullanan çevrime nazaran daha karmaşık bir yapıya sahiptir ki H_2O 'yu yoğunlaştırıcıya taşımamak için kaynatıcı çıkışına yerleştirilen bir deflakmatör kullanmak gerekmektedir (Cimşit, 2009; Kadam ve diğ., 2020). Ayrıca, $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ akışkan çiftini kullanan çevrimler yüksek basınçta işlem görmesi mümkünken $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ akışkan çiftini kullanan çevrimler ise vakum altında işlem görmektedirler (Cimşit, 2009).

Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinin performansı, çalışma akışkanının kimyasal ve termodinamik özelliklerine bağlı olarak değişim göstermektedir. Absorban/soğutucu akışkan kombinasyonunun temel gerekliliklerinden biri, sıvı fazda, çevrimin çalışma sıcaklığı aralığı içinde bir karışabilirlik marjına sahip olmalarıdır. Karışım ayrıca kimyasal olarak kararlı, toksik ve patlayıcı olmamalıdır. Bu gerekliliklere ek olarak, kaynama sıcaklık farkı (saf soğutucu ile aynı basınçtaki karışım arasındaki kaynama noktası farkı) yüksek olmalı, hem soğutucu hem de absorban aşındırıcı olmayan, çevre dostu ve düşük maliyetli olmalı ve kayantıcı ile soğurucu arasındaki soğutma kapasitesi birimi başına düşük sirkülasyon oranını korumak için soğutucu akışkanın yüksek buharlaşma ısısına ve emici içinde yüksek konsantrasyona sahip olması gerekmektedir (Srikhirin ve diğ., 2001).

4.1. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Bileşenleri

Absorbsiyonlu soğutma çevrimleri, istenen soğutma çıktısını sağlamak için elektrik enerjisinden çok ısı enerjisi ihtiyacı duyan tasarımlardır (Dinçer ve Ratlamwala, 2016). Tipik bir tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevriminde Şekil 4.1.'de gösterildiği gibi kaynatıcı, absorber, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı, çözelti pompası, eriyik ısı değiştirgeci ve iki kısma valfi olmak üzere toplam sekiz temel ekipmandan oluşmaktadır (Cimşit, 2009; Joybari ve Haghighat, 2016; Ravul, 2017; Özcan, 2020).



Şekil 4.1. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi

Tuz bazlı eriyik kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin en yalın hali ile çalışma prensibi aşağıda açıklanmıştır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017; Özcan, 2020).

1 ve 2 noktaları: Hazırlanan sulu çözelti absorberden çıkar ve yoğuşturucunun basıncına bağlı olarak bir çözelti pompası yardımıyla eriyik ısı değıştiricisine girişini yapar.

2 ve 3 noktaları: Yoğuşturucunun basıncına bağlı olarak tuz bakımından fakir olan eriyik, eriyik ısı değıştiricisinden geçerken ısınır ve kaynatıcıya giriş yapar.

3 ve 4 noktaları: Kaynatıcıda bulunan tuz bakımından fakir olan eriyik dışarıdan alınan ısı yardımıyla ayrışmaya ve buharlaşmaya başlar. Bunun sonucunda eriyik, tuz bakımından zengin hale gelir.

4 ve 5 noktaları: Tuz bakımından zengin olan eriyik kaynatıcıdan çıkış yaptıktan sonra eriyik ısı değıştiricisine girer ve burada ısısını tuz bakımından fakir olan eriyiğe verir ve soğur.

5 ve 6 noktaları: Tuz bakımından zengin olan eriyik bir kısma valfi yardımıyla absorber basıncına kısılır ve absorbere giriş yapar. Kristalleşmenin en yoğun yaşandığı bölge burasıdır.

7 ve 8 noktaları: Kaynaticıdan çıkış yapan soğutucu buharı yoğuşturucuya giriş yapar. Yoğuşturucudan doymuş sıvı fazında çıkan soğutucu akışkan kısma valfine giriş yapar.

8, 9 ve 10 noktaları: Soğutucu akışkan burada bir kısma valfi yardımıyla buharlaştırıcı basıncına kısılır ve buharlaştırıcıya giriş yapar. Daha sonra buharlaştırıcıdan aynı sıcaklık ve basınçta çıkan soğutucu akışkan absorbere giriş yapar. Soğutucu akışkan olarak su kullanıldığından ve donma riskini ortadan kaldırmak için buharlaştırıcı sıcaklığı minimum 5°C'de tutulmalıdır.

Sonuç olarak kaynaticıdan absorbere tuz bakımından zengin eriyik olarak döner ve buharlaştırıcıdan doymuş buhar fazında çıkan soğutucu akışkanını absorbe eder. Zengin olan çözelti tekrardan fakir hale gelir. Absorbsiyon işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için absorberden çevreye ısı atımı yapılır. Çevrim sürekli olarak bu şekilde devam eder.

4.2. Kristalleşme Riski

Çözünürlük, tuz bazlı çözeltiler için en önemli özelliktir çünkü daha yüksek çözünürlük, daha düşük kristalleşme oluşumu anlamına gelmektedir (Arabi ve Dehghani, 2015). Katı kristallerin oluşumu boruları ve valfleri tıkayabileceğinden, sistem kristalizasyon bölgesinden uzakta çalışmalıdır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017). Genleşme valfi çıkışında kaynaticı sıcaklığına bağlı olarak tuz bakımından zengin olan çözelti absorber sıcaklığına yakın bir değere geldiği için kristalleşme oluşumu ile sonuçlanabilir (Liao ve Radermacher, 2007; Wang ve diğ., 2011; Farshi ve diğ., 2011). Kristalleşme olasılığı, kısma valfinden ayrılan zengin eriyiğin sıcaklığı ile bu noktadaki çözelti konsantrasyonuna karşılık gelen kristalleşme sıcaklığı arasındaki fark ile değerlendirilir. LiBr suda çözüldüğünde, ilgili konsantrasyon değerine karşılık gelen minimum çözelti sıcaklığı vardır. Tuz çözeltilerden ayrılmaya başlar ve bu minimum sıcaklığın altında kristalleşme meydana gelir (Florides ve diğ., 2003; Wang ve diğ., 2011; Farshi ve diğ., 2011; Yamankaradeniz ve diğ., 2017). LiBr/H₂O sistemlerinde kristalleşme riskini önleyerek sistemin güvenli bir şekilde çalışması için ilgili noktadaki çözelti sıcaklığı,

ilgili konsantrasyonun kristalleşme sıcaklığından ortalama olarak 7-8°C yüksek olması gerekmektedir (Misra ve diğ., 2003).

Hava sıcaklığı yüksek olan şehirlerde tuz bazlı herhangi bir sulu çözelti kullanan hava soğutmalı absorpsiyonlu soğutma sisteminde yüksek absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları kullanıldığı için kaynatıcı sıcaklık aralıkları kısıtlayıcı olabilmektedir. Kısıtlayıcı dışına çıkılması kristalleşme ile sonuçlanabilir ki iç boruları tıkayıp sistemin çalışmasını durdurma potansiyeli yüksektir. Ayrıca yüksek absorber sıcaklıklarına çıkmanın tek yolu, çözeltideki tuz konsantrasyonunu arttırmaktır, ancak bu onu kristalleşmeye yaklaştırır (Gilani ve Ahmed, 2015). Bu nedenle kristalleşme olmaksızın yüksek absorber ve yoğuşturucu sıcaklıklarında kaynatıcı sıcaklık aralığı geniş yelpazede çalışabilen uygun çözelti seçilmesi oldukça önem taşımaktadır.

Geleneksel olarak kullanılan LiBr/H₂O eriyik çiftine ek olarak bir veya birden fazla absorbent eklenmesi ile akışkanın çözünürlüğü artabilir ve bunun sonucunda oluşabilecek kristalleşme riskini en aza indirebilir (Saravanan ve Maiya, 1998; Saravanan ve Maiya, 1999; Jian ve diğ., 2010; Asfand ve diğ., 2016; Banu ve Sudharsan, 2018; Banu et al., 2020; Kadam ve diğ., 2020). Çözünürlüğün üst seviyelere çıkarılması sadece çevrimin soğurma kabiliyetini arttırmakla kalmaz (Saravanan ve Maiya, 1999) bunun yanı sıra kaynatıcının daha düşük sıcaklıkta kristalleşme meydana gelmeksizin çalışmasına olanak tanır (Saravanan ve Maiya, 1999; Li ve diğ., 2018; Li ve diğ., 2019). Ancak, ekstra bir veya birden fazla tuzun eklenmesi sonucunda eriyiğin çözünürlüğü artsa bile buhar basıncı, viskozite, aşındırıcılık ve ısıl ve kimyasal kararlılık gibi diğer önemli parametrelerin nasıl bir rol oynadıkları göz önünde bulundurulmalıdır (Inada ve diğ., 2019). Lityum iyodür (LiI), lityum klorür (LiCl) ve lityum nitrat (LiNO₃) gibi inorganik katkı maddeleri, yalnızca kristalleşme sıcaklığını etkili bir şekilde düşürmekle kalmaz, aynı zamanda bazıları LiBr çözeltisinin buhar basıncını etkili bir şekilde düşürür ve korozyonu önler (Inada ve diğ., 2019). LiBr'ye LiI ve LiNO₃ eklenmesi çözünürlüğü artırır ve LiNO₃ sistemdeki korozyonu azaltır (Salavera ve diğ., 2004; Luo ve diğ., 2013; Inada ve diğ., 2019). Katkı maddesi olarak LiI, çözeltinin maliyetini oldukça arttıracak için sistemlerde kullanılması önerilmemektedir (Jiang ve diğ., 2014). LiCl'nin LiBr'ye eklenmesi, LiBr çözeltisinin buhar basıncını (Salavera ve diğ., 2004; Jiang ve diğ., 2014; Inada ve diğ., 2019), metal yüzeylere olan aşındırıcılığını ve maruz kalınabilecek sağlık

tehlikelerini azaltır (Grover ve diğ., 1989; Patil ve diğ., 1989; Pataskar ve diğ., 1990). Çözeltinin çözünürlük aralığı da artar, bu da kristalleşme riskini azaltır (Patil ve diğ., 1989; Grover ve diğ., 1989; Pataskar ve diğ., 1990; Arabi ve Dehghani, 2015). LiCl nispeten ucuz olduğundan, LiBr'ye eklenmesi çözeltinin toplam maliyetini düşürür. Bununla birlikte, karışım çözeltisi, saf LiBr çözeltisinden biraz daha yüksek bir viskoziteye sahiptir (Patil ve diğ., 1989; Grover ve diğ., 1989; Pataskar ve diğ., 1990) fakat kabul edilebilir bir aralıktadır (Patil ve diğ., 1989). Tüm tuzları tanımak açısından absorbent olarak kullanılan tuzların korozyon etkileri ve satın alma ücretleri Tablo 4.1.'de gösterilmiştir.

Tablo 4.1. Absorbent olarak kullanılan tuzların korozyon etkileri ve satın alma ücretleri

Absorbent	Korozyon etki	Fiyat (URL-10; URL-11; URL-12; URL-13; URL-14; URL-15)
LiBr	Yüksek (Cho ve diğ., 2019)	\$258/kg
LiCl	Hafif (Song ve diğ., 2019)	\$134/kg
LiSCN	Bilgi yok	\$4333/kg
LiI	Bilgi yok	\$3440/kg
KNO ₃	Hafif (URL-1)	\$1,60/kg
Zn(NO ₃) ₂	Yüksek (URL-2)	\$151/kg
ZnCl ₂	Hafif (URL-3)	\$2,45/kg
ZnBr ₂	Yüksek (URL-4)	\$4820/kg
LiNO ₃	Hafif (Banu ve diğ., 2020)	\$217/kg
NaOH	Yüksek (URL-5)	\$28/kg
KOH	Tehlikeli derecede (URL-6)	₺30/kg
CsOH	Bilgi yok	\$2248/kg
HCO ₂ Na	Yok (Gage ve diğ., 2021)	\$40/kg
HCO ₂ K	Hafif (De Lucas ve diğ., 2004)	\$91/kg
CH ₃ CO ₂ K	Hafif (Karakuzu, 2007)	\$272/kg
CH ₃ CH(OH)CO ₂ Na	Bilgi yok	₺36/kg
CaBr ₂	Hafif (URL-7)	\$38/kg
CaCl ₂	Yüksek (URL-8)	\$96/kg
NaNO ₃	Yok (URL-9)	₺295/kg

LiBr/H₂O'nun yanı sıra bu çalışmada kullanılan diğer çözeltilerin mol ve kütle kesirleri Tablo 4.2.'de verilmiştir. Seçilen bu çözelti karışımlarındaki oranlar, araştırmacıların deneysel olarak ölçüm yapıldıktan sonra belirledikleri oranlardır.

Tablo 4.2. Çevrimde absorbent olarak kullanılan tuzların mol/kütle kesirleri

Akışkan	Tuzun mol/kütle kesri	Kristalleşme problemi	Kaynak
LiBr+LiCl/H ₂ O	2:1 (Kütle oranı)	LiBr/H ₂ O'ya nazaran çözünürlük özelliği %2-%5 arasında artmıştır.	Arabi ve Dehghani (2015)
LiBr+LiNO ₃ /H ₂ O	4:1 (Mol oranı)	LiBr/H ₂ O'ya nazaran çözünürlük özelliği %3-%8 arasında artmıştır.	Jian ve diğ. (2010)
LiBr+LiCl+LiNO ₃ /H ₂ O	5:2:1 (Kütle oranı)	Çözünürlük özelliği artmıştır.	Jiang ve diğ. (2014)

İlgili çözeltilerin viskozite değerleri ise Tablo 4.3.'te listelenmiştir. İlgili sıcaklıklarda referans çözelti olarak LiBr/H₂O ile karşılaştırma yapıldığında en yüksek viskoziteye sahip olan çözelti LiBr+LiCl/H₂O, en düşük viskoziteye sahip çözelti ise LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O'dur.

Tablo 4.3. Absorbent olarak kullanılan tuz karışımlarının viskozite değerleri

Eriyik	Absorber (45°C)	Kaynatıcı (100°C)
LiBr+H ₂ O	2,622 mPa-s	1,294 mPa-s
LiBr+LiCl/H ₂ O	2,905 mPa-s	1,499 mPa-s
LiBr+LiNO ₃ /H ₂ O	2,493 mPa-s	1,201 mPa-s
LiBr+LiCl+LiNO ₃ /H ₂ O	2,584 mPa-s	1,294 mPa-s

4.3. ASPEN Plus Yazılımının Bu Çalışma Kapsamında Kullanımı

Tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin modellenmesi ve simülasyonu için ticari yazılım olarak kullanılan ASPEN Plus V11 seçilmiştir. ASPEN Plus, Amerika Birleşik Devletleri'nde ASPENTech yazılım firması tarafından geliştirilmiş özellikle kimyasal proses endüstrileri tarafından kullanılan modelleme ve simülasyon yazılımıdır. ASPEN Plus'ta analiz yapmak için tüm sistemlerin modellenmesine yönelik aşağıda açıklanan adımlar tek tek izlenmelidir.

1- “Özellikler Ortamı (Properties Environment)” bölümünde termodinamik modellemede kullanılan kimyasal bileşenlerin belirlenmesi ilk adımdır. Bu bileşenler ASPEN Plus veri bankasından seçilebilir. Yazılımda var olmayan bileşenleri ise termodinamik özelliklerine göre manuel olarak yazılıma tanıtılabilir.

2-Seçilen kimyasal bileşenin termodinamik özelliklerinin belirlenmesi için sistemde var olan uygun bir “Property Method (Özellik Methodu)” seçilmesi ikinci adımdır. Hangi metodun seçilmesi konusunda kararsızlık yaşıyorsa “Methodlar Asistanı (Methods Assistant)” kısmından yardım alınarak ASPEN tarafından otomatik olarak atanabilir. Bu bölüm için herşey tamamlandıktan sonra “Run (Çalıştır)” yapılmalı ve yazılım herhangi bir “Error (Hata)” yada “Warning (Uyarı)” verdiği takdirde yapılan hatalar tekrardan gözden geçirilmelidir. Herşey yolunda giderse “Simülasyon Ortamı (Simulation Environment)” bölümüne geçilir.

3-“Simülasyon Ortamı (Simulation Environment)” bölümünde termodinamik modelin oluşturulması üçüncü adımdır. Bu bölümde tasarlanacak sistemi oluşturmak için ASPEN’de yer alan uygun komponentlerin (yazılımda blok diye adlandırılır) seçimi yapılarak enerji ve ısı akışlarını belirtmek üçüncü adımın temel taşıdır. Çünkü seçilen bu bloklar arasında bağlantı olmadığı durumlarda sistem otomatik olarak hata verecektir. Bu yüzden tasarlanan sistemde hangi blokların uygun olup olmayacağı konusunda yazılımda yer alan “Yardım (Help)” sekmesinden yardım alınarak blok seçimi yapılmalıdır.

4- “Simülasyon Ortamı (Simulation Environment)” bölümünde basınç, sıcaklık, kuruluk derecesi gibi girilmesi zorunlu olan parametrelerle ilgili değerlerin uygun akım noktalarına ve/veya bloklar içerisine girilmesi dördüncü adımdır. Zorunlu olarak girilmesi gereken kısımlar eksik kaldığı durumda ise yazılım otomatik olarak modelin tamamlanmaması yüzünden “Error (Hata)” verebilir yada eksik kalan yerler doldurulduğunda “Warning (Uyarı)” verebilir. Bu durumda “Reset (Sıfırla)” sekmesine başvurularak tekrar “Run (Çalıştır)” yapılmalıdır. Yine “Warning (Uyarı)” verirse “Control Panel (Kontrol Paneli)” komutu üzerinden tekrar gözden geçirilerek ayıklama yapılmalıdır.

5- “Simülasyon Ortamı (Simulation Environment)” bölümünde her akım noktasına ait bilgilerin bilinmesi mümkün değildir. Bu durumda “Calculator Block (Hesaplayıcı Bloğu)” ve “Design Specifications (Tasarım özellikleri)” komutuna başvurularak ilgili akım noktalarına ait değerler hesaplanmalıdır.

6- Yukarıda izlenen adımlar yapıldıktan sonra “Run (Çalıştır)” yapılarak simülasyon sonlandırılır. Parametrik analiz yapılacaksa “Sensitivity Analysis (Hassasiyet Analizi)”

komutuna başvurularak ilgili termodinamik modeline ait çıktı değerleri grafikler ve tablolar halinde yazılımdan alınabilir.

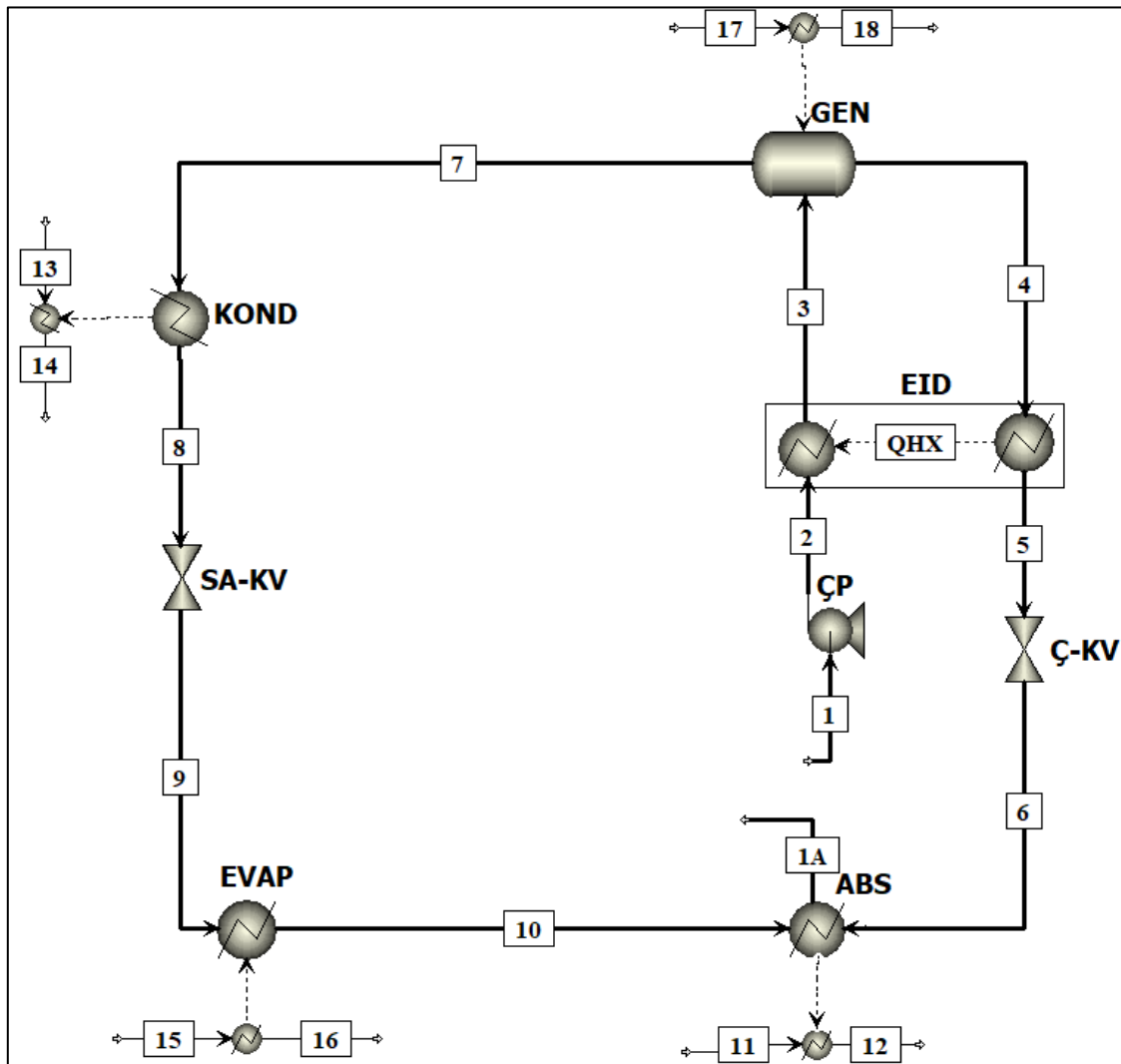
4.4. Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin ASPEN Plus Modeli

Tek etkili bir absorbsiyonlu soğutma çevrimine ait termodinamik modelinin her bir durum noktasının termodinamik özelliklerini hesaplamak için çalışma koşullarına ve akışkanlara bağlı olarak uygun bir özellik yöntemi seçilmelidir. Bir elektrolit çözeltisi olan tuz bazlı çözeltiler için ASPEN Plus'ta ELECNRTL (Electrolyte Non-Random Two Liquid, Elektrolit Rastgele Olmayan İki Sıvı) özellik yöntemi seçilmiştir (Somers ve diğ., 2011; Wang ve diğ., 2017). ELECNRTL özellik yöntemi, NRTL-RK (Non-Random Two Liquids Redlich-Kwong, Rastgele Olmayan İki Sıvı-Redlich-Kwong) özellik yöntemiyle tamamen tutarlıdır ve moleküler etkileşimler tam olarak aynı şekilde hesaplanır, bu nedenle ELECNRTL, NRTL-RK özellik yönteminde ikili moleküler etkileşim parametreleri için veri bankasını kullanabilir. ELECNRTL'yi uygun şekilde kullanmak için ilgili bileşenler (su ve tuz) seçilmeli ve bir dizi reaksiyon üretecek olan elektrolit sihirbazı kullanılmalıdır. Elektrolitlerin yokluğunda, özellik metodu standart NRTL modeline indirgenir. Bu çalışmada, ilgili tek reaksiyon, kullanılan absorbentlerin su içerisinde iyonlarına ayrışmasıdır. ELECNRTL özelliği yönteminde, entalpi ve entropi sırasıyla HLMXELC1 (sıvı karışımın entalpisi), HVMX90 (gazlı karışımın entalpisi), SLMXELC1 (sıvı karışımın entropisi) ve SVMX90 (gazlı karışımın entropisi) ile hesaplanır. Saf su olan noktalar için International Association of Properties of Steam'e (Uluslararası Su ve Buhar Özellikleri Birliği) dayanan STEAMNBS özellik yöntemi kullanılmaktadır (Somers ve diğ., 2011; Wang ve diğ., 2017).

ASPEN Plus'ta döngünün modellenmesi, her bir basit bileşenin ("blok" olarak bilinir) modellenmesine ve ardından bunların birbirine bağlanmasına dayanır. Birçok temel bileşen (pomparlar, valfler vb.) ASPEN Plus'ta eşdeğer blok seçilerek basitçe modellenebilir. ASPEN Plus sıralı bir çözücü kullandığından, absorbsiyonlu soğutma çevriminin kapalı bir çevrim olduğu göz önüne alındığında, modele girdi vermek için çevrimi kırmak gerekir. Absorberin pompaya bağlandığı nokta kırılarak açık hale getirilir. Başka bir deyişle, absorberin çıkışı (akım 1A) ve pompanın girişi (akım 1) birbirlerine bağlı değildir. Akım 1'e bir başlangıç değeri verilir. Bu iki akım noktası aynı sonuçlara

sahipse, model yakınsar. Farklıysa, akım 1'in başlangıç değerinin ayarlanması gerekmektedir (Somers ve diğ., 2011; Wang ve diğ., 2017).

ASPEN Plus'ta modellenen tek etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi Şekil 4.2.'de verilmiştir. Çevrimdeki her bir akım noktasının termodinamik açıdan hangi hal durumunda olduğunun anlaşılması modelleme açısından önem taşımaktadır. Sistemde üç akım noktası (1,4 ve 8) doymuş sıvı fazında, iki akım noktası doymuş buhar fazında (7 ve 10), üç akım noktası aşırı soğutulmuş sıvı fazında (2,3 ve 5) ve iki akım noktası sıvı-buhar fazında (6 ve 9) bulunmaktadır (Ravul, 2017).



Şekil 4.2. Aspen yazılımı için hazırlanmış tek etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi

Tablo 4.4., her bir bileşen için blok seçiminin yanı sıra hesaplamaların nasıl yapıldığını ve hesaplanan parametreleri verir. Bu blokların kullandığı temel termodinamik modeller basitçe kütle ve enerji dengeleridir ki ASPEN Plus bunları kendi bünyesinde otomatik olarak hesaplar (Somer ve diğ., 2011; Wang ve diğ., 2017).

Tablo 4.4. Sistemde kullanılan her bir bileşenin simülasyon modeli

Bileşen	Blok	Program tarafından hesaplanan parametreler
EVAP	Simple heater	Blok içerisine girilen sıcaklık ve kuruluk derecesi girildikten sonra 10. akım noktasının basıncı, entalpisi, entropisi ve diğer termodinamik özellikleri hesaplanır.
ABS	Simple heater	1.akım noktasına sıcaklık ve kuruluk derecesi bilindiği için girilir. Ancak, kütsel debi ve ilgili çözeltilerin konsantrasyon değerleri bilinmediği için rastgele olarak girilir. Verilen soğutma kapasitesine göre 1.akım noktasının kütsel debisi “Design Specifications (Tasarım özellikleri)” kullanılarak manipüle edilerek bulunur. Çözeltinin konsantrasyon değerleri ise buharlaştırıcı basıncına göre “Design Specifications (Tasarım özellikleri)” kullanılarak suyun kütsel debisi manipüle edilerek bulunur. Nihai olarak 1. akım noktasının entalpisi, entropisi ve diğer termodinamik özellikleri hesaplanır. Daha sonra 1A. akım noktası ile yakınsanıp yakınsanmadığı yani aynı termodinamik özelliklere sahip olup olunmadığı kontrol edilir.
KOND	Simple heater	Blok içerisine girilen sıcaklık ve kuruluk derecesi girildikten sonra 8. akım noktasının basıncı, entalpisi, entropisi ve diğer termodinamik özellikleri hesaplanır. Ayrıca ısı yüküde hesaplanır.
GEN	Flash2	Blok içerisine sıcaklık değeri girildikten sonra 4. ve 7. akım noktalarının entalpisi, entropisi ve diğer termodinamik özellikleri hesaplanır. Ayrıca ısı yüküde hesaplanır. Yoğuşturucu basıncına göre çalıştığı için basınç bölümüne 0 (sıfır) girilir ve böylece yoğuşturucu basıncına göre çalışır.
SA-KV	Valve2	10. akım noktasının hesaplanan basınç değeri transfer blok’u kullanılarak 4. akım noktasına aktarılır ve böylece 4. akım noktasının entalpisi, sıcaklığı ve diğer termodinamik özellikleri hesaplanır.
EID	Simple heater + Simple heater	Denklem (4.21), “Calculator Block (Hesaplayıcı Bloğu)” içerisine yazılır ve 5. akım noktasının sıcaklığı entalpisi, entropisi ve diğer termodinamik özellikleri hesaplanır. Kütle ve enerji denge denklemleri yazılmadan 3. akım noktasının sıcaklığı entalpisi, entropisi ve diğer termodinamik özellikleri hesaplanır.

Tablo 4.4. (Devam) Sistemde kullanılan her bir bileşenin simülasyon modeli

Bileşen	Blok	Program tarafından hesaplanan parametreler
ÇA-KV	Valve2	10. akım noktasının hesaplanan basınç değeri transfer blok'u kullanılarak 4. akım noktasına aktarılır ve böylece 6. akım noktasının entalpisi, sıcaklığı ve diğer termodinamik özellikleri hesaplanır.
ÇP	Pump	Blok içerisine pompanın izentropik verimi bilindiği için girilir. Fakat pompanın çıkış basıncı bilinmediği için rastgele bir değer atanır. Çıkış basıncının bulunabilmesi için "Design Specifications (Tasarım özellikleri)" kullanılarak yoğuşturucu basıncına göre manipüle edilerek bulunur. Böylece 2. akım noktasının sıcaklığı entalpisi, entopisi, sıcaklığı ve diğer termodinamik özellikleri hesaplanır.

4.5. Tek etkili Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminde Yapılan Kabuller

Bu bölümde, tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizine başlanmadan önce, tasarlanan sistemin termodinamik modelinde aşağıdaki kabuller göz önüne alınmıştır (Misra ve diğ., 2003; Cimşit, 2009; Saka, 2010; Cimşit ve Öztürk, 2012; Yamankaradeniz ve diğ., 2017; Ravul, 2017; Aktemur ve Öztürk, 2022b).

- 1- Sistemi oluşturan her bir bileşen Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem (SASA) olarak ele alınmıştır.
- 2-Kaynatıcının basıncı, yoğuşturucu basıncına eşittir.
- 3-Absorberin basıncı, buharlaştırıcı basıncına eşittir.
- 4-Tüm bileşenlerde ve bileşenleri bağlayan borularda meydana gelen basınç düşüşleri, ısı kayıpları ve ısı kazançları göz ardı edilmiştir.
- 5-Soğutucu akışkan, yoğuşturucudan (8.akım) ve buharlaştırıcıdan (10.akım) sırasıyla doymuş sıvı ve doymuş buhar fazında çıkar.
- 6- Soğutucu akışkan, kaynatıcıdan sıcaklık ve basınca bağlı olarak kızgın buhar fazında çıkar.
- 7-İlgili bileşenlere ait fanların elektrik tüketimleri ihmal edilmiştir.
- 8-Yoğuşturucu ve absorber aynı kaynak tarafından soğutulduğu için sıcaklıkları aynıdır.
- 9-Çözelti sıcaklığı, zengin çözeltinin ilgili konsantrasyonunun kristalleşme sıcaklığının 7°C üzerinde olacak şekilde kristalleşme oluşumundan uzak durulmuştur.

4.6. Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Termodinamik Modeli

Bu bölümde, tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevriminin enerjiye ve ekserjiye dayalı termodinamik modeli oluşturulmuş ve alt başlıklar halinde verilmiştir.

4.6.1. Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Enerji Modeli

Aşağıda verilen tüm denklem takımları Şekil 4.1.'de verilen tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevrimine aittir (Cimşit ve Öztürk, 2012; Dinçer ve Ratlamwala, 2016; Ravul, 2017; Aktemur ve Öztürk, 2022b). Buharlaştırıcının çıkışında soğutucu akışkan doymuş buhar olarak absorbere giriş yapar ve doymuş şartlarda soğutucu akışkanın entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir. Buharlaştırıcıya girişinde ve çıkışında soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı eşit kabul edilmiştir.

$$P_{10}=P(T_{10}, x_{10}=1) \quad (4.1)$$

$$h_{10}=h(T_{10}, x_{10}=1) \quad (4.2)$$

$$s_{10}=s(T_{10}, x_{10}=1) \quad (4.3)$$

Soğutucu akışkan yoğuşturucuyu doymuş sıvı fazında terk eder ve kısma valfine giriş yapar. Doymuş şartlarda soğutucu akışkanın basınç, entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir. Yoğuşturucunun giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkanın basıncı birbirine eşit kabul edilmiştir.

$$P_8=P(T_8, x_8=0) \quad (4.4)$$

$$h_8=h(T_8, x_8=0) \quad (4.5)$$

$$s_8=s(T_8, x_8=0) \quad (4.6)$$

Soğutucu akışkan tarafındaki kısma valfinin çıkışında basınç, sıcaklık, entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir.

$$P_9=P_{10} \quad (4.7)$$

$$T_9=T_{10} \quad (4.8)$$

$$h_9=h_8 \quad (4.9)$$

$$s_9=s(P_9, h_9) \quad (4.10)$$

Fakir eriyik, absorberi belirli bir sıcaklık ve basınçta terkeder ve eriyik pompasına giriş yapar. Tuz bakımından fakir olan eriyiğin kütle kesri, entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir. Absorberin çıkış basıncı buharlaştırıcının sıcaklığına denk gelen doyma basıncına eşit kabul edilmiştir.

$$X_1=X(T_1, P_1) \quad (4.11)$$

$$h_1=h(T_1, X_1) \quad (4.12)$$

$$s_1=s(T_1, X_1) \quad (4.13)$$

Zengin eriyik kaynatıcıyı belirli bir sıcaklık ve basınçta terkeder ve eriyik ısı değiştiricisine giriş yapar. Tuz bakımından zengin olan eriyiğin kütle kesri, entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir. Kaynatıcının 4. ve 7. akım noktalarının basıncı, yoğuşturucunun sıcaklığına denk gelen doyma basıncına eşit kabul edilmiştir.

$$X_4=X(T_4, P_4) \quad (4.14)$$

$$h_4=h(T_4, X_4) \quad (4.15)$$

$$s_4=s(T_4, X_4) \quad (4.16)$$

$$h_7=h(T_7, x_7=0) \quad (4.17)$$

$$s_7=s(T_7, x_7=0) \quad (4.18)$$

Eriyik pompasının belirli bir sıcaklık ve basınçta eriyik ısı değiştiricisine giriş yapar. Pompa çıkışındaki entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir. Pompa çıkış basıncı yoğuşturucu basıncına eşittir. Ayrıca, pompa çıkışındaki tuz bakımından fakir olan eriyik (X_2), absorberin için hesaplanan değere (X_1) eşit olarak kabul edilmiştir.

$$h_2=h(T_2, X_2) \quad (4.19)$$

$$s_2=s(T_2, X_2) \quad (4.20)$$

Kaynatıcı tarafından gelen tuz bakımından zengin olan eriyik, eriyik ısı değiştiricisinden verilen etkenlik (ε) değerine göre belirli bir sıcaklıkta çıkış yapar. Eriyik ısı değiştiricisinden çıkışındaki entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir. Eriyik ısı değiştiricisinin çıkış basıncı yoğunlaştırucunun basıncına eşit kabul edilmiştir. Ayrıca, eriyik ısı değiştiricisinden çıkan tuz bakımından zengin olan eriyik (X_5), kaynatıcı için hesaplanan değere (X_4) eşit kabul edilmiştir.

$$T_5=T_4-\varepsilon(T_4-T_2) \quad (4.21)$$

$$h_5=h(T_5, X_5) \quad (4.22)$$

$$s_5=s(T_5, X_5) \quad (4.23)$$

2. ve 4. akım noktalarının termodinamik özellikleri bilindiği için 3. akım noktasının entalpisi eriyik ısı değiştirgeçine SASA şartlarında enerji dengesi yazılarak ve entropi değeri de aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır. Kaynatıcıya giden eriyik ısı değiştiricisinin çıkış basıncı yoğunlaştırucunun sıcaklığına denk gelen doyma basıncına eşittir. Ayrıca, eriyik ısı değiştiricisinden çıkıp kaynatıcıya giden tuz bakımından fakir olan eriyik (X_3), absorber için hesaplanan değere (X_1) eşittir.

$$h_3=\frac{h_2\dot{m}_2+h_4\dot{m}_4-h_5\dot{m}_5}{\dot{m}_3} \quad (4.24)$$

$$s_3=s(T_3, X_3) \quad (4.25)$$

Tuz bakımından zengin olan eriyik kısma valfine giriş yapar. Zengin eriyik tarafındaki kısma valfinin çıkışında entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir. Kısma valfinin çıkış basıncı absorber basıncına eşittir. Ayrıca, kısma valfinden çıkan tuz bakımından zengin olan eriyik (X_6), kaynatıcı için hesaplanan değere (X_4) eşit kabul edilmiştir.

$$h_6=h_5 \quad (4.26)$$

$$T_6=T(P_6, X_6) \quad (4.27)$$

$$s_6=s(T_6, X_6) \quad (4.28)$$

Dolaşım oranı (DO), Denklem (4.29)'da belirtildiği şekilde hesaplanır.

$$DO = \frac{X_{fakir}}{X_{zengin} - X_{fakir}} \quad (4.29)$$

Sistemin soğutma kapasitesi verilirse soğutucu akışkanın kütleli debisi Denklem (4.30) aracılığı ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{10}(h_{10}-h_9) \quad (4.30)$$

Denklem (4.30) ile hesaplanan soğutucu akışkanın kütleli debisi, kütleli korunum ilkesine dayalı olarak $\dot{m}_7=\dot{m}_8=\dot{m}_9=\dot{m}_{10}$ 'dır.

Sistemde hava soğutmalı buharlaştırıcı kullanılmıştır ve aşağıdaki Denklem (4.31) ile havanın kütleli debisi bulunabilir (Çakır, 2011).

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{15}(h_{15}-h_{16}) \quad (4.31)$$

Yukarıdaki Denklem (4.31)'de buharlaştırıcıya giren ve terk eden havanın kütleli debisi birbirine eşittir ($\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$). Havanın kütleli debisi hesaplanmadan önce buharlaştırıcıya giren ve çıkan havanın gerçek entalpi değerleri aşağıdaki özellik bağıntıları ile tespit edilmiştir.

$$h_{15}=h(T_{15}) \quad (4.32)$$

$$h_{16}=h(T_{16}) \quad (4.33)$$

T_{15} buharlaştırıcıya giren havanın sıcaklığıdır ve soğutucu akışkanın sıcaklığından 10°C daha yüksek ($T_{15}=T_{10}+10$) olarak alınmıştır. T_{16} buharlaştırıcıyı terk eden havanın sıcaklığıdır ve giren havanın sıcaklığından 5°C daha düşük ($T_{16}=T_{15}-5$) olarak alınmıştır (Aktemur ve Öztürk, 2022b).

Yoğuşturucunun ısı kapasitesi aşağıdaki Denklem (4.34) ile elde edilir.

$$\dot{Q}_{yog} = \dot{m}_7(h_7-h_8) \quad (4.34)$$

Çevrimde hava soğutmalı yoğuşturucu kullanılmıştır ve aşağıdaki Denklem (4.35) ile havanın kütleli debisi bulunabilir (Çakır, 2011).

$$\dot{Q}_{\text{yoğ}} = \dot{m}_{13}(h_{14}-h_{13}) \quad (4.35)$$

Yukarıdaki Denklem (4.35)'te yoğuşturucuya giren ve terk eden havanın kütleli debisi birbirine eşittir ($\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$). Havanın kütleli debisi hesaplanmadan önce yoğuşturucuya giren ve çıkan havanın gerçek entalpi değerleri aşağıdaki özellik bağıntıları ile tespit edilmiştir.

$$h_{13}=h(T_{13},) \quad (4.36)$$

$$h_{14}=h(T_{14}) \quad (4.37)$$

T_{13} yoğuşturucuya giren havanın sıcaklığıdır ve soğutucu akışkanın sıcaklığından 10°C daha düşük ($T_{13}=T_8-10$) olarak alınmıştır. T_{14} yoğuşturucuyu terk eden havanın sıcaklığıdır ve giren havanın sıcaklığından 5°C daha yüksek ($T_{14}=T_{13}+5$) olarak alınmıştır (Aktemur ve Öztürk, 2022b).

Absorberin ısı kapasitesi Denklem (4.38) ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \dot{m}_{10}h_{10}+\dot{m}_6h_6-\dot{m}_1h_1 \quad (4.38)$$

Denklem (4.38) ile hesaplanan fakir eriyiğin kütleli debisi, kütlenin korunum ilkesine dayalı olarak $\dot{m}_1=\dot{m}_2=\dot{m}_3$ 'tür.

Sistemde hava soğutmalı absorber kullanılmıştır ve aşağıdaki Denklem (4.39) ile havanın kütleli debisi bulunabilir.

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \dot{m}_{11}(h_{12}-h_{11}) \quad (4.39)$$

Yukarıdaki Denklem (4.39)'da absorbere giren ve terk eden havanın kütleli debisi birbirine eşittir ($\dot{m}_{11}=\dot{m}_{12}$). Havanın kütleli debisi hesaplanmadan önce absorbere giren ve çıkan havanın gerçek entalpi değerleri aşağıdaki özellik bağıntıları ile tespit edilmiştir.

$$h_{11}=h(T_{11}, P_{11}) \quad (4.40)$$

$$h_{12}=h(T_{12}, P_{12}) \quad (4.41)$$

T_{11} absorbere giren havanın sıcaklığıdır ve absorber sıcaklığından 10°C daha düşük ($T_{11}=T_1-10$) olarak alınmıştır. T_{12} absorberi terk eden havanın sıcaklığıdır ve giren havanın sıcaklığından 5°C daha yüksek ($T_{12}=T_{11}+5$) olarak alınmıştır (Aktemur ve Öztürk, 2022b).

Kaynatıcının ısı kapasitesi Denklem (4.42) ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{kay}}=\dot{m}_7h_7+\dot{m}_4h_4-\dot{m}_3h_3 \quad (4.42)$$

Denklem (4.42) ile hesaplanan zengin eriyiğin kütleli debisi, kütle korunum ilkesine dayalı olarak $\dot{m}_4=\dot{m}_5=\dot{m}_6$ 'dır.

Kaynatıcıda tuz bakımından fakir olan eriyik içinde bulunan soğutucu buharını ayırmak gereklidir. Bu yüzden sıcak akışkan olarak su kullanılmıştır. Denklem (4.43) ile suyun kütleli debisi bulunabilir.

$$\dot{Q}_{\text{kay}}=\dot{m}_{17}(h_{17}-h_{18}) \quad (4.43)$$

$\dot{m}_{\text{kay,su}}$ kaynatıcıda dış akışkan olarak kullanılan suyun kütleli debisidir. Kaynatıcıya giren ve terk eden suyun kütleli debisi birbirine eşittir ($\dot{m}_{17}=\dot{m}_{18}$). Suyun kütleli debisi hesaplanmadan önce kaynatıcıya giren ve çıkan suyun gerçek entalpi değerleri aşağıdaki özellik bağıntıları ile tespit edilmiştir.

$$h_{17}=h(T_{17}, P_{17}) \quad (4.44)$$

$$h_{18}=h(T_{18}, P_{18}) \quad (4.45)$$

T_{17} kaynatıcıya beslemek için sıcak akışkan olarak kullanılan suyun sıcaklığıdır ve kaynatıcı sıcaklığından 10°C daha yüksek ($T_{17}=T_4+10$) olarak alınmıştır. T_{18} kaynatıcıyı terk eden suyun sıcaklığıdır ve kaynatıcıya giren suyun sıcaklığından 7°C daha düşük ($T_{32}=T_{31}-7$) olarak alınmıştır (Bellos ve diğ., 2016b). P_{17} ve P_{18} sırasıyla kaynatıcıya giren ve çıkan suyun basıncıdır. Kaynatıcının beslenmesi için gerekli referans sıcaklığın 90°C ve üzerine çıkması durumunda beslenen suyun buhar fazına geçme tehlikesi bulunmaktadır (Atmaca ve Yiğit, 2003). Bu tehlikeyi önlemek açısından basınçlı su

kullanılarak borularda korozyon tehlikesi ve tesisatta meydana gelebilecek hasarlar önlenabilir. Bu yüzden sıvı fazda kalmasını sağlamak için suyun giriş ve çıkış basınçları 303, 975 kPa olarak alınmıştır.

Fakir eriyiği pompalamak için gerekli pompa gücü Denklem (4.46) ile hesaplanır.

$$\dot{W}_{\text{CP}} = \frac{\dot{m}_2 h_{2s} - \dot{m}_1 h_1}{\eta_{\text{CP}}} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (4.46)$$

η_{CP} çözelti pompasının izentropik verimidir.

Absorbsiyonlu soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısı (STK) değeri aşağıdaki Denklem (4.47) ile hesaplanır.

$$\text{STK}_{\text{abs}} = \frac{\dot{Q}_{\text{buh}}}{\dot{Q}_{\text{kay}} + \dot{W}_{\text{CP}}} \quad (4.47)$$

4.6.2. Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Ekserji Modeli

Şekil 4.1.'de şematik olarak gösterilen tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevriminin oluşturan elemanlara ait ekserji analizi ile ilgili tüm denklem takımları aşağıda verilmiştir (Cimşit, 2009; Cimşit ve diğ., 2012; Joybari ve Haghighat, 2016; Blanco-Marigorta ve Marcos, 2021).

Çözelti pompasında meydana gelen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (4.48) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{\text{CP}} = \dot{W}_{\text{CP}} - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) \quad (4.48)$$

Yoğuşturucuda meydana gelen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (4.49) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{\text{yoğ}} = (\dot{E}_7 - \dot{E}_8) - (\dot{E}_{14} - \dot{E}_{13}) \quad (4.49)$$

Çözelti kısma valfinde meydana gelen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (4.50) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{kv,2} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 \quad (4.50)$$

Buharlaştııcıda meydana gelen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (4.51) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{buh} = (\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}) - (\dot{E}_{16} - \dot{E}_{15}) \quad (4.51)$$

Soğutkan kısma valfinde meydana gelen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (4.52) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{kv,3} = \dot{E}_8 - \dot{E}_9 \quad (4.52)$$

Absorberde meydana gelen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (4.53) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{abs} = (\dot{E}_6 + \dot{E}_{10} - \dot{E}_1) - (\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}) \quad (4.53)$$

Eriyik ısı değıştiricisinde meydana gelen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (4.54) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{EID} = (\dot{E}_4 - \dot{E}_5) - (\dot{E}_3 - \dot{E}_2) \quad (4.54)$$

Kaynatıcıda meydana gelen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (4.55) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{kay} = (\dot{E}_{17} - \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_4 + \dot{E}_7 - \dot{E}_3) \quad (4.55)$$

Çevrimin toplam ürün ekserjisi buharlaştırıcının ürün ekserjisine eşittir ve Denklem (4.56)'da verilmiştir.

$$\dot{E}_{P,top} = \dot{E}_{16} - \dot{E}_{15} \quad (4.56)$$

Çevrimin toplam yakıt ekserjisi kaynatıcı için beslenen suyun kaynatıcıya girip çıktığı ekserjilerin farkı ve çözelti pompasının pompalama gücü olup Denklem (4.57)'de verilmiştir.

$$\dot{E}_{F,top} = \dot{E}_{17} - \dot{E}_{18} + \dot{W}_{\dot{C}P} \quad (4.57)$$

İlgili bileşenlerin (absorber ve yoğunlaştırıcı) çevreye transfer edilen ve artık kullanılmadığı ekserji kayıplarının toplamı Denklem (4.58)'de verilmiştir.

$$\dot{E}_{L,top} = \dot{E}_{12} - \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14} - \dot{E}_{13} \quad (4.58)$$

Çevrimde tahrip olan ekserjilerin toplamı Denklem (4.59)'da verilmiştir.

$$\dot{E}_{D,top} = \dot{E}_{17} - \dot{E}_{18} + \dot{W}_{\dot{C}P} - (\dot{E}_{16} - \dot{E}_{15} + \dot{E}_{12} - \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14} - \dot{E}_{13}) \quad (4.59)$$

Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimin ekserji verimi Denklem (4.60)'ta verilmiştir.

$$\zeta_{abs} = \frac{\dot{E}_{P,top}}{\dot{E}_{F,top}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,top} + \dot{E}_{L,top}}{\dot{E}_{F,top}} = \frac{\dot{E}_{16} - \dot{E}_{15}}{\dot{E}_{17} - \dot{E}_{18} + \dot{W}_{\dot{C}P}} \quad (4.60)$$

4.7. Tek Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Termodinamik Analiz Sonuçları

Bu bölümde kaskad soğutma çevriminin alt çevrimlerden biri olan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminde farklı çözelti karışımları kullanılarak etkin termodinamik parametreler araştırılmıştır. Termodinamik parametreler araştırılırken tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin bağımsız olarak çalıştırılacağı düşünülerek enerji ve ekserjiye dayalı termodinamik analizi yapılmıştır. Çevrimde kullanılan çözelti karışımları LiBr+LiCl/H₂O, LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O ve LiBr+LiNO₃/H₂O'dur. Seçilen bu çözelti karışımlarındaki oranlar, bundan önceki bölümde açıklanan ilgili araştırmacıların deneysel olarak ölçüm yapıldıktan sonra belirledikleri oranlardır. Ayrıca piyasada yaygın bir şekilde kullanılan LiBr/H₂O, referans çözelti olarak termodinamik açıdan karşılaştırmada kullanılmıştır. 50 kW soğutma kapasitesine sahip tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimi ile ilgili parametreler ve değerleri Tablo 4.5.'te verilmiştir (Kaynaklı ve Kılıç, 2007; Jain ve Colorado, 2020; Aktemur ve Öztürk, 2022b).

Tablo 4.5. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimi ile ilgili parametreler ve değerler

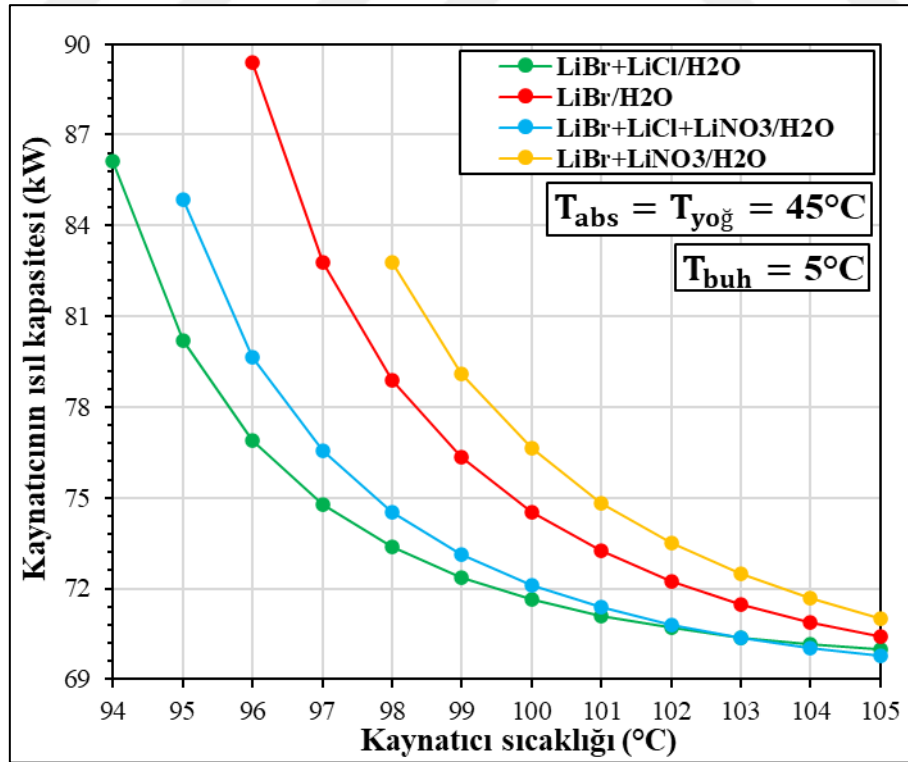
Parametre	Değer
Eriyik ısı değiştiricisinin etkenliği	0,7
Buharlaştırıcı sıcaklığı	5°C-10°C
Yoğuşturucu ve absorber sıcaklıkları	40°C-45°C

Tablo 4.5. (Devam) Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimi ile ilgili parametreler ve değerler

Parametre	Değer
Kaynatıcıya giren su sıcaklığı	$T_{kay}+10^{\circ}\text{C}$
Kaynatıcıdan çıkan su sıcaklığı	$T_{kay}+7^{\circ}\text{C}$
Buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığı	$T_{buh}+10^{\circ}\text{C}$
Buharlaştırıcıyı terk eden hava sıcaklığı	$T_{buh}+5^{\circ}\text{C}$
Yoğusturucuya ve absorbere giren hava sıcaklığı	$T_{yoğ} = T_{abs} - 10^{\circ}\text{C}$
Yoğusturucudan ve absorberden çıkan hava sıcaklığı	$T_{yoğ} = T_{abs} - 5^{\circ}\text{C}$
Ölü hal basıncı ve sıcaklığı	101,325 kPa ve 20°C

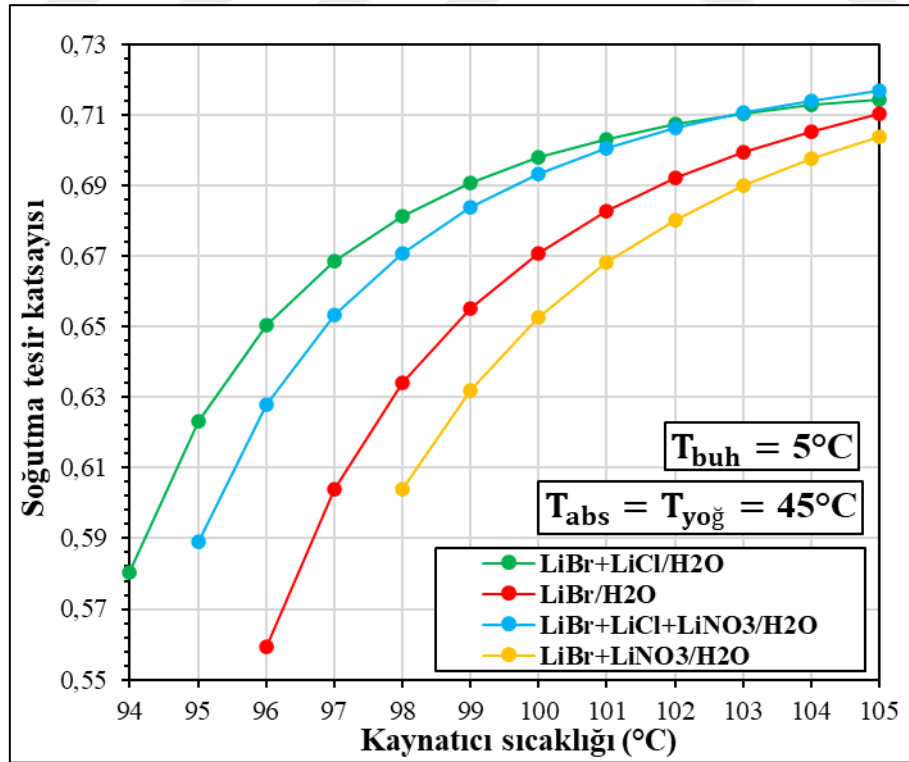
4.7.1. Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Enerji Analizi Sonuçları

İncelenen çözelti karışımlarını kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin parametrik açıdan yapılan enerji analizleri Tablo 4.5.'te verilen değerler ışığında karşılaştırmak için Şekil 4.3.-4.11. oluşturulmuştur. Çalışma parametreleri olarak kaynatıcı sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklığı, yoğusturucu ve absorber sıcaklıklarının değişen değerlerinin çevrimin kaynatıcısının ısı kapasitesi, dolaşım oranı ve STK üzerindeki etkileri tartışılmıştır.



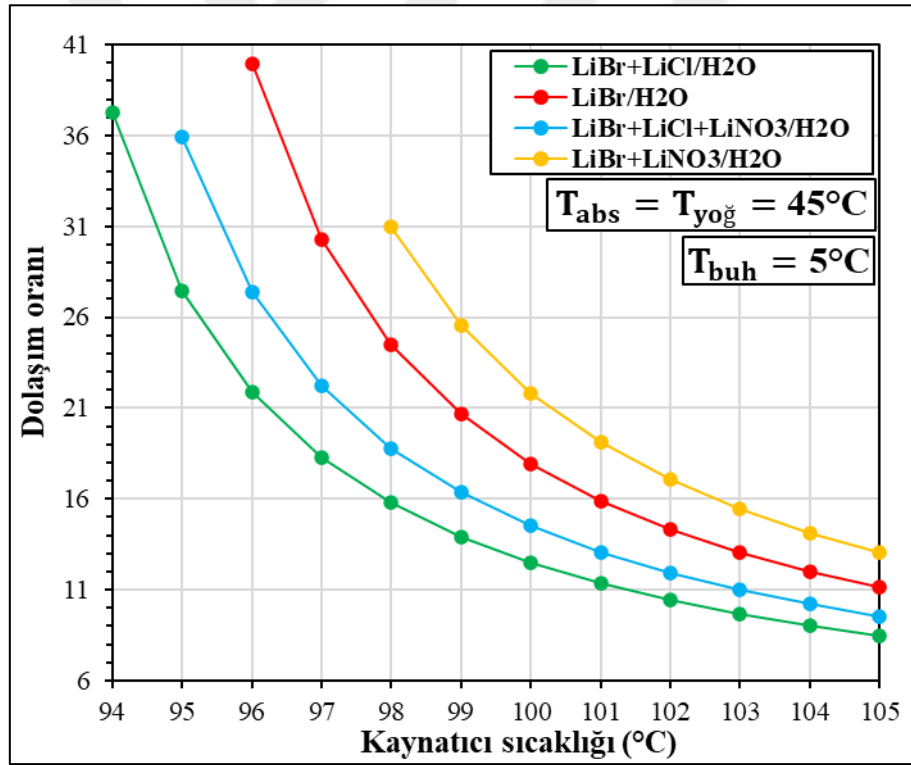
Şekil 4.3. Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin kaynatıcı ısı kapasitesinin değişimi

Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin kaynatıcı ısıl kapasitesinin değişimi Şekil 4.3.'te gösterilmiştir. Çevrimin kaynatıcı sıcaklığı arttıkça 4. akım noktasında entalpi değeri artışı 3. ve 7. akım noktalarına göre daha belirgin olduğu için kaynatıcının ısıl kapasitesinde azalma meydana gelmektedir. Bu çalışmada her bir çözelti için farklı bir minimum kaynatıcı sıcaklığı belirlenmiştir. Minimum kaynatıcı sıcaklığı LiBr+LiCl/H₂O için 94°C, LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O için 95°C, LiBr/H₂O için 96°C ve LiBr+LiNO₃/H₂O için 98°C olarak tespit edilmiştir. Bu sıcaklıkların belirlenen değerden daha da aşağı çekilmesi zengin ve fakir eriyik arasındaki farkın kapanıp nerdeyse aynı olmasına neden olabileceği için pratik çevrimler için uygun olmayacaktır. Bu yüzden minimum sıcaklığın belirlenmesi önem arz etmektedir. Kaynatıcının çalışabileceği maksimum sıcaklık ise LiBr/H₂O göz önüne alınarak 105°C olarak seçilmiştir. Şekil 4.3.'ten görüleceği üzere incelenen kaynatıcı sıcaklıkları aralığında LiBr+LiNO₃/H₂O çözeltisi kullanıldığında çevrimin ısıl kapasitesinin en yüksek olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, düşük kaynatıcı sıcaklıklarında çevrimde LiBr+LiCl/H₂O çözeltisi kullanılması diğer çözeltilere göre daha avantajlıdır çünkü ısı kaynağının kolay bir şekilde bulunabilirliğini ve maliyetini etkilediği için kritik bir öneme sahiptir.



Şekil 4.4. Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısının değişimi

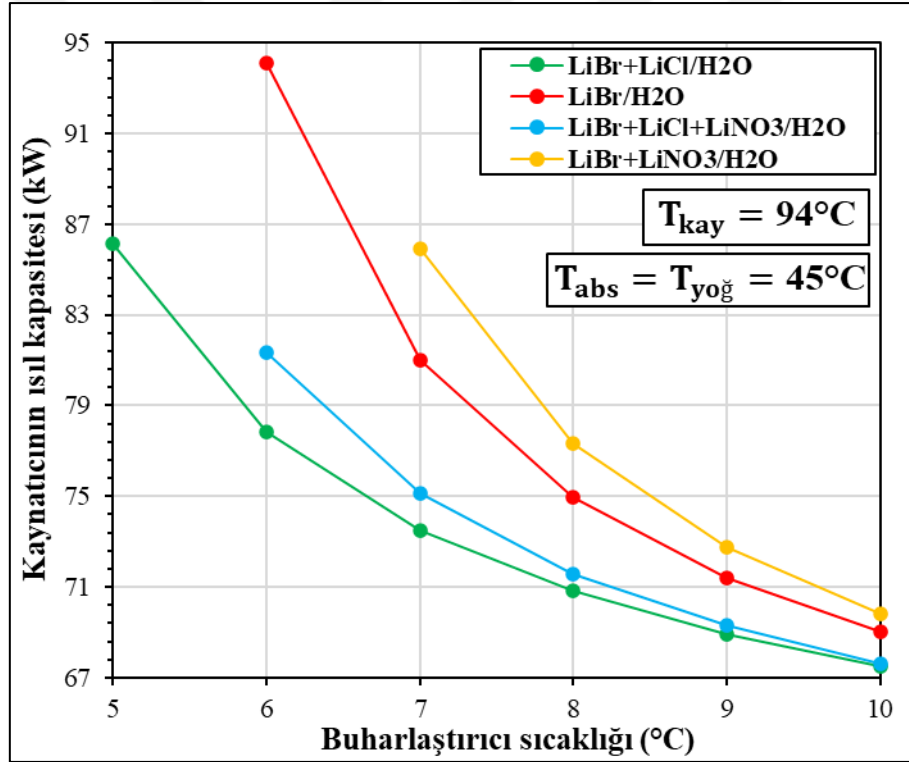
Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısının değişimi Şekil 4.4.'te gösterilmiştir. Çevrimin soğutma kapasitesi sabittir ve kaynatıcı kapasitesinin artan kaynatıcı sıcaklığı ile azalması yüzünden kullanılan çözeltilere bakılmaksızın çevrimin STK değeri pozitif anlamda artış gösterir. İncelenen kaynatıcı sıcaklıkları arasında LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerin STK değerleri LiBr/H₂O çözeltisi kullanan çevrime göre daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Düşük kaynatıcı sıcaklığında en iyi STK değerine sahip çözelti LiBr+LiCl/H₂O iken, en düşük STK değerine sahip çözelti ise LiBr+LiNO₃/H₂O'dur. Kaynatıcı sıcaklığının 96°C'de çalışması referans olarak alınırsa, LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerin STK değerleri LiBr/H₂O çözeltisini kullanan çevrimden sırasıyla %16,22 ve %12,23 daha üstün olduğu görülmektedir.



Şekil 4.5. Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin dolaşım oranının değişimi

Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin dolaşım oranının değişimi Şekil 4.5.'te gösterilmiştir. Kaynatıcı sıcaklığının her bir artışı ile birlikte çevrimin dolaşım oranını da düşürmektedir. Kaynatıcı sıcaklığının artışı fakir eriyik

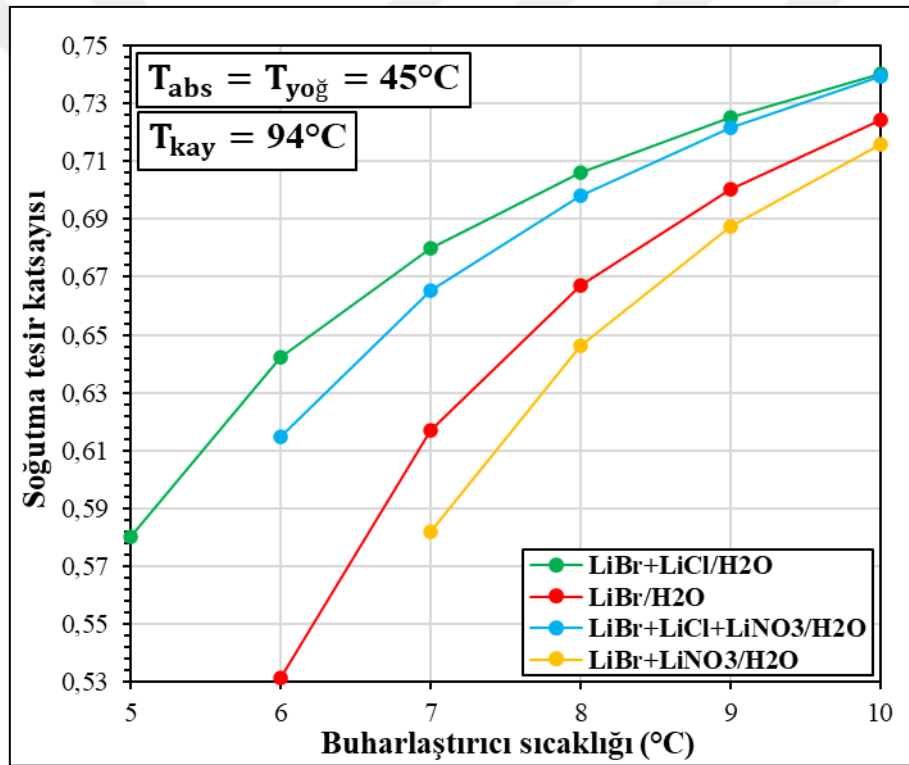
miktarını etkilemez çünkü absorber, buharlaştırıcı basıncına göre işlem görmektedir. Ancak bu artış zengin eriyik miktarını artırır ve iki eriyik farkı giderek açılır ve sonuç olarak çözeltilere bakılmaksızın çevrimin dolaşım oranı azalır. Düşük dolaşım oranı, ısı değiştiricilerin ısı transfer alanlarını azalttığı için çevrimin ilk yatırım maliyetini düşürmede önemli bir rol oynar. Bu yüzden düşük kaynatıcı sıcaklığı seçimi önemlidir. Şekil 4.5.'ten görüleceği üzere tüm kaynatıcı sıcaklık aralıklarında en düşük ve en yüksek dolaşım oranları sırasıyla LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerde ortaya çıktığı gözlemlenmiştir. Kaynatıcı sıcaklığının 96°C'de çalışması referans olarak alınırsa, LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerin dolaşım oranı değerleri LiBr/H₂O çözeltisini kullanan çevrimden sırasıyla %82,33 ve %45,97 daha düşüktür.



Şekil 4.6. Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin kaynatıcı ısı kapasitesinin değişimi

Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin kaynatıcı ısı kapasitesinin değişimi Şekil 4.6.'da gösterilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça kaynatıcı kapasitesi ters orantılı bir şekilde azalma eğilimindedir. Sabit soğutma kapasitesine sahip olan çevrimin buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça 3. akım noktasında

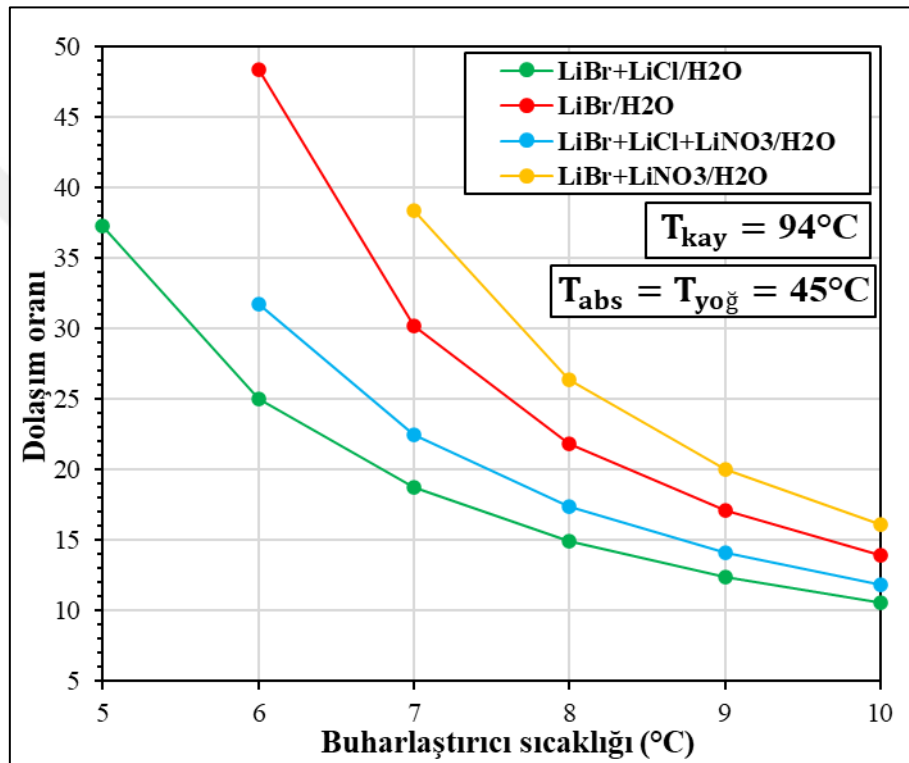
entalpi değerinde azalma meydana gelirken, 4. ve 7. akım noktalarının entalpileri buharlaştırıcı sıcaklığı aralığı boyunca sabit kalmaktadır. Sonuç olarak çözeltilere bakılmaksızın kaynatıcının ısıl kapasitesinde azalma meydana gelmektedir. İlgili çözeltileri kullanan çevrimlerin ortak kaynatıcı sıcaklığı olarak 94°C seçilmiştir. Belirlenen kaynatıcı sıcaklığında çevrimin buharlaştırıcısının soğutma üretebilmesi için belirli bir minimum sıcaklık değeri bulunmaktadır. Minimum buharlaştırıcı sıcaklığı LiBr+LiCl/H₂O için 5°C, LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O için 6°C, LiBr/H₂O için 6°C ve LiBr+LiNO₃/H₂O için 7°C olarak tespit edilmiştir. İlgili kaynatıcı sıcaklığında en düşük ve en yüksek sıcaklıkta soğutmayı sırasıyla LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiNO₃/H₂O çözeltilerinin kullanan çevrimler yapmaktadır.



Şekil 4.7. Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısının değişimi

Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısının değişimi Şekil 4.7.'de gösterilmiştir. Çevrimin soğutma kapasitesi sabittir ve kaynatıcı kapasitesinin artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile azalması kullanılan çözeltilere bakılmaksızın çevrimin STK değerinin artmasına yol açar. Şekil 4.7.'den görüleceği üzere tüm buharlaştırıcı sıcaklık aralıklarında en düşük ve en yüksek STK değerleri

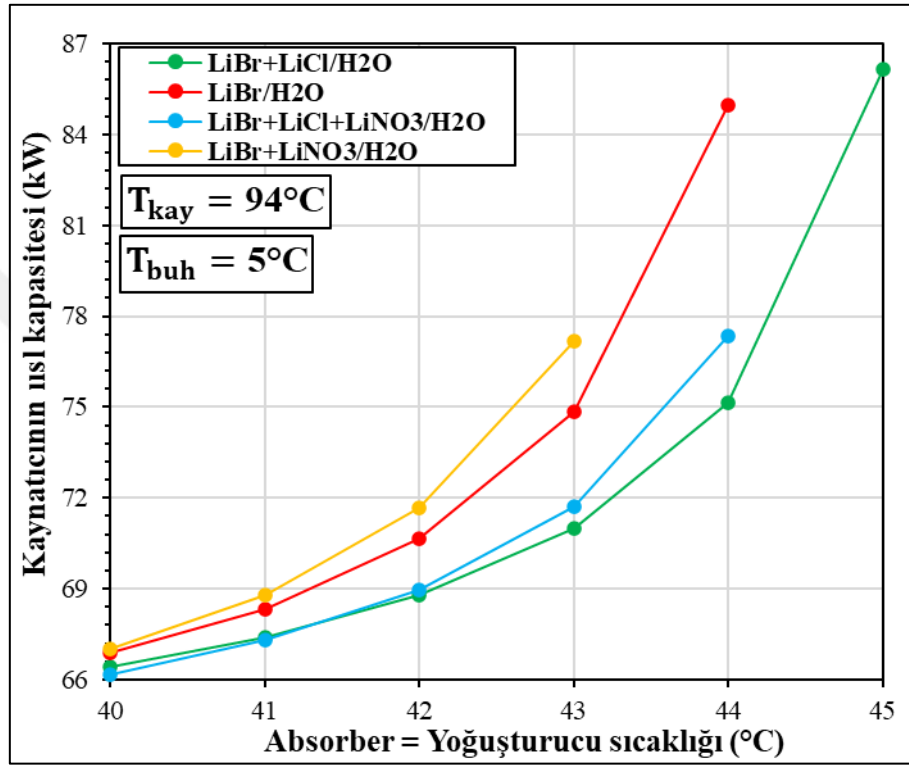
sırasıyla LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerde ortaya çıktığı gözlemlenmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının 6°C’de çalışması referans olarak alınırsa, LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerin STK değerleri LiBr/H₂O çözeltisini kullanan çevrimden sırasıyla %20,90 ve %15,82 daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 4.7.’den görüleceği üzere tüm kaynatıcı sıcaklık aralıklarında en düşük ve en yüksek dolaşım oranları sırasıyla LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerde ortaya çıktığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.8. Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin dolaşım oranının değişimi

Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin dolaşım oranının değişimi Şekil 4.8.’de gösterilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça çevrimlerin dolaşım oranları ters orantılı bir şekilde azalma eğilimi göstermiştir. Absorber basıncı buharlaştırıcı sıcaklığının doyma basıncına eşittir. Bu yüzden buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça fakir eriyiğin miktarında azalma meydana gelir. Fakat buharlaştırıcı sıcaklığının artışı zengin eriyik miktarını etkilemez çünkü yoğuşturucu basıncı sabit olduğu için değişim söz konusu değildir. Fakir eriyiğin sürekli artışı ve zengin eriyiğin sabit olması eriyik farkının giderek açılmasına neden olur ve sonuç olarak çözeltilere bakılmaksızın çevrimin dolaşım oranı buharlaştırıcı sıcaklığının artışı ile azalır. Tüm buharlaştırıcı

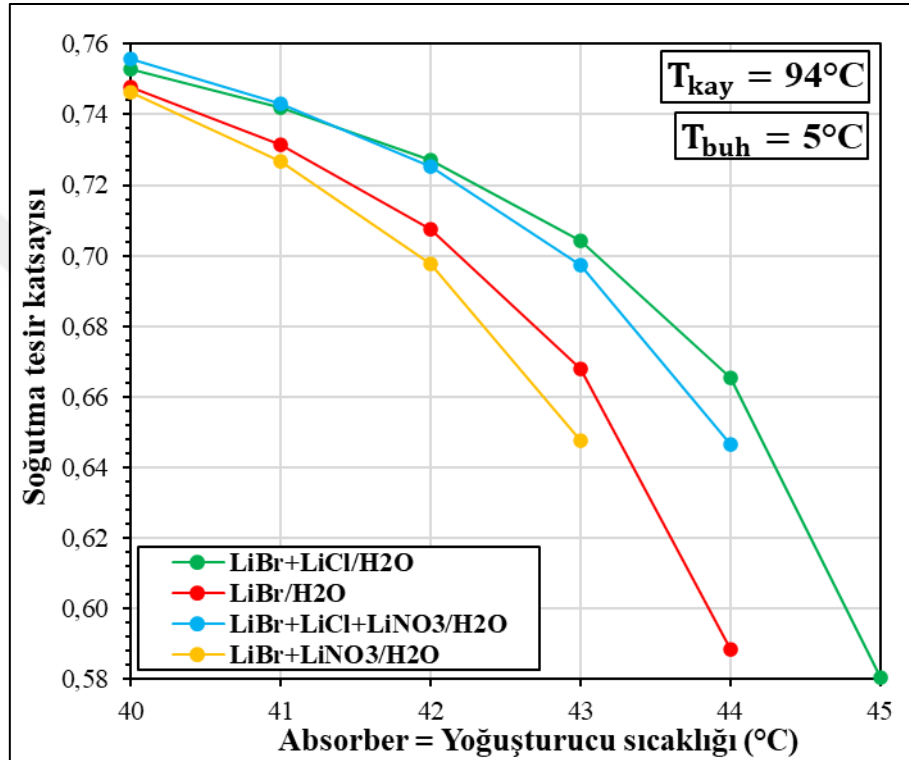
sıcaklığı aralıklarında en düşük ve en yüksek dolaşım oranlarına sahip olan çözeltiler sırasıyla $\text{LiBr}+\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr}+\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ 'dur. Referans buharlaştırıcı sıcaklığı olarak 6°C alındığında $\text{LiBr}+\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr}+\text{LiCl}+\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ çözeltilerini kullanan çevrimlerin dolaşım oranı değerleri $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ çözeltisini kullanan çevrimden sırasıyla %93,34 ve %52,57 daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.9. Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin kaynatıcı ısıl kapasitesinin değişimi

Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin kaynatıcı ısıl kapasitesinin değişimi Şekil 4.9.'da gösterilmiştir. Absorber ve yoğuşturucu bileşenleri aynı kaynak tarafından soğutulduğu için çalışma sıcaklıklarının artışı eş zamanlı olarak gerçekleştirilmiştir. Sabit soğutma kapasitesine sahip olan çevrimin absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları arttıkça 7. akım noktasının entalpisi kaynatıcı sıcaklığı sabit olduğu için sabit kalır. Fakat 3. akım noktasında entalpi değeri artışı 4. akım noktasına göre daha belirgin olduğu için çözeltilere bakılmaksızın kaynatıcının ısıl kapasitesinde artış meydana gelmektedir. Bu çalışmada her bir çözelti için farklı maksimum absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları belirlenmiştir. Maksimum absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları $\text{LiBr}+\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$ için 45°C , $\text{LiBr}+\text{LiCl}+\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ için 44°C ,

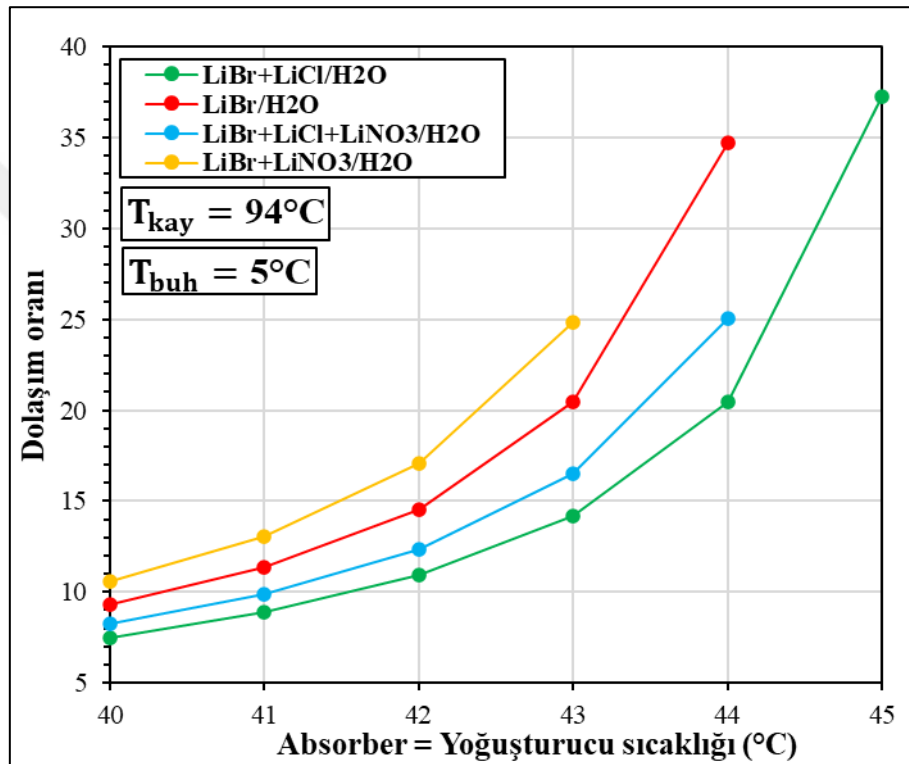
LiBr/H₂O için 44°C ve LiBr+LiNO₃/H₂O için 43°C olarak belirlenmiştir. Tespit edilen bu sıcaklıkların daha da üst seviyelere çekilmesi fakir ve zengin eriyik arasındaki farkın kapanıp üst üste binmesine yol açıp çevrimin çalışmasını kısıtlayacaktır. Şekil 4.9.'dan görüleceği üzere incelenen absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları aralığında LiBr+LiNO₃/H₂O çözeltisi kullanıldığında çevrimin ısı kapasitesinin en yüksek olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.10. Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısının değişimi

Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısının değişimi Şekil 4.10.'da gösterilmiştir. Çevrimin soğutma kapasitesi sabittir ve kaynatıcı kapasitesinin artan absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları ile artması, kullanılan çözeltilere bakılmaksızın çevrimin STK değerinin kötüleşmesine sebep olmaktadır. Şekil 4.10.'dan görüleceği üzere tüm absorber ve yoğuşturucu sıcaklık aralıklarında en düşük STK değeri LiBr+LiNO₃/H₂O çözeltisini kullanan çevrimde ortaya çıkmaktadır. 42°C-45°C arasındaki absorber ve yoğuşturucu sıcaklıklarında LiBr+LiNO₃/H₂O çözeltisini kullanan çevrimin STK değeri diğer çözeltileri kullanan çevrimlere nazaran daha üstün olduğu göze çarpmaktadır. Absorber ve yoğuşturucu

sıcaklığının 44°C’de çalışması referans olarak alınır, LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerin STK değerleri LiBr/H₂O çözeltisini kullanan çevrimden sırasıyla %13,10 ve %9,86 daha yüksek olmaktadır. Yaz aylarında hava sıcaklıklarının düşük olmadığı şehirlerde hava soğutmalı olarak kullanılan absorber ve yoğuşturucu bileşenlerinin yüksek sıcaklıklarda çalışması yüksek STK açısından çevrimde akışkan olarak LiBr+LiCl/H₂O’nun kullanımı daha avantajlı olacaktır.



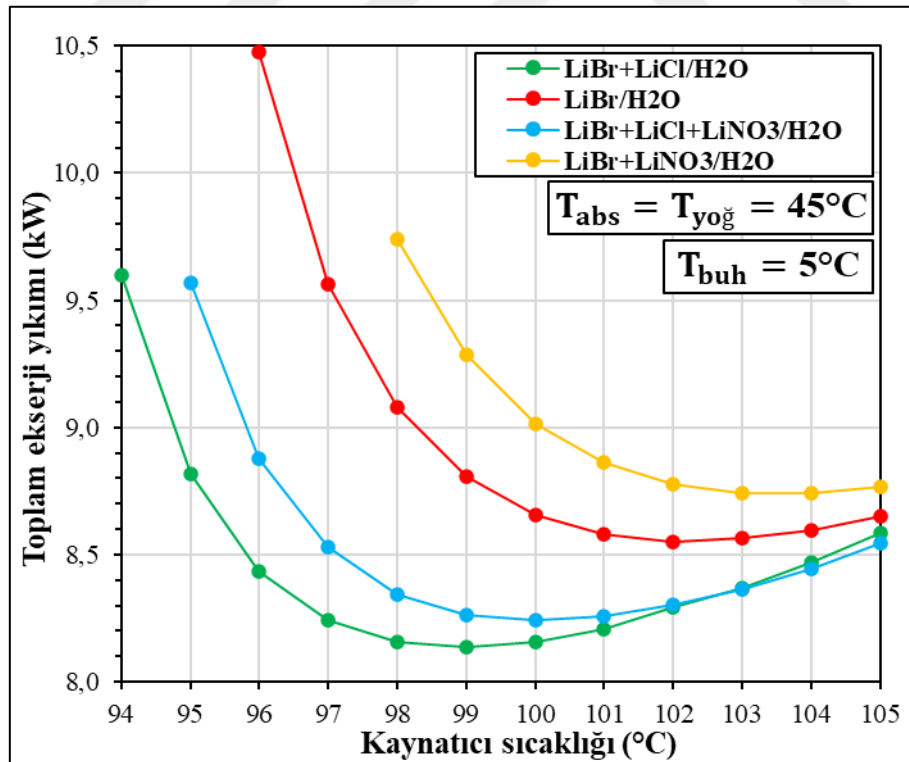
Şekil 4.11. Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin dolaşım oranının değişimi

Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin dolaşım oranının değişimi Şekil 4.11.’de gösterilmiştir. Fakir eriyik miktarı buharlaştırıcı basıncı ve absorber sıcaklığına bağlı olarak değişim gösterirken, zengin eriyik miktarı ise yoğuşturucu basıncı ve kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak değişim göstermektedir. Absorber sıcaklığı arttıkça fakir eriyik miktarında artış meydana gelirken, yoğuşturucu sıcaklığı dolayısıyla doyma basıncı arttıkça zengin eriyik miktarı ters orantılı bir şekilde azalmaktadır. Absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı aynı sıcaklıkta işlem gördüğü için zengin eriyik fakir eriyiğe yaklaşır ve sonuç olarak çevrimin dolaşım oranı, ilgili

çözeltileri kullanan çevrimlere bakılmaksızın doğal olarak artış göstermesi beklenen bir durumdur. İncelenen tüm absorber ve yoğuşturucu sıcaklıklarında en düşük ve en yüksek dolaşım oranlarına sahip olan çözeltiler sırasıyla LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiNO₃/H₂O'dur. Referans sıcaklık olarak 44°C alındığında LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerin dolaşım oranı değerleri LiBr/H₂O çözeltisini kullanan çevrimden sırasıyla %69,68 ve %38,61 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

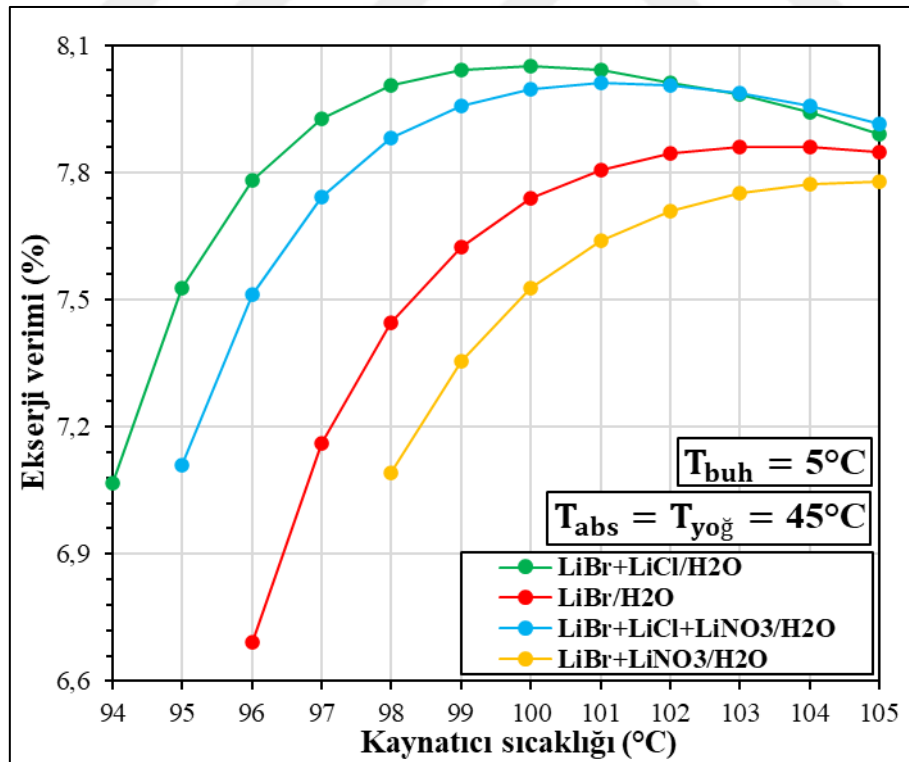
4.7.2. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Ekserji Analiz Sonuçları

İncelenen çözelti karışımlarını kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin parametrik açıdan yapılan ekserji analizleri Tablo 4.5.'te verilen değerler ışığında karşılaştırmak için Şekil 4.12.-4.17. oluşturulmuştur. Çalışma parametreleri olarak kaynatıcı sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklığı, yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarının değişen değerlerinin çevrimin ekserji verimi ve toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkileri tartışılmıştır.



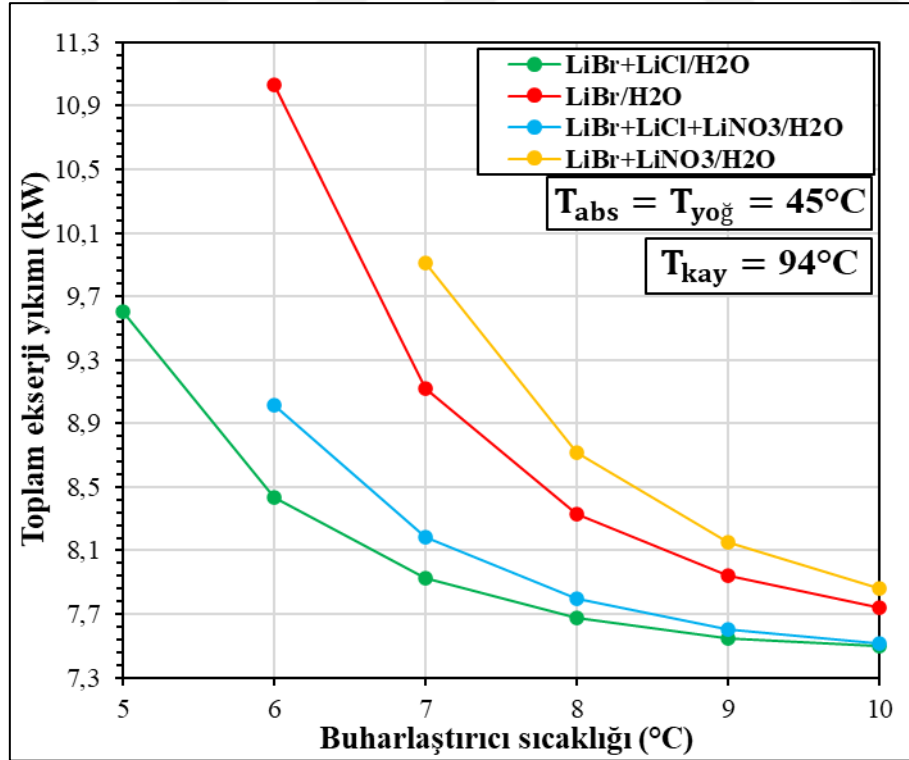
Şekil 4.12. Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin toplam ekserji yıkımının değişimi

Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin toplam ekserji yıkımının değişimi Şekil 4.12.'de gösterilmiştir. Kaynatıcı sıcaklığı arttığında çözeltileri kullanan çevrimlerin toplam ekserji yıkımları azalma gösterir ve optimum kaynatıcı sıcaklığında minimum ekserji yıkım değerine ulaşır. Bu minimum değerlere ulaşan çevrimlerin toplam ekserji yıkımları kaynatıcı sıcaklığının artışı devam ettikçe sürekli olarak artış eğilimine geçerler. Toplam ekserji yıkımını en çok etkileyen üç çevrim bileşeni sırasıyla kaynatıcı, absorber ve yoğuşturucudur. Tüm kaynatıcı sıcaklıklarında en düşük ve en yüksek toplam ekserji yıkımına sahip çevrimleri kullanan çözeltiler sırasıyla LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiNO₃/H₂O'dur. İlgili çözeltileri kullanan çevrimlerin optimum kaynatıcı sıcaklıkları ve parantez içerisinde belirtilen ekserji verim değerleri LiBr+LiCl/H₂O için 100°C (8,14 kW), LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O için 101°C (8,24 kW), LiBr/H₂O için 103°C (8,55 kW) ve LiBr+LiNO₃/H₂O için 105°C (8,74 kW)'dir. Referans kaynatıcı sıcaklığı olarak 96°C alındığında LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerin toplam ekserji yıkım miktarları LiBr/H₂O çözeltisini kullanan çevrimden sırasıyla %41,24 ve %30,05 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.



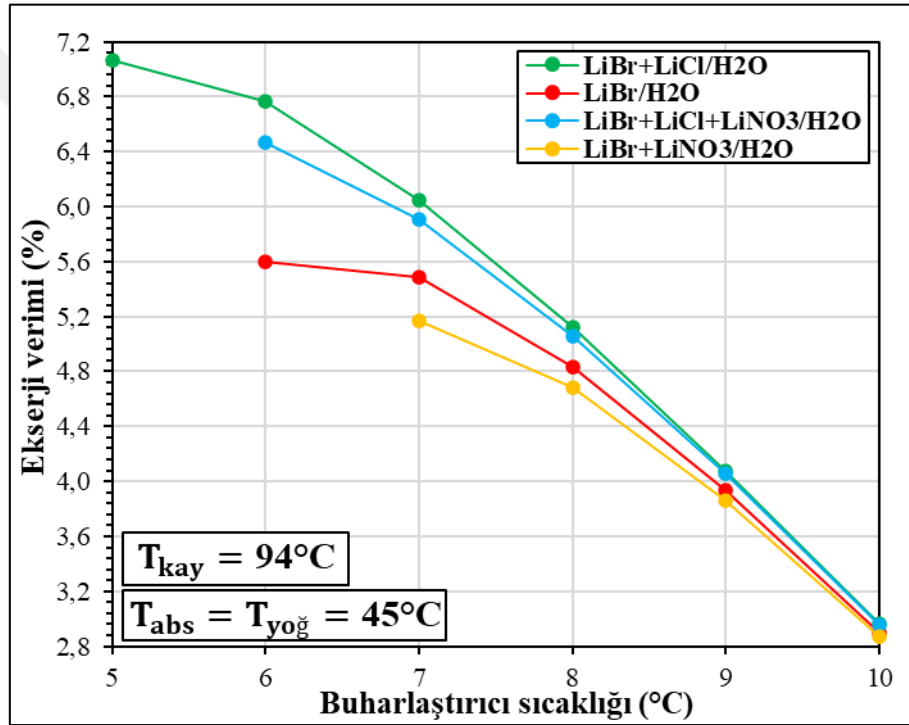
Şekil 4.13. Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin ekserji veriminin değişimi

Değişen kaynatıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin ekserji veriminin değişimi Şekil 4.13.'te gösterilmiştir. İncelenen kaynatıcı sıcaklığı aralıklarında LiBr+LiNO₃/H₂O hariç çözeltileri kullanan çevrimlerin ekserji verimi belirli bir maksimum değere ulaştıktan sonra artan kaynatıcı sıcaklığıyla birlikte düşüşe geçerler. Önce azalıp sonra artmanın temel sebebi ise kaynatıcı ve pompa ile ilişkilendirilen toplam yakıt ekserjisinin ilgili noktada minimum bir değere ulaşmasından kaynaklanmaktadır. Şekil 4.12. ve 4.13.'ten elde edilen benzer eğilimler Gündüz (2020)'nin çalışmasında da elde edilmiştir. Tüm kaynatıcı sıcaklıklarında en düşük ve en yüksek ekserji verim değerine sahip çözeltiler sırasıyla LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiNO₃/H₂O'dur. İlgili çözeltileri kullanan çevrimlerin optimum kaynatıcı sıcaklıkları ve parantez içerisindeki belirtilen ekserji verim değerleri LiBr+LiCl/H₂O için 100°C (%8,05), LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O için 101°C (%8,01), LiBr/H₂O için 103°C (%7,86) ve LiBr+LiNO₃/H₂O için 105°C (%7,78)'dir. Referans kaynatıcı sıcaklığı olarak 96°C alındığında ise LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerin ekserji verim değerleri LiBr/H₂O çözeltisini kullanan çevrimden sırasıyla %16,29 ve %12,26 daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.14. Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin toplam ekserji yıkımının değişimi

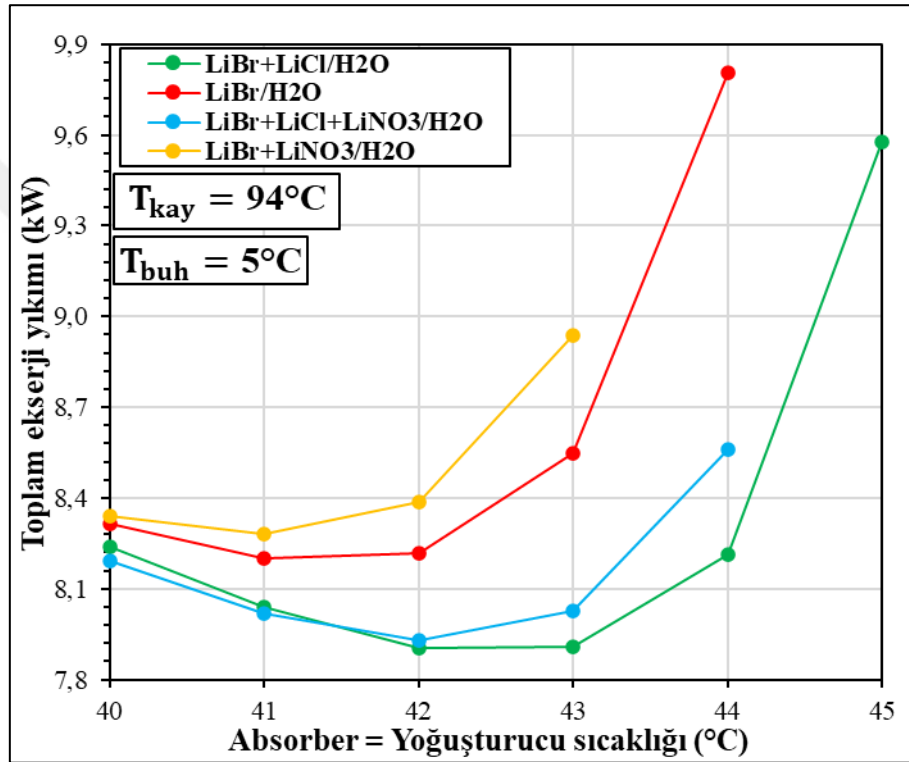
Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin toplam ekserji yıkımının değişimi Şekil 4.14.'te gösterilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça tüm çözeltilere ait çevrimlerin toplam ekserji yıkım değerleri azalma eğilimindedir. İncelenen buharlaştırıcı sıcaklık aralıklarında ilgili çözeltileri kullanan çevrimlerin minimum bir toplam ekserji yıkım değeri bulunmamaktadır. Toplam ekserji yıkımını en çok etkileyen üç çevrim bileşeni sırasıyla absorber, kaynatıcı ve buharlaştırıcıdır. Buharlaştırıcı sıcaklığı 6°C olarak alındığında LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerin toplam ekserji yıkım miktarları LiBr/H₂O çözeltisini kullanan çevrimden sırasıyla %30,69 ve %22,28 daha düşük olmaktadır.



Şekil 4.15. Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin ekserji veriminin değişimi

Değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin ekserji veriminin değişimi Şekil 4.15.'te gösterilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça ilgili çözeltileri kullanan çevrimlerin ekserji verim değerleri olumsuz olarak etkilenmektedir. Bunun temel nedeni buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça buharlaştırıcı ile ilişkili çevrimin toplam ürün ekserjisi, kaynatıcı ve çözelti pompası ile ilişkili çevrimin toplam yakıt ekserjisinde azalma meydana gelmektedir. Çevrimin toplam ürün ekserjisindeki azalma toplam yakıt ekserjisinde meydana gelen azalmadan daha baskın olması, çevrimlerin ekserji verim

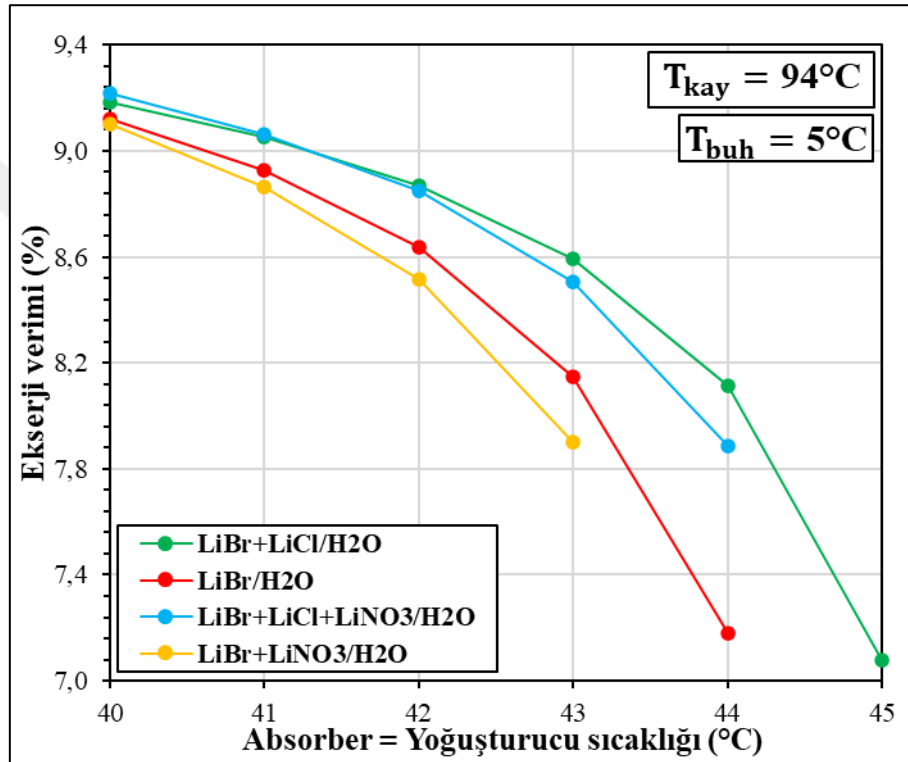
değerlerinde azalmaya sebep olmaktadır. Şekil 4.14. ve 4.15.'ten elde edilen benzer eğilimler Gündüz (2020)'nin çalışmasında da elde edilmiştir. Tüm buharlaştırıcı sıcaklık aralıklarında en düşük ve en yüksek ekserji verim değerine sahip çözeltiler sırasıyla LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiNO₃/H₂O'dur. Referans buharlaştırıcı sıcaklığı olarak 6°C alındığında LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerin ekserji verim değerleri sırasıyla LiBr/H₂O çözeltisini kullanan çevrimden sırasıyla %20,89 ve %15,54 daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.16. Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin toplam ekserji yıkımının değişimi

Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin toplam ekserji yıkımının değişimi Şekil 4.16.'da gösterilmiştir. Absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça ilgili çözeltileri kullanan çevrimlerin toplam ekserji yıkımları belirli bir noktada minimum bir değere ulaştıktan sonra sıcaklığın artışının devam etmesiyle birlikte olumsuz olarak etkilendiği gözlemlenmiştir. Toplam ekserji yıkımını en çok etkileyen üç çevrim bileşeni sırasıyla absorber, kaynatıcı ve yoğuşturucudur. Absorber ve yoğuşturucu sıcaklık aralıkları incelendiğinde en yüksek toplam ekserji yıkımına sahip çözelti LiBr+LiNO₃/H₂O kullanan çevrimdir. İlgili çözeltileri kullanan çevrimlerin

optimum absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları ve parantez içerisinde belirtilen ekserji verim değerleri LiBr+LiCl/H₂O için 42°C (7,91 kW), LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O için 42°C (7,93 kW), LiBr/H₂O için 41°C (8,20 kW) ve LiBr+LiNO₃/H₂O için 41°C (8,28 kW)'dir. Referans absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları olarak 44°C alındığında, LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerin toplam ekserji yıkım değerleri LiBr/H₂O çözeltisini kullanan çevrimden sırasıyla %19,49 ve %14,60 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.17. Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin ekserji veriminin değişimi

Değişen absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin ekserji veriminin değişimi Şekil 4.17.'de gösterilmiştir. Absorber ve yoğuşturucu sıcaklıklarının artışı çevrimin ekserji verimini olumsuz yönde etkilemektedir. Çünkü incelenen sıcaklık aralıklarında buharlaştırıcı ile ilişkili çevrimin toplam ürün ekserjisi sabittir. Fakat kaynatıcı ve pompa ile ilişkili çevrimin toplam yakıt ekserjisinde sürekli bir artış söz konusudur. Bu yüzden ilgili çözeltileri kullanan çevrimlerin ekserji verimi azalma eğilimi göstermektedir. Şekil 4.16. ve 4.17.'den elde edilen benzer eğilimler Gündüz (2020)'nin çalışmasında da elde edilmiştir. Tüm sıcaklık aralıklarında en düşük ekserji verim

değerine sahip çözelti LiBr+LiNO₃/H₂O'dur. Referans absorber ve yoğunlaştırıcı sıcaklığı olarak 44°C alındığında LiBr+LiCl/H₂O ve LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O çözeltilerini kullanan çevrimlerin ekserji verim değerleri sırasıyla LiBr/H₂O çözeltisini kullanan çevrimden %13,09 ve %9,89 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Farklı çözeltileri dikkate alarak absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin enerji analizi sonuçlarını aynı çalışma koşullarında karşılaştırmak için Tablo 4.6. oluşturulmuştur ($T_{buh}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yog}=45^{\circ}\text{C}$, $\varepsilon=0,7$). Karşılaştırma yapmak için referans çözelti olarak LiBr/H₂O seçilmiştir. İncelenen parametreler göz önüne alındığında en iyi çalışma akışkanı olarak LiBr+LiCl/H₂O ön plana çıkmaktadır. Çevrimlerin ısı kapasiteleri, STK değeri ve dolaşım oranları aynı çalışma şartlarında incelenmiştir. LiBr+LiCl/H₂O çözelti karışımını kullanan absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki absorberin, kaynatıcının ve eriyik ısı değiştiricisinin ısıl kapasiteleri sırasıyla %4,21, %4,05 ve %24,30 azalmıştır. Termodinamik performans ölçmede kullanılan STK değerinde %3,87 kadar iyileşme meydana gelirken dolaşım oranı %43,92 kadar azalmıştır.

Tablo 4.6. İlgili çözeltileri kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin enerji analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Eriyik	$\dot{Q}_{abs}$ (kW)	$\dot{Q}_{EID}$ (kW)	$\dot{Q}_{kay}$ (kW)	STK	Dolaşım oranı
LiBr/H ₂ O	70,708	28,465	74,540	0,671	17,956
LiBr+LiCl/H ₂ O	67,850	22,901	71,641	0,698	12,476
LiBr+LiCl+LiNO ₃ /H ₂ O	68,325	25,570	72,117	0,693	14,502
LiBr+LiNO ₃ /H ₂ O	72,774	35,567	76,620	0,652	21,815

Tablo 4.7.'den görüleceği üzere farklı çözeltileri dikkate alarak absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin ekserji analizi sonuçlarını aynı çalışma koşullarında karşılaştırmak için örnek bir çalışma yapılmıştır ($T_{buh}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yog}=45^{\circ}\text{C}$, $\varepsilon=0,7$). 5°C'de soğutma üretimini sağlamak için kaynatıcı sıcaklığı 100°C'de çalıştığı düşünülerek çevrimleri

oluşturan bileşenlerin ekserji yıkımı, toplam ekserji yıkımı ve ekserji verimi Tablo 4.7.'de verilmiştir. Karşılaştırma yapmak için referans çözelti olarak LiBr/H₂O kullanan çevrim kullanılmıştır. İncelenen parametreler göz önüne alındığında en iyi çalışma akışkanı olarak LiBr+LiCl/H₂O ön plana çıkmaktadır. LiBr+LiCl/H₂O kullanan çevrimin toplam ekserji yıkımı, LiBr/H₂O, LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O ve LiBr+LiNO₃/H₂O'ya göre sırasıyla %5,97, %1,06 ve %10,44 azalmıştır. Ayrıca LiBr+LiCl/H₂O kullanan çevrimin ekserji verimi, LiBr/H₂O, LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O ve LiBr+LiNO₃/H₂O'ya göre sırasıyla %3,88, %0,63 ve %6,91 iyileşmiştir.

Tablo 4.7. İlgili çözeltileri kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin ekserji analizi sonuçlarının karşılaştırılması

	LiBr/H ₂ O	LiBr+LiCl/H ₂ O	LiBr+LiCl+LiNO ₃ /H ₂ O	LiBr+LiNO ₃ /H ₂ O
$\dot{E}_D^{abs}$	2,387	2,476	2,423	2,405
$\dot{E}_D^{EID}$	1,399	0,945	1,081	1,683
$\dot{E}_D^{kay}$	1,741	1,687	1,664	1,754
$\dot{E}_D^{yoğ}$	1,361	1,361	1,361	1,361
$\dot{E}_D^{buh}$	1,382	1,382	1,382	1,382
$\dot{E}_D^{skv}$	0,250	0,250	0,250	0,250
$\dot{E}_D^{ckv}$	0,135	0,056	0,078	0,180
$\dot{E}_D^{CP}$	0,003	0,013	0,018	0,009
$\dot{E}_{D,top}$	8,658	8,170	8,257	9,023
ζ_{abs}	0,0774	0,0804	0,0799	0,0752

4.7.3. Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Literatürdeki Çalışmalar ile Karşılaştırılması

Yapılan kapsamlı termodinamik analiz sonuçlarına dayanarak en performanslı çözelti karışımı LiBr+LiCl/H₂O olduğunun sonucuna varılarak literatürde mevcut olan çalışmalar ile STK ve dolaşım oranı karşılaştırması yapılmıştır. Ekserji verim ile ilgili karşılaştırma sonuçları sunulamamıştır çünkü literatürde mevcut çalışmalarda hava veya su kaynağı kullanan buharlaştırıcı, absorber ve yoğunlaştırıcı serpantinlerine giriş ve çıkış sıcaklıkları tam olarak belirtilmediğinden yanıltıcı sonuçlardan kaçınmak için performans parametresi olarak ekserji verim değeri karşılaştırılmamıştır. Termodinamik analiz, absorber ve yoğunlaştırıcı sıcaklıkları 40°C-45°C ve buharlaştırıcı sıcaklığı 5°C-10°C

arasında yapıldığı için literatürdeki çalışmaların da bu aralıkta yapıldığı çalışmalar tespit edilerek Tablo 4.8. oluşturulmuştur.

Tablo 4.8. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin literatür ile karşılaştırmada kullanılan çalışma parametreleri ve değerleri

Yazar	Çalışma akışkanı	Çalışma koşulları
Herrera-Romero ve Colorado-Garrido (2020)	NH ₃ /LiNO ₃ NH ₃ /H ₂ O NH ₃ /NaSCN	T _{buh} =10°C T _{yoğ} = T _{abs} =40°C T _{kay} =90°C EID etkenliği =0,8
Cimşit ve Öztürk (2012)	LiBr/H ₂ O	T _{buh} =10°C T _{yoğ} = T _{abs} =40°C T _{kay} =90°C EID etkenliği =0,6
Chen ve Bai (2016)	[emim]Cu ₂ Cl ₅ /NH ₃	T _{buh} =10°C T _{yoğ} = T _{abs} =40°C T _{kay} =100°C EID etkenliği =0,8
Banu ve diğ. (2020)	LiBr+LiCl+LiI+LiNO ₃ /H ₂ O	T _{buh} =5°C T _{yoğ} = T _{abs} =45°C T _{kay} =100°C EID etkenliği =0,8

Bu çalışmada en performanslı çözelti karışımı olarak tespit edilen LiBr+LiCl/H₂O kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin STK açısından karşılaştırması literatürdeki mevcut çalışmalar ile yapılarak Tablo 4.9.'da verilmiştir. Karşılaştırma yaparken kaynatıcı sıcaklığı haricindeki çalışma parametreleri sabit olarak tutulmuştur.

Birinci karşılaştırılan çalışma Herrera-Romero ve Colorado-Garrido (2020) tarafından analizleri yapılan NH₃/LiNO₃, NH₃/H₂O ve NH₃/NaSCN çözeltileridir. Yazarlar kaynatıcı sıcaklığını 90°C alırken bu çalışmada 85°C alınmıştır. STK açısından iyileşme sırasıyla NH₃/LiNO₃ için %67,29, NH₃/H₂O için %60,60 ve NH₃/NaSCN için %54,42 olarak bulunmuştur. Kaynatıcı sıcaklığının 5°C daha düşük olması bile oldukça üstün iyileşmeler söz konusudur. İkinci karşılaştırılan çalışma Cimşit ve Öztürk (2012) tarafından analizi yapılan LiBr/H₂O çözeltisidir. Yazarlar kaynatıcı sıcaklığını 90°C alırken bu çalışmada hem 85°C hem de 90°C olarak alınmıştır. STK açısından iyileşme %2,53 (T_{kay}=85°C) ve %3,33 (T_{kay}=90°C) olarak bulunmuştur. Daha önce hem yukarıdaki analizlerde hem de daha önceki çalışmamızda (Aktemur ve Öztürk, 2022b)

tartışıldığı üzere STK'da iyileşmenin düşük olmasının sebebi LiBr+LiCl/H₂O'nun LiBr/H₂O ile kıyaslandığında 10°C'lik buharlaştırıcı sıcaklığında etkisini kısmen kaybetmesinden kaynaklanmasındır. Ancak kaynatıcı sıcaklığının 5°C daha düşük olması bile kaynatıcı için sağlanacak ısı girdisinin azaltmasına oldukça yardımcı olup enerji maliyetlerini indirebilir. Ayrıca 10°C'den daha düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında LiBr+LiCl/H₂O kullanan çevrim çok daha avantajlı olmaktadır (Aktemur ve Öztürk, 2022b). Üçüncü karşılaştırılan çalışma Chen ve Bai (2016) tarafından analizi yapılan iyonik (sıvı tuz) olarak nitelendirilen [emim]Cu₂Cl₅/NH₃ çözeltisidir. Yazarlar kaynatıcı sıcaklığını 100°C alırken bu çalışmada 85°C alınmıştır. STK açısından iyileşme %67,29 olarak hesaplanmıştır. Dördüncü karşılaştırılan çalışma Banu ve diğ. (2020) tarafından analizi yapılan LiBr+LiCl+LiI+LiNO₃/H₂O çözelti karışımıdır. Yazarlar ve bu çalışmada kaynatıcı sıcaklığı 100°C alınmıştır. STK açısından iyileşme %2,54 olarak tespit edilmiştir. Aynı kaynatıcı sıcaklığında kısmende yüksek bir iyileşmeye sahiptir ve ayrıca yazarlar tarafından kullanılan çözelti LiI (lityum iyodür) oldukça yüksek bir ilk yatırım maliyeti olduğu için ticari olarak kullanımı mevcut değildir.

Tablo 4.9. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin aynı çalışma koşulları altında STK açısından literatürdeki çalışmalar ile kıyaslanması

Yazar	Akışkan	STK (literatür)	STK (bu çalışma)	Kaynatıcı sıcaklığında iyileşme	STK'da artış
Herrera-Romero ve Colorado-Garrido (2020)	NH ₃ /LiNO ₃ NH ₃ /H ₂ O NH ₃ /NaSCN	0,60 0,61 0,65 (T _{kay} =90°C)	0,803 (T _{kay} =85°C)	5°C	%33,83 %31,64 %23,50
Cimşit ve Öztürk (2012)	LiBr/H ₂ O	0,75 (T _{kay} =90°C)	0,769 (T _{kay} =85°C)	5°C	%2,53
			0,775 (T _{kay} =90°C)	0°C	%3,33
Chen ve Bai (2016)	[emim]Cu ₂ Cl ₅ / NH ₃	0,480 (T _{kay} =100°C)	0,803 (T _{kay} =85°C)	15°C	%67,29
Banu ve diğ. (2020)	LiBr+LiCl+LiI +LiNO ₃ /H ₂ O	0,710 (T _{kay} =100 °C)	0,728 (T _{kay} =100°C)	0°C	%2,54

Bu çalışmada ve literatürde elde edilen dolaşım oranı sonuçlarının karşılaştırması Tablo 4.10.'da verilmiştir. Bu çalışmada LiBr+LiCl/H₂O kullanan çevrimin dolaşım oranı, Herrera-Romero ve Colorado-Garrido (2020) tarafından elde edilen dolaşım oranı sonuçları hariç diğer araştırmacılar ile kıyaslandığında daha düşük kalmaktadır.

Tablo 4.10. Literatürdeki çalışmalar ile bu çalışmanın dolaşım oranı açısından kıyaslanması

Yazar	Akışkan	Dolaşım oranı (literatür)	Dolaşım oranı (bu çalışma)	Dolaşım oranındaki değişim
Herrera-Romero ve Colorado-Garrido (2020)	NH ₃ /LiNO ₃	5,63	7,72	%37,12
	NH ₃ /H ₂ O	4,50		%71,56
	NH ₃ /NaSCN	6,14		%25,73
Cimşit ve Öztürk (2012)	LiBr/H ₂ O	7,86	7,72 (T _{kay} =85°C)	-%1,81
			5,79 (T _{kay} =90°C)	-%35,75
Chen ve Bai (2016)	[emim]Cu ₂ Cl ₅ /NH ₃	20	7,72	-%159,06
Banu ve diğ. (2020)	LiBr+LiCl+LiI+LiNO ₃ /H ₂ O	14,15	12,48	-%13,38

4.7.4. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Nihai Analiz Sonuçları

Bu bölümde LiBr/H₂O, LiBr+LiCl/H₂O, LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O ve LiBr+LiNO₃/H₂O gibi farklı çalışma akışkanları kullanılarak tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerin enerji ve ekserjiye dayalı termodinamik analizi yapılmıştır. Termodinamik analiz sonucunda elde edilen kayda değer nihai sonuçlar aşağıda sunulmuştur.

1-Araştırılan çözeltiler arasında 5°C’de işlem gören buharlaştırıcı için en düşük kaynatıcı sıcaklığında çalışan LiBr+LiCl/H₂O kullanan çevrimdir. Çevrimin düşük kaynatıcı sıcaklığında işlem görmesi, ısı kaynağının kolay bir şekilde bulunabilirliğini ve maliyetini etkilediği için kritik bir öneme sahiptir.

2-LiBr+LiCl/H₂O kullanan çevrime ait absorber, kaynatıcı ve eriyik ısı değiştirgecinin ısıl kapasiteleri diğer çözeltileri kullanan çevrimlere göre çok daha düşüktür.

3-LiBr+LiCl/H₂O kullanan çevrimin dolaşım oranı diğer araştırılan çözeltileri kullanan çevrimlere nazaran çok daha düşüktür. Dolaşım oranının düşük olması çevrimi oluşturan ısı değiştirgeçlerin boyutlarının küçülmesine neden olur dolayısıyla çevrimin ilk yatırım maliyetini düşürmede önemli bir rol oynar.

4-Araştırılan tüm çözeltiler arasında LiBr+LiCl/H₂O çözelti karışımını kullanan çevrimin kaynatıcı, buharlaştırıcı, absorber ve yoğusturucu sıcaklık aralıklarında kaynatıcının ısı yükü, STK, ekserji verimi ve toplam ekserji yıkımı, LiBr+LiCl+LiNO₃/H₂O ve LiBr+LiNO₃/H₂O çözelti karışımını kullanan çevrimlere nazaran daha iyi bir pozisyonundadır.

5-LiBr+LiCl/H₂O çözelti karışımını kullanan çevrimde buharlaştırıcı sıcaklığı 1°C arttıkça çevrimin iyileşme potansiyeli, diğer çözeltileri kullanan çevrimlere nazaran azalmaktadır. Bu yüzden çevrimin 10°C'den daha düşük buharlaştırıcı sıcaklığında çalışması, çevrimin iyileşme potansiyelini daha da arttırmasında önemli bir rol oynar.

6-Yukarıdaki nihai sonuçlara göre en iyi çözelti karışımı olarak belirlenen LiBr+LiCl/H₂O kullanan çevrimle diğer literatürde araştırması yapılan çözeltileri kullanan çevrimler karşılaştırdığında çevrimin soğutma tesir katsayısı iyileşmiş olup dolaşım oranı azalmıştır. En düşük termodinamik iyileşme Cimsit ve Öztürk (2012) ile karşılaştırdığında ortaya çıkmıştır. İyileşmenin düşük olmasının temel sebebi buharlaştırıcı sıcaklığının 10°C'de karşılaştırılmış olmasından kaynaklanmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığı daha düşük olsaydı termodinamik bakımından iyileşmenin daha fazla olması mümkün olacaktı ki bu durum daha önce yayınlanan çalışmamızda belirtilmiştir (Aktemur ve Öztürk, 2022b).

Yapılan analizlerde LiBr+LiCl/H₂O akışkan çiftinin tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevriminde kullanılması sonucu, literatürde bu çevrimde yaygın kullanılan LiBr/H₂O çevrimine göre STK değerinde %20,90 iyileşme, ekserji veriminde %16,29 iyileşme, dolaşım oranında %69,68 azalma elde edildiği için tek etkili absorbsiyonlu çevrimlerde bu akışkan çiftinin kullanılmasının oldukça avantajlı olacağı bu çalışma sonucunda bu alana literatüre katkı sağlanmıştır. Böylece bu tez kapsamında çalışılan kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma alt çevriminde LiBr+LiCl/H₂O akışkan çiftinin kullanılmasına karar verilmiştir.

5. BUHAR SIKIŞTIRMALI MEKANİK SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

Bu bölümde mevcut kullanılan tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerinin performanslarını iyileştirme imkanı bulunan, soğutucu akışkan seçimi, çevrimde ejektör kullanımı, nanopartikül katkılı soğutucu akışkan kullanımı gibi alternatif durumlar incelenerek en performanslı tek kademeli buhar sıkıştırma çevrim elde edilerek, bu çevrimin kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırma alt soğutma çevriminde kullanımı önerilecektir.

Bu bölümde, ilk olarak düşük küresel ısınma ve sıfır ozon delme potansiyellerine sahip soğutucu akışkanlar araştırılmıştır. İkinci olarak, klasik ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevrimleri hakkında bilgiler verilmiş ve çalışma prensipleri anlatılmıştır. Üçüncü olarak, kaskad soğutma sisteminin termodinamik modellenmesine başlanmadan önce literatüre uygun olarak kabuller yapıp ardından tasarlanan tek kademeli buhar sıkıştırma çevrimlerin enerji ve ekserjiye dayalı denklem takımları sunulmuştur. Son olarak, nanopartikül katkılı soğutucu akışkan içeren ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevrimine ait termodinamik bir model oluşturulmuştur ve bu model kullanılarak tek kademeli buhar sıkıştırma çevrimin performansında etkili olan parametrelere göre performansının değişimi incelenmiştir.

5.1. Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevriminde Kullanılacak Soğutucu Akışkanların Araştırılması

Soğutucu akışkanlar, buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerinde kullanımı için vazgeçilmezdir. Çevrimde enerji taşıyıcı olarak görev yaparlar. Saf soğutucu akışkanlar organik maddeler ((kloroflorokarbonlar (CFC'ler), kloroflorokarbonlar (CFC'ler), hidroflorokarbonlar (HCFC'ler), hidroflorokarbonların (HFC'ler) ve hidrofloro-olefinler (HFO'lar)) ve inorganik maddeler (NH_3 , CO_2 ve H_2O) olarak ikiye ayrılabilir. Son 200 yıl içinde soğutucu akışkanların araştırma ve geliştirme süreçleri sürekli olarak artış göstermiştir (Wu ve diğ., 2021).

CFC'ler, HCFC'ler ve halonlar gibi insan yapımı bileşikler, atmosferin üst tabakasında yer alan -stratosfer- ozonu yok eder. Ozonu incelttikleri için Montreal Protokolü uyarınca CFC sınıfı soğutucularının üretimi 1996 yılında tamamen yasaklanmıştır; benzer şekilde,

HCFC sınıfı soğutucu akışkanların kullanımı ilk olarak 2004 yılında R141b için üretimi ve ithalatı tamamen yasaklanmıştır. Öte yandan, HCFC sınıfından olan tüm soğutucu akışkanların üretimi ve ithalatı 2030 yılı itibariyle tüm ülkelerde tamamen yasaklanması planlanmaktadır (Aktemur ve diğ., 2021). Bununla birlikte, üçüncü nesil soğutucu akışkan kategorisinde yer alan HFC'ler, ozon tabakasına zarar vermemeleri nedeniyle diğer soğutucu akışkan sınıflarından olumlu biçimde farklılık göstermektedir fakat önemli küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahip olmaları nedeniyle Kyoto Protokolü tarafından hala sera gazı olarak sınıflandırılmaktadır (Aktemur ve diğ., 2021). Gelişmiş ülkeler, 2019 ve 2036 yılları arasında HFC'lerin üretim ve ithalatını %85 oranında azaltma planları yaparken, gelişmekte olan ülkeler de HFC sınıfı soğutucu akışkanların üretimini ve ithalatını aşamalı olarak azaltmayı planlamaktadırlar (URL-16). 2010 yılında soğutucu akışkanların neden olduğu küresel ısınma etkilerini azaltmayı da içeren yeni soğutucu akışkan seçim kriterleri ile soğutucu akışkan geliştirmenin dördüncü aşamasına geçilmiştir. Yeni nesil soğutucu akışkanların -HFO- seçimini yöneten standartlar, önceki tüm güvenlik, pratiklik, malzeme uyumluluğu, uygun atmosferik ömür ve yüksek verimli ürünlerle uyumluluk gereksinimlerine ek olarak düşük GWP için bir gerekliliği içermektedir (Wu ve diğ., 2021).

Küçük kapasiteli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde en çok R134a soğutucu akışkanı kullanılmaktadır ki bu soğutucu akışkanın ozon delme potansiyeli sıfır olmasına rağmen küresel ısınma potansiyeli 1430'dur (Yılmaz ve Erdiç, 2019). Bu çalışmada R134a yerine mevcut veya yeni tasarlanacak ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde kullanılabilecek dört farklı akışkanın termodinamik açıdan performans analizi yapılmıştır. Bu çalışma kapsamında çevrimde küresel piyasada ticari soğutucu akışkanlar olarak, R1234yf, R290 (propan), R1270 (propilen) ve R152a kullanılmıştır. Piyasada düşük sıcaklıkta soğutma üretmek için kullanılan soğutucu akışkanların GWP değeri oldukça yüksektir ve düşük GWP'ye sahip soğutucu akışkanların düşük sıcaklıkta soğutma üretebilmesi için piyasada mevcut olan soğutucu akışkanlar kısıtlıdır. Bu yüzden yukarıda adı geçen soğutucu akışkanların hem düşük sıcaklıkta soğutma üretmek hem de düşük GWP değerine sahip olması yüzünden termodinamik açıdan birbirleriyle karşılaştırılması yeterli olarak görülmüştür. Tablo 5.1.'de görüldüğü üzere çevrimde dolaşacak soğutucu akışkanların termofiziksel

özellikleri (moleküler kütle, kritik basınç, kritik sıcaklık ve 1 atm basınçta normal kaynama noktası) listelenmiştir (Yılmaz ve Erdiñ, 2019; Wu ve diğ., 2021).

Tablo 5.1. Soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri

Soğutucu akışkan	Sınıf	Moleküler kütle (g/mol)	Kritik basınç (bar)	Kritik sıcaklık (°C)	Kaynama noktası (°C)
R134a	HFC	102	40,6	101,1	-26,1
R1234yf	HFO	114	33,8	94,7	-19,5
R290	HC	44,1	42,5	96,7	-42,1
R1270	HC	42,1	45,6	91,1	-47,6
R152a	HFC	66,1	45,2	113,3	-24

Tablo 5.2.'de bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkanların çevresel ve güvenlik özellikleri listelenmiştir (Yılmaz ve Erdiñ, 2019; Wu ve diğ., 2021).

Tablo 5.2. Soğutucu akışkanların çevresel ve güvenlik özellikleri

Soğutucu akışkan	GWP	ODP	ASHRAE 34 güvenlik sınıfı	Yanıcılık	Toksosite
R134a	1430	0	A1	Hayır	Hayır
R1234yf	1	0	A2L	Evet (Hafif)	Hayır
R290	3	0	A3	Evet (Yüksek)	Hayır
R1270	2	0	A3	Evet (Yüksek)	Hayır
R152a	124	0	A2	Evet (Orta)	Hayır

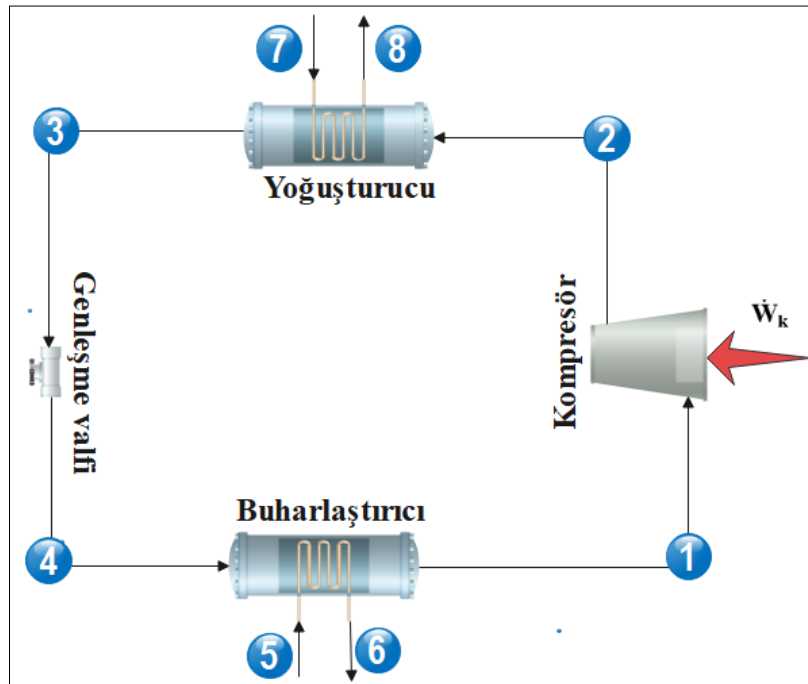
Tablo 5.3.'te bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkanların satın alma ücretleri listelenmiştir (Chen ve diğ., 2020; URL-17; URL-18).

Tablo 5.3. Soğutucu akışkanların satın alma maliyetleri

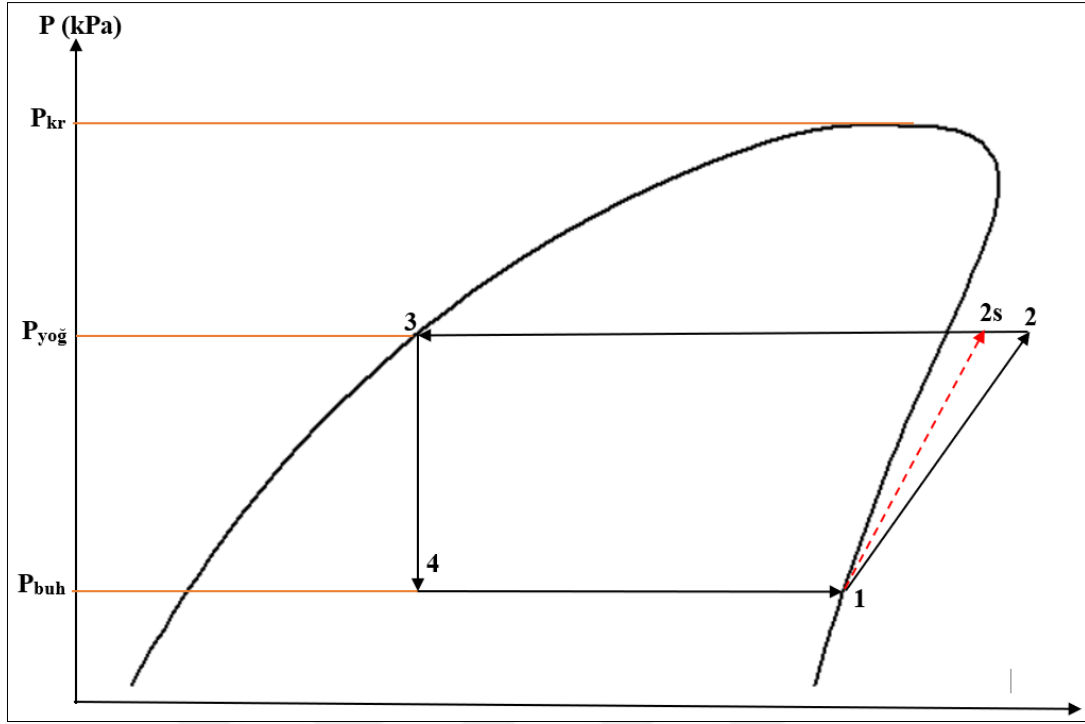
Soğutucu akışkan	Satın alma maliyeti (£/kg)
R134a	25,6
R1234yf	142,8
R290	16,8
R1270	17
R152a	11,50

5.2. Klasik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimlerinin Genel Tanıtımı

Klasik bir soğutma çevrimi, buharlaştırıcı (evaporatör), yoğuşturucu (kondenser), kısılma vanası (genleşme valfi) ve kompresörden meydana gelmektedir. Çevrimde soğutucu akışkan ısı taşıyıcı olarak görev yapar ve çevrimin dört hal noktası boyunca sirküle eder (Cimşit, 2009). Şekil 5.1. ve 5.2. sırasıyla klasik olarak piyasada yaygın olarak kullanılan buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin şematik gösterimini ve çevrimin her bir noktasına ait $\ln P-h$ diyagramını göstermektedir. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar fazında kompresör tarafından emilir (1). Burada kompresör, soğutucu akışkanın basıncını ve sıcaklığını arttırdıktan sonra soğutucu akışkan yoğuşturucuya sabit basınçta giriş yapar (2). Kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan yoğuşturucudan sabit basınçta geçerken akışkanın enerjisi çevreye aktarılır ve doymuş sıvı fazında yoğuşturucuyu terk eder (3). Artık soğutucu akışkan kısma valfi girişinde tamamen sıvı haldedir. Kısma valfi çıkışında buharlaştırıcı basıncına kısıldıktan sonra buharlaştırıcıya giriş yapar (4). Burada soğutulan ortamdan ısı çekilerek soğutucu akışkan buharlaşmaya başlar yani buharlaştırıcıdaki sıcaklığı değişmeden faz değişimine uğrar ve doymuş buhar fazında kompresöre girer ve çevrim tamamlanır. Çevrim bu şekilde sürekli olarak işlem görmeye devam eder (Cimşit, 2009).



Şekil 5.1. Buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma çevrimi



Şekil 5.2. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimine ait lnP-h diyagramı

5.3. Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimlerinin Genel Tanıtımı

Düşük sıcaklıkta işlem gören dondurucu işlemleri için istenilen soğutmayı elde etmek için (yaklaşık -30°C 'ye kadar) tek kademeli buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimleri yaygın bir şekilde kullanılmaktadır (Lu ve diğ., 2020; Aktemur ve diğ., 2021a). Klasik buhar sıkıştırma çevrimlerinde, yoğuşturucudan buharlaştırıcıya giden soğutucu akışkanın basıncını düşürmek için kılcal boru, termostatik genleşme valfi veya diğer genleşme valfleri uygulanmaktadır (Sumeru ve diğ., 2012; Zhao ve diğ., 2015; Elbel ve Lawrence, 2016; Lu ve diğ., 2020). Tipik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde izentalpik (sabit entalpi) bir proses olduğu varsayılan genleşme prosesinde termostatik genleşme valfi kullanır. İzentalpik işlem, genleşme süreci sonundaki yoğuşturucu ve buharlaştırıcı arasındaki geniş basınç farkı nedeniyle soğutma kapasitesinde azalmaya neden olur (Kornhauser, 1990; Sumeru ve diğ., 2012; Hassanain ve diğ., 2015). Bu kaybı geri kazanmak için genişleme sürecinde izentropik (sabit entropi) süreç gereklidir (Kornhauser, 1990; Sumeru ve diğ., 2012; Elbel ve Lawrence, 2016; Atmaca ve diğ., 2018). Kısmi işleminin mümkün olduğunca izentropik olarak gerçekleşmesi, ilgili akışkanın kompresöre daha yüksek basınçta girmesine neden olacaktır. Bu sayede

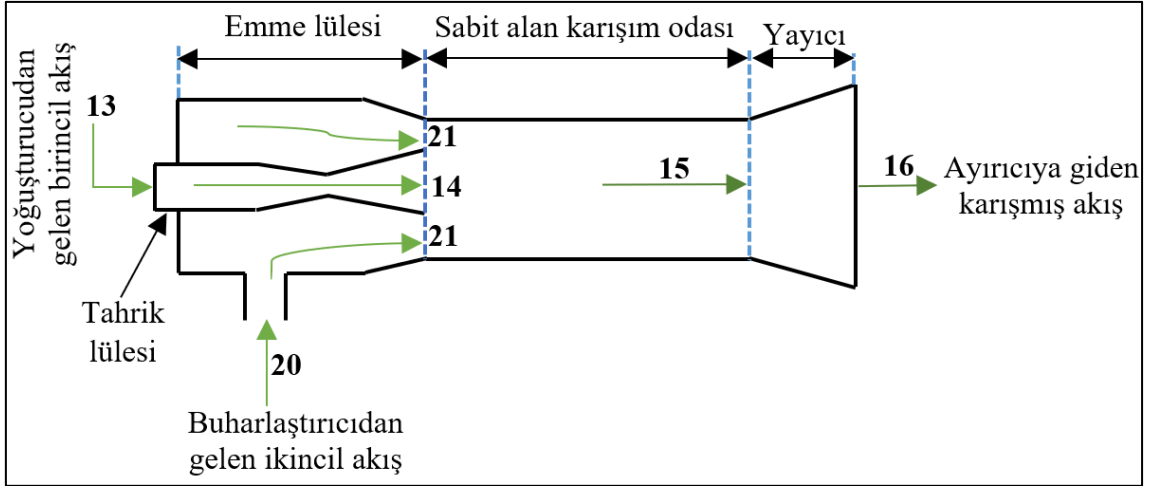
çevrimin performansına iyileşmesine yardımcı olur (Kornhauser, 1990; Sumeru ve diğ., 2012; Li ve diğ., 2014; Hassanain ve diğ., 2015; Elbel ve Lawrance, 2016; Atmaca ve diğ., 2018; Gao ve diğ., 2020). Genleşme elemanı yerine türbin, ejektör veya vorteks tüpü kullanılarak meydana gelen kısılma kayıpları azaltılabilir (Fangtian ve Yitai, 2011; Li ve diğ., 2014; Atmaca ve diğ., 2018). Ancak, hem türbinin pahalı bir bileşen olması nedeni hem de kavitasyona bağlı erozyonun meydana gelebilecek olması genişletirici elemanı olarak buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde bir seçenek olarak görülmemektedir (Kornhauser, 1990; Sarkar ve diğ., 2005; Elbel ve Lawrance, 2016; Gao ve diğ., 2020). Diğer yandan ise vorteks tüpünü kullanan soğutma çevriminin termodinamik performansı artırma potansiyelinin buhar sıkıştırma çevrimi için son derece sınırlı olduğu tespit edilmiştir (Nellis ve Klein, 2002).

Kısma kayıplarını azaltan umut verici bir yaklaşım, soğutma çevrimlerinde genişletirici olarak ejektör (farklı çalışmalarda "jet", "enjektör" veya "jet pompası" olarak da adlandırılır) kullanılmasıdır (Sarkar, 2010; Hassanain ve diğ., 2015; Seçkin, 2017; Lu ve diğ., 2020; Maalem ve diğ., 2020; Gao ve diğ., 2020). Ejektörün sürekli çalışma koşullarında uzun süre çalışabilmesi, üretim ve bakım maliyelerinin düşük olması ve kimyasal maddeler ile sorunsuz çalışması gibi avantajları ejektör kullanımını soğutma endüstrisi için oldukça popüler kılmaktadır (Kornhauser, 1990; Li ve diğ., 2014; Hassanain ve diğ., 2015; Elbel ve Lawrance, 2016; Atmaca ve diğ., 2018; Takleh ve Zare, 2019a; Gao ve diğ., 2020).

Ejektör, klasik soğutma çevrimlerindeki kısılma kayıplarını geri kazanmak ve kompresörün giriş basıncını artırma konusunda soğutma çevrimlerinde önemli bir rol oynar (Kornhauser, 1990; Disawas ve Wongwises, 2004; Bilir ve Ersoy, 2009; Sarkar, 2010; Sumeru ve diğ., 2012; Li ve diğ., 2014; Hassanain ve diğ., 2015; Gao ve diğ., 2020; Lu ve diğ., 2020). Yani, genişletirici olarak ejektör kullanılması sonucunda elektrik enerjisi ile tahrik edilen kompresörün işinin azaltılması sonucunda çevrimin termodinamik performansında kayda değer bir şekilde iyileşmeye neden olacaktır. Ayrıca, klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerine kıyasla ejektör genişletiricili buhar sıkıştırırmalı çevrimlerinde kullanılan elektrik enerjisi azalacağı için atmosfere CO₂ emisyonu salımında da önemli ölçüde azalma meydana gelecektir.

Tasarlanan çevrimin çalışma prensibi aşağıda detaylı olarak açıklanmıştır. Yüksek basınç ve sıcaklıkta yoğuşturucudan gelen doymuş sıvı fazındaki birincil akışkan tahrik lülesine giriş yapar (13) ve ardından basınç ve sıcaklığı düşer fakat hızında artış meydana gelir (14). Yüksek hızlı birincil akışkan ejektör içerisinde ilerlerken emme lülesinde vakum oluşturması nedeniyle buharlaştırıcıdan doymuş buhar fazında gelen düşük basınç ve sıcaklıktaki ikincil akışkanı emme lülesine girmesine izin verir (20). Bu olay sırasında ikincil akışkanın sıcaklığı ve basıncında bir miktar düşüş yaşanır (21). Birincil ve ikincil akışkanlar sabit alan karışım odasında karışır ve sabit alanda tek bir akış yani karışmış haline gelir. Daha sonra yayıcıya giren akışkan karışımının basıncı bir miktar daha bu bölümde artar ve burada akışkan karışımının hızı, hemen hemen durgun hale gelinceye kadar düşerken basıncı artar ve ejektörü sıvı-buhar (çift faz) fazında terk eder (16). Bu çift faz, sıvı-buhar ayırıcısında, buharlaştırıcıya gitmesi için doymuş sıvı fazına ve kompresöre gitmesi için ise doymuş buhar fazına ayrılır. Doymuş sıvı olarak çıkan ikinci akışkan ise bir kısma valfi yardımı ile (17) ilgili akışkan buharlaştırıcı basıncına kısılır (18). Burada akışkan soğutulacak alandan gizli ısı çekerek buharlaşır ve doymuş buhar fazında buharlaştırıcıyı terk ederek buster kompresöre girer (19). Burada istenilen sıkıştırma oranı doğrultusunda buharlaştırıcıdan çıkan buharın basıncı ve sıcaklığı daha da artar ve ikincil akışkan olarak ejektöre giriş yapar (10). Birincil akışkan ise sıvı-buhar ayırıcısından doymuş buhar fazında çıkar (11) ve kompresörde yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı kompresör çıkışında daha yüksektir ve kızgın buhar fazında yoğuşturucuya giriş yapar (12). Kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan yoğuşturucudan sabit basınçta geçerken birincil akışkanın ısısı çevreye aktarılır ve doymuş sıvı fazında yoğuşturucuyu terk eder (13). Ejektörü genişletirici olarak kullanan mekanik soğutma çevriminin çalışma prensibi sürekli olarak bu şekilde devam eder.

Ejektör genişletiricili buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi Şekil 5.3.'te şematik olarak gösterilmiştir. Çevrim, ana kompresör, buster kompresör, yoğuşturucu, ejektör, sıvı-buhar ayırıcı, genişleme valfi ve buharlaştırıcıdan meydana gelmektedir. Şekil 5.4.'te oluşturulan ejektör genişletiricili buhar sıkıştırırmalı çevrime ait $\ln P-h$ diyagramı verilmiştir. Şekil 5.5.'te ise ilgili çevrimde kullanılan çift fazlı sabit alanda karışımli ejektör modeli gösterilmiştir.



Şekil 5.5. Çift fazlı sabit alanda karışım teorisine sahip ejektör modeli

Literatür detaylı bir şekilde tarandığında sabit basınçta karışım teorisine dayanan çift fazlı ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde buharlaştırıcı çıkışına buster kompresör konulması ilk kez Takleh ve Zare (2019a) tarafından önerilmiştir. Son zamanlarda yapılan çalışmalarda ejektörlü soğutma çevrimlerinin kompresör işini düşürmek, soğutma kapasitesini arttırmak, enerji ve ekserji açısından termodinamik performansını arttırmak, toplam ekserji yıkımını azaltmak ve yatırım maliyetini düşürmek için buharlaştırıcı çıkışına düşük basınç oranında verimli çalışmak üzere tasarlanmış bir kompresör olarak buster konulması önerileri literatürde giderek artış göstermiştir (Sokolov ve Hershgal, 1990; Zhao ve diğ., 2016; Elbel ve Lawrance, 2016; Takleh ve Zare, 2019a; Takleh ve Zare, 2019b; Wang ve diğ., 2020; Cao ve diğ., 2021; Cheng ve diğ., 2021; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

Bu çalışmada literatürde ilk kez kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı alt soğutma çevriminde sabit alanda karışımli çift fazlı ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi tasarlanmış ve termodinamik modeli oluşturulmuştur. Çevrimin performans özelliklerini belirlemek için sabit alanlı karışım teorisine sahip ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin analizini gerçekleştirilmiştir. Bunun için temel denklem takımları hazırlanmıştır ve aşağıda detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Li ve Groll (2005), sabit alanda karışım teorisine dayanan iki fazlı ejektör modelini literatüre tanıtan ilk araştırmacılarıdır ve çeşitli eklemelerle günümüzdeki birçok sayısal ve deneysel çalışmaya pratik yaklaşımları ile yol göstermektedirler (Elbel ve Lawrance, 2016; Atmaca ve diğ., 2018; Atmaca, 2020). Bu

araştırmacılar tarafından kullanılan denklem takımları literatürde ejektörün sabit alanlı karışım teorisi için ortak olarak kullanılmaktadır (Bilir ve Ersoy, 2009; Bilir, 2009; Sarkar, 2010; Ersoy ve Bilir, 2010; Bilir, 2015; Hassanain ve diğ., 2015; Atmaca ve diğ., 2018; Atmaca ve diğ., 2019; Atmaca, 2020; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

5.4. İncelenen Soğutma Çevrimleri İçin Yapılan Kabuller

Klasik ve ejektörlü mekanik soğutma çevrimlerinin termodinamik analizine başlanmadan önce oluşturulan çevrimin termodinamik modelinde aşağıdaki kabuller göz önüne alınmıştır.

1-Sıfır boyutlu (0D) termodinamik modelleme yaklaşımı altında karışım homojendir, böylece fazlar arası ısı transferi anında gerçekleşir ve ejektör içerisindeki akış termodinamik dengededir (Ma ve diğ., 2017; Atmaca ve diğ., 2019; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

2-Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuyu terk eden soğutucu akışkan sırasıyla doymuş kuru buhar ($x=1$) ve doymuş sıvı ($x=0$) fazındadır (Kornhauser, 1990; Li ve Groll, 2005; Sarkar, 2010; Li ve diğ., 2014; Hassanain ve diğ., 2015; Wang ve diğ., 2016; Rodríguez-Muñoz ve diğ., 2018; Gao ve diğ., 2020; Aktemur ve diğ., 2021a; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

3-Genleşme valfi izentalpiktir yani genleşme sürecinde akışkanın (Bilir, 2009; Sarkar, 2010; Li ve diğ., 2014; Bilir, 2015; Rodríguez-Muñoz ve diğ., 2018; Gao ve diğ., 2020; Yılmaz ve Erdiñ, 2019; Aktemur ve diğ., 2021a).

4-Sıvı-buhar ayırıcısından çıkan kompresöre ve buharlaştırıcıya giden sıvı ve buhar akımları doymuş koşullardadır (Kornhauser, 1990; Bilir, 2009; Sarkar, 2010; Li ve diğ., 2014; Hassanain ve diğ., 2015; Bilir, 2015; Atmaca ve diğ., 2019; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

5-Isı değıştirgeçleri ve boru hatlarındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir (Kornhauser, 1990; Sarkar, 2010; Li ve diğ., 2014; Bilir, 2015; Rodríguez-Muñoz ve diğ., 2018; Takleh ve Zare, 2019a; Yılmaz ve Erdiñ, 2019; Gao ve diğ., 2020; Aktemur ve diğ., 2021a; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

6-Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu hariç, çevreden veya çevreye olan tüm ısı transferleri göz ardı edilmiştir (Li ve Groll, 2005; Sarkar, 2010; Atmaca ve diğ., 2019; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

7-Kompresör ve buster değişken izentropik verime sahiptir yani izentropik verimleri basınç oranının bir fonksiyonu olarak ifade edilmiştir (Takleh ve Zare, 2019a; Maalem ve diğ., 2020). Ayrıca, elektrik motorunun verimi ise 90% olarak alınmıştır (Brunin ve diğ., 1997; Cimşit, 2009; Cimşit ve Öztürk, 2012; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

8-Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu fanlarının elektrik tüketimleri göz ardı edilmiştir (Aktemur ve diğ., 2021a; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

9-Ejektör modellemesinde nozül, difüzör ve karışım bölümü verimleri için uygun değerler kullanılarak ejektör içindeki sürtünme kayıpları dikkate alınmıştır. Tahrik (birincil) ve emme (ikincil) lülelerinin izentropik verimi ve difüzörün izentropik verimi akış boyunca sabit bir değerde olduğu varsayılmıştır. Her bir ejektör elemanının izentropik verim değeri aksi belirtilmedikçe hesaplamalarda %85 olarak alınmıştır (Kornhauser, 1990; Li ve Groll, 2005; Bilir, 2009; Sarkar, 2010; Li ve diğ., 2014; Zhao ve diğ., 2015; Bilir, 2015; Rodríguez-Muñoz ve diğ., 2018; Takleh ve Zare, 2019a; Maalem ve diğ., 2020; Yılmaz ve Erdinç, 2019; Cheng ve diğ., 2021; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

10-Hem birincil akış hem de ikincil akış, herhangi bir ön karıştırma olmaksızın ejektörün sabit alanlı karıştırma bölümünün girişinde aynı basınca ulaşır ve buharlaştırıcı basıncından daha düşük basınç değerindedir (Li ve Groll, 2005; Sarkar, 2009; Bilir ve Ersoy, 2009; Bilir, 2009; Sarkar, 2010; Hassanain ve diğ., 2015; Bilir, 2015; Rodríguez-Muñoz ve diğ., 2018; Gao ve diğ., 2020; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

11-Ejektöre giren ve karışmış halde yayıcıdan çıkıp ejektörü terk eden birincil ve ikincil akışkanların hızları ihmal edilmiştir (Li ve diğ., 2014; Zhao ve diğ., 2015; Sarkar, 2010; Wang ve diğ., 2016; Ma ve diğ., 2017; Rodríguez-Muñoz ve diğ., 2018; Takleh ve Zare, 2019a; Atmaca ve diğ., 2019; Gao ve diğ., 2020; Maalem ve diğ., 2020; Cheng ve diğ., 2021; Aktemur ve Öztürk, 2022a)

Ejektörlü ve klasik soğutma çevrimlerini analiz etmek için 3.Bölümde detaylı bir şekilde açıklanan kütle, enerji ve momentum korunum denklemlerine başvurulmuştur (Sumeru ve diğ., 2012).

5.5. Klasik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi

Bu bölümde, klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin enerjiye ve ekserjiye dayalı termodinamik modeli oluşturulmuştur (Cimşit, 2009; Aktemur ve Öztürk, 2022a)

5.5.1. Klasik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Enerji Modeli

Aşağıda verilen tüm denklem takımları Şekil 5.1.'de verilen klasik buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma çevrimine aittir. Buharlaştırıcının çıkışında soğutucu akışkan doymuş buhar olarak kompresöre giriş yapar ve doymuş şartlarda soğutucu akışkanın sıcaklık, entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir. Buharlaştırıcı girişinde ve çıkışında soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı eşittir.

$$T_1=T(P_1, x_1=1) \quad (5.1)$$

$$h_1=h(P_1, x_1=1) \quad (5.2)$$

$$s_1=s(P_1, x_1=1) \quad (5.3)$$

Soğutucu akışkan yoğuşturucuyu doymuş sıvı fazında terk eder ve kısma valfine giriş yapar. Doymuş şartlarda soğutucu akışkanın sıcaklık, entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir. Kompresörden çıkan soğutucu akışkanın basıncı ile yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanın basınçları birbirine eşittir.

$$T_3=T(P_3, x_3=0) \quad (5.4)$$

$$h_3=h(P_3, x_3=0) \quad (5.5)$$

$$s_3=s(P_3, x_3=0) \quad (5.6)$$

Kompresör işini bulmak için, ilk olarak izentropik kompresör çıkış şartları (s_{2s} ve h_{2s}) hesaplanır.

$$s_{2s}=s_1 \quad (5.7)$$

$$h_{2s}=h(P_2,s_{2s}) \quad (5.8)$$

Gerçek entalpi (h_2)'yi bulmak için Denklem (5.9) kullanılır.

$$h_2 = h_1 + \frac{(h_{2s}-h_1)}{\eta_{\text{komp,bss}}} \quad (5.9)$$

Ampirik korelasyon ifadesiyle hesaplanan kompresörün izentropik verimi Denklem (5.10)'da tanımlanmıştır (Brunin ve diğ., 1997).

$$\eta_{\text{komp,bss}} = 0,874 + 0,0135 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (5.10)$$

Arzulanan soğutma kapasitesine göre soğutucu akışkanın kütleli debisi aşağıdaki Denklem (5.11) ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{buh,bss}} = \dot{m}_1 (h_1 - h_4) \quad (5.11)$$

Yukarıdaki Denklem (5.11) ile hesaplanan akışkanın kütleli debisi, kütle korunum ilkesine dayalı olarak $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$ 'e eşittir. Çevrimde hava soğutmalı buharlaştırıcı kullanılmıştır ve aşağıdaki Denklem (5.12) ile havanın kütleli debisi bulunabilir.

$$\dot{Q}_{\text{buh,bss}} = \dot{m}_5 (h_5 - h_6) \quad (5.12)$$

Denklem (5.12)'de buharlaştırıcıya giren ve terk eden havanın kütleli debisi birbirine eşittir ($\dot{m}_5 = \dot{m}_6$). Havanın kütleli debisi hesaplanmadan önce buharlaştırıcıya giren ve çıkan havanın gerçek entalpi değerleri aşağıdaki özellik bağıntıları ile tespit edilmiştir.

$$h_5 = h(T_5) \quad (5.13)$$

$$h_6 = h(T_6) \quad (5.14)$$

T_5 buharlaştırıcıya giren havanın sıcaklığı olup soğutucu akışkanın sıcaklığından 10°C daha yüksek ($T_5 = T_1 + 10$) olarak alınmıştır. T_6 buharlaştırıcıyı terk eden havanın sıcaklığıdır ve 5°C daha düşük ($T_6 = T_5 - 5$) olarak alınmıştır (Aktemur ve Öztürk, 2022a).

Kompresör işi aşağıdaki Denklem (5.15) ile hesaplanır.

$$\dot{W}_{\text{komp,bss}} = \frac{\dot{m}_1(h_2-h_1)}{\eta_{\text{elek}}} \quad (5.15)$$

Yoğuşturucunun ısı kapasitesi aşağıdaki Denklem (5.16) ile elde edilir.

$$\dot{Q}_{\text{yoğ,bss}} = \dot{m}_2(h_2-h_3) \quad (5.16)$$

Çevrimde hava soğutmalı yoğuşturucu kullanılmıştır ve aşağıdaki Denklem (5.17) ile havanın kütleli debisi bulunabilir.

$$\dot{Q}_{\text{yoğ,bss}} = \dot{m}_7(h_8-h_7) \quad (5.17)$$

Denklem (5.17)'de yoğuşturucuya giren ve terk eden havanın kütleli debisi birbirine eşittir ($\dot{m}_7 = \dot{m}_8$). Havanın kütleli debisi hesaplanmadan önce yoğuşturucuya giren ve çıkan havanın gerçek entalpi değerleri aşağıdaki özellik bağıntıları ile tespit edilmiştir.

$$h_7 = h(T_7) \quad (5.18)$$

$$h_8 = h(T_8) \quad (5.19)$$

T_7 yoğuşturucuya giren havanın sıcaklığı olup soğutucu akışkanın sıcaklığından 10°C daha düşük ($T_7 = T_3 - 10$) olarak alınmıştır. T_8 yoğuşturucuyu terk eden havanın sıcaklığıdır ve giren havanın sıcaklığından 5°C daha yüksek ($T_8 = T_7 + 5$) olarak alınmıştır (Aktemur ve Öztürk, 2022a).

Klasik buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısı (STK) aşağıdaki Denklem (5.20) ile belirlenir.

$$\text{STK}_{\text{bss}} = \frac{\dot{Q}_{\text{buh,bss}}}{\dot{W}_{\text{komp,bss}}} \quad (5.20)$$

Yukarıda Denklem (5.1)-(5.20) boyunca enerji analizini gerçekleştirmek için hazırlanan denklem takımları ejektör ilavesiz ve buster kompresör kullanılmayan klasik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine aittir.

5.5.2. Klasik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Ekserji Modeli

Şekil 5.1.'de şematik olarak gösterilen klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimini oluşturan elemanlara ait ekserji analizi ile ilgili denklemler aşağıda verilmiştir (Aktemur ve Öztürk, 2022a).

Kompresörde tahrip olan ekserji miktarı yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (5.21) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{\text{komp,bss}} = \dot{W}_{\text{komp,bss}} - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) \quad (5.21)$$

Yoğuşturucuda tahrip olan ekserji miktarı, yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (5.22) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{\text{yoğ,bss}} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_3) - (\dot{E}_8 - \dot{E}_7) \quad (5.22)$$

Kısma valfinde tahrip olan ekserji miktarı yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (5.23) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{\text{kv,bss}} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 \quad (5.23)$$

Buharlaştırıcıda tahrip olan ekserji miktarı yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (5.24) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{\text{buh,bss}} = (\dot{E}_4 - \dot{E}_1) - (\dot{E}_8 - \dot{E}_7) \quad (5.24)$$

Denklem (5.25)'te tanımlandığı üzere çevrimin toplam yakıt ekserjisi, kompresörün yakıt ekserjisine eşittir.

$$\dot{E}_{F,\text{top}} = \dot{W}_{\text{komp,bss}} \quad (5.25)$$

Denklem (5.26)'da tanımlandığı üzere çevrimin toplam ürün ekserjisi, buharlaştırıcının ürün ekserjisine eşittir.

$$\dot{E}_{P,\text{top}} = \dot{E}_6 - \dot{E}_5 \quad (5.26)$$

Yoğuşturucudan çevreye transfer edilen ve artık kullanılamayan ekserji kaybı Denklem (5.27)'da verilmiştir.

$$\dot{E}_{L,top} = \dot{E}_8 - \dot{E}_7 \quad (5.27)$$

Ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ekserji verimi Denklem (5.28)'de verilmiştir.

$$\zeta_{bss} = \frac{\dot{E}_{P,top}}{\dot{E}_{F,top}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,top} + \dot{E}_{L,top}}{\dot{E}_{F,top}} = \frac{\dot{E}_8 - \dot{E}_7}{\dot{W}_{komp,bss}} \quad (5.28)$$

5.6. Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi

Bu bölümde, ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin enerjiye ve ekserjiye dayalı termodinamik modeli oluşturulmuştur (Aktemur ve Öztürk, 2022a).

5.6.1. Ejektör Modeli

15. noktadaki basınç, birincil ve ikincil akış karışımlarının sabit alanda karışım bölümünün girişine ulaştığı ortak karışım basıncıdır ($P_{15}=P_{14}=P_{21}$). Literatürde bu basınç değerini belirlemek için birçok yaklaşım bulunmaktadır. Bazı çalışmalar bu basıncı buharlaştırıcı basıncına eşit olarak değerlendirirken, bazıları buharlaştırıcı basıncının altında herhangi bir basınç değeri belirlemektedir (Wang ve diğ., 2016). En gerçekçi yaklaşım, buharlaştırıcı basıncını dikkate alarak bir basınç düşüşü belirlemektir (Atmaca ve diğ., 2018). İkincil akışın emme lülesine çekilebilmesi için bu bölgede bir basınç düşüşü olması gerekir; bu nedenle P_{15} 'i buharlaştırıcı basıncına eşit olarak kabul etmek doğru bir yaklaşım olarak görülmemektedir (Atmaca ve diğ., 2018). sabit alanda karışım veya sabit basınçta karışım teorisine sahip ejektörler için, karışım basıncını (P_{15}) belirlemek için ejektörün alıcı bölümündeki (emme lülesi çıkışı) basınç düşüşü için sabit bir değer varsaymak yaygın ve kesin bir yöntemdir (Wang ve diğ., 2016). Maalem ve diğ. (2020), farklı buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklık aralıklarını analiz etmek için ejektörün alıcı bölümünde uygun basınç düşüşünü seçmeyi uygun bulmuştur. Ayrıca, istenen buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarında optimum basınç düşüşünü

ayarlamak deneysel çevrimlerde her zaman mümkün olmayabilir. Ejektörün alıcı bölümündeki basınç düşüşü Denklem (5.29) ile hesaplanır.

$$P_{21}=P_{20}-\Delta P \quad (5.29)$$

Tahrik lülesi, emme lülesi, difüzör ve enerji modeli için hazırlanan denklem takımları, Li ve Groll (2005), Hassanain ve diğ. (2015), Wang ve diğ. (2016), Takleh ve Zare (2019a), Atmaca ve diğ. (2019) ve Aktemur ve Öztürk (2022a) tarafından rapor edilen ejektör modelleri referans alınarak oluşturulmuştur.

5.6.1.1. Tahrik Lülesi

Yoğuşturucuyu terk eden birinci akışkanın doyma basıncı, entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir.

$$P_{13}=P(T_{13}, x_{13}=0) \quad (5.30)$$

$$h_{13}=h(T_{13}, x_{13}=0) \quad (5.31)$$

$$s_{13}=s(T_{13}, x_{13}=0) \quad (5.32)$$

Birincil akışkanın tahrik lülesinde genişlemesinin ardından basıncı düşer ve hızı artar. Lülenin çıkışında izentropik genişleme sonundaki birincil akışkanın entropi ve entalpi değerleri aşağıdaki ifadeler ile elde edilir.

$$s_{14s}=s_{13} \quad (5.33)$$

$$h_{14s}=h(P_{14}, s_{14s}) \quad (5.34)$$

Birincil akışkanın tahrik lülesi çıkışındaki gerçek entalpisi aşağıdaki Denklem (5.35) ile hesaplanır.

$$h_{14}=h_{13}-\eta_{tl}(h_{13}-h_{14s}) \quad (5.35)$$

η_{tl} tahrik lülesine ait izentropik verimdir.

Tahrik lülesi çıkışındaki birincil akışının hızı, enerjinin korunumu ilkesine dayalı olarak aşağıdaki Denklem (5.36) ile elde edilir.

$$u_{14} = \sqrt{2(h_{13} - h_{14}) \times 1000} \quad (5.36)$$

Birincil akışkanın yoğunluğu ise tahrik lülesinin çıkışındaki özgül entalpi ve basıncı ile ilişkilidir ve aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\rho_{14} = \rho(P_{14}, h_{14}) \quad (5.37)$$

Kütlenin korunumu kanunu kullanılarak, birim toplam ejektör akış debisi başına sabit alan karışım bölümünün girişinde birincil akışkanın kapladığı alan aşağıdaki Denklem (5.38) ile hesaplanır.

$$A_{14} = \frac{\dot{m}_p}{(\dot{m}_p + \dot{m}_s) \rho_{14} u_{14}} \quad (5.38)$$

$\dot{m}_p$, birincil akışkanın kütleli debisidir.

5.6.1.2. Emme Lülesi

Buharlaştırıcıyı terk eden ikincil akışkanın doyma basıncı, entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir.

$$P_{19} = P(T_{19}, x_{19}=1) \quad (5.39)$$

$$h_9 = h(T_{19}, x_{19}=1) \quad (5.40)$$

$$s_{19} = s(T_{19}, x_{19}=1) \quad (5.41)$$

Ejektördeki emme odası ikincil akışkan için bir lüle gibi davranır (Bilir, 2009). Emme lülesi içinde aşağıdaki denklem takımları, tahrik lülesi için hazırlanan denklem takımlarına benzer şekilde oluşturulabilir (Bilir, 2009; Atmaca ve diğ., 2018). Buharlaştırıcıdan doymuş şartlarda terk eden ikincil akışkanın bustere girmesi sonucunda ikincil akışkanın basıncı ve sıcaklığı artar. Buster çıkışında (emme lülesine girmeden önce) ikincil akışkanın izentropik sıkıştırma sonundaki entropi ve entalpi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir.

$$s_{20s} = s_{19} \quad (5.42)$$

$$h_{20s}=h(P_{20}, s_{20s}) \quad (5.43)$$

Buster kompresörün çıkışındaki gerçek entalpi aşağıdaki izentropik verim ($\eta_{bk,ejek}$) denkleminde bulunur.

$$h_{20}=h_{19}+\frac{(h_{20s}-h_{19})}{\eta_{bk,ejek}} \quad (5.44)$$

Buster çıkışındaki entropi ise aşağıdaki özellik ilişkisinden bulunur.

$$s_{20}=s(P_{20}, h_{20}) \quad (5.45)$$

Basınç oranının bir fonksiyonu olarak buster kompresörünün izentropik verimi ($\eta_{bk,ejek}$) aşağıdaki Denklem (5.46) ile elde edilir (Takleh ve Zare, 2019a; Maalem ve diğ., 2020)

$$\eta_{bk,ejek}=0,874+0,0135\left(\frac{P_{20}}{P_{19}}\right) \quad (5.46)$$

İkincil akışkanın emme lülesi çıkışındaki (sabit alan karışım odası girişindeki) gerçek entalpisi emme lülesine ait izentropik verim (η_{el}) Denklemi (5.47) ile elde edilir.

$$h_{21}=h_{20}+\eta_{el}(h_{21s}-h_{20}) \quad (5.47)$$

İkincil akışkanın tahrik lülesinde genişlemesinin ardından basıncı düşer ve hızı artar. Lülenin çıkışında izentropik genişleme sonundaki ikincil akışkanın entropi ve entalpi değerleri aşağıdaki ifadeler ile elde edilir.

$$s_{21s}=s_{20} \quad (5.48)$$

$$h_{21s}=h(P_{21}, s_{21s}) \quad (5.49)$$

İkincil akışkanın emme lülesi çıkışındaki sıcaklık ve entropi değerleri sırasıyla aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir.

$$T_{21}=T(P_{21}, h_{21}) \quad (5.50)$$

$$s_{21}=s(P_{21}, h_{21}) \quad (5.51)$$

Emme lülesi çıkışındaki (sabit alan karışım odası girişindeki) ikincil akışının hızı, enerjinin korunumu ilkesine dayalı olarak aşağıdaki Denklem (5.52) ile elde edilir.

$$u_{21} = \sqrt{2(h_{20} - h_{21}) \times 1000} \quad (5.52)$$

İkincil akışkanın yoğunluğu ise emme lülesinin çıkışındaki entalpi ve basıncı ile ilişkilidir ve aşağıdaki özellik ilişkisinden elde edilir.

$$\rho_{21} = \rho(P_{21}, h_{21}) \quad (5.53)$$

Kütlenin korunumu kanunu kullanılarak, birim toplam ejektör akış debisi başına sabit alan karışım bölümünün girişinde ikincil akışkan tarafından işgal edilen alan aşağıdaki Denklem (5.54) ile belirlenir.

$$A_{21} = \frac{\dot{m}_s}{(\dot{m}_s + \dot{m}_p) \rho_{21} u_{21}} \quad (5.54)$$

$\dot{m}_s$, ikincil akışkanın kütleli debisidir.

5.6.1.3. Sabit Alan Karışım Odası

Emme odasının çıkışı ve yayıcının girişi arasında kalan kısım olup birincil ve ikincil akışkanların karıştığı karışım odasıdır. Ejektör alan oranı (EAO) aşağıdaki denklem (5.55) ile elde edilir (Sarkar, 2010).

$$EAO = \frac{A_{14} + A_{21}}{A_{14}} = \frac{A_{15}}{A_{14}} \quad (5.55)$$

A_{14} tahrik lülesi çıkış kesit alanını, A_{21} emme lülesi çıkış kesit alanını ve A_{15} ise tahrik lülesi ve emme lülesinin çıkış kesit alanlarının toplamını temsil eder. Sabit karışım odasında momentumun korunumu ilkesini uygulayarak, karışım odasının çıkışındaki (yayıcının girişi) karışmış akışkanın hızı aşağıdaki Denklem (5.56) ile hesaplanır.

$$P_{15} A_{15} + u_{15} (\dot{m}_s + \dot{m}_p) = P_{kb} A_{15} (\dot{m}_s + \dot{m}_p) + \dot{m}_p u_{14} + \dot{m}_s u_{21} \quad (5.56)$$

Yukarıdaki denklem düzenlenirse aşağıdaki nihai Denklem (5.57) edilir.

$$u_{15} = \frac{P_{15}A_{15}(\dot{m}_s + \dot{m}_p) + \dot{m}_p u_{14} + \dot{m}_s u_{21} - P_{15}A_{15}}{\dot{m}_s + \dot{m}_p} \quad (5.57)$$

P_{15} birincil ve ikincil akışkan karışımlarının sabit alanda karışım odasının girişinde ulaştıkları ortak karışım basıncıdır ($P_{15}=P_{14}=P_{21}$). Sabit karışım odasında enerjinin korunumu ilkesini uygulayarak, karışım odasının çıkışındaki (yayıcının girişi) karışmış akışkanın gerçek entalpisi aşağıdaki Denklem (5.58) ile hesaplanır.

$$(\dot{m}_s + \dot{m}_p) \left[h_{15} + \frac{c_{15}^2}{2 \times 1000} \right] = \dot{m}_p \left[h_{14} + \frac{c_{14}^2}{2 \times 1000} \right] + \dot{m}_s \left[h_{21} + \frac{c_{21}^2}{2 \times 1000} \right] \quad (5.58)$$

Yukarıdaki denklem düzenlenirse aşağıdaki nihai Denklem (5.59) elde edilir.

$$h_{15} = \frac{\dot{m}_p h_{13} + \dot{m}_s h_{20}}{\dot{m}_s + \dot{m}_p} - \frac{c_{15}^2}{2 \times 1000} \quad (5.59)$$

Karışmış akışkanın yoğunluğu aşağıdaki özellik ilişkisinden elde edilir.

$$\rho_{15} = \rho(P_{15}, h_{15}) \quad (5.60)$$

Sabit alanlı bir karıştırma odasının çıkışındaki ejektörün toplam kütledebisi için kütlelenin korunumu kanunu gereğince yazılım tarafından yapılan iteratif çözümle Denklem (5.61)'in doğrulanmasını gerekir.

$$A_{15} V_{15} \rho_{15} = \dot{m}_p + \dot{m}_s \quad (5.61)$$

Karışmış akışkanın entropisi ve sıcaklığı sırasıyla aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir.

$$s_{15} = s(P_{15}, h_{15}) \quad (5.62)$$

$$T_{15} = T(P_{15}, h_{15}) \quad (5.63)$$

5.6.1.4. Yayıcı (Difüzör)

İzentropik yayıcı çıkışındaki karışmış akışın özgül entropisi yayıcıya giren (sabit karışım odası çıkışı) karışmış akışın özgül entropisine esittir.

$$s_{16s}=s_{15} \quad (5.64)$$

Yayıcı çıkışındaki karışmış akışın özgül entalpisi, ejektör boyunca enerjinin korunumu ilkesi uygulanarak aşağıdaki Denklem (5.65) aracılığıyla bulunabilir.

$$h_{16}=h_{15}+\frac{1}{2 \times 1000} c_{15}^2 \quad (5.65)$$

Yayıcıdan çıkan karışmış akışın izentropik entalpisi aşağıdaki yayıcıya ait izentropik verim (η_y) Denklemi (5.66) ile elde edilir.

$$h_{16s}=h_{15}+\eta_y(h_{16}-h_{15}) \quad (5.66)$$

Karışmış akışın yayıcı çıkışındaki basıncı aşağıdaki özellik ilişkisinden elde edilir.

$$P_{16}=P(h_{16s}, s_{16s}) \quad (5.67)$$

Yayıcı çıkışındaki iki fazlı akışın kuruluk derecesi literatüre göre iki farklı şekilde kullanılmaktadır. Li ve Groll (2005) kuruluk derecesini belirlerken yayıcı çıkış basıncı ile izentropik çıkış entalpisini dikkate alırken, Kornhauser (1990) ise yayıcı çıkış basıncını ve gerçek entalpiyi referans alarak çözümleme yapmışlardır. Bu çalışmada da kuruluk derecesi gerçek entalpiye göre belirlenmiştir. Atmaca ve diğ. (2018) ve Aktemur ve Öztürk (2022a) tarafından yapılan çalışmada da bu yöntem kullanılmıştır.

$$x_{16}=x(P_{16}, h_{16}) \quad (5.68)$$

Yayıcıdan çıkıp sıvı-buhar ayırıcısına girmeye hazır olan karışmış akışın kuruluk derecesi, çevrimin kararlılığını ve sürekliliğini korumak için yazılım tarafından yapılan ikinci bir iteratif çözüm ile Denklem (5.69)'un doğrulanması gerekir.

$$x_{16}=\frac{1}{1+w} \quad (5.69)$$

5.6.2. Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevriminin Enerji Modeli

Çevrimin kararlılığını ve sürekliliğini korumak için Denklem (5.70)'de belirtilen şart sağlandıktan sonra, akışkanlar sıvı-buhar ayırma kabını doymuş şartlar altında terk ederler. Ayırma kabının çıkışında soğutucu akışkan doymuş buhar olarak kompresöre giriş yapar ve doymuş şartlarda soğutucu akışkanın sıcaklık, entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir.

$$T_{11}=T(P_{11}, x_{11}=1) \quad (5.70)$$

$$h_{11}=h(P_{11}, x_{11}=1) \quad (5.71)$$

$$s_{11}=s(P_{11}, x_{11}=1) \quad (5.72)$$

Yukarıdaki denklemlerde yayıcının çıkış basıncı (P_{16}) kompresörün giriş basıncına (P_{11}) eşittir. Ayırma kabının çıkışında soğutucu akışkan doymuş sıvı olarak kısma valfine giriş yapar ve doymuş şartlarda soğutucu akışkanın sıcaklık, entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki özellik ilişkilerinden elde edilir.

$$T_{17}=T(P_{17}, x_{17}=0) \quad (5.73)$$

$$h_{17}=h(P_{17}, x_{17}=0) \quad (5.74)$$

$$s_{17}=s(P_{17}, x_{17}=0) \quad (5.75)$$

Yukarıdaki denklemlerde yayıcının çıkış basıncı (P_{16}) kısma valfinin giriş basıncına (P_{17}) eşittir. Arzulanan soğutma kapasitesine göre ikincil akışkanın kütleli debisi aşağıdaki Denklem (5.76) ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{buh,ejek}} = \dot{m}_s (h_{19} - h_{18}) \quad (5.76)$$

Yukarıdaki Denklem (5.76) ile hesaplanan ikincil akışkanın kütleli debisi, kütlenin korunum ilkesine dayalı olarak $\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} = \dot{m}_{21}$ 'e eşittir.

Çevrimde hava soğutmalı buharlaştırıcı kullanılmıştır ve aşağıdaki Denklem (5.77) ile havanın kütleli debisi bulunabilir.

$$\dot{Q}_{\text{buh,ejek}} = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{23}) \quad (5.77)$$

Denklem (5.78)'de buharlaştırıcıya giren ve terk eden havanın kütleli debisi birbirine eşittir ($\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23}$). Havanın kütleli debisi hesaplanmadan önce buharlaştırıcıya giren ve çıkan havanın gerçek entalpi değerleri aşağıdaki özellik bağıntıları ile tespit edilmiştir.

$$h_{22} = h(T_{22}) \quad (5.78)$$

$$h_{23} = h(T_{23}) \quad (5.79)$$

T_{22} buharlaştırıcıya giren havanın sıcaklığıdır ve soğutucu akışkanın sıcaklığından 10°C daha yüksek ($T_{22} = T_{19} + 10$) olarak alınmıştır. T_{23} buharlaştırıcıyı terk eden havanın sıcaklığıdır ve giren havanın sıcaklığından 5°C daha düşük ($T_{23} = T_{22} - 5$) olarak alınmıştır (Aktemur ve Öztürk, 2022a).

Kompresör işini bulmak için, ilk olarak izentropik kompresör çıkış şartları (s_{12s} ve h_{12s}) hesaplanır.

$$s_{12s} = s_{11} \quad (5.80)$$

$$h_{12s} = h(P_{12}, s_{12s}) \quad (5.81)$$

Buster kompresörün çıkışındaki gerçek entalpi aşağıdaki izentropik verim ($\eta_{\text{komp,ejek}}$) denkleminden bulunur.

$$h_{12} = h_{11} + \frac{(h_{12s} - h_{11})}{\eta_{\text{komp,ejek}}} \quad (5.82)$$

Aşağıdaki Denklem (5.83)'te ifade edilen basınç oranının bir fonksiyonu olarak kompresörün izentropik verimi ($\eta_{\text{komp,ejek}}$), Brunin ve diğ. (1997) tarafından önerilen ampirik korelasyon kullanılarak hesaplanabilmektedir ve literatürde buhar sıkıştırma soğutma çevrimleri için ortak olarak kullanılmaktadır (Nehdi ve diğ., 2007; Ersoy ve Bilir, 2010; Li ve diğ., 2014; Ma ve diğ., 2017; Seçkin 2017; Rodríguez-Muñoz ve diğ., 2018; Takleh ve Zare, 2019a; Gao ve diğ., 2020; Maalem ve diğ., 2020; Aktemur ve Öztürk, 2022a)

$$\eta_{\text{komp,ejek}} = 0,874 + 0,0135 \left(\frac{P_{12}}{P_{11}} \right) \quad (5.83)$$

Ana kompresör çıkışındaki entropi aşağıdaki özellik ilişkisi ile elde edilir.

$$s_{12} = h(P_{12}, h_{12}) \quad (5.84)$$

Kütleli debi oranından (w) yoğuşturucudan geçen birincil akışkanın kütleli debisi Denklem (5.85) ile hesaplanır.

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{m}_s}{w} \quad (5.85)$$

Ana kompresör ve buster kompresör güçleri sırasıyla aşağıdaki Denklem (5.86) ve Denklem (5.87) ile hesaplanır.

$$\dot{W}_{\text{komp,ejek}} = \frac{\dot{m}_p (h_{12} - h_{11})}{\eta_{\text{elek}}} \quad (5.86)$$

$$\dot{W}_{\text{bk,ejek}} = \frac{\dot{m}_s (h_{20} - h_{19})}{\eta_{\text{elek}}} \quad (5.87)$$

Toplam kompresör gücü ise Denklem (5.88) ile hesaplanır.

$$\dot{W}_{\text{toplam}} = \dot{W}_{\text{komp,ejek}} + \dot{W}_{\text{bk,ejek}} \quad (5.88)$$

Yoğuşturucunun ısı kapasitesi aşağıdaki Denklem (5.89) ile elde edilir.

$$\dot{Q}_{\text{yoğ,ejek}} = \dot{m}_p (h_{12} - h_{13}) \quad (5.89)$$

Yukarıdaki Denklem (5.89) ile hesaplanan ikincil akışkanın kütleli debisi, kütlenin korunum ilkesine dayalı olarak $\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$ ’e eşittir.

Çevrimde hava soğutmalı yoğuşturucu kullanılmıştır ve aşağıdaki Denklem (5.90) ile havanın kütleli debisi bulunabilir.

$$\dot{Q}_{\text{yoğ,ejek}} = \dot{m}_{24} (h_{25} - h_{24}) \quad (5.90)$$

Yukarıdaki Denklem (5.90)'da yoğuşturucuya giren ve terk eden havanın kütleli debisi birbirine eşittir ($\dot{m}_{24}=\dot{m}_{25}$). Havanın kütleli debisi hesaplanmadan önce yoğuşturucuya giren ve çıkan havanın gerçek entalpi değerleri aşağıdaki özellik bağıntıları ile tespit edilmiştir.

$$h_{24}=h(T_{24}) \quad (5.91)$$

$$h_{25}=h(T_{25}) \quad (5.92)$$

T_{24} yoğuşturucuya giren havanın sıcaklığıdır ve soğutucu akışkanın sıcaklığından 10°C daha düşük ($T_{24}=T_3-10$) olarak alınmıştır. T_{25} yoğuşturucuyu terk eden havanın sıcaklığıdır ve giren havanın sıcaklığından 5°C daha yüksek ($T_{25}=T_{24}+5$) olarak alınmıştır (Aktemur ve Öztürk, 2022a).

Ejektör performansını ölçmek için çeşitli parametreler kullanılır. Bu parametrelerin başında sürüklenme oranı gelir. Ejektörlü soğutma çevriminin performansını arttırmak için bu parametre değerlerinin olabildiğince yüksek olması istenir. Sürüklenme oranının yüksek olması, arzu edilen soğutma kapasitesi için birincil akışkanın kütleli debisini azaltır. Sürüklenme oranı arttığında ejektör verimliliği de artar. Ancak, birincil akıştaki soğutucu akışkanın kütleli debisinin azalmasına neden olacağından, sürüklenme oranını çok fazla arttırmak mümkün değildir çünkü yüksek sürüklenme oranı, itici akış olarak nitelendirilen birincil akışkanın kütleli debisinin zayıf olmasına neden olacaktır (Sumeru ve diğ., 2012). Kısacası, çalışma sıcaklığı, çalışma basıncı ve kullanılan soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerine bağlı olarak farklı davranış sergiler.

Sürüklenme oranı, ikincil akışkanın (emilen) birincil akışkana (emen) oranı olarak tanımlanır ve Denklem (5.93) ile hesaplanır.

$$w = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (5.93)$$

Çevrimin soğutma performans katsayısı (STK) aşağıdaki Denklem (5.94) ile belirlenir (Sumeru ve diğ., 2012).

$$STK_{\text{ejek}} = \frac{\dot{Q}_{\text{buh,ejek}}}{\dot{W}_{\text{toplam}}} \quad (5.94)$$

5.6.3. Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Ekserji Modeli

Bu kısımda ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin ekserji analizine dayalı denklem takımları hazırlanmıştır. Şekil 5.3.'te şematik olarak gösterilen ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimini oluşturan elemanlara ait ekserji analizi ile ilgili denklemler aşağıda verilmiştir (Aktemur ve Öztürk, 2022a).

Ana kompresörde meydana gelen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (5.95) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{\text{komp,ejek}} = \dot{W}_{\text{komp,ejek}} - (\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}) \quad (5.95)$$

Yoğuşturucuda meydana gelen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (5.96) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{\text{yoğ,ejek}} = (\dot{E}_{12} - \dot{E}_{13}) - (\dot{E}_{25} - \dot{E}_{24}) \quad (5.96)$$

Sıvı-buhar ayırıcısında meydana gelen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (5.97) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{\text{sep,ejek}} = \dot{E}_{16} - (\dot{E}_{11} + \dot{E}_{17}) \quad (5.97)$$

Kısma valfinde meydana gelen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (5.98) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{\text{kv,ejek}} = \dot{E}_{17} - \dot{E}_{18} \quad (5.98)$$

Buharlaştırıcıda tahrip olan ekserji miktarı yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (5.99) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{\text{buh,ejek}} = (\dot{E}_{18} - \dot{E}_{19}) - (\dot{E}_{23} - \dot{E}_{22}) \quad (5.99)$$

Ejektörde tahrip olan ekserji miktarı yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (5.100) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{\text{ejek}} = (\dot{E}_{20} + \dot{E}_{13}) - \dot{E}_{16} \quad (5.100)$$

Buster kompresörde meydana gelen ekserji yıkımı, yakıt ekserjisi ile ürün ekserjisi arasındaki farktır ve Denklem (5.101) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{bk,ejek} = \dot{W}_{bk,ejek} - (\dot{E}_{20} - \dot{E}_{19}) \quad (5.101)$$

Toplam ürün ekserjisi, çevrimin buharlaştırıcısı ile ilgilidir yani buharlaştırıcıya giren ve çıkan havanın ekserji akımlarının farkıdır ve Denklem (5.102) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_{P,top} = \dot{E}_{23} - \dot{E}_{22} \quad (5.102)$$

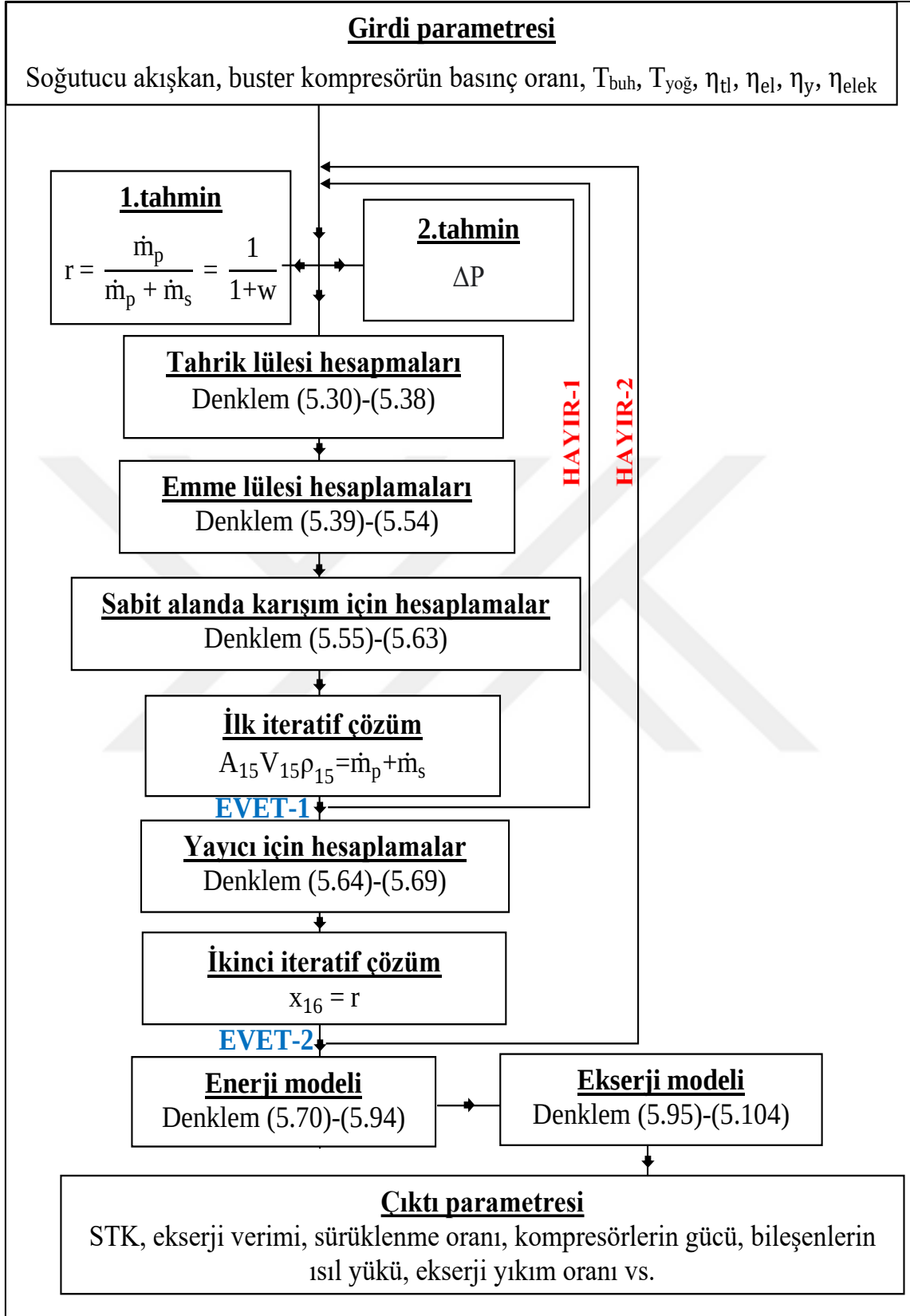
Toplam yakıt ekserjisi, çevrimin elektrik enerjisi ihtiyacı olan bileşenlerin güçlerinin (buster kompresör, ana kompresör ve çözelti pompası) toplamıdır ve Denklem (5.103) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_{F,top} = \dot{W}_{komp,ejek} + \dot{W}_{bk,ejek} \quad (5.103)$$

Ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ekserji verimi Denklem (5.104)'da verilmiştir.

$$\zeta_{ejek} = \frac{\dot{E}_{P,top}}{\dot{E}_{F,top}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,top} + \dot{E}_{L,top}}{\dot{E}_{F,top}} = \frac{\dot{E}_{23} - \dot{E}_{22}}{\dot{W}_{komp,ejek} + \dot{W}_{bk,ejek}} \quad (5.104)$$

Oluşturulan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin yukarıdan verilen denklemler aracılığı ile nasıl çözümlenebileceğine yönelik bir akış şeması oluşturulmuş ve Şekil 5.6.'da detaylı olarak verilmiştir. Bu akış şeması Engineering Equation Solver (EES) dışında kullanılacak olan programlar için olmazsa olmazdır. EES programında ise bunu gerçekleştirmek çok daha kolay olmaktadır. Çözümlemeye başlamadan önce ilk olarak kullanılacak olan soğutucu akışkan programda tanımlanmalıdır. Daha sonra yoğuşturucu sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklığı, buster kompresörün basınç oranı, iş tüketen bileşenlerin elektrik verimi ve ejektörü oluşturan ilgili bölümlerin izentropik verim değerleri programa yazılmalıdır. Yukarıda tanımlanan tüm denklemler tek tek programda yazılmalıdır. Ejektörün çıkışındaki karışmış haldeki soğutucu akışkanın kuruluk derecesini tahmin edebilmek için bir değer atanmalıdır. Eğer program hata vermezse “Update Guess” seçilmeli ve kuruluk derecesindeki değer silinerek programın yeniden tahmin edilmesi istenir. Eğer program hata vermezse tüm istenilen çıktılarına ulaşılabilir.



Şekil 5.6. Ejektör genişletiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait hesaplama modeli akış diyagramı

5.6.4. Nanopartikül Katkılı Soğutucu Akışkan İçeren Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırma Çevriminin Termodinamik Modeli

Termodinamik analiz için nanopartikül eklentili soğutucu akışkanların termodinamik modellenmesi için literatürdeki araştırma çalışmaları oldukça sınırlıdır. Bu tez çalışmasında, nanopartikül katkı soğutucu akışkan içeren ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerinin termodinamik modellenmesi için Kosmadakis ve Neofytou (2019) ve Aktaş ve diğ. (2015) tarafından sunulan prosedürler birleştirilmiştir. Ayrıca bu prosedür daha önce yayınlanan çalışmamızda sunulmuştur (Aktemur ve Öztürk, 2022a).

Denkem (5.105)'de belirtilen nanoparçacığın kütle kesrini (ω) Denklem (5.108) ve Denklem (5.109)'da doğrudan kullanmak doğru bir yaklaşım olmayabilir. Bunun temel nedeni, farklı tipteki nanoparçacıkların genellikle farklı yoğunluklara sahip olmasıdır. Bu durumda, düşük yoğunluklu nanoparçacıklar, aynı kütle kesri için yüksek yoğunluklu nanoparçacıklara kıyasla büyük bir hacme yayılır. Bu nedenle, düşük yoğunluklu nanoparçacıkların yüzey alanı, aynı kütle kesrine katkıda bulunsalar bile geniş bir alanı kaplar. Nanoparçacıklar için yüzey alanının önemi göz önüne alındığında, hacim kesrini kullanmak daha mantıklı bir yaklaşım olacaktır (Yıldız ve diğ., 2021). Ayrıca, Kabeel ve diğ. (2013), nanoparçacıkların yüzeyine etki eden hidrodinamik kuvvetin nano partikül eklentili soğutucu akışkanın akışını etkilediğini ve bu nedenle hacim kesrinin kütle kesrinden daha önemli bir faktör olduğunu bildirmişlerdir. Nanoparçacıkların çok düşük bir hacim kesri olduğu için viskozitede önemsiz bir artışa neden olduğunu belirtmekte fayda vardır (Kosmadakis ve Neofytou, 2019). Ayrıca, nano partikül eklentili soğutucu akışkanın termofiziksel özelliklerini hesaplamak için önemli bir parametre olarak kütle kesri (ω) ile ilgili olan nanoparçacığın hacim kesrini (ϕ) hesaplamak için aşağıdaki Denklem (5.105) kullanılır (Kabeel ve diğ., 2013; Kosmadakis ve Neofytou, 2019; Kosmadakis ve Neofytou, 2020; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

$$\phi = \frac{\omega \rho_{SA}}{\omega \rho_{SA} + (1 - \omega) \rho_{NP}} \quad (5.105)$$

ρ_{NP} , kullanılan nanoparçacığın yoğunluğudur ve ρ_{SA} , soğutucu akışkanın yoğunluğudur. Hacim kesri, oluşturulan çevrimin her bir akım noktasında aynı değildir çünkü baz

akışkan olan ilgili soğutucu akışkanın ilgili noktada özelliklerine - buhar, sıvı veya çift fazda - bağlı olarak çevrimin çeşitli noktalarında sürekli olarak değişim gösterir (Kosmadakis ve Neofytou, 2019; Kosmadakis ve Neofytou, 2020; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

Buharlaştırıcı ve yoğuşurucu çıkışındaki doymuş koşullar için soğutucu akışkanın yoğunluğu sırasıyla Denklem (5.106) ve Denklem (5.107) ile bulunur (Aktaş ve diğ., 2015; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

$$\rho_{SA, buh} = \rho(T_{19}, x_{19}=1) \quad (5.106)$$

$$\rho_{SA, yoğ} = \rho(T_{13}, x_{13}=0) \quad (5.107)$$

Nanopartikül katkılı soğutucu akışkanın yoğunluğu, 19. hal noktası (buharlaştırıcı çıkışı) ve 13. hal noktası (yoğuşurucu çıkışı) için sırasıyla Denklem (5.108) ve Denklem (5.109) ile elde edilir (Kosmadakis ve Neofytou, 2019; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

$$\rho_{NSA, buh} = \phi \rho_{NP} + (1-\phi) \rho_{SA, buh} \quad (5.108)$$

$$\rho_{NSA, yoğ} = \phi \rho_{NP} + (1-\phi) \rho_{SA, yoğ} \quad (5.109)$$

Buharlaştırıcı ve yoğuşurucu için nanopartikül katkılı soğutucu akışkanın özgül hacmi sırasıyla Denklem (5.110) ve Denklem (5.111) ile elde edilir (Aktemur ve Öztürk, 2022a).

$$v_{NSA, buh} = \frac{1}{\rho_{NSA, buh}} \quad (5.110)$$

$$v_{NSA, yoğ} = \frac{1}{\rho_{NSA, yoğ}} \quad (5.111)$$

Buharlaştırıcı ve yoğuşurucudan çıkan nanopartikül katkılı soğutucu akışkan bazlı birincil akışın ve ikincil akışın basıncı sırasıyla Denklem (5.112) ve Denklem (5.113) ile elde edilir (Aktaş ve diğ., 2015; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

$$P_{NSA, buh} = P(v_{NSA, buh}, x_{19}=1) \quad (5.112)$$

$$P_{NSA, yoğ} = P(v_{NSA, yoğ}, x_{13}=0) \quad (5.113)$$

Buharlaştırıcı ve yoğuşturucudan çıkan nanopartikül katkılı soğutucu akışkanın entalpi ve entropi değerleri Denklem (5.114)-(5.117) ile elde edilir (Aktaş ve diğ., 2015; Aktemur ve Öztürk, 2022a).

$$h_{NSA, buh} = h(P_{NSA, buh}, x_{19}=1) \quad (5.114)$$

$$s_{NSA, buh} = s(P_{NSA, buh}, x_{19}=1) \quad (5.115)$$

$$h_{NSA, yog} = h(P_{NSA, yog}, x_{13}=0) \quad (5.116)$$

$$s_{NSA, yog} = s(P_{NSA, yog}, x_{13}=0) \quad (5.117)$$

Yukarıda belirtilen Denklem (5.114)-(5.117) ile elde edilen çıktılar, çevrimin diğer hal noktaları için aynı şekilde uygulanmaz çünkü diğer durum noktalarının termodinamik özellikleri (T,P,h ve s) 13. ve 19. hal noktalarından elde edilen entalpi ve entropi değerlerine bağlı olarak elde edilir (Aktemur ve Öztürk, 2022a). Sabit alanda karışım bölümünün girişinde nanopartikül eklentili soğutucu akışkan içeren birincil ve ikincil akışların kapladığı alan Denklem (5.118) ve Denklem (5.119) ile hesaplanır (Aktemur ve Öztürk, 2022a)

$$A_{14, NSA} = \frac{\dot{m}_{p, NSA}}{(\dot{m}_s + \dot{m}_p)_{NSA} \rho_{14, NSA} V_{14, NSA}} \quad (5.118)$$

$$A_{21, NSA} = \frac{\dot{m}_{s, NSA}}{(\dot{m}_s + \dot{m}_p)_{NSA} \rho_{21, NSA} V_{21, NSA}} \quad (5.119)$$

Sabit alanda karışım bölümünün çıkışındaki nanopartikül katkılı soğutucu akışkan içeren karışık akışın toplam kütleli debisi, aşağıdaki Denklem (5.120), kütlenin korunumu yasası, yazılım tarafından gerçekleştirilen yinelemeli çözümle doğrulanmalıdır (Aktemur ve Öztürk, 2022a).

$$(A_{15} V_{15} \rho_{15})_{NSA} = (\dot{m}_s + \dot{m}_p)_{NSA} \quad (5.120)$$

Yayıcından çıkmaya hazır olan nanopartikül katkılı soğutucu akışkan içeren karışık akışın kuruluk oranı, çevrimin kararlılığını ve sürekliliğini korumak için Denklem (5.121)'de belirtilen ikinci bir yinelemeli çözümle doğrulanmalıdır (Aktemur ve Öztürk, 2022a).

$$x_{16, NSA} = \frac{1}{1 + w_{16, NSA}} \quad (5.121)$$

Ölü hal (referans) sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak nanopartikül eklentili soğutucu akışkan için doğrudan entalpi ve entropi değerleri elde etmek mümkün değildir. Bu nedenle, entalpi ve entropi değerlerinin Denklem (5.122)-(5.126) ile elde edilmesi önerilmiştir. İlk olarak, Denklem (5.122) ile ölü hal sıcaklığı ve basıncı için saf soğutucu akışkanın yoğunluğu elde edilir. Daha sonra, nanoparçacığın hangi kütle kesrinde kullanılacağı belirlenir ve hacim kesri elde edildikten sonra, nanopartikül katkılı soğutucu akışkanın yoğunluğu Denklem (5.123) ile bulunur. Denklem (5.124) ile nanopartikül katkılı soğutucu akışkanın özgül hacmi bulunduktan sonra, ölü hal için entalpi ve entropi değerleri sırasıyla Denklem (5.125) ve (5.126) ile elde edilir (Aktemur ve Öztürk, 2022a). Ölü hal sıcaklık ve basıncına ait nanopartikül katkılı soğutucu akışkanın entalpi ve entropi değerleri, kullanılan nanoparçacığın yoğunluğuna ve kütle kesrine göre değişim gösterdiğini söylemekte fayda vardır (Aktemur ve Öztürk, 2022a).

$$\rho_{0,SA} = \rho(T_0, P_0) \quad (5.122)$$

$$\rho_{0,NSA} = \phi \rho_{NP} + (1 - \phi) \rho_{0,SA} \quad (5.123)$$

$$v_{0,NSA} = \frac{1}{\rho_{0,NSA}} \quad (5.124)$$

$$h_{0,NSA} = h(T_0, v_{0,NSA}) \quad (5.125)$$

$$s_{0,NSA} = s(T_0, v_{0,NSA}) \quad (5.126)$$

Yukarıda denklemlerde “0” alt indisi ölü hal koşulunu temsil eder.

5.7. Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimlerinin Termodinamik Analiz Sonuçları

Bu bölümde, farklı soğutucu akışkanlar ve nanopartikül eklentileri kullanılarak buster destekli ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevriminin enerjiye ve ekserji dayalı termodinamik performansının iyileştirilmesi araştırılmıştır. Termodinamik parametreler araştırılırken ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevriminin

absorbsiyonlu soğutma çevrimine bağlı şekilde enerji ve ekserjiye dayalı termodinamik analizi yapılmıştır. Bu alt çevrimde termodinamik analizi gerçekleştirmek için düşük küresel ısınma potansiyeli ve sıfır ozon delme potansiyeline sahip soğutucu akışkanlar olarak R152a, R134a, R290, R1234yf ve R1270 kullanılmıştır. Oluşturulan kaskad soğutma sisteminin alt çevrimi olan buster destekli ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin termodinamik analizi ilk kez bu çalışmada yapılmış ve ayrıca çevrimde ısı taşıyıcı olarak görev yapan soğutucu akışkana nanoparçaçık eklentisi yine ilk kez bu çalışmada yapılmıştır. Nanopartikül olarak Cu (bakır), CuO (bakır oksit), Al₂O₃ (alüminyum oksit), ZnO (çinko oksit), TiO₂ (titanyum oksit) ve Fe (demir) kullanılmıştır. Son olarak ise bu tez çalışmasında termodinamik açıdan en iyi nanopartikül katkılı soğutucu akışkan içeren çevrimin literatürde araştırmacılar tarafından analizi yapılan çevrimler ile karşılaştırıldığında ne kadar iyi bir termodinamik performans açıdan iyileşme gösterdiği araştırılmış ve tartışılmıştır. Tüm sonuçlar grafik ve tablolar halinde detaylı olarak verilmiştir.

Kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma çevrimi ve buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevrimleri (ejektörlü ve ejektörsüz) için parametreler ve değerleri Tablo 5.4.'te verilmiştir (Brunin ve diğ., 1997; Takleh ve Zare, 2019a; Aktemur ve Öztürk, 2022a). Ayrıca, kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma çevrimine bağlanmadan yani bağımsız bir şekilde ejektörlü ve ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri için parametreler ve değerleri de Tablo 5.4.'te verilmiştir.

Tablo 5.4. Kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma çevrimi ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevrimleri için parametreler ve değerleri

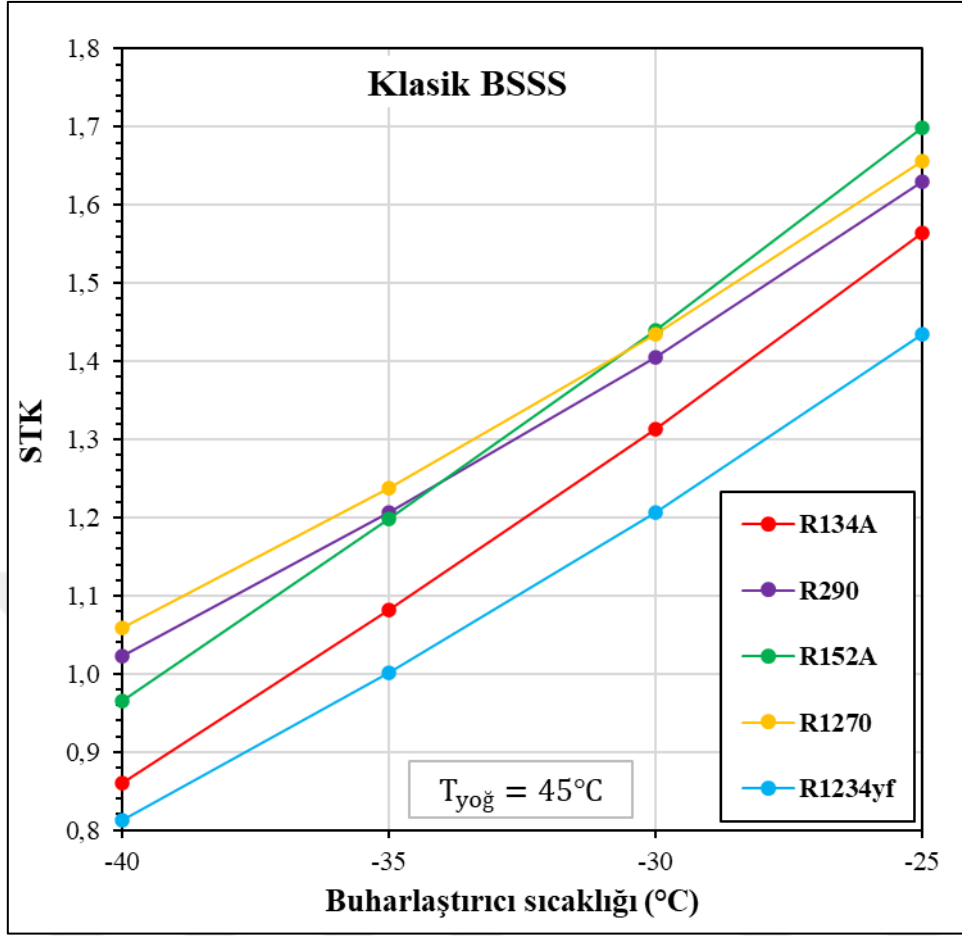
Parametre	Değer
Soğutma kapasitesi	50 kW
Kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu alt çevrimi için buharlaştırıcı sıcaklığı	5°C
Buhar sıkıştırırmalı alt çevrimin buharlaştırıcı sıcaklığı	-40°C ~ -25°C
Klasik çevrimler (absorbsiyonlu alt çevrime bağlanmadan) için yoğusturucu sıcaklığı	45°C
Kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu alt çevrimi için yoğusturucu sıcaklığı	45°C

Tablo 5.4. (Devam) Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma çevrimi ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevrimleri için parametreler ve değerleri

Parametre	Değer
Kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı alt çevrimi (ejektörlü ve ejektörsüz) için yoğuşurucu sıcaklığı	10°C ~ 15°C
Buster kompresörün izentropik verimi	$0,874+0,0135 \left(\frac{P_{20}}{P_{19}} \right)$
Kompresörün izentropik verimi	$0,874+0,0135 \left(\frac{P_{12}}{P_{11}} \right)$
Elektrik motor verimi	%90
Tahrik lülesi, emme lülesi ve yayıcı'nın izentropik verimi	%85
Buster kompresörün basınç oranı	1,5
Ejektörün alıcı bölümünde basınç düşüşü	5 kPa
Ölü hal sıcaklığı	20°C
Ölü hal basıncı	101,325 kPa
Buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığı	$T_{buh}+10^{\circ}\text{C}$
Buharlaştırıcıyı terk eden hava sıcaklığı	$T_{buh}+5^{\circ}\text{C}$
Yoğuşurucuya giren hava sıcaklığı	$T_{yoğ} -10^{\circ}\text{C}$
Yoğuşurucudan çıkan hava sıcaklığı	$T_{yoğ} -5^{\circ}\text{C}$

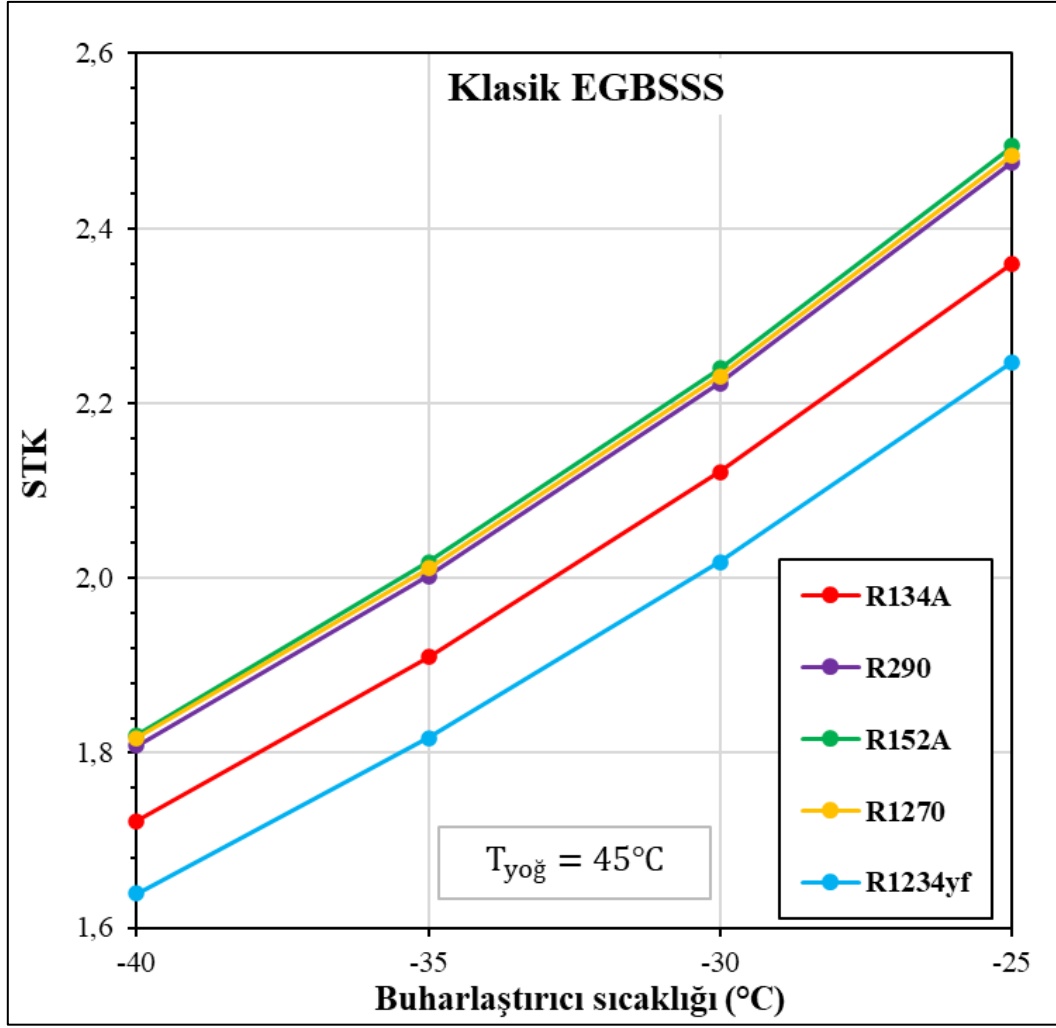
5.7.1. Ejektör İlaveli ve Ejektör İlavesiz Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimlerinin Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları

Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile buster destekli ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin bağımsız (absorpsiyonlu soğutma çevrimine bağlanmadan) bir şekilde termodinamik analizi yapılmıştır. Her iki çevrimde de ısı taşıyıcı akışkan olarak görev yapan soğutucu akışkanlar olarak R152a, R134a, R290, R1234yf ve R1270 kullanılmıştır. Çevrimlerin enerji ve ekserjiye dayalı termodinamik analizi için Şekil 5.7.-5.15. oluşturulmuştur.



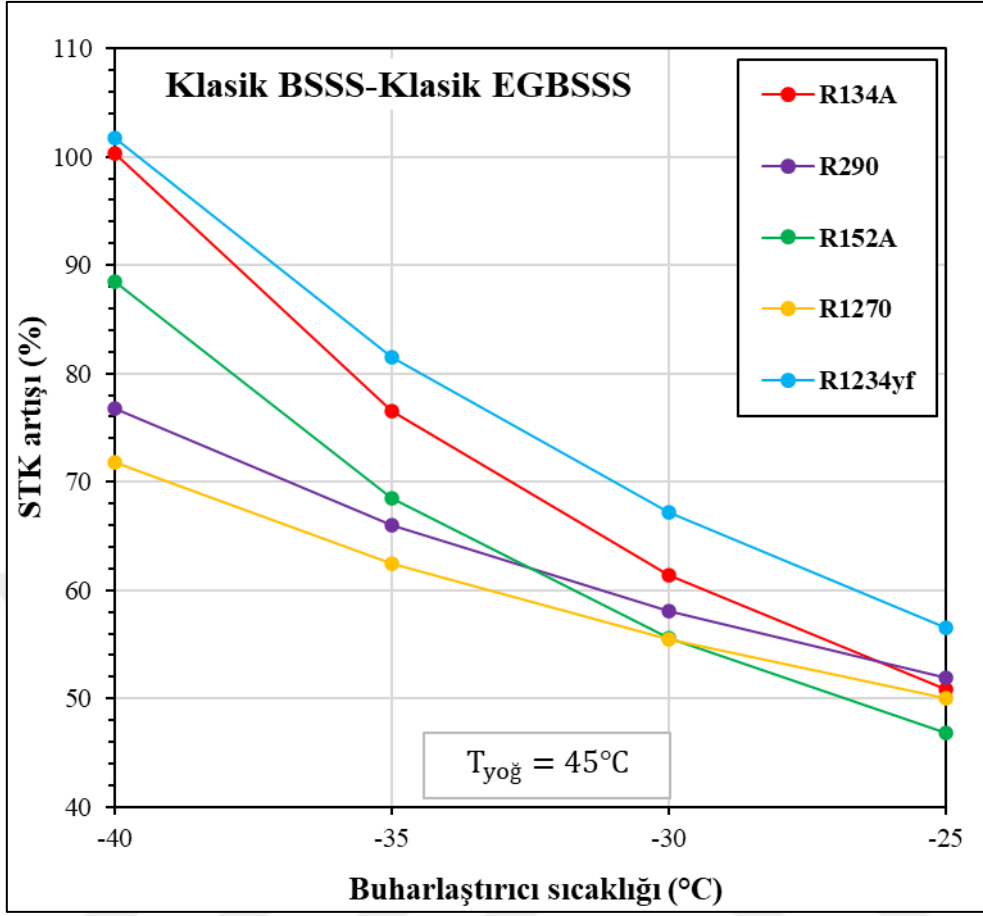
Şekil 5.7. Klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile STK değerinin değişimi

Klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile STK değerinin değişimi Şekil 5.7.'de gösterilmiştir ($T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$). Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça doyma basıncıda paralel olarak artış gösterir ve kompresöre daha yüksek basınçta girer. Böylece çevrimlerin toplam kompresör gücü azalmasından kaynaklı tüm soğutucu akışkanlar için STK değerlerinde artış meydana gelir. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, R134a, R290, R1270 ve R152a kullanan klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin STK değerleri sırasıyla 0,812, 0,860, 1,023, 1,058 ve 0,966'dan 1,435, 1,564, 1,630, 1,656 ve 1,699'a yükselmiştir. Şekil 5.7.'den görüleceği üzere tüm buharlaştırıcı sıcaklığı aralıklarında en düşük ve en yüksek STK değerine sahip olan soğutucu akışkanlar sırasıyla R1234yf ve R152a'dır. Tüm buharlaştırıcı sıcaklığı aralıklarında en düşük STK değerine sahip olan soğutucu akışkan R1234yf'dir.



Şekil 5.8. Klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile STK değerinin değişimi

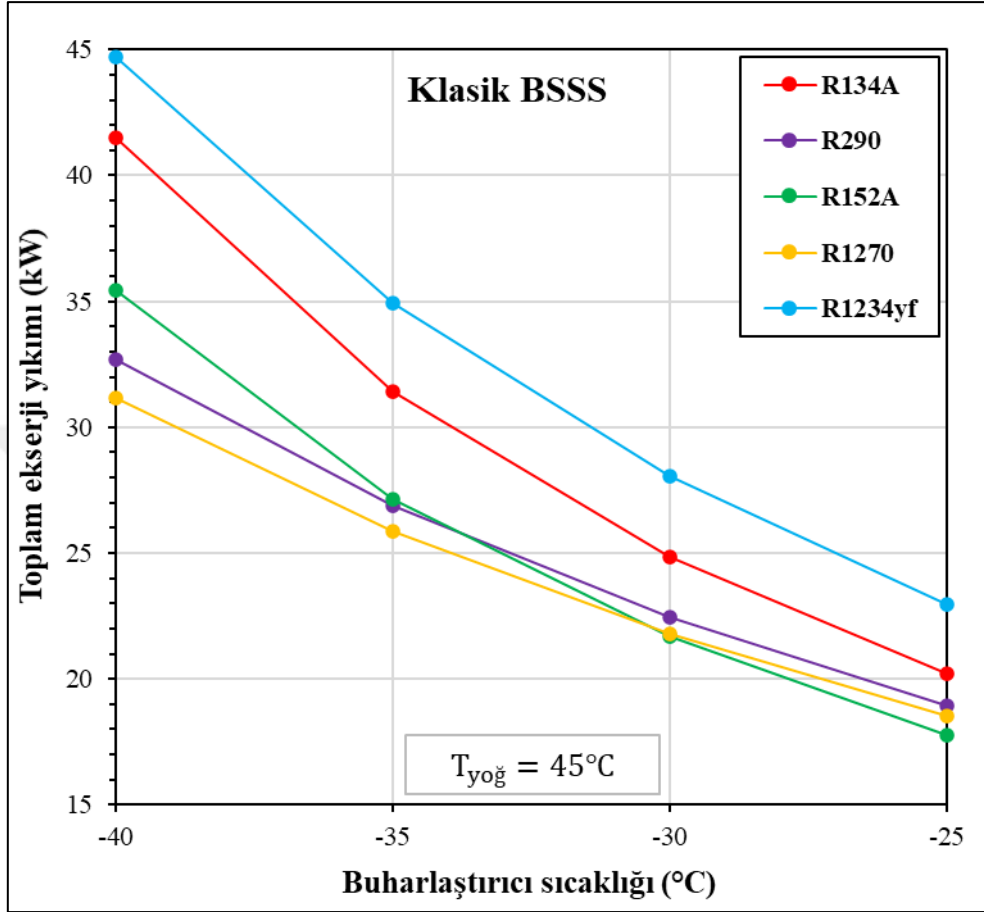
Klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile STK değerinin değişimi Şekil 5.8.'de gösterilmiştir ($T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$).Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça doyma basıncıda paralel olarak artış gösterir ve ejektörden daha yüksek bir basınçta çıkıp ana kompresöre giriş yapar. Tıpkı Şekil 5.8.'de olduğu gibi çevrimlerin toplam kompresör gücünün (ana kompresör ve buster kompresör) azalmasından kaynaklı tüm soğutucu akışkanlar için STK değerlerinde artış söz konusudur. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, R134a, R290, R1270 ve R152a kullanan klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin STK değerleri sırasıyla 1,639, 1,722, 1,808, 1,817 ve 1,82'den 2,247, 2,360, 2,476, 2,484 ve 2,494'ye yükselmiştir. Şekil 5.8.'den görüleceği üzere en yüksek ve en düşük STK değerlerine sahip olan soğutucu akışkanlar sırasıyla R152a ve R1234yf'dir.



Şekil 5.9. Klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin STK açısından buharlaştırıcı sıcaklığı ile iyileşme potansiyeli

Klasik ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri ile karşılaştırıldığında STK açısından ne kadar iyi bir iyileşme potansiyeli gösterdiği Şekil 5.9.'da gösterilmiştir ($T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$). Buharlaştırıcı ve yoğuşurucu sıcaklığı arasındaki fark açıldıkça sistemde genleştirici olarak ejektörün kullanılması çevrimlerin performansının iyileşmesi için daha avantajlı sonuçlar vermektedir. Bu nedenle düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında (derin dondurucu vb.) klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde genleştirici olarak ejektör kullanmak daha avantajlı sonuçlar vermektedir (Bilir, 2009). Soğutucu akışkan olarak R1270, R290, R152a, R134a ve R1234yf kullanan klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin STK açısından iyileşme potansiyeli sırasıyla %71,74, %76,74, %88,46, %100,28 ve %101,75'ten %50, %51,90, %46,77, %50,90 ve %56,58'e düşmüştür. Şekil 5.9.'dan görüleceği üzere buharlaştırıcı sıcaklık aralıklarında en fazla STK artış potansiyeline sahip olan soğutucu akışkan R1234yf'dir. Fakat bu soğutucu

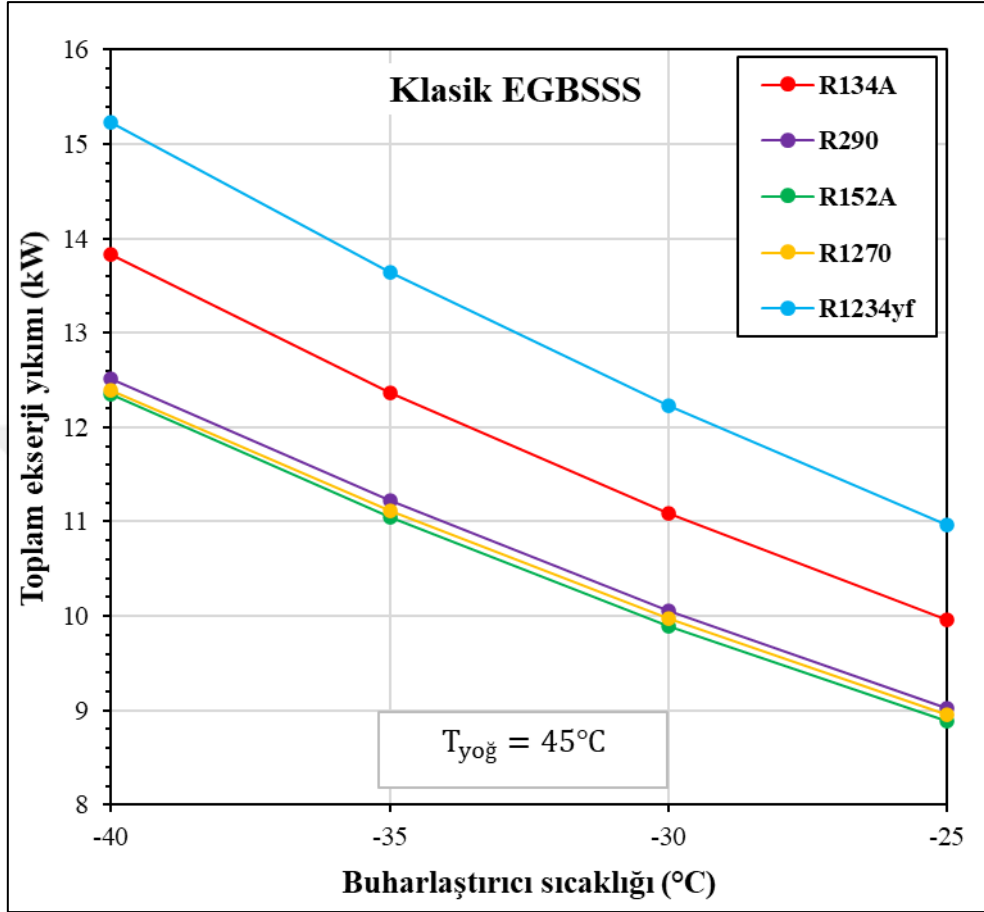
akışkan her iki çevrimde de (ejektörlü ve ejektörsüz) kullanıldığında en düşük STK değerine sahip olduğu unutulmamalıdır.



Şekil 5.10. Klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile toplam ekserji yıkımının değişimi

Klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile toplam ekserji yıkımının değişimi Şekil 5.10.'da gösterilmiştir ($T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$). Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça, buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun sıcaklık farkı birbirine yaklaşır ve toplam kompresör gücüne ait çevrimin toplam yakıt ekserjisinde azalma meydana gelir. Böylece, tüm soğutucu akışkanlar için çevrimlerin toplam ekserji yıkımı azalır. Soğutucu akışkan olarak R1270, R290, R152a, R134a ve R1234yf kullanan klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin toplam ekserji yıkım değerleri sırasıyla 31,15 kW, 32,68 kW, 35,42 kW, 41,48 kW ve 44,70 kW'dan 18,51 kW, 18,96 kW, 17,78 kW, 20,19 kW ve 22,94 kW'a düşmüştür. Şekil 5.10'dan görüleceği üzere -40°C ve -25°C'deki buharlaştırıcı sıcaklığında en düşük toplam ekserji yıkım değerlerine sahip olan soğutucu akışkanlar sırasıyla R1270 ve R152a'dır. Tüm buharlaştırıcı sıcaklığı

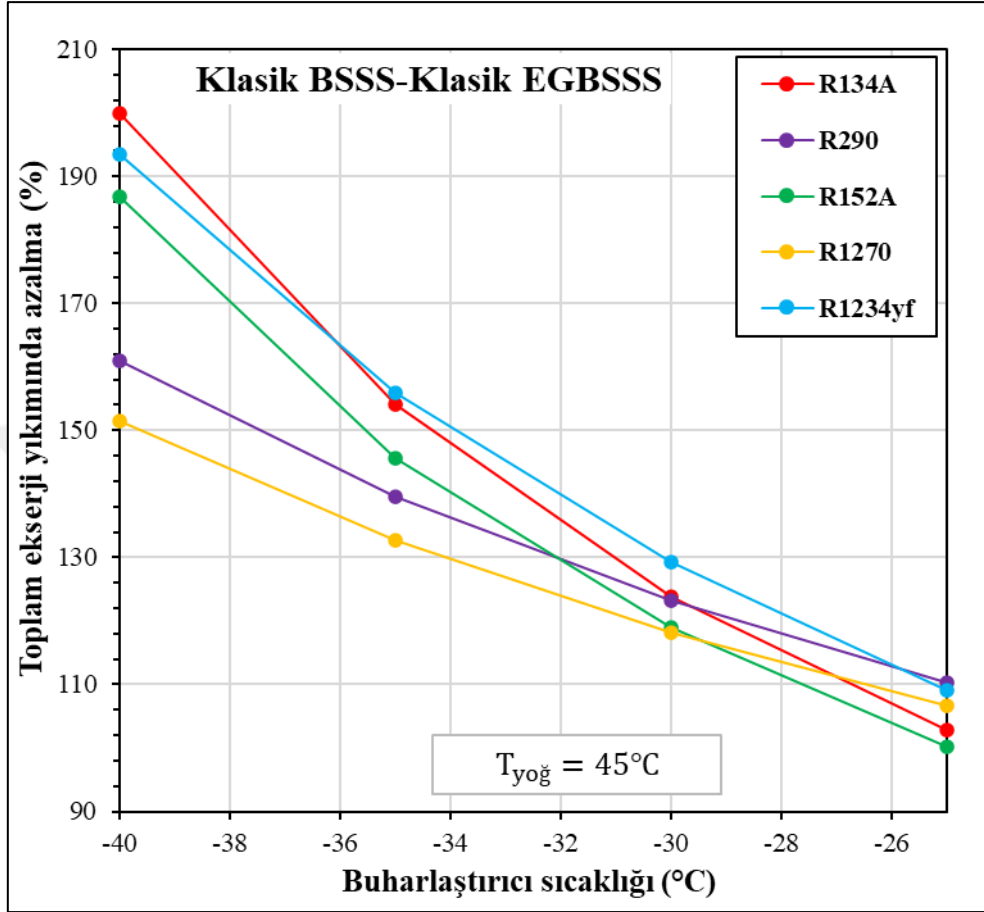
aralıklarında en yüksek toplam ekserji yıkım değerine sahip olan soğutucu akışkan ise R1234yf'dir.



Şekil 5.11. Klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile toplam ekserji yıkımının değişimi

Klasik ejektör ilaveli buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile toplam ekserji yıkımının değişimi Şekil 5.11.'de gösterilmiştir ($T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$). Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça, buharlaştırıcı ve yoğuşurucunun sıcaklık farkı birbirine yaklaşır ve böylece ana kompresör ve buster kompresörün toplam gücüne ait çevrimlerin toplam yakıt ekserjisinde azalma meydana gelir. Böylece, tüm soğutucu akışkanlar için çevrimlerin toplam ekserji yıkımında azalma meydana gelir. Soğutucu akışkan olarak R152a, R1270, R290, R134a ve R1234yf kullanan klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin toplam ekserji yıkım değerleri sırasıyla 12,35 kW, 12,39 kW, 12,52 kW, 13,83 kW ve 15,23 kW'tan 8,88 kW, 8,96 kW, 9,02 kW, 9,96 kW ve 10,97 kW'a düşmüştür. Şekil 5.11.'den görüleceği üzere tüm buharlaştırıcı sıcaklık aralığında en düşük toplam ekserji yıkım değerlerine sahip olan soğutucu akışkan

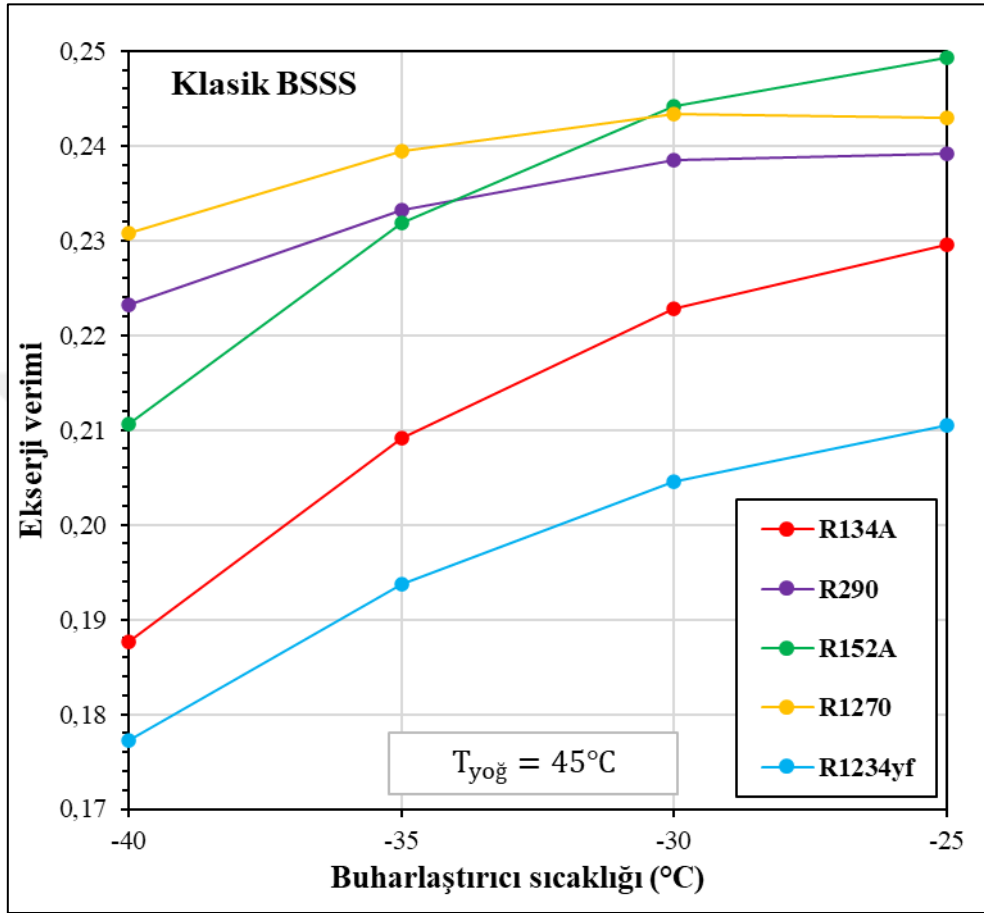
R152a'dır. Tüm buharlaştırıcı sıcaklığı aralıklarında en yüksek toplam ekserji yıkım değerine sahip olan soğutucu akışkan ise R1234yf'dir.



Şekil 5.12. Klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin toplam ekserji yıkımı açısından buharlaştırıcı sıcaklığı ile iyileşme potansiyeli

Klasik ejektör ilaveli buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimleri ile karşılaştırıldığında toplam ekserji yıkım değerleri açısından ne kadar iyi bir iyileşme potansiyeli gösterdiği Şekil 5.12.'de gösterilmiştir ($T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$). Soğutucu akışkan olarak R1270, R290, R152a, R1234yf ve R134a kullanan klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin toplam ekserji yıkım değerleri açısından iyileşme potansiyeli sırasıyla %151,41, %161,02, %186,80, %193,50 ve %199,93'ten %106,65, %110,29, %100,18, %109,12 ve %102,73'e düşmüştür. Şekil 5.12.'den görüleceği üzere buharlaştırıcı sıcaklığının -40°C olduğu durumda toplam ekserji yıkımında iyileşme potansiyeli en yüksek soğutucu akışkan R134a iken buharlaştırıcı sıcaklığının -25°C olduğu durumda ise toplam ekserji yıkımında iyileşme potansiyeli en az olan soğutucu akışkan R152a'dır. Fakat R152a

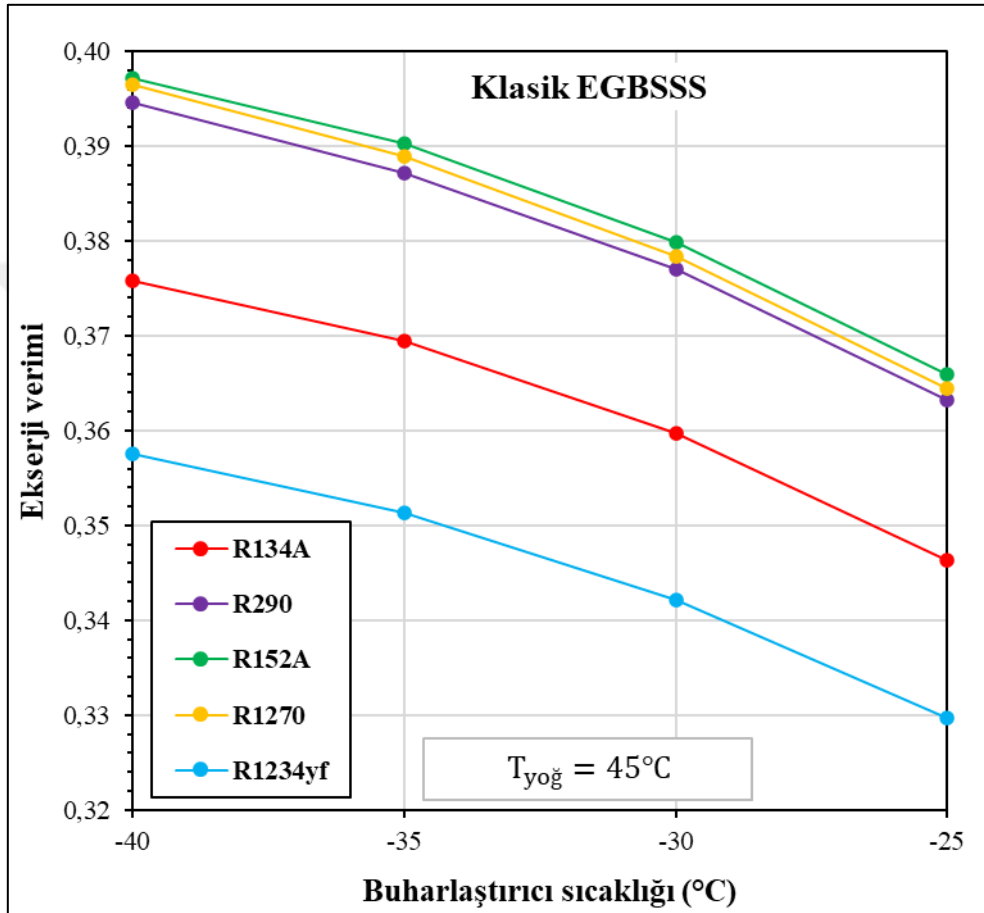
kullanan klasik ejektör genleştircili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimin toplam ekserji yıkımı diğer soğutucu akışkanlar kullanan klasik ejektör genleştircili çevrimlerine nazaran daha düşüktür.



Şekil 5.13. Klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile ekserji veriminin değişimi

Klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile ekserji veriminin değişimi Şekil 5.13.'te gösterilmiştir ($T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$). Toplam kompresör gücü ile ilişkili çevrimlerin toplam yakıt ekserjisi, buharlaştırıcı sıcaklığı ile birlikte belli bir noktaya kadar azalma ve artma eğilimi gösterir. Fakat, çevrimin soğutma kapasitesi sabit olduğu için buharlaştırıcı ile ilişkili çevrimlerin toplam ürün ekserjisinde herhangi bir değişim olmaz. Şekil 5.13.'ten görüleceği üzere, R290 ve R1270 soğutucu akışkanların ekserji verimleri incelenen buharlaştırıcı sıcaklık aralıklarında maksimum bir değere ulaşmaktadır. Bunun sebebi ise optimum buharlaştırıcı sıcaklığında toplam yakıt ekserjisinin minimum olmasından kaynaklanmaktadır. Fakat diğer soğutucu akışkanlar için böyle bir durum söz konusu değildir. Soğutucu akışkan olarak R1234yf,

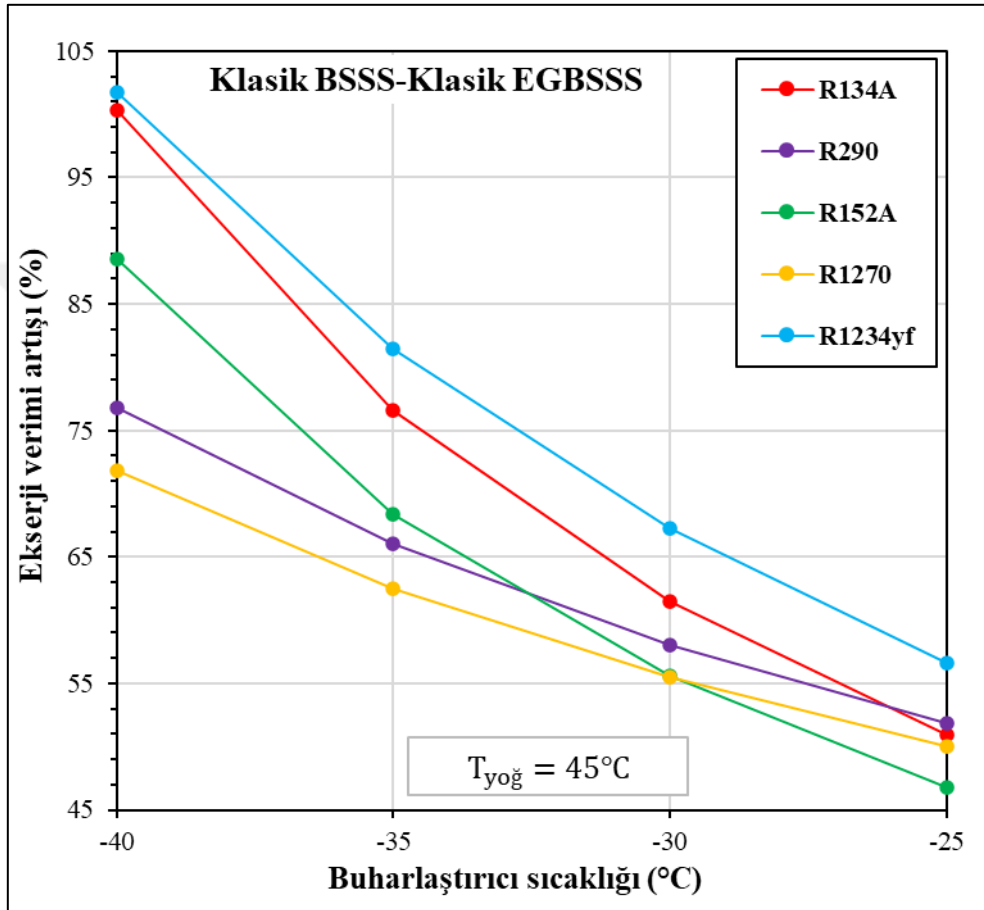
R134a, R152a, R290 ve R1270 kullanan klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin ekserji verim değerleri sırasıyla 0,1773, 0,1876, 0,2107, 0,2232 ve 0,2308'den 0,2105, 0,2295, 0,2493, 0,2392 ve 0,2430'a düşmüştür. Tüm buharlaştırıcı sıcaklığı aralığında en düşük ekserji verim değerine sahip olan soğutucu akışkan R1234yf'dir.



Şekil 5.14. Klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile ekserji veriminin değişimi

Klasik ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile ekserji veriminin değişimi Şekil 5.14.'te gösterilmiştir ($T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$). İncelenen buharlaştırıcı sıcaklık aralıklarında ilgili soğutucu akışkanları kullanan klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri için herhangi bir optimum ekserji verim değeri bulunmamaktadır. Bunun temel sebebi toplam kompresör gücü ile alakalı toplam yakıt ekserji değerinin minimum bir noktası olmamasından kaynaklanmaktadır. Daha düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında incelenseydi optimum bir ekserji verimi değeri mümkün olabilirdi. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, R134a,

R290, R1270 ve R152a kullanan klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin ekserji verim değerleri sırasıyla 0,3576, 0,3758, 0,3946, 0,3965 ve 0,3972'den 0,3297, 0,3463, 0,3633, 0,3645 ve 0,3659'a düşmüştür. Şekil 5.14.'ten görüleceği üzere tüm buharlaştırıcı sıcaklığı aralıklarında en düşük ve en yüksek ekserji verim değerine sahip olan soğutucu akışkanlar sırasıyla R1234yf ve R152a'dır.



Şekil 5.15. Klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin ekserji verimi açısından buharlaştırıcı sıcaklığı ile iyileşme potansiyeli

Klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri ile karşılaştırıldığında ekserji verim değerleri açısından ne kadar iyi bir iyileşme potansiyeli gösterdiği Şekil 5.15.'te gösterilmiştir ($T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$). Soğutucu akışkan olarak R1270, R290, R152a, R134a ve R1234yf kullanan klasik ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin ekserji verim değerleri açısından iyileşme potansiyeli sırasıyla %71,79, %76,79, %88,51, %100,32 ve %101,69'dan %50, %51,88, %46,77, %50,89 ve %56,63'e düşmüştür. Şekil 5.15.'ten görüleceği üzere tüm buharlaştırıcı sıcaklık aralıklarında ekserji verim değerinin en fazla iyileşme gösterdiği

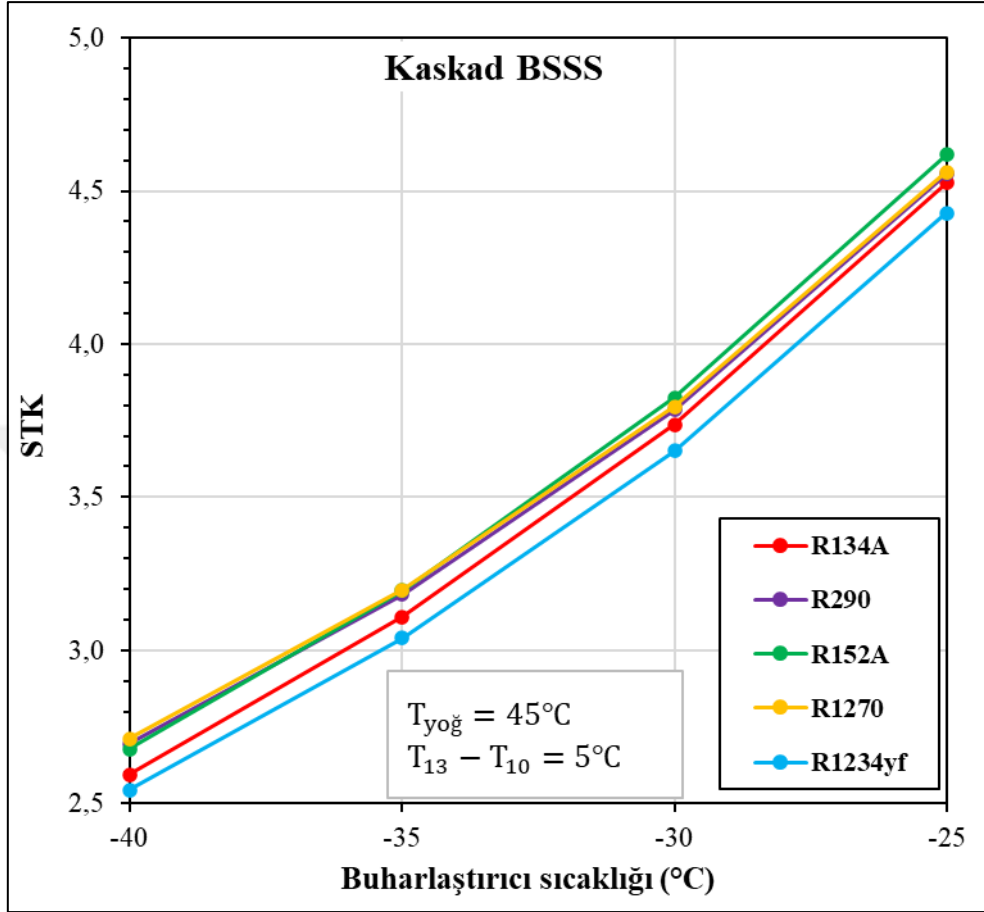
soğutucu akışkan R1234yf iken buharlaştırıcı sıcaklığının -25°C olduğu durumda ise ekserji verim değerinde iyileşme potansiyeli en az olan soğutucu akışkan R152a'dır. Ancak R152a kullanan klasik ejektör genleştircili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimin ekserji verim diğeri diğeri soğutucu akışkanlar kullanan klasik ejektör genleştircili çevrimlerine nazaran daha yüksektir.

5.7.2. Kaskad Soğutma Sisteminin Buhar Sıkıştırırmalı Alt Çevrimlerinin Enerji Analizi Sonuçları

Önceki kısımda buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri ile buster destekli ejektör genleştircili buhar sıkıştırırmalı çevrimlerinin bağımsız (absorbsiyonlu soğutma çevrimine bağlanmadan) bir şekilde enerjiye ve ekserjiye dayalı termodinamik analizi yapılmıştır. Bu kısımda ise hem buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri hem de buster destekli ejektör genleştircili buhar sıkıştırırmalı çevrimlerinin ayrı ayrı absorbsiyonlu soğutma çevrimi ile birleştirecek şekilde enerji ve ekserjiye dayalı şekilde termodinamik analizi yapılmıştır. Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilaveli ve ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevrimlerinin tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevrimine bağlanacağı için her iki çevrimin de yoğunlaştırıcı sıcaklıkları 10°C olarak kabul edilmiştir. Kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma alt çevriminde yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıkları sırasıyla ise 45°C ve 5°C olarak kabul edilmiştir. Ayrıca kaskad soğutma sisteminin ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevrimi için yoğunlaştırıcı sıcaklığı 10°C olarak alındığı için doyma basıncı 45°C 'de işlem gören klasik ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre azalma gösterir. Bu azalma sonucunda yoğunlaştırıcıdan çıkan tahrik akışkanının kütleli debisi azalır ve buster kompresörden çıkıp gelen birincil akışkanı tahrik etmesi zorlaşır. Yani hem tahrik hem de emme lülesine giren soğutucu akışkanların kütleli debileri birbirlerine daha da yaklaşır. Böylelikle ejektörün pratik uygulamalarda düzgün çalışmasını engellemesi söz konusu olabilir (Sumeru ve diğ., 2012). Bu yüzden Tablo 5.4.'te belirtildiği üzere tüm soğutucu akışkanları için buster kompresör basınç oranı ve ejektörün alıcı bölümündeki basınç düşüş değeri 1,5 ve 5 kPa seçilerek termodinamik analiz gerçekleştirilmiştir.

Kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma çevrimine birleştirecek şekilde ejektör ilaveli ve ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı alt soğutma çevrimlerinin enerji

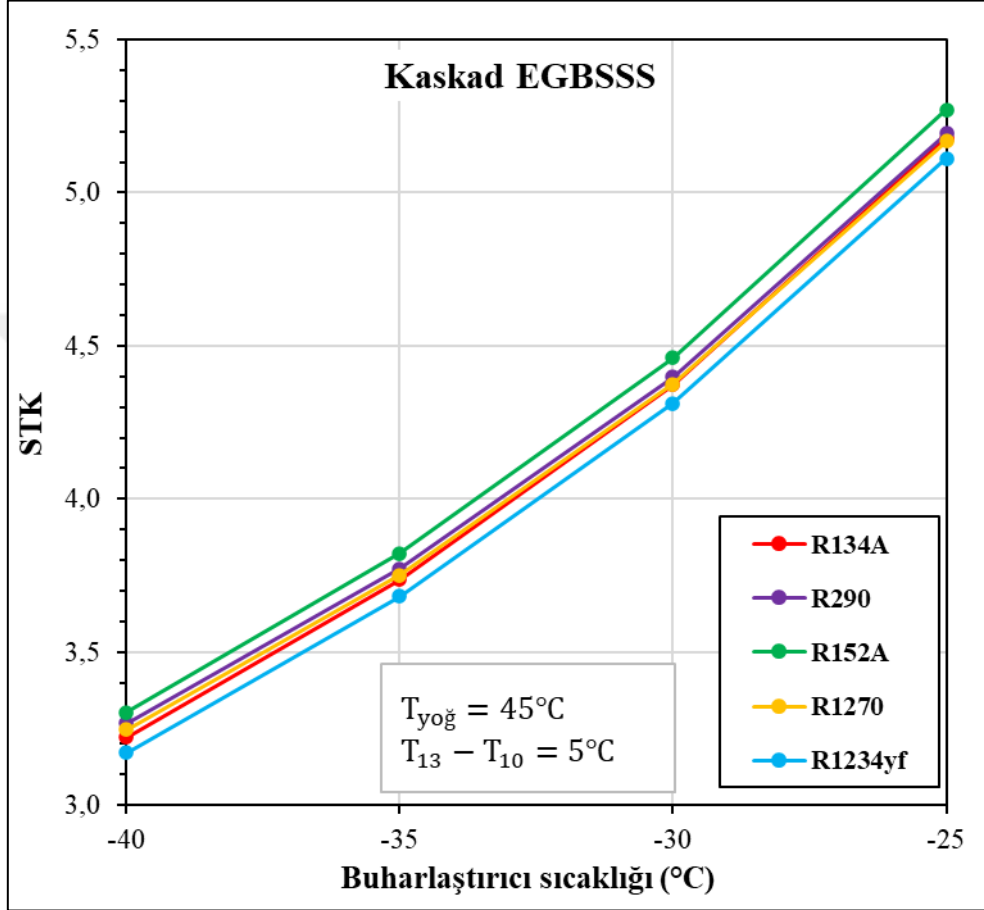
analizi için Şekil 5.16.-5.21. oluşturulmuştur. Termodinamik analizi gerçekleştirirken Tablo 5.4.'te verilen değerler kullanılmıştır.



Şekil 5.16. Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerine ait STK değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.16.'da gösterilmiştir ($T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$). Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça doyma basıncıda paralel olarak artış gösterir ve kompresöre daha yüksek basınçta girer. Böylece çevrimin kompresör gücü azalmasından kaynaklı tüm soğutucu akışkanlar için çevrimlerin STK değerlerinde de artış meydana gelir. 45°C 'lik yoğuşurucu sıcaklığında çalışan klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinden daha yüksek STK değerlerine sahip olmasının nedeni absorpsiyonlu soğutma çevrimine bağlanması sonucunda buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin yoğuşurucu sıcaklığı 45°C 'den 10°C 'ye düşer ve toplam kompresör gücü daha da azalır. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, R134a, R152a, R290 ve R1270 kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör

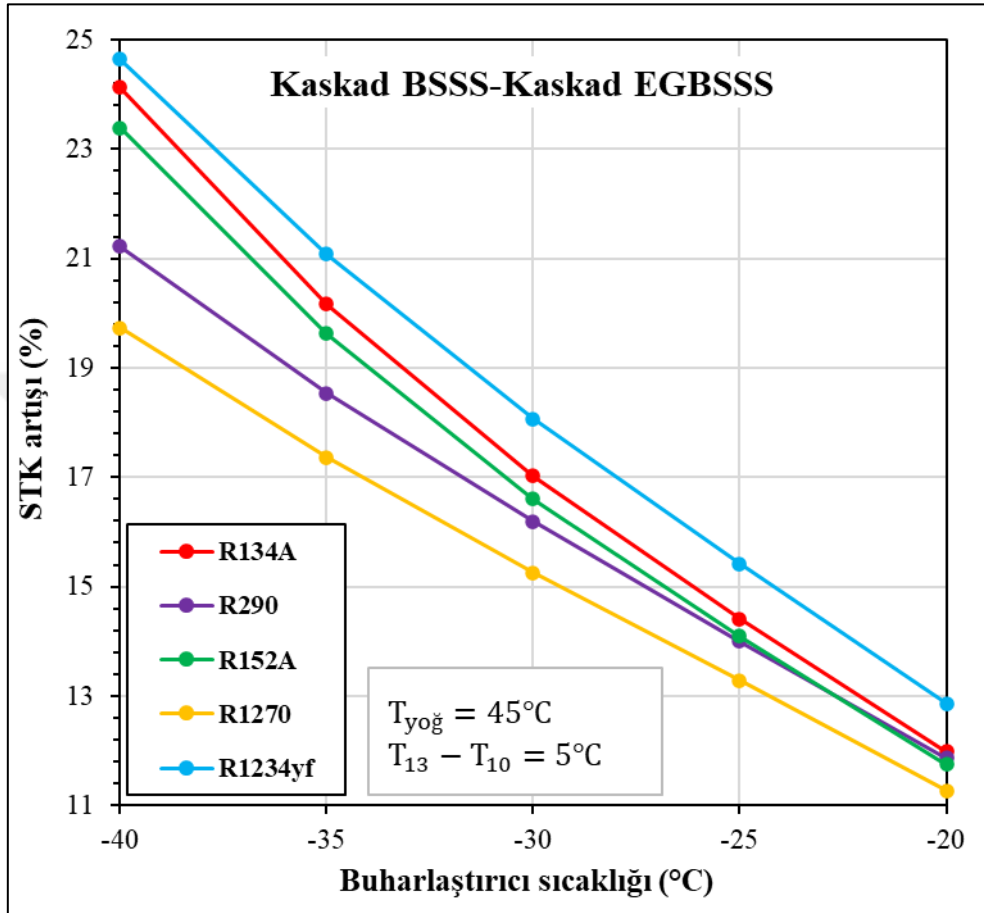
ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerine ait STK değerleri sırasıyla 2,544, 2,595, 2,677, 2,695 ve 2,711'den 4,428, 4,526, 4,619, 4,556 ve 4,562'ye yükselmiştir. Şekil 5.16.'dan görüleceği üzere -40°C ve -25°C'deki buharlaştırıcı sıcaklığında en yüksek ve en düşük STK değerlerine sahip olan soğutucu akışkanlar sırasıyla R1234yf ve R152a'dır.



Şekil 5.17. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerine ait STK değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.17.'de gösterilmiştir ($T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$). Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça doyma basıncıda paralel olarak artış gösterir ve ejektörden daha yüksek bir basınçta çıkıp ana kompresöre giriş yapar. Tıpkı Şekil 5.16.'da olduğu gibi çevrimin toplam kompresör gücünün azalmasından kaynaklı tüm soğutucu akışkanlar için çevrimlerin STK değerlerinde de artış meydana gelir. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, R134a, R1270, R290 ve R152a kullanan kaskad soğutma sistemlerinin ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait STK değerleri sırasıyla 3,171, 3,221, 3,246, 3,267 ve 3,303'ten

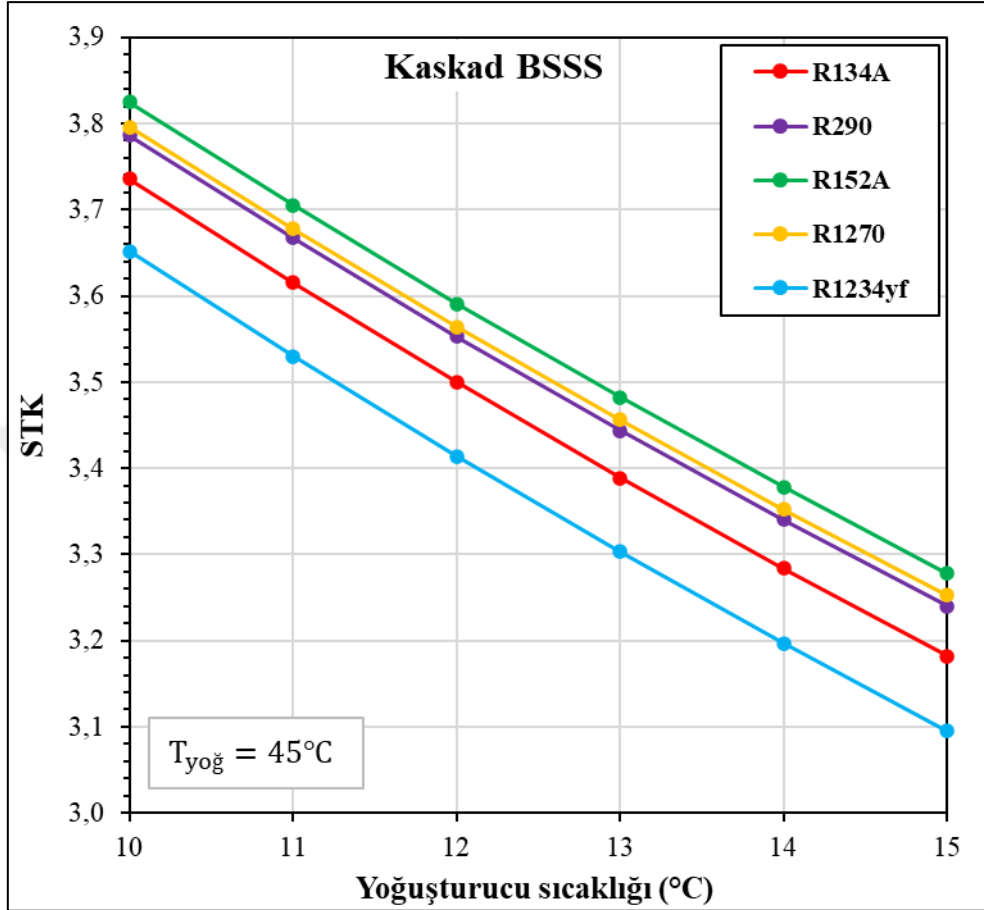
5,111, 5,178, 5,168, 5,194 ve 5,270'e yükselmiştir. Şekil 5.17.'den görüleceği üzere tüm buharlaştırıcı sıcaklığı aralıklarında en düşük ve en yüksek STK değerine sahip olan soğutucu akışkanlar sırasıyla ise R1234yf ve R152a'dır.



Şekil 5.18. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile iyileşme potansiyeli

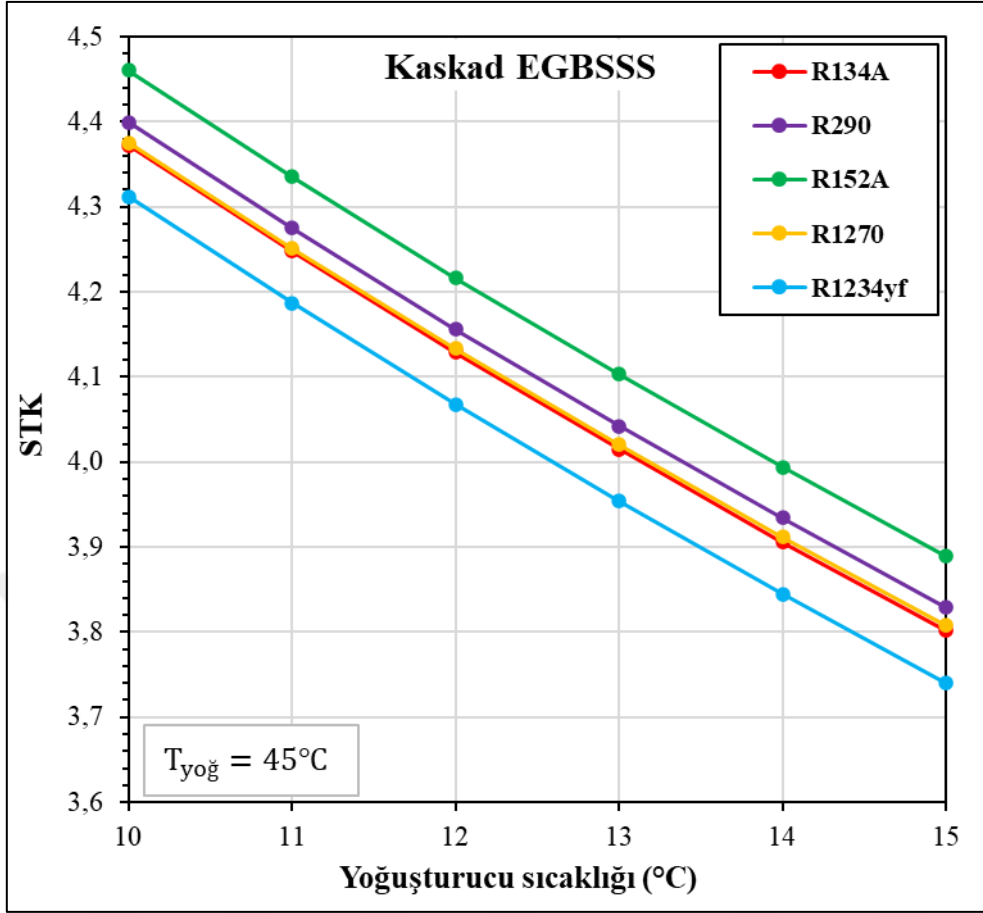
Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kısmına ait STK değerlerinin iyileşme potansiyelinin ne kadar olduğunu araştırmak için kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı kısmı ile karşılaştırması Şekil 5.18.'de gösterilmiştir ($T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$). Yoğuşurucu sıcaklığı 45°C 'den 10°C 'ye indirildiği için iyileşme potansiyeli Şekil 5.9.'daki karşılaştırmaya göre daha düşük kaldığı görülmektedir. Bunun asıl sebebi ise buharlaştırıcı ve yoğuşurucu sıcaklığı arasındaki farkın azalmasına bağlanabilir. Soğutucu akışkan olarak R1270, R290, R152a, R134a ve R1234yf kullanan kaskad soğutma sistemlerinin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma kısmı için STK açısından iyileşme potansiyeli sırasıyla %19,73, %21,22, %23,38, %24,12 ve %24,65'ten %13,28, %14, %14,09, %14,41 ve %15,42'ye

düşmüştür. Buharlaştırıcı sıcaklığı aralıklarında en fazla ve en az STK iyileşme potansiyeline sahip olan soğutucu akışkanlar sırasıyla R1234yf ve R1270'tir.



Şekil 5.19. Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi

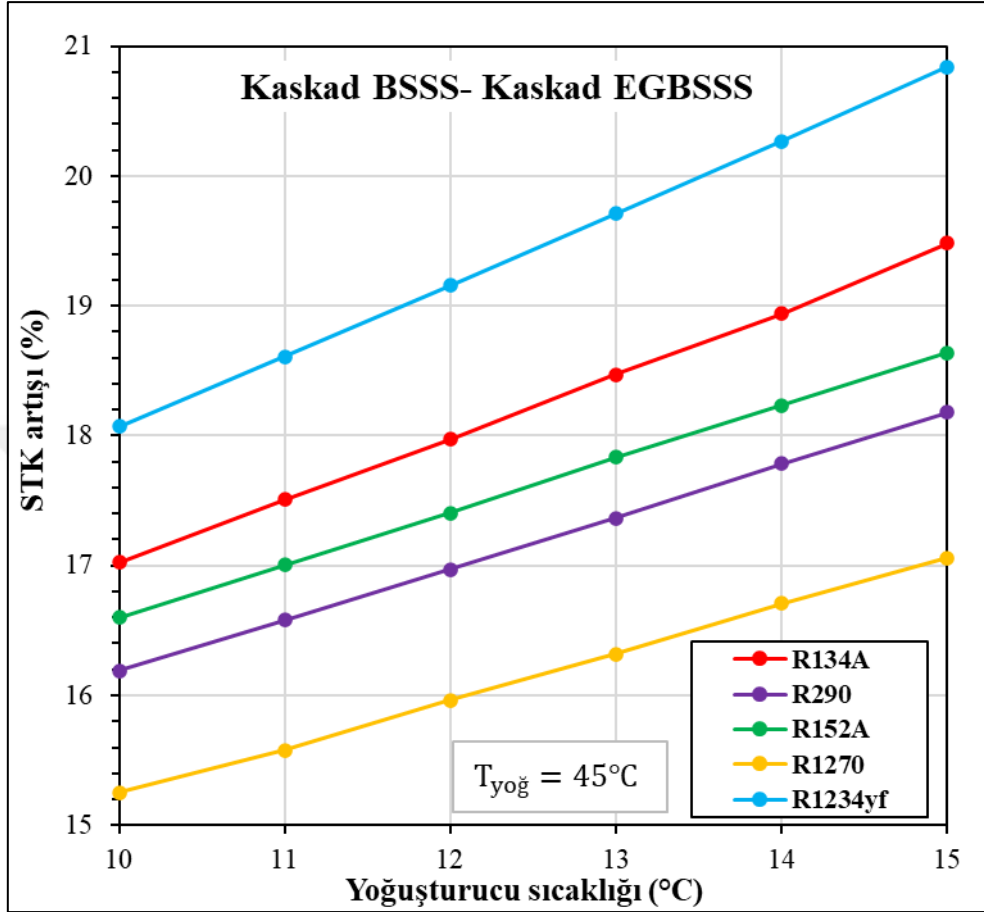
Kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.19.'da gösterilmiştir ($T_{yoğ,abs}=45^{\circ}C$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}C$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}C$). Kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça doyma basıncıda paralel olarak artış gösterir ve kompresörün tahliye sıcaklığında artış meydana gelir. Böylece çevrimin kompresör gücü artmasından kaynaklı tüm soğutucu akışkanlar için çevrimlerin STK değerlerinde de azalma meydana gelir. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, R134a, R290, R1270 ve R152a kullanan kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerine ait STK değerleri sırasıyla 3,652, 3,736, 3,786, 3,796 ve 3,825'ten 3,095, 3,182, 3,240, 3,253 ve 3,278'e yükselmiştir. Tüm yoğuşturucu sıcaklık aralıklarında en düşük ve en yüksek STK değerine sahip olan soğutucu akışkanlar sırasıyla R1234yf ve R152a'dır.



Şekil 5.20. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişleticili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişleticili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.20.'de gösterilmiştir ($T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$). Yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça doyma basıncıda paralel olarak artış gösterir ve ejektörden daha yüksek bir basınçta çıkıp kompresöre giriş yapar. Kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin yoğuşturucu basıncı ile ana kompresörün tahliye basıncı birbirine eşittir. Yoğuşturucu basıncının artışı ile birlikte tahliye basıncı sürekli olarak artış gösterdiği için ana kompresörün gücünde de artış meydana gelmektedir. Buster kompresörün gücündeki artış ise ihmal edilebilir düzeydedir. Her iki kompresörün toplam gücü artış gösterdiği için tüm soğutucu akışkanlar için çevrimlerin STK değerlerinde azalma meydana gelir. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, R134a, R1270, R290 ve R152a kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör genişleticili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerine ait STK değerleri sırasıyla 4,312, 4,372, 4,375, 4,399 ve 4,460'dan 3,740, 3,802, 3,808, 3,829 ve

3,889'a yükselmiştir. Tüm buharlaştırıcı sıcaklığı aralıklarında en düşük ve en yüksek STK değerine sahip olan soğutucu akışkanlar sırasıyla R1234yf ve R152a'dır.



Şekil 5.21. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi

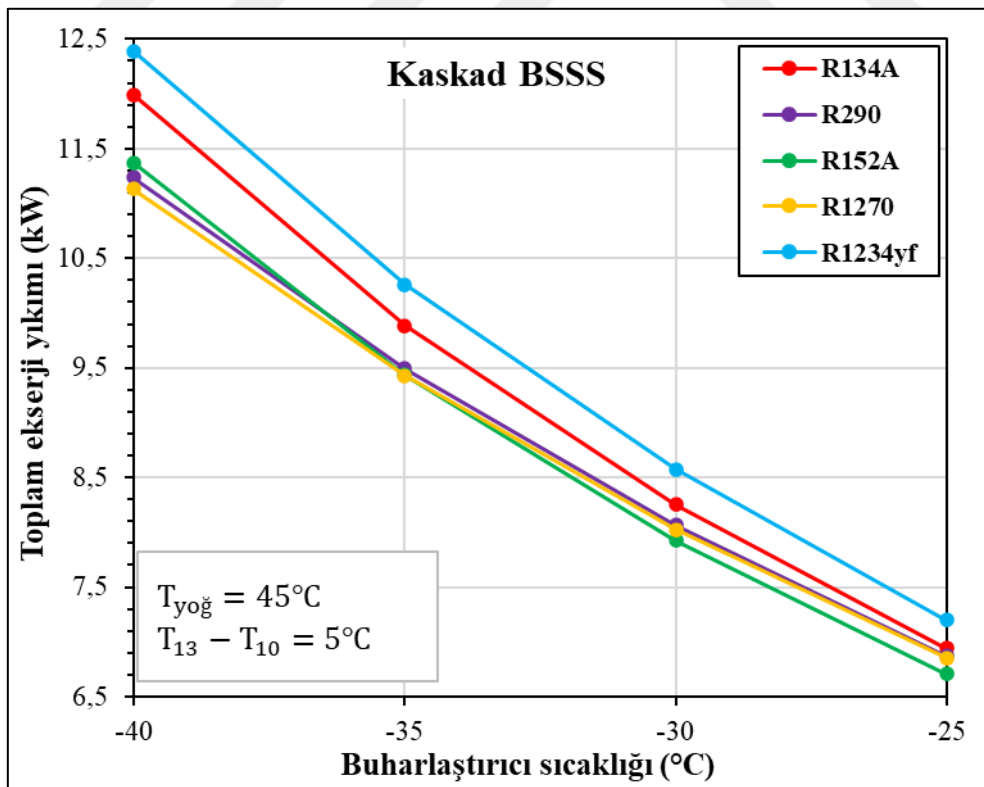
Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait STK değerlerinin iyileşme potansiyelinin ne kadar olduğunu araştırmak için kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı kısmı ile karşılaştırması Şekil 5.21.'de gösterilmiştir ($T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$). Daha öncede açıklandığı üzere ejektörlü soğutma çevrimlerinde buharlaştırıcı ve yoğuşturucu arasındaki sıcaklık farkı açıldıkça STK değerlerinin iyileşme potansiyelini olumlu bir şekilde etkiler. Soğutucu akışkan olarak R1270, R290, R152a, R134a ve R1234yf kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri için STK açısından iyileşme potansiyeli sırasıyla %15,25, %16,19, %16,60, %17,02 ve %18,07'den %17,06, %18,18, %18,64, %19,48 ve %20,84'e yükselmiştir.

Buharlaştırıcı sıcaklık aralıklarında en fazla ve en az STK açısından iyileşme potansiyeline sahip olan soğutucu akışkanlar sırasıyla R1234yf ve R1270'tir.

5.7.3. Kaskad Soğutma Sisteminin Buhar Sıkıştırılmalı Alt Çevrimlerinin Ekserji Analizi Sonuçları

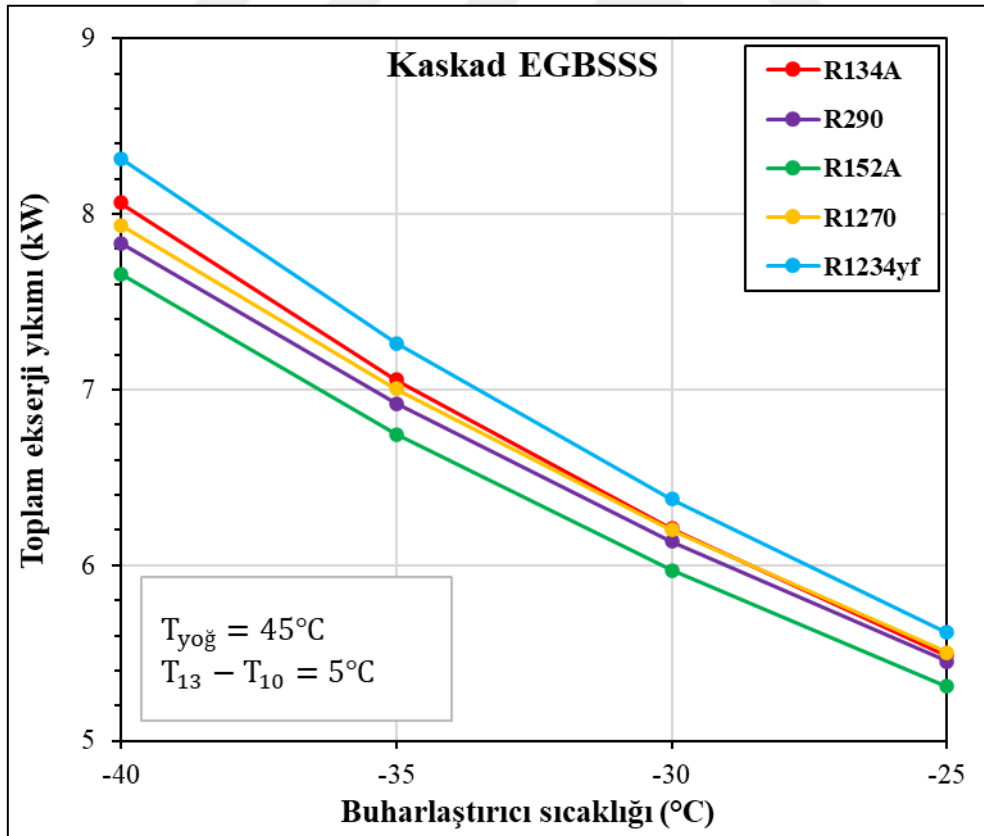
Bu kısımda her iki çevriminde absorpsiyonlu soğutma çevrimi ile ayrı ayrı birleştirilecek şekilde ekserjiye dayalı termodinamik analizi yapılmıştır. Bu yüzden kaskad soğutma sisteminin ejektör ilaveli ve ejektör ilavesiz buhar sıkıştırılmalı alt çevrimlerinin yoğuşturucu sıcaklığı 10°C olarak alınmıştır. Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma çevriminin yoğuşturucu sıcaklığı ve buharlaştırıcı sıcaklığı sırasıyla ise 45°C ve 5°C olarak alınmıştır. Diğer parametrelerin değerleri daha önce verilen Tablo 5.4.'teki gibidir.

Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma çevrimine birleştirilecek şekilde ejektör ilaveli ve ejektör ilavesiz buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinin ekserji analizi için Şekil 5.22.-5.29. oluşturulmuştur.



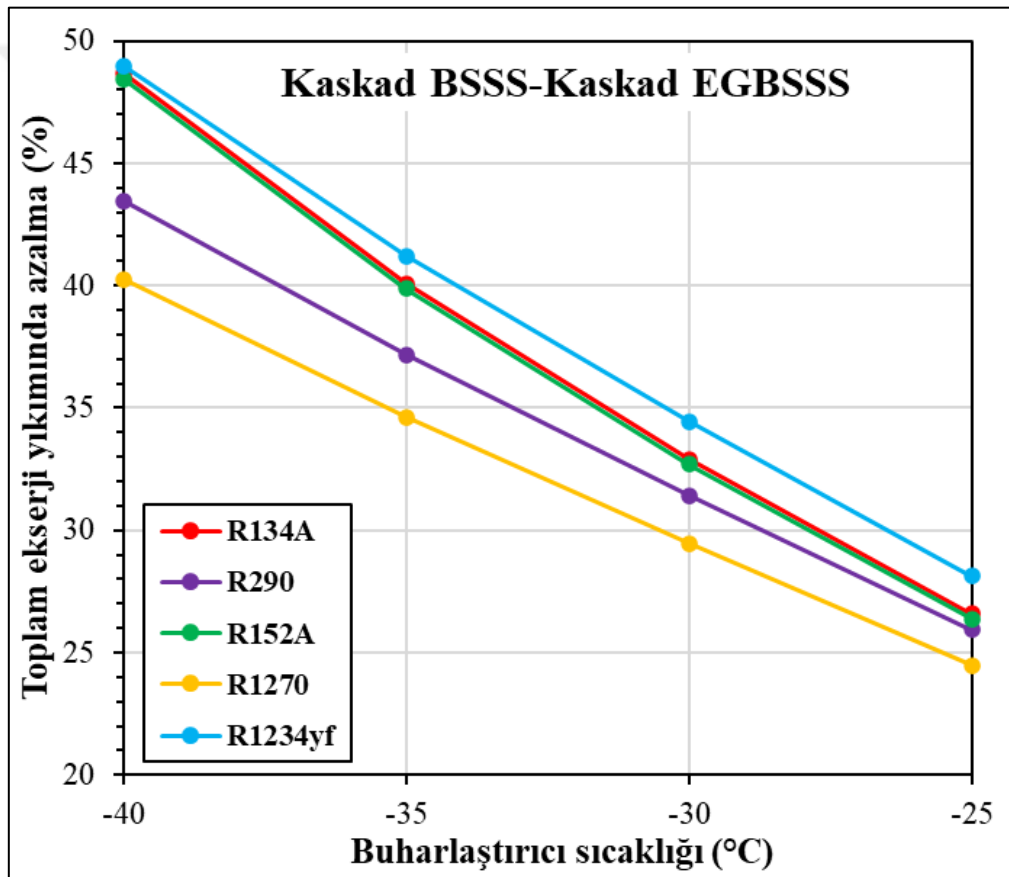
Şekil 5.22. Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.22.'de gösterilmiştir ($T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$). Klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinden daha düşük toplam ekserji yıkım değerlerine sahip olmasının nedeni absorpsiyonlu soğutma çevrimine bağlanması ile buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin yoğunlaştırıcı sıcaklığı 45°C 'den 10°C 'ye düşmesi sonucunda toplam kompresör gücünün daha da azalması ve dolaylı olarak kompresöre ait çevrimin toplam yakıt ekserjinin düşmesinden kaynaklanır. Soğutucu akışkan olarak R1270, R290, R152a, R134a ve R1234yf kullanan kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerleri sırasıyla 11,13 kW, 11,24 kW, 11,37 kW, 11,99 kW ve 12,39 kW'tan 6,85 kW, 6,90 kW, 6,71 kW, 6,94 kW ve 7,20 kW'a düşmüştür. Şekil 5.22.'de görüleceği üzere -40°C ve -25°C 'deki buharlaştırıcı sıcaklığında en düşük toplam ekserji yıkım değerlerine sahip olan soğutucu akışkanlar sırasıyla R1270 ve R152a'dır.



Şekil 5.23. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişleticili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

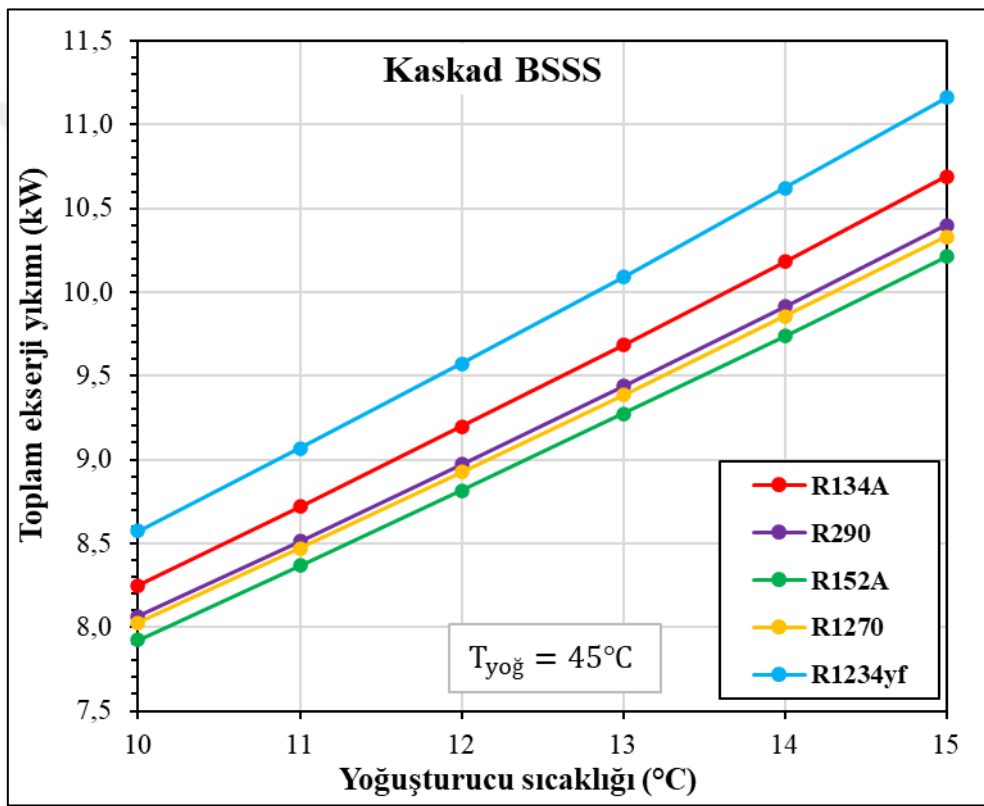
Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.23.'te gösterilmiştir ($T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$). Soğutucu akışkan olarak R152a, R290, R1270, R134a ve R1234yf kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerleri sırasıyla 7,66 kW, 7,84 kW, 7,94 kW, 8,06 kW ve 8,32 kW'tan 5,31 kW, 5,45 kW, 5,51 kW, 5,49 kW ve 5,62 kW'a düşmüştür. Şekil 5.23.'ten görüleceği üzere -40°C ve -25°C 'deki buharlaştırıcı sıcaklığında en düşük toplam ekserji yıkım değerlerine sahip olan soğutucu akışkanlar sırasıyla R152a ve R1234yf'dir.



Şekil 5.24. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi karşılaştırıldığında toplam ekserji yıkım değerleri açısından ne kadar iyi bir iyileşme potansiyeli gösterdiği Şekil 5.24.'te gösterilmiştir ($T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$). Soğutucu

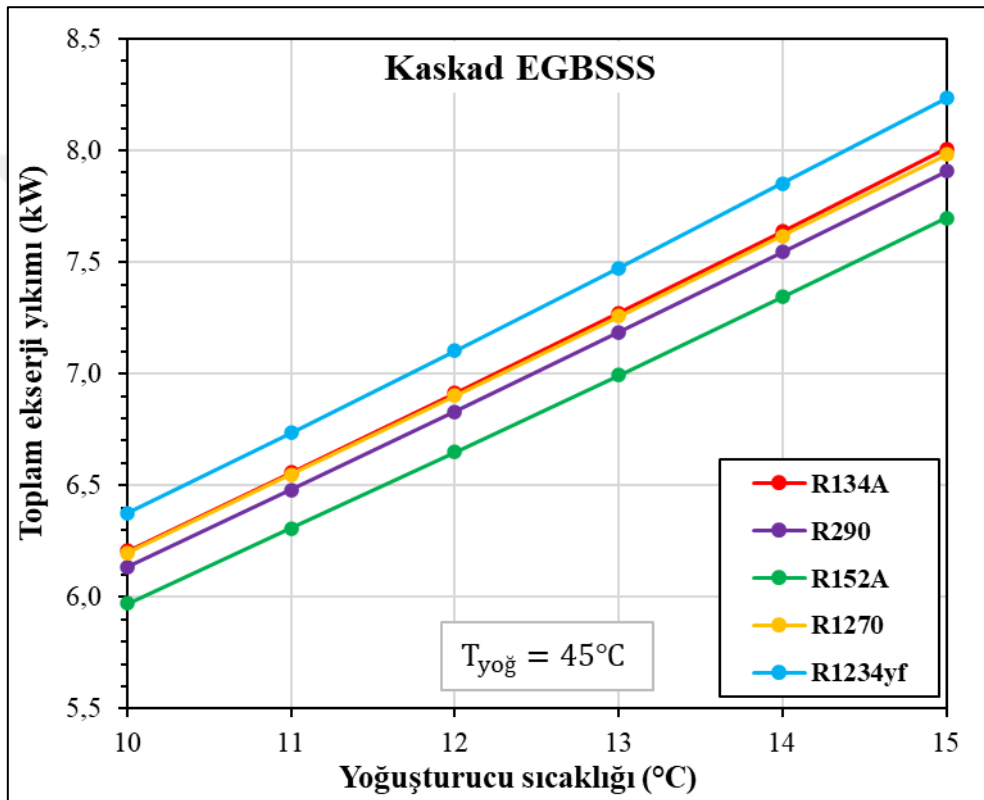
akışkan olarak R1270, R290, R152a, R134a ve R1234yf kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin toplam ekserji yıkım değerleri açısından iyileşme potansiyeli sırasıyla %40,26, %43,46, %48,45, %48,69 ve %48,97'den %24,47, %25,94, %26,39, %26,58 ve %28,14'e düşmüştür. Şekil 5.24.'ten görüleceği üzere buharlaştırıcı sıcaklık aralıklarında en fazla toplam ekserji yıkım açısından iyileşme potansiyeline sahip olan soğutucu akışkan R1234yf'dir. Tüm buharlaştırıcı sıcaklığı aralıklarında en az toplam ekserji yıkım açısından iyileşme potansiyeline sahip olan soğutucu akışkan ise R1270'dir.



Şekil 5.25. Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı kısmına ait toplam ekserji yıkım değerlerinin yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı kısmına ait toplam ekserji yıkım değerlerinin yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.25.'te gösterilmiştir ($T_{yoğ,abs}=45^{\circ}C$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}C$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}C$). Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça doyma basıncı da paralel olarak artış gösterir ve kompresörün tahliye sıcaklığında artış meydana gelir. Böylece çevrimin kompresör gücü ve dolaylı olarak kompresöre ait toplam yakıt ekserjisinin artmasından kaynaklı tüm soğutucu akışkanlar için çevrimin toplam ekserji

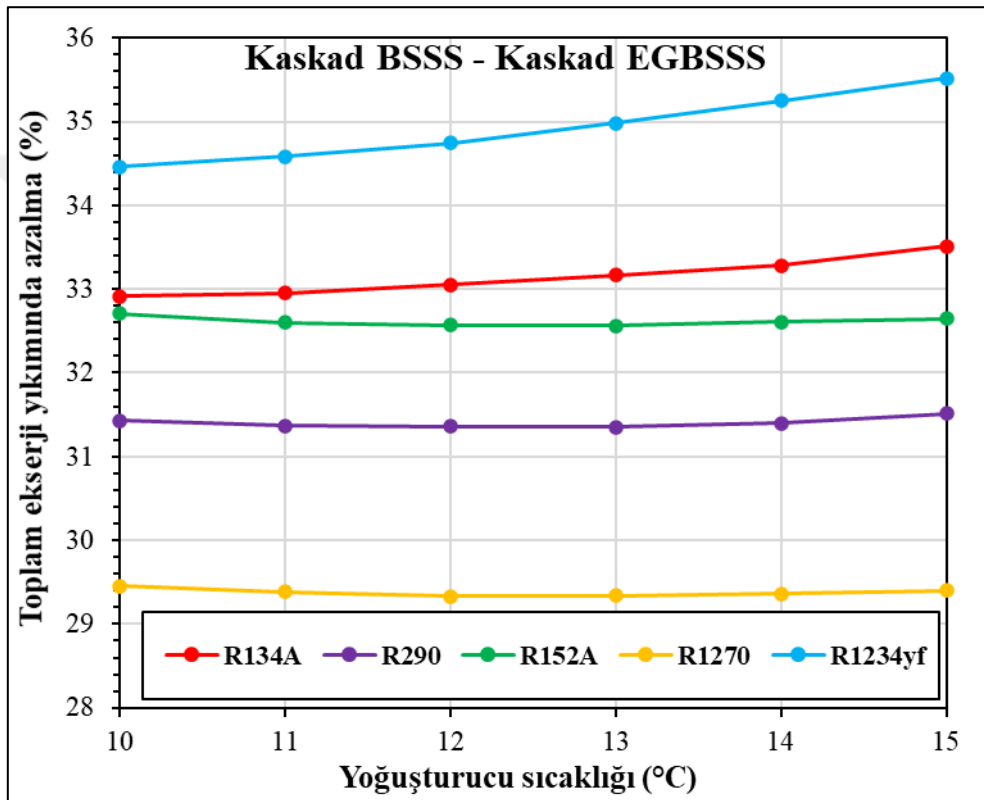
yıkım değerlerinde de artış meydana gelir. Soğutucu akışkan olarak R152a, R1270, R290, R134a ve R1234yf kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerine ait toplam ekserji yıkım değerleri sırasıyla 7,92 kW, 8,03 kW, 8,06 kW, 8,25 kW ve 8,57 kW'tan 10,21 kW, 10,33 kW, 10,40 kW, 10,69 kW ve 11,16 kW'a yükselmiştir. Şekil 5.25.'ten görüleceği üzere tüm yoğuşturucu sıcaklık aralıklarında en düşük ve en yüksek toplam ekserji yıkım değerine sahip olan soğutucu akışkanlar sırasıyla R152a ve R1234yf'dir.



Şekil 5.26. Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.26.'da gösterilmiştir ($T_{yoğ,abs}=45^{\circ}C$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}C$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}C$). Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça doyma basıncı da paralel olarak artış gösterir ve ana kompresörün tahliye sıcaklığında artış meydana gelir. Böylece çevrimin ana kompresör ve buster kompresör güçleri ve dolaylı olarak ana kompresöre ve buster kompresöre ait toplam yakıt ekserjisinin artmasından kaynaklı tüm soğutucu akışkanlar için çevrimlerin toplam ekserji yıkım

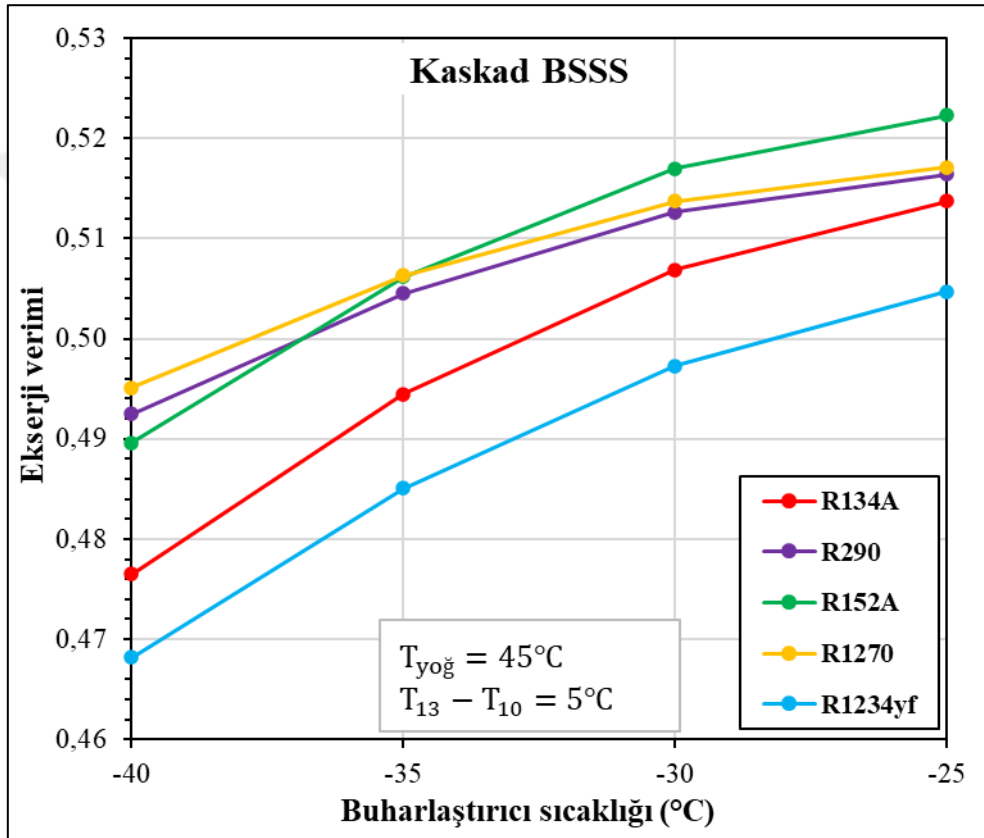
değerlerinde de artış meydana gelir. Soğutucu akışkan olarak R152a, R290, R1270 R134a ve R1234yf kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerine ait toplam ekserji yıkım değerleri sırasıyla 5,97 kW, 6,14 kW, 6,20 kW, 6,21 kW, 6,38 kW'tan 7,70 kW, 7,91 kW, 7,98 kW, 8,01 kW ve 8,24 kW'a yükselmiştir. Şekil 5.26.'dan görüleceği üzere tüm yoğuşturucu sıcaklık aralıklarında en düşük ve en yüksek toplam ekserji yıkım değerine sahip olan soğutucu akışkanlar sırasıyla R152a ve R1234yf'dir.



Şekil 5.27. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin yoğuşturucu sıcaklığı ile iyileşme potansiyeli

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin iyileşme potansiyelinin ne kadar olduğunu araştırmak için kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırma soğutma çevrimi ile karşılaştırması Şekil 5.27.'de gösterilmiştir ($T_{\text{yoğ,abs}}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{\text{buh}}=-30^{\circ}\text{C}$). Soğutucu akışkan olarak R290, R134a ve R1234yf kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevrimi için toplam ekserji yıkımı açısından iyileşme potansiyeli sırasıyla, %31,43, %32,91 ve %34,46'dan %31,51,

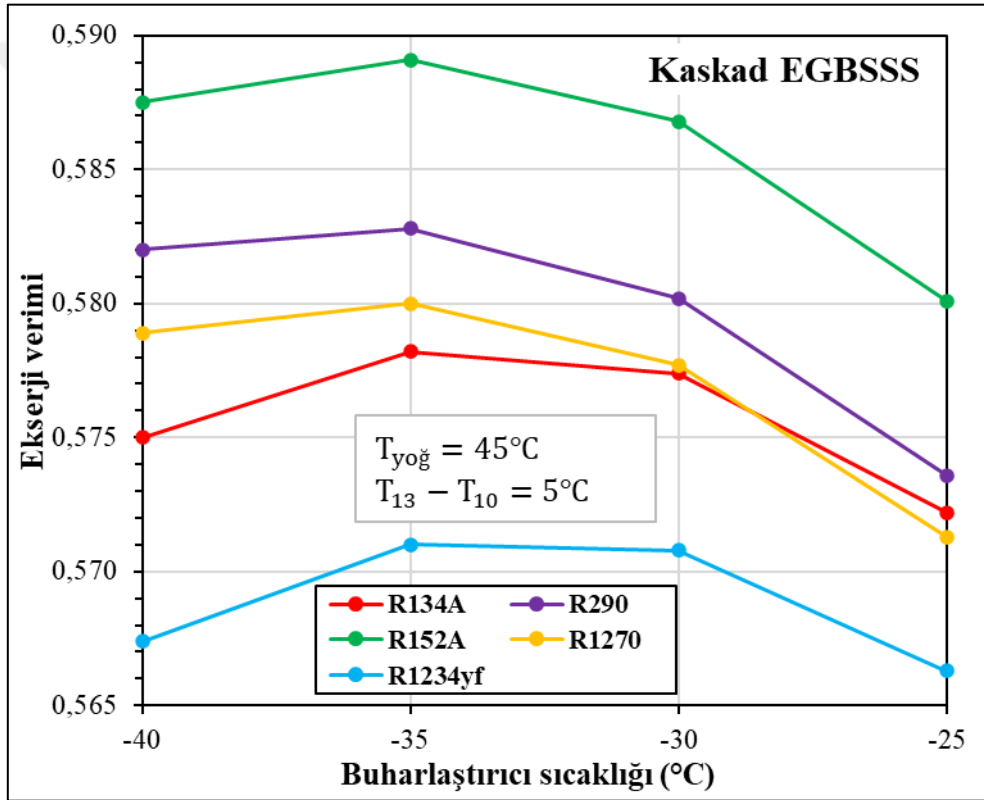
%33,51 ve %35,52'ye yükselmiştir. Fakat R1270 ve R152a için aynı durum söz konusu olmayıp iyileşme potansiyeli sırasıyla %29,45 ve %32,71'den %29,40 ve %32,65'e düşmüştür. Şekil 5.27.'den görüleceği üzere yoğunlaştırıcı sıcaklığı aralıklarında toplam ekserji yıkım açısından en fazla iyileşme potansiyeline sahip olan soğutucu akışkan R1234yf'dir. Ancak Şekil 5.26.'da da görüleceği üzere R1234yf kullanan hem ejektör ilaveli hem de ejektör ilavesiz buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin kullanımında en yüksek toplam ekserji yıkımına sahiptir.



Şekil 5.28. Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ait ekserji verim değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ait ekserji verim değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.28.'de gösterilmiştir ($T_{buh,kaskad}=5^{\circ}C$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}C$ ve $T_{yoğ,abs}=45^{\circ}C$). Kompresör ile ilişkili çevrimin toplam yakıt ekserjisi buharlaştırıcı sıcaklığı ile birlikte belli bir noktaya kadar azalma ve artma eğilimi gösterir. Fakat, çevrimin soğutma kapasitesi sabit olduğu için buharlaştırıcı ile ilişkili çevrimin toplam ürün ekserjisinde herhangi bir değişim olmaz. R290, R1270 ve R152a soğutucu akışkanlarını kullanan çevrimlerin ekserji verimleri incelenen

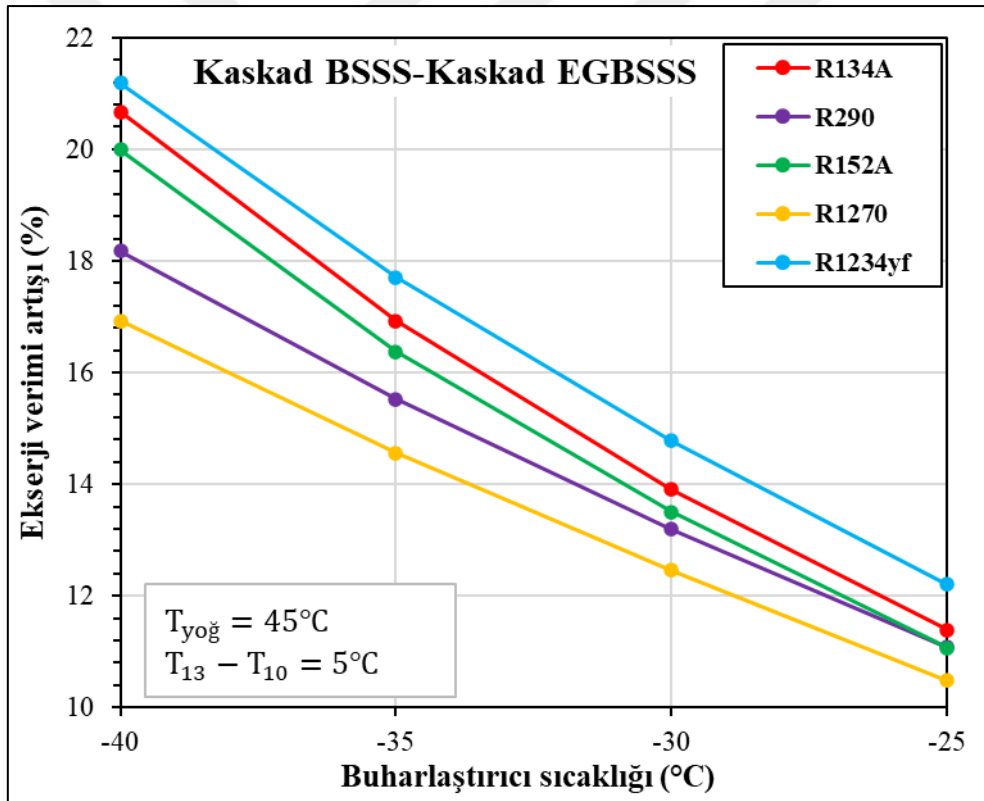
buharlaştırıcı sıcaklık aralıklarında maksimum bir değere ulaşmaktadır. Bunun sebebi, optimum buharlaştırıcı sıcaklığında toplam yakıt ekserjisinin minimum olmasından kaynaklanmaktadır. Fakat diğer soğutucu akışkanları kullanan çevrimler için böyle bir durum söz konusu değildir. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, R134a, R152a, R290 ve R1270 kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz soğutma çevrimlerinin ekserji verim değerleri sırasıyla 0,4682, 0,4765, 0,4896, 0,4925 ve 0,4951'den 0,5047, 0,5137, 0,5223, 0,5164 ve 0,5171'e yükselmiştir. Şekil 5.28.'den görüleceği üzere tüm buharlaştırıcı sıcaklığı aralığında en düşük ekserji verim değerine sahip olan soğutucu akışkan R1234yf'dir.



Şekil 5.29. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine ait ekserji verim değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Buharlaştırıcı sıcaklığı ile ekserji verim değerlerinin değişimi kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırımlı kısmı için Şekil 5.29.'da gösterilmiştir ($T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$). Ana kompresör ve buster kompresör ile ilişkili çevrimin toplam yakıt ekserjisi buharlaştırıcı sıcaklığı ile birlikte belli bir noktaya kadar azalma ve artma eğilimi gösterir. Fakat, çevrimin soğutma kapasitesi sabit olduğu için buharlaştırıcı ile ilişkili çevrimin toplam ürün ekserjisinde herhangi bir

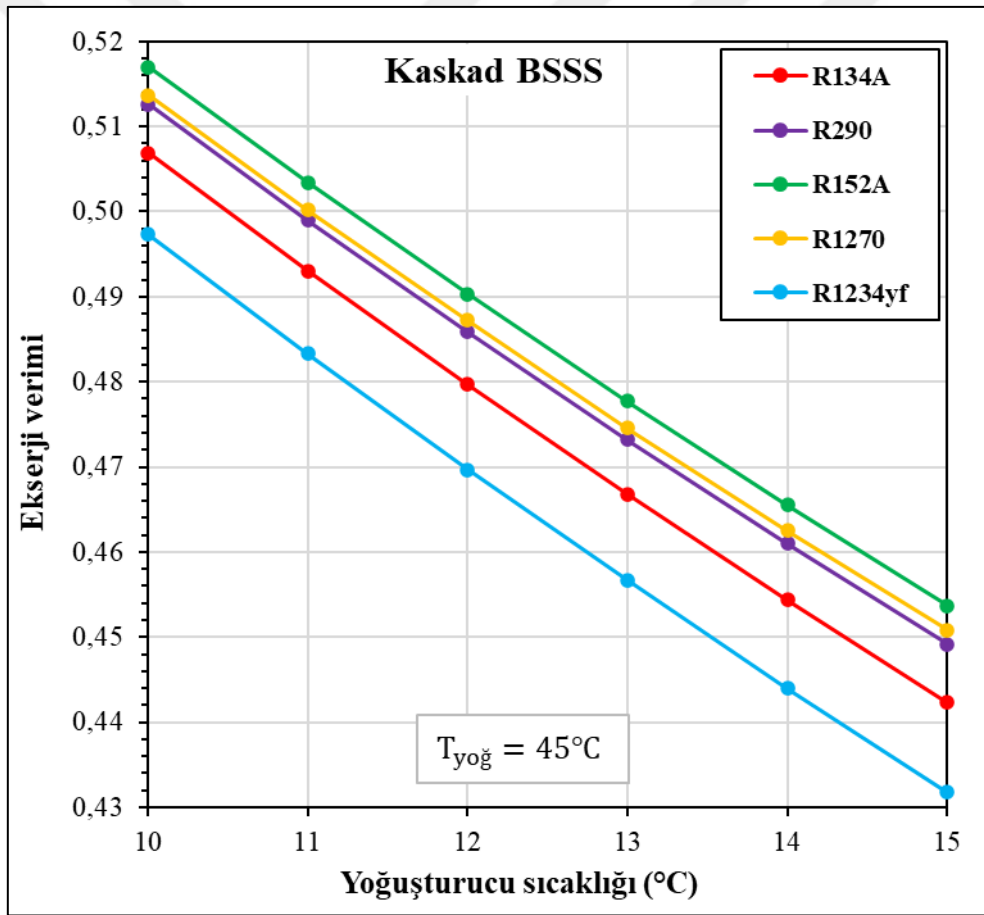
değişim olmamaktadır. Şekil 5.29.'dan görüleceği üzere, tüm soğutucu akışkanlar için çevrimlerin ekserji verim değerleri, optimum buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen maksimum bir değere ulaşip daha sonra tekrar azalmaktadır. Bunun sebebi ise optimum buharlaştırıcı sıcaklığında toplam yakıt ekserjisinin minimum olmasıdır. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, R134a, R1270, R290 ve R152a kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz soğutma çevrimlerinin ekserji verim değerleri sırasıyla 0,5674, 0,5750, 0,5789, 0,5820 ve 0,5875'ten 0,5663, 0,5722, 0,5713, 0,5736 ve 0,5801'e yükselmiştir. İncelenen tüm buharlaştırıcı sıcaklığı aralıklarında en düşük ekserji verim değerlerine sahip olan soğutucu akışkan R1234yf'dir. 35°C'deki optimum buharlaştırıcı sıcaklığında ise en yüksek ekserji verim değerine (0,5891) sahip olan soğutucu akışkan R152a'dır.



Şekil 5.30. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait toplam ekserji yıkım değerlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile iyileşme potansiyeli

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait ekserji verim değerlerinin iyileşme potansiyelinin ne kadar olduğunu araştırmak için kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile karşılaştırması Şekil

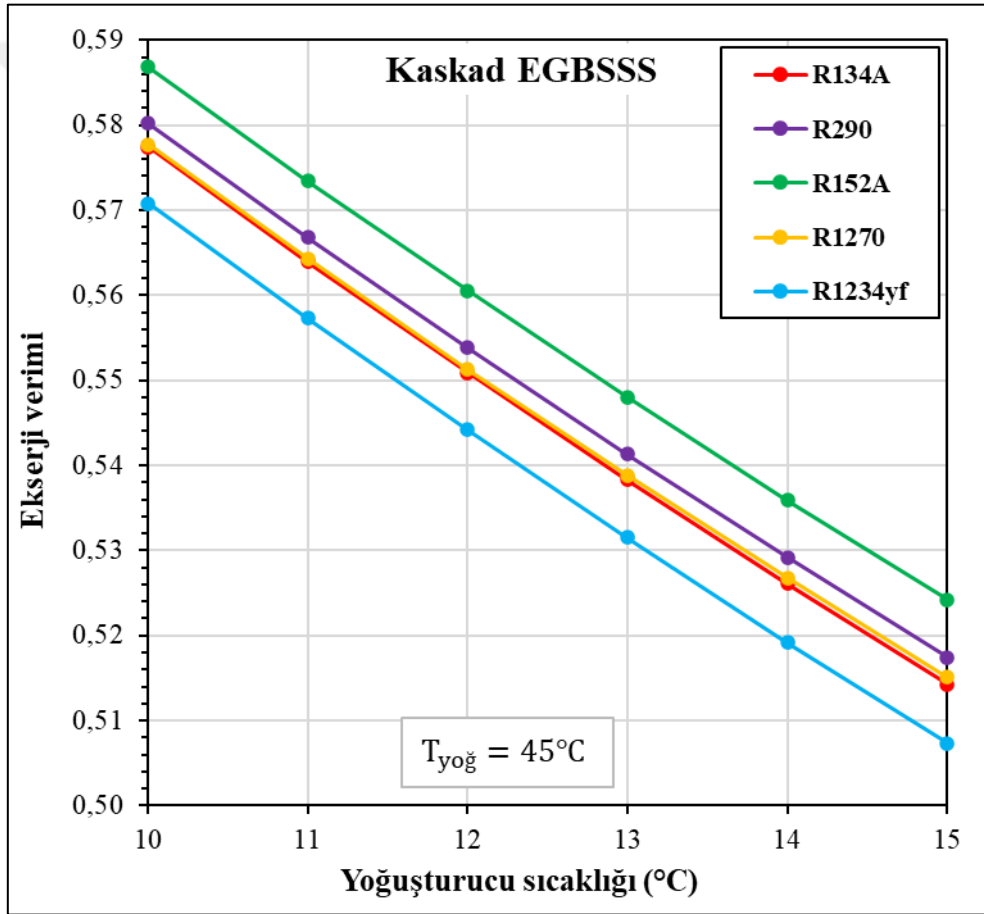
5.30.'da gösterilmiştir ($T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$). Soğutucu akışkan olarak R1270, R290, R152a, R134a ve R1234yf kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi için ekserji verim değerleri açısından iyileşme potansiyeli sırasıyla %16,93, %18,17, %20, %20,67 ve %21,19'dan %10,48, %11,08, %11,07, %11,39 ve %12,21'e düşmüştür. Şekil 5.24.'ten görüleceği üzere tüm buharlaştırıcı sıcaklığı aralığında en düşük ekserji verim değeri artışına sahip olan soğutucu akışkan olarak R1270 kullanan çevrim iken en yüksek ekserji verim değeri artışına sahip olan soğutucu akışkan olarak R1234yf kullanan çevrimdir. Görüleceği üzere yoğusturucu sıcaklığı ile buharlaştırıcı sıcaklığı birbirinden ne kadar uzaklaşırsa çevrimin iyileşme potansiyeli o kadar azalmaktadır.



Şekil 5.31. Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ait ekserji verim değerlerinin yoğusturucu sıcaklığı ile değişimi

Kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ait ekserji veriminin yoğusturucu sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.31.'de gösterilmiştir. Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin yoğusturucu sıcaklığı

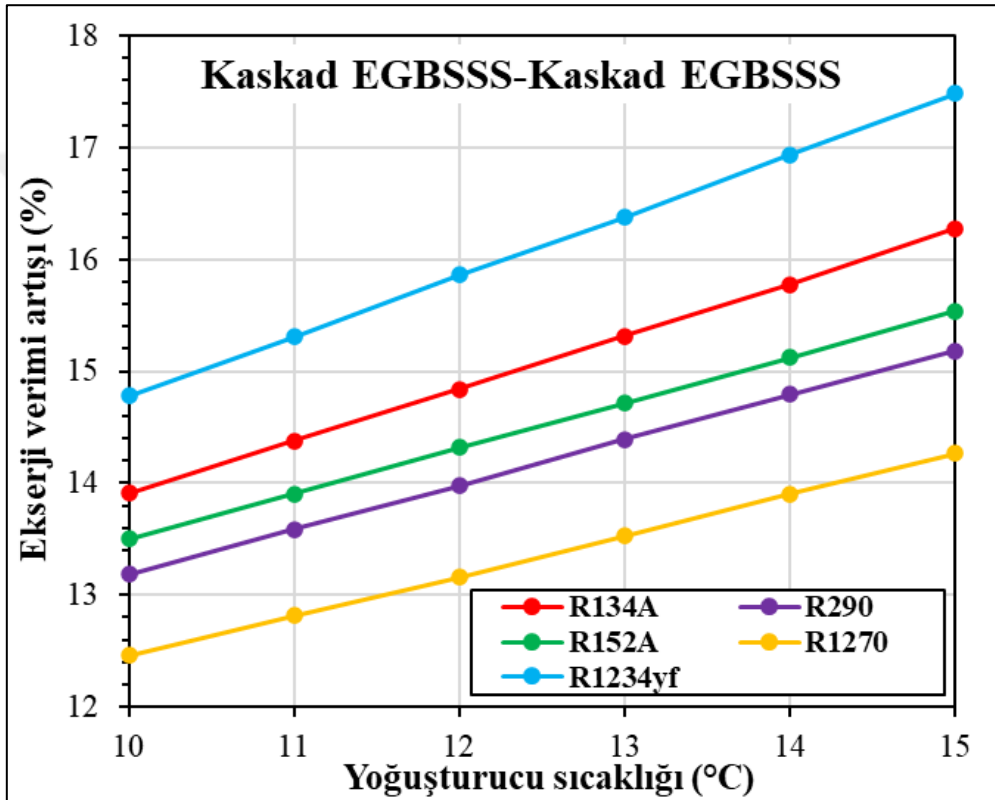
artış gösterdikçe doyma basıncı da artış gösterir ve kompresörün tahliye sıcaklığını etkiler. Bu, kompresör ile ilişkili toplam yakıt ekserjisini arttırdığı için çevrimin ekserji verimi yoğusturucu sıcaklığı ile azalım eğilimindedir. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, R134a, R290, R1270 ve R152a kullanan kaskad soğutma sistemlerinin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerine ait ekserji verim değerleri sırasıyla 0,4973, 0,5069, 0,5126, 0,5137 ve 0,5170'ten 0,4318, 0,4423, 0,4492, 0,4508 ve 0,4537'ye düşmüştür. Şekil 5.31.'den görüleceği üzere tüm yoğusturucu sıcaklık aralıklarında en düşük ve en yüksek ekserji verim değerine sahip olan soğutucu akışkanlar olarak sırasıyla R1234yf ve R152a kullanan çevrimlerdir.



Şekil 5.32. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişleticili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ait ekserji verim değerlerinin yoğusturucu sıcaklığı ile değişimi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişleticili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ait ekserji verim değerlerinin yoğusturucu sıcaklığı ile değişimi Şekil 5.32.'de gösterilmiştir ($T_{yoğ,abs}=45^{\circ}C$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}C$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}C$). Ekserji veriminin değişimi Şekil 5.31.'de görülmektedir. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, R134a, R1270, R290 ve R152a

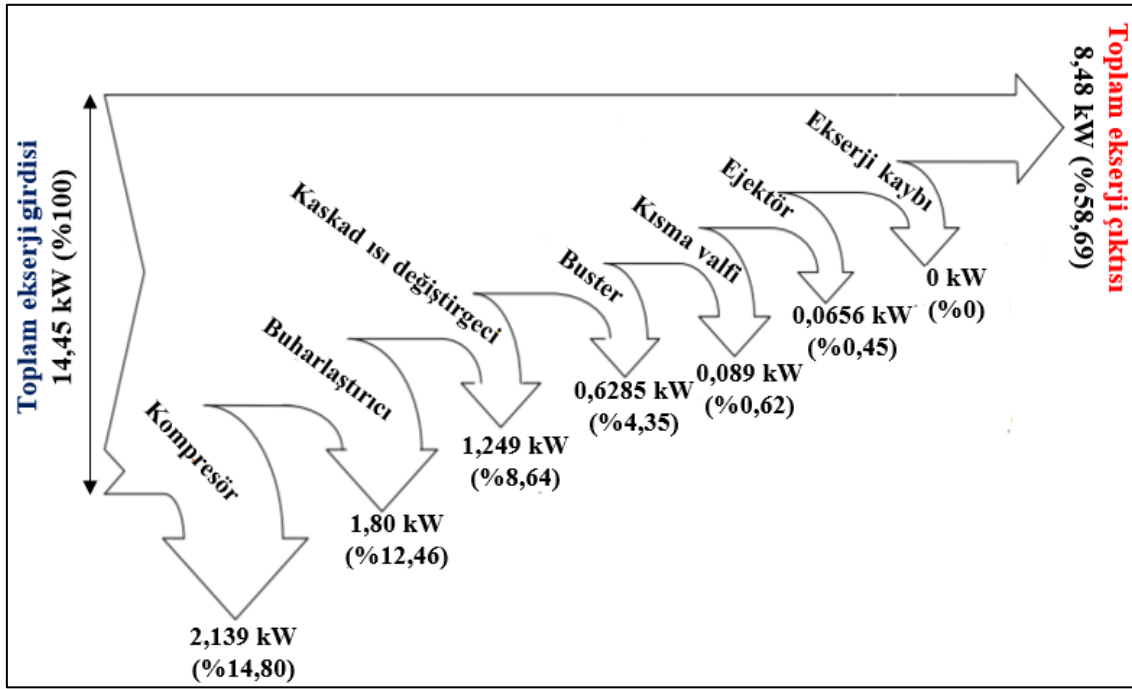
kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait ekserji verim değerleri sırasıyla 0,5708, 0,5774, 0,5777, 0,5802 ve 0,5868'ten 0,5073, 0,5143, 0,5151, 0,5174 ve 0,5242'ye düşmüştür. İncelenen yoğuşturucu sıcaklık aralıklarında R1270 ve R134a soğutucu akışkanını kullanan çevrimler benzer düşük eğilimleri göstermektedir. Şekil 5.32.'de görüleceği üzere tüm yoğuşturucu sıcaklığı aralıklarında en düşük ve en yüksek ekserji verim değerine sahip olan soğutucu akışkanlar olarak sırasıyla R1234yf ve R152a kullanan çevrimlerdir.



Şekil 5.33. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait ekserji verim değerlerinin yoğuşturucu sıcaklığı ile iyileşme potansiyeli

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait ekserji değerlerinin iyileşme potansiyelinin ne kadar olduğunu araştırmak için kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile karşılaştırması Şekil 5.33.'te gösterilmiştir ($T_{\text{yoğ,abs}}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{\text{buh}}=-30^{\circ}\text{C}$). Soğutucu akışkan olarak R1270, R290, R152a, R134a ve R1234yf kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi için ekserji verim değerleri açısından iyileşme potansiyeli sırasıyla %12,46, %13,19, %13,50, %13,91 ve %14,78'den %14,26, %15,18, %15,54, %16,28 ve %17,49'a yükselmiştir. Şekil 5.33.'ten görüleceği üzere tüm

yoğusturucu sıcaklığı aralıklarında en fazla ve en az ekserji verim açısından iyileşme potansiyeline sahip olan soğutucu akışkanlar olarak sırasıyla R1234yf ve R1270 kullanan çevrimlerdir. Ancak R1234yf kullanılan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı çevriminin ekserji verimi diğer soğutucu akışkanlar kullanılan çevrimlerden daha düşük kalmaktadır.



Şekil 5.34. R152a kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi için ekserji akış diyagramı

Yukarıda kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili soğutma alt çevrimi için detaylı olarak enerji ve ekserjiye dayalı olarak termodinamik analizi yapılmıştır. Araştırılan soğutucu akışkanlar arasında kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı soğutma alt çevriminde en iyi termodinamik performans gösteren soğutucu akışkan R152a olduğu için ekserji akış diyagramı olarak nitelendirilen Grassmann diyagramı Şekil 5.34.'te oluşturulmuştur ($T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$). Bu diyagrama göre, toplam ekserji yıkımına en büyük katkıyı ana kompresör yapmaktadır (2,139 kW, %14,80). İkinci en büyük katkı buharlaştırıcıda meydana gelmiştir (1,8 kW, %12,46). En düşük ekserji yıkımı ise ejektörde meydana gelmiştir (0,0656 kW, %0,45). Çevrim elemanlarında meydana gelen toplam ekserji yıkımı çevrimin toplam ekserji çıktısını %41,3 oranında azaltmıştır.

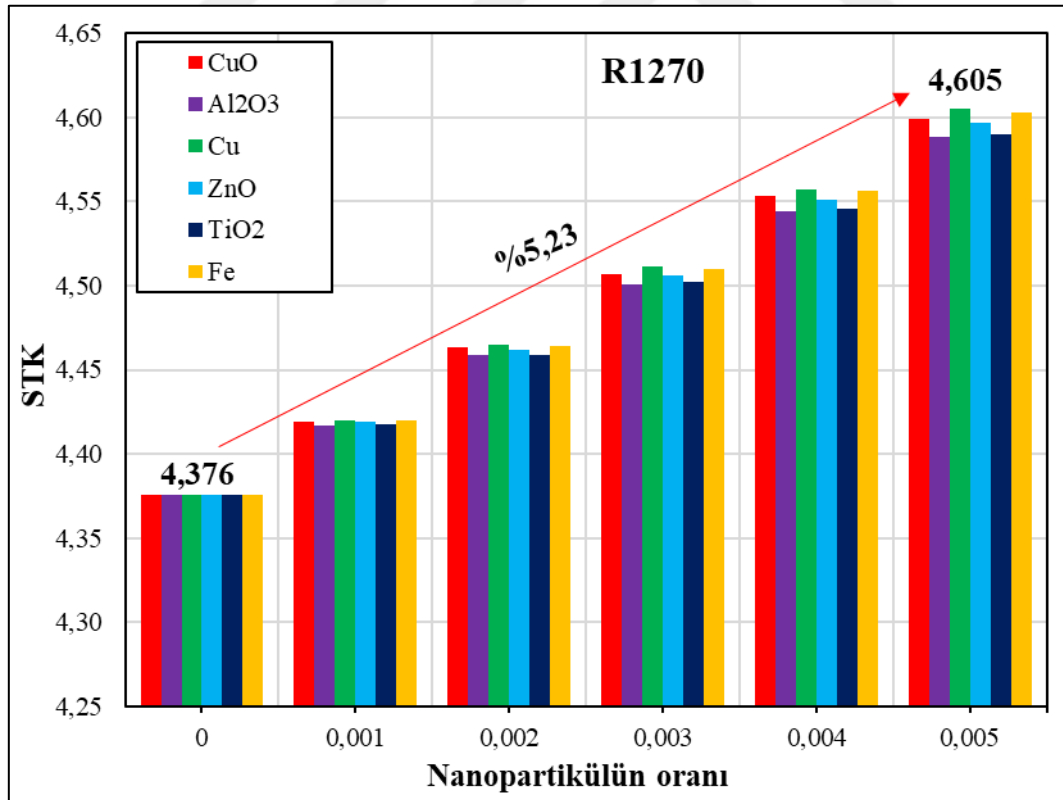
5.7.4. Kaskad Soğutma Sisteminin Nanopartikül Katkılı Soğutucu Akışkan Kullanılan Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevriminin Enerji Analizi Sonuçları

Bu kısımda kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren soğutucu akışkan kullanılan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevriminin enerji analizi yapılmıştır. Termodinamik performans açısından ne kadar iyi bir iyileşme sağladığını gözlemlemek açısından soğutucu akışkana eklenecek nanopartiküller, Cu (bakır), CuO (bakır oksit), Al₂O₃ (alüminyum oksit), ZnO (çinko oksit), TiO₂ (titanyum oksit) ve Fe (demir)'dir. Soğutucu akışkana eklenen nanopartiküllerin oranları %0,1-%0,5 arasındaki aralıklara göre termodinamik analiz yapılmıştır. Soğutucu akışkana eklenecek olan nanopartiküllerin maksimum oranı %0,5 olarak belirlenmiştir ve daha yüksek oranlarda eklenmesi önerilmemiştir. Çünkü soğutucu akışkana eklenecek olan nanoparçacığın oranı %0,5'ten daha fazla olduğu durumlarda, kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevriminin yoğunlaştırıcısından çıkıp ejektörün tahrik lülesine giren soğutucu akışkanın kütleli debisi ile buster kompresörü terkederek emme lülesine girmeye hazırlanan soğutucu akışkanın kütleli debisi birbirine yaklaşmasından dolayı ejektörün sağlıklı bir şekilde çalışmasını zorlaştırması söz konusudur. Diğer taraftan, incelenen ejektörlü soğutma çevrimi absorpsiyonlu soğutma çevrimine kaskad olarak bağlandığı için kaskad ısı değiştiricisinin yoğunlaştırıcı sıcaklığı 45°C'den 10°C'ye düşer ve bu yüzden tahrik akışkanının kütleli debisinde de azalma meydana gelir. Literatürde kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştirici buhar sıkıştırma soğutma çevriminde sirküle eden soğutucu akışkana nanopartikül eklenmesi üzerine ne deneysel ne de teorik çalışmalar olmamasından ötürü sistemde ne gibi sorunlara yol açacağı belirsizdir ve gerçek kaskad soğutma sistemlerinde düzgün bir şekilde çalışması mümkün olmayabilir. Bu yüzden yukarıda baz akışkan olarak soğutucu akışkana maksimum %0,5 oranında nanopartikül eklenmesi uygun olarak görülmüştür. Farklı tiplerde ve miktarlarda nanopartiküllerin baz akışkan olarak soğutucu akışkana eklenmesi sonucunda değişen çevrim performansında iyileşme söz konusudur. Bu iyileşme aşağıdaki şekilde açıklanabilir:

Nanopartiküller, sıvılara veya gazlara kıyasla daha yüksek bir yoğunluk değerine sahiptir. Eklenen farklı tip ve miktardaki nanopartiküllerin yoğunluk değerlerine bağlı olarak elde

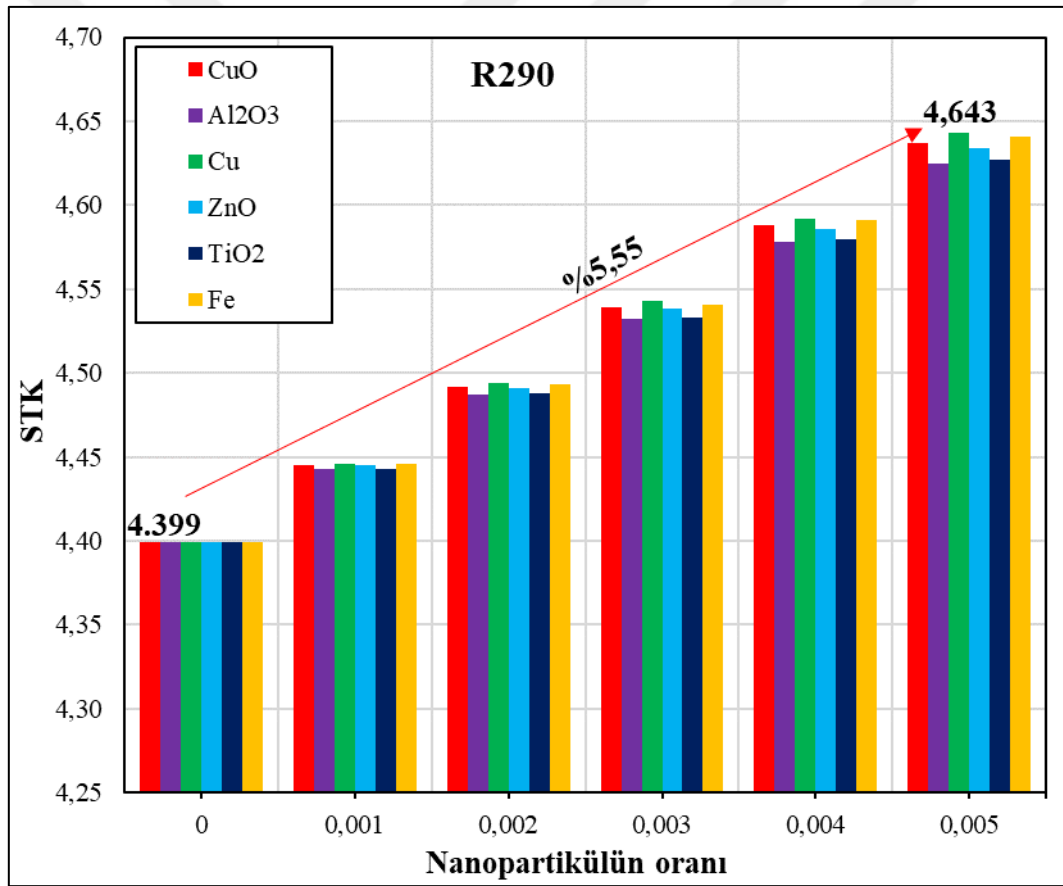
edilen nano soğutucu akışkanın yoğunluğu soğutucu akışkanın yoğunluğuna nazaran artar ve özgül hacmi azalır (Mahbubul ve diğ., 2015; Alawi ve diğ., 2019). Soğutucu akışkanın özgül ısısı, eklenecek olan nanopartiküllerden daha yüksektir. Eklenen farklı tip ve miktardaki nanopartiküllerin özgül ısılarına bağlı olarak elde edilen nano soğutucu akışkanın özgül ısısı soğutucu akışkanın özgül ısısına nazaran azalır (Mahbubul ve diğ., 2015; Alawi ve diğ., 2019). Eklenen farklı tip ve miktardaki nanopartiküllerin ısı iletkenlik değerlerine bağlı olarak elde edilen nano soğutucu akışkanın ısı iletkenliği, soğutucu akışkanın ısı iletkenlik değerine nazaran artar. Bu artışın temel nedeninin nanopartiküllerin Brownian hareketinden kaynaklandığı görüşü mevcuttur (Keblinski ve diğ., 2002; Jang ve Choi, 2004; Mahbubul ve diğ., 2015; Alawi ve diğ., 2019).

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırma soğutma çevriminde farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin soğutucu akışkan olarak R1270, R290, R152a, R134a, R1234yf eklenmesi ile STK üzerinde nasıl bir rol oynadığı Şekil 5.35.-5.39. arasında gösterilmiştir.



Şekil 5.35. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırma soğutma çevriminde R1270 soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin STK üzerindeki etkisi

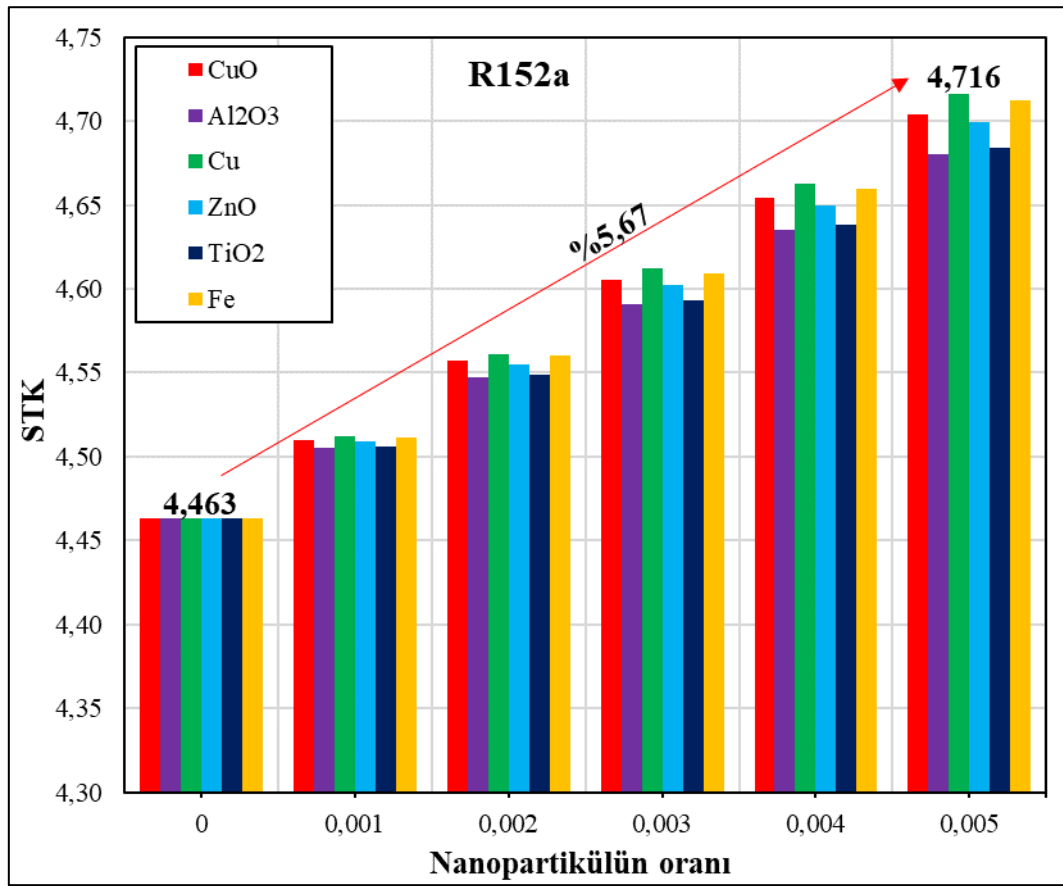
Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma alt çevriminde R1270 soğutucu akışkana eklenen farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların STK üzerindeki etkisi Şekil 5.35.'te gösterilmiştir ($T_{\text{yoğ,abs}}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{yoğ,kaskad}}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{\text{buh}}=-30^{\circ}\text{C}$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R1270 soğutucu akışkanını kullanan alt çevrimin başlangıçtaki STK değeri 4,376 olmaktadır. Nanopartikülün soğutucu akışkan içerisindeki oranı artış gösterdikçe STK değerinde de artış meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu nanoparçacıkları eklendiğinde STK değeri 4,605'e yükselir. Başlangıç durumu ile artış gösteren durum arasındaki fark %5,23 olmaktadır. En düşük artışı ise çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında %4,84 olmuştur.



Şekil 5.36. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma alt çevriminde R290 soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin STK üzerindeki etkisi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma alt çevriminde R290 soğutucu akışkana eklenen farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların STK üzerindeki etkisi Şekil 5.36.'da gösterilmiştir ($T_{\text{yoğ,abs}}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=5^{\circ}\text{C}$,

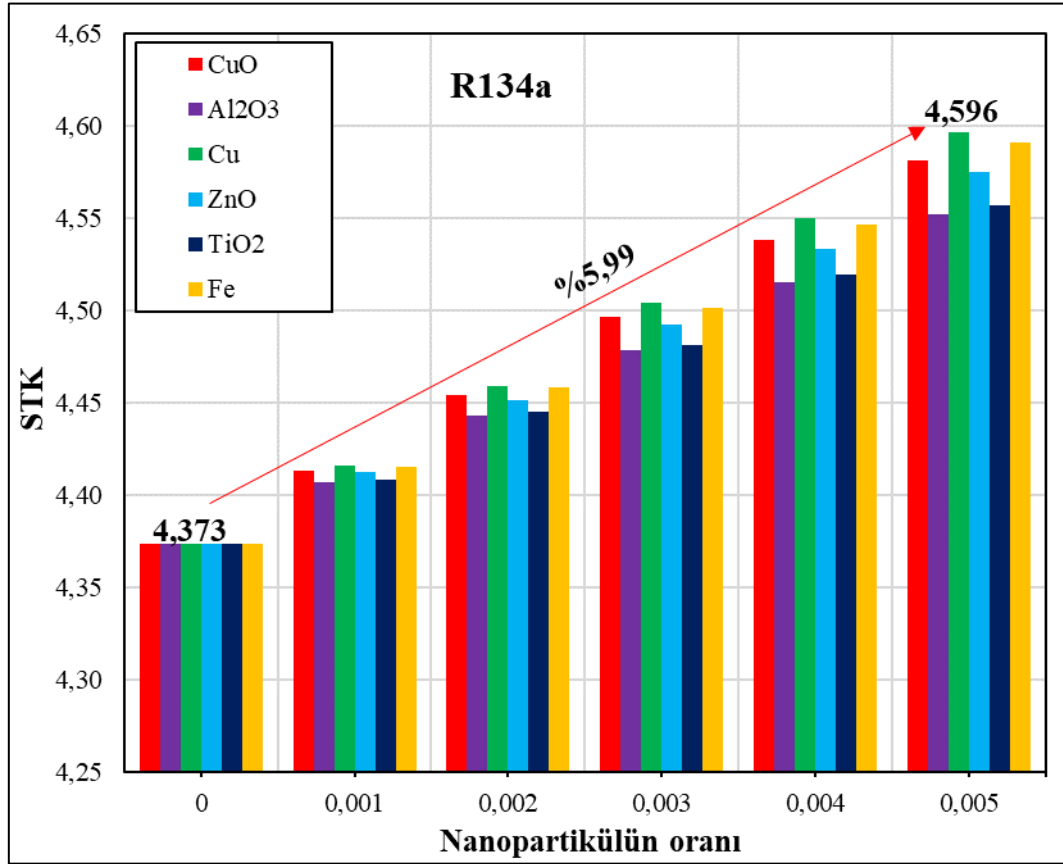
$T_{\text{yoğ,kaskad}}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{\text{buh}}=-30^{\circ}\text{C}$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R290 soğutucu akışkanını kullanan alt çevrimin başlangıçtaki STK değeri 4,399 olmuştur. Nanopartikülün soğutucu akışkan içerisindeki oranı artış gösterdikçe STK değerinde de artış meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu nanoparçacıkları eklendiğinde STK değeri 4,643'e yükselmiştir. Başlangıç durumu ile artış gösteren durum arasındaki fark %5,55 olmaktadır. En düşük artışı ise çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında %5,14 olmuştur.



Şekil 5.37. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma çevriminde R152a soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin STK üzerindeki etkisi

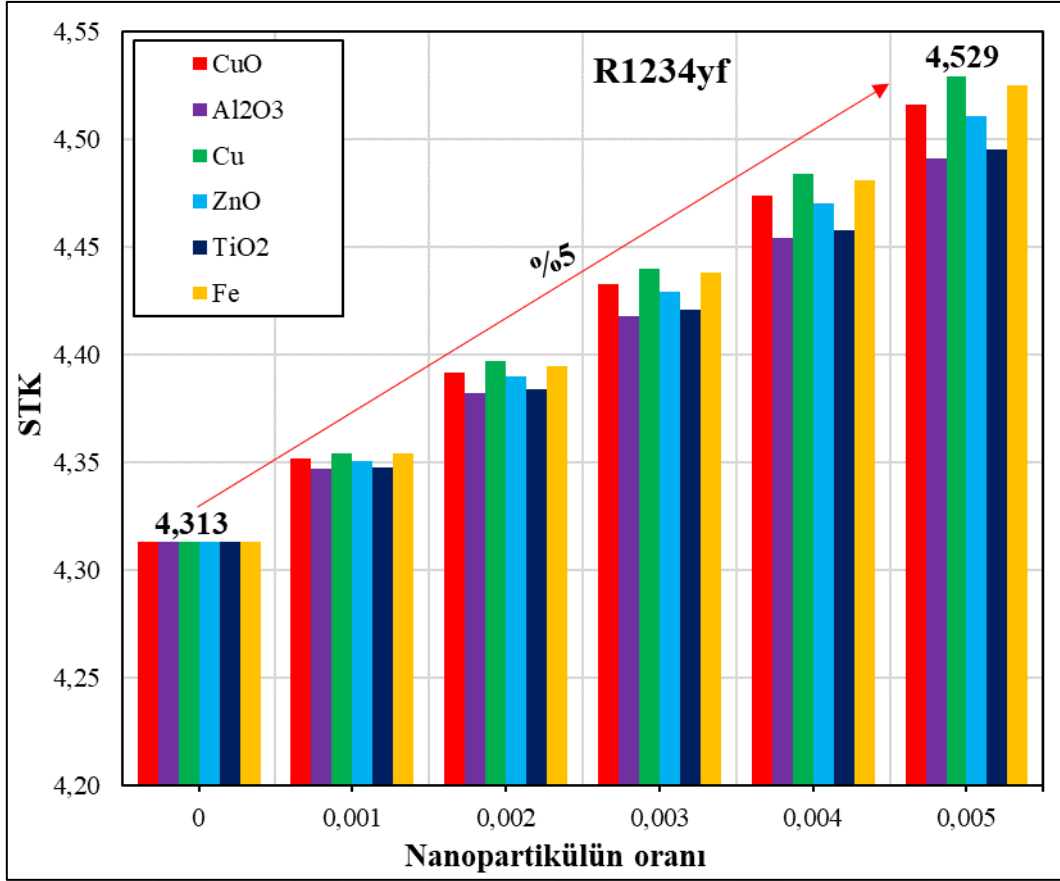
Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma alt çevriminde R152a soğutucu akışkana eklenen farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların STK üzerindeki etkisi Şekil 5.37.'de gösterilmiştir ($T_{\text{yoğ,abs}}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{yoğ,kaskad}}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{\text{buh}}=-30^{\circ}\text{C}$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R152a soğutucu akışkanını kullanan alt çevrimin başlangıçtaki STK değeri 4,463 olmuştur. Nanopartikülün soğutucu akışkan içerisindeki oranı artış gösterdikçe STK değerinde de

artış meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu nanoparçacıkları eklendiğinde STK değeri 4,716'ya yükselmiştir. Başlangıç durumu ile artış gösteren durum arasındaki fark %5,67 olmaktadır. En düşük artışı ise çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında %4,86 olmuştur.



Şekil 5.38. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma çevriminde R134a soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin STK üzerindeki etkisi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma alt çevriminde R134a soğutucu akışkana eklenen farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların STK üzerindeki etkisi Şekil 5.38.'de gösterilmiştir ($T_{yoğ,abs}=45^{\circ}C$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}C$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}C$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}C$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R134a kullanan çevrimin başlangıçtaki STK değeri 4,373 olmuştur. Nanopartikülün soğutucu akışkan içerisindeki oranı artış gösterdikçe STK değerinde de artış meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu nanoparçacıkları eklendiğinde STK değeri 4,596'ya yükselmiştir. Başlangıç durumu ile artış gösteren durum arasındaki fark %5,99 olmaktadır. En düşük artışı ise çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında %4,09 olmuştur.

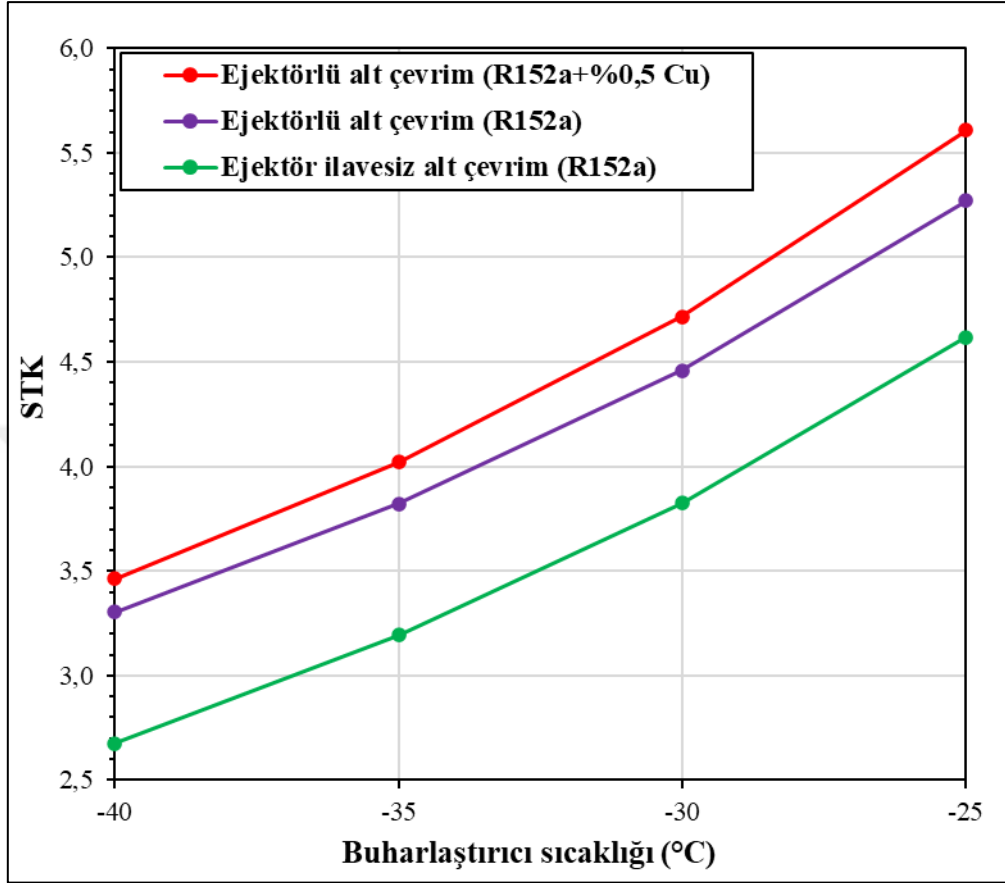


Şekil 5.39. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma çevriminde R1234yf soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin STK üzerindeki etkisi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma alt çevriminde R1234yf soğutucu akışkana eklenen farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların STK üzerindeki etkisi Şekil 5.39.'da gösterilmiştir ($T_{\text{yoğ,abs}}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{yoğ,kaskad}}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{\text{buh}}=-30^{\circ}\text{C}$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R1234yf soğutucu akışkanını kullanan alt çevrimin başlangıçtaki STK değeri 4,313 olmuştur. Nanopartikülün soğutucu akışkan içerisindeki oranı artış gösterdikçe STK değerinde de artış meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu nanoparçacıkları eklendiğinde STK değeri 4,529'a yükselmiştir. Başlangıç durumu ile artış gösteren durum arasındaki fark %5 olmaktadır. En düşük artışı ise çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında %4,13 olmuştur.

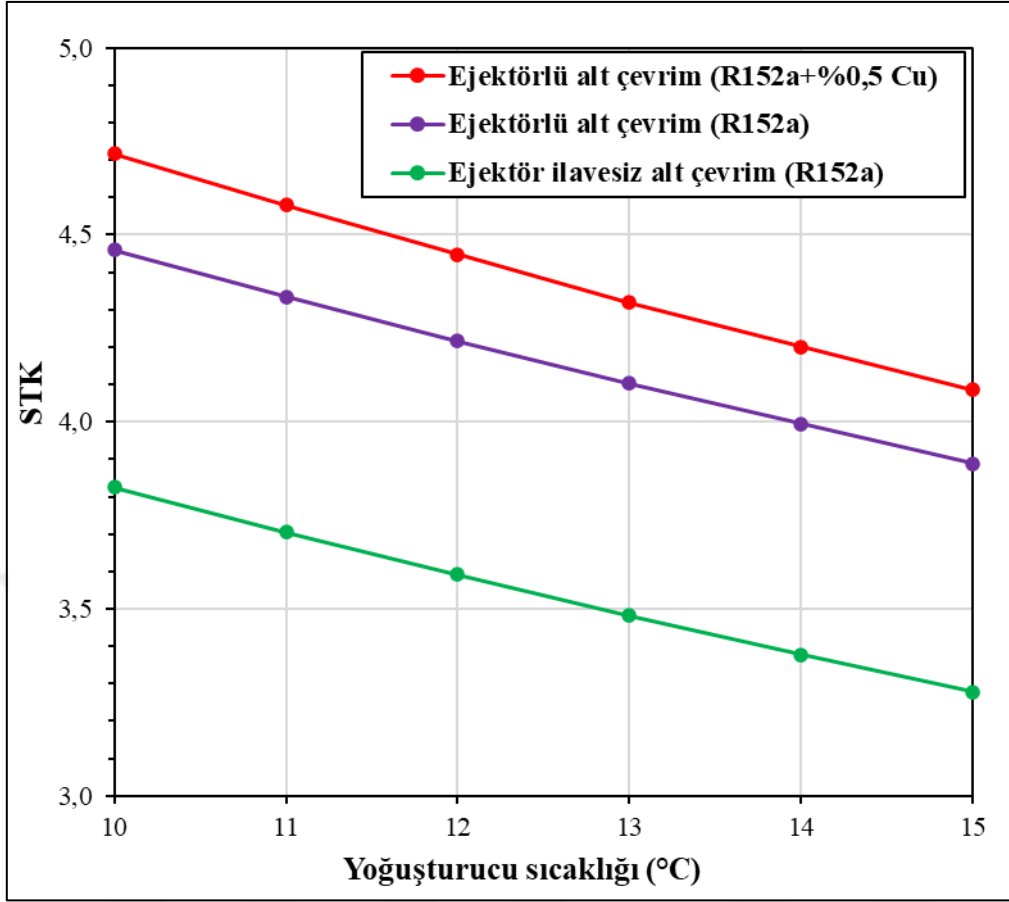
Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilaveli buhar sıkıştırıcı alt çevriminde en performanslı nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan olarak $\text{R152a}+\%0,5$ Cu belirlenmiştir. Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt

çevrimlerin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ve yoğuşturucu sıcaklığı ile STK açısından karşılaştırılması sırasıyla Şekil 5.40. ve Şekil 5.41.'de verilmiştir.



Şekil 5.40. Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile STK açısından karşılaştırılması

Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile STK açısından karşılaştırılması Şekil 5.40.'ta gösterilmiştir ($T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). Artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile tüm buhar sıkıştırırmalı alt çevrimlerin STK değerinde artış meydana gelmiştir. R152 kullanan ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı alt çevrim, R152 kullanan ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı alt çevrim ve nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırırmalı alt çevrimin STK değerleri sırasıyla 2,677, 3,303 ve 3,464'ten 4,619, 5,270 ve 5,607'ye yükselmiştir. Nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırırmalı alt çevrim STK değerindeki artış ise R152a kullanan ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı alt çevrime göre %4,87 ($T_{buh}=-40^{\circ}\text{C}$) ve %6,40 ($T_{buh}=-25^{\circ}\text{C}$) daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.



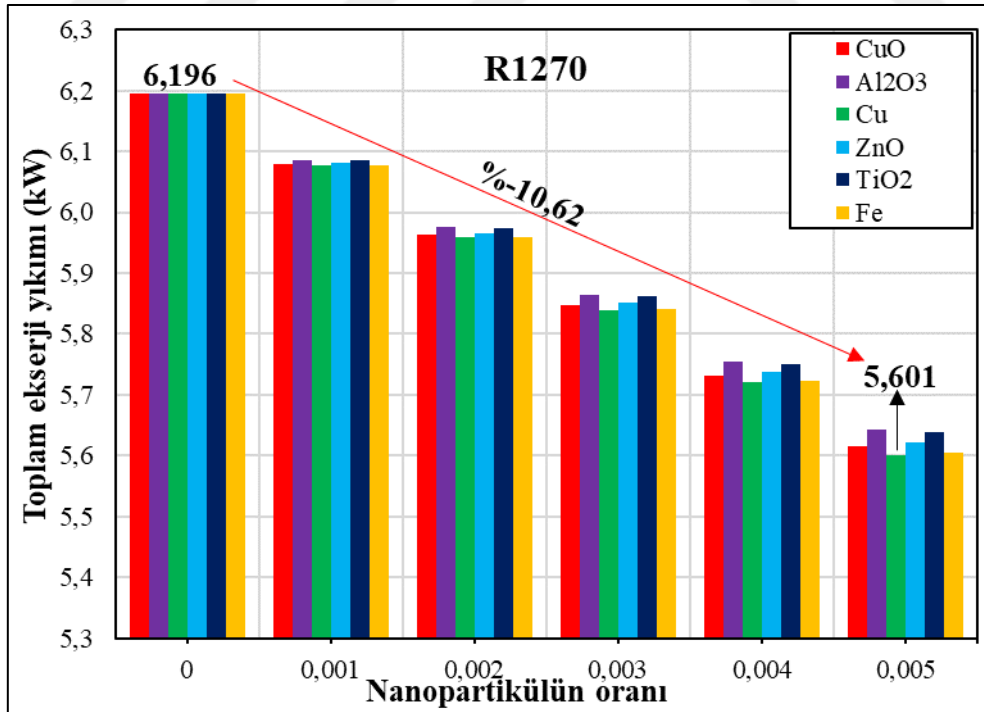
Şekil 5.41. Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen yoğuşturucu sıcaklığı ile STK açısından karşılaştırılması

Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen yoğuşturucu sıcaklığı ile STK açısından karşılaştırılması Şekil 5.41.'de gösterilmiştir ($T_{\text{yoğ,abs}}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{\text{buh}}=-30^{\circ}\text{C}$). Araştırılan tüm buhar sıkıştırılmalı alt çevrimler kaskad soğutma sisteminin ejektör ilaveli ve ejektör ilavesiz soğutma çevrimlerine aittir. Artan yoğuşturucu sıcaklığı ile tüm alt çevrimlerin STK değerinde azalma meydana gelmiştir. R152 kullanan ejektör ilavesiz buhar sıkıştırılmalı alt çevrim, R152 kullanan ejektör ilaveli buhar sıkıştırılmalı alt çevrim ve nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırılmalı alt çevrimin STK değerleri sırasıyla 3,825, 4,460 ve 4,716'dan 3,278, 3,889 ve 4,085'e düşmüştür. Nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırılmalı alt çevrim STK değerindeki artış ise R152a kullanan ejektör ilaveli buhar sıkıştırılmalı alt çevrime göre %5,74 ($T_{\text{yoğ,kaskad}}=10^{\circ}\text{C}$) ve %5,04 ($T_{\text{yoğ,kaskad}}=15^{\circ}\text{C}$) daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

5.7.5. Kaskad Soğutma Sisteminin Nanopartikül Katkılı Soğutucu Akışkan Kullanılan Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevriminin Ekserji Analizi Sonuçları

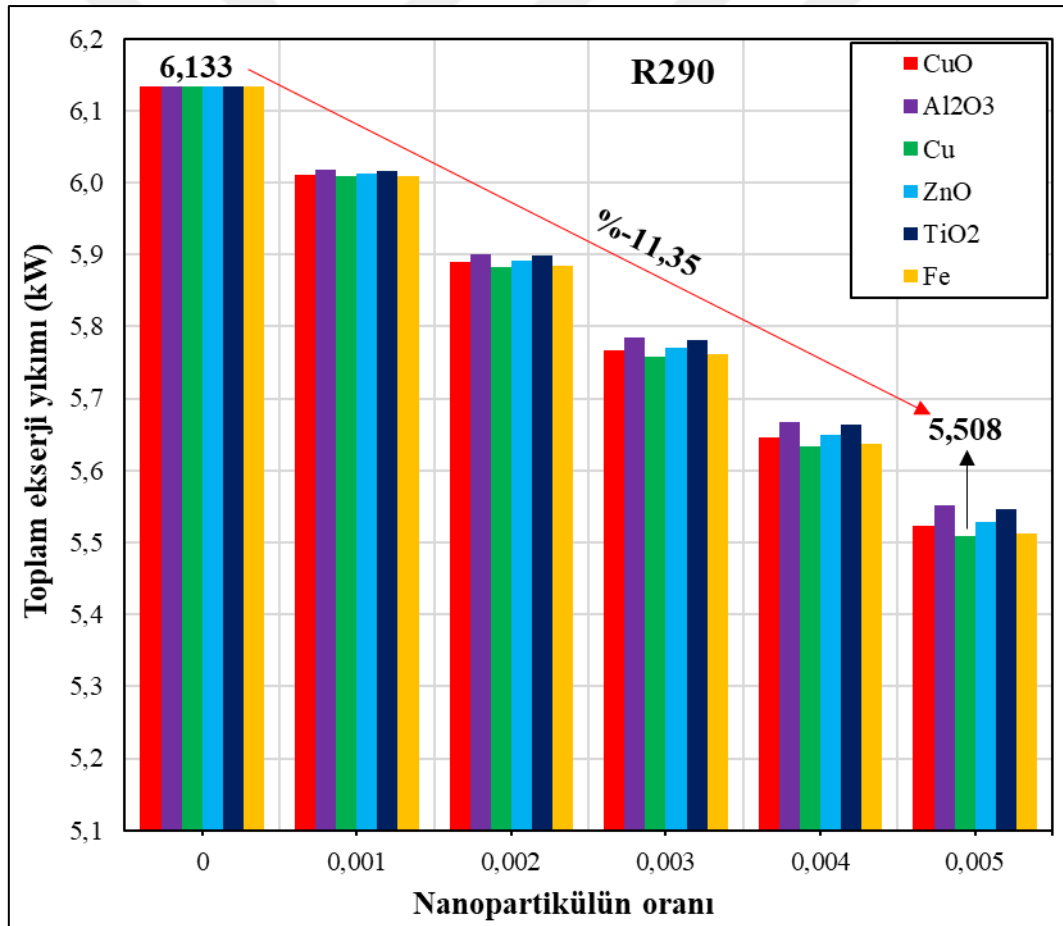
Bu kısımda kaskad soğutma sisteminin nanopartikül katkılı soğutucu akışkan içeren ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevriminin absorpsiyonlu soğutma çevrimi ile birleştirecek şekilde ekserji analizi yapılmıştır. Bu yüzden kaskad soğutma sisteminin ejektör ilaveli buhar sıkıştırma alt çevriminin yoğunlaştırıcı sıcaklığı 10°C olarak alınmıştır. Buhar sıkıştırma alt çevrimin buharlaştırıcı sıcaklığı ise -30°C alınmıştır. Absorpsiyonlu soğutma çevriminin yoğunlaştırıcı sıcaklığı ve buharlaştırıcı sıcaklığı ise sırasıyla 45°C ve 5°C olarak alınmıştır. Diğer parametrelerin değerleri daha önce verilen Tablo 5.4.'te olduğu gibidir.

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevriminde farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin soğutucu akışkan olarak R1270, R290, R152a, R134a, R1234yf eklenmesi ile toplam ekserji yıkımı ve ekserji verimi üzerinde nasıl bir rol oynadığı Şekil 5.42.-5.51. arasında gösterilmiştir.



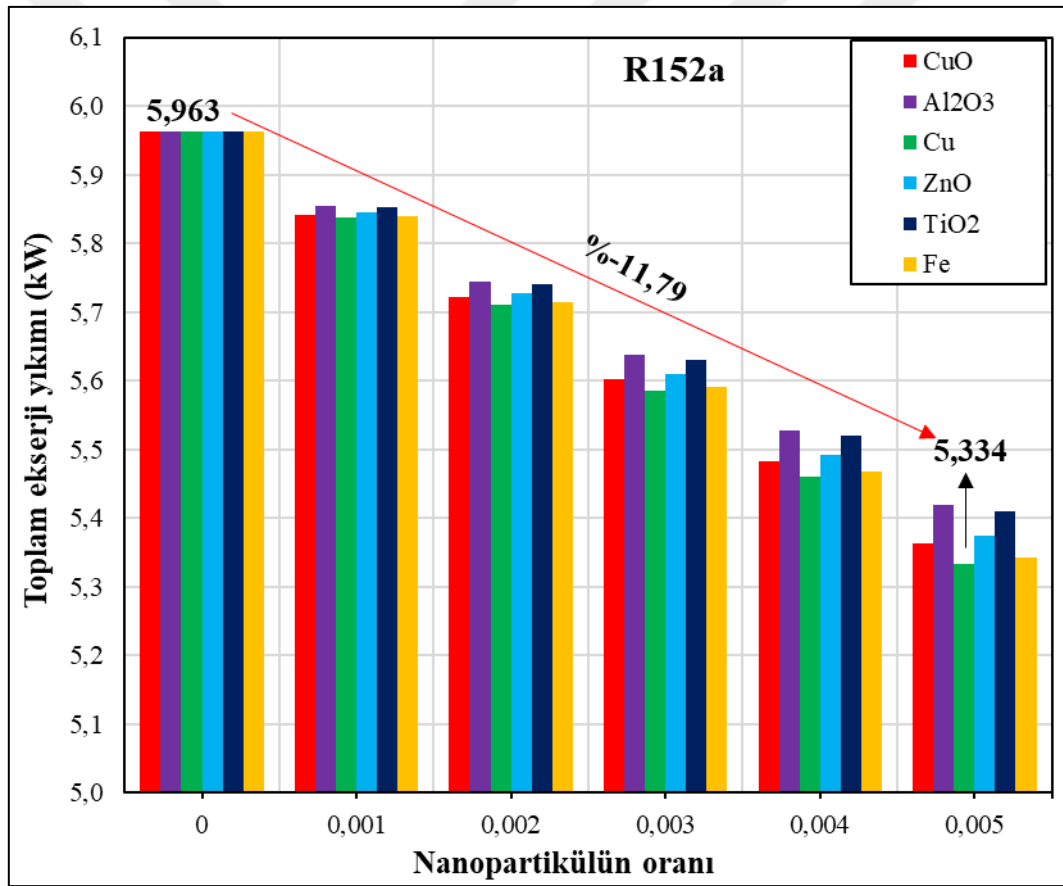
Şekil 5.42. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevriminde R1270 soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişleticili buhar sıkıştırımlı soğutma alt çevriminde R1270 soğutucu akışkana eklenen farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi Şekil 5.42.'de gösterilmiştir ($T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R1270 soğutucu akışkanını kullanan alt çevrimin başlangıçtaki toplam ekserji yıkım değeri 6,196 kW olmaktadır. Nanopartikülün soğutucu akışkan içerisindeki oranı artış gösterdikçe toplam ekserji yıkım değerinde azalma meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu nanoparçacıkları eklendiğinde toplam ekserji yıkım değeri 5,601 kW'a azalmaktadır. Başlangıç durumu ile artış gösteren durum arasındaki fark -%10,62 olmaktadır. En düşük azalma ise çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında -%9,78 olmuştur.



Şekil 5.43. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişleticili buhar sıkıştırımlı soğutma alt çevriminde R290 soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi

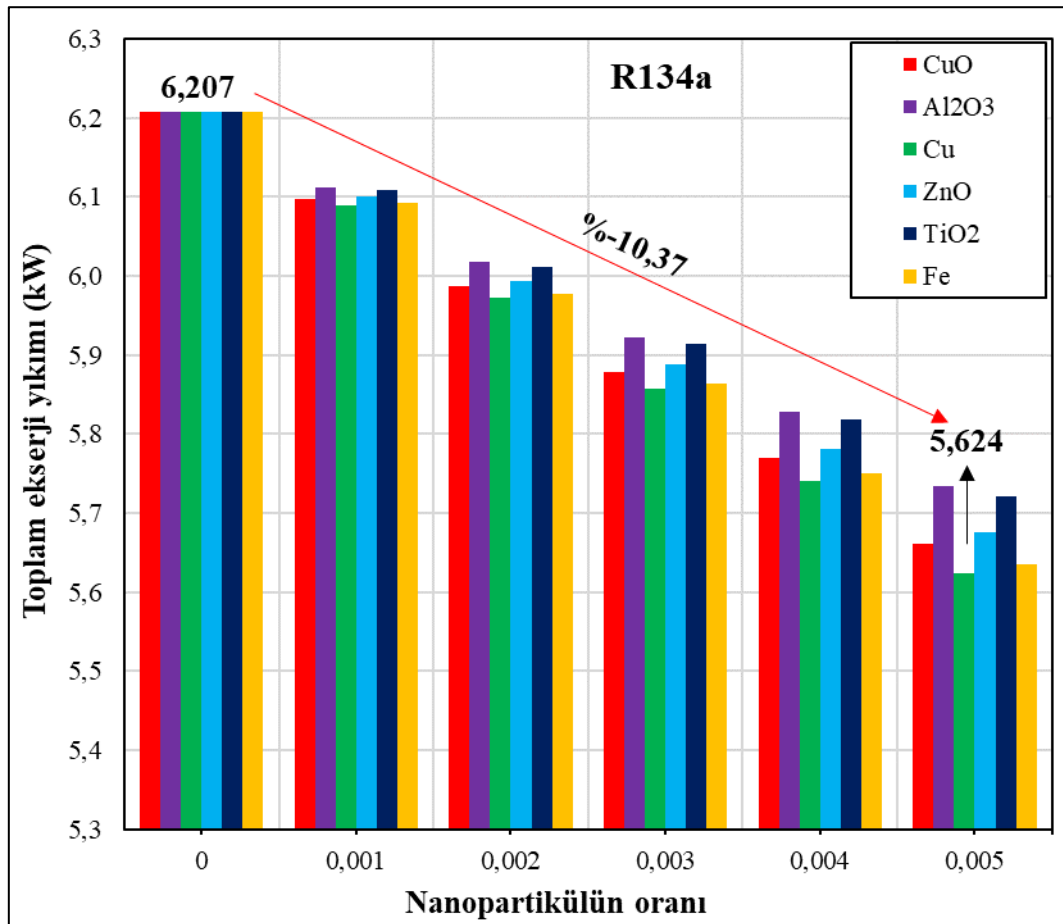
Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevriminde R290 soğutucu akışkana eklenen farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi Şekil 5.43.'te gösterilmiştir ($T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R290 kullanan çevrimin başlangıçtaki toplam ekserji yıkım değeri 6,133 kW olmaktadır. Nanopartikülün soğutucu akışkan içerisindeki oranı artış gösterdikçe toplam ekserji yıkım değeri azalma meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu nanoparçacıkları eklendiğinde toplam ekserji yıkım değeri 5,508 kW'a düşmektedir. Başlangıç durumu ile artış gösteren durum arasındaki fark -%11,35 olmaktadır. En düşük azalma ise çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında -%10,46 olmuştur.



Şekil 5.44. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde R152a soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların R152a soğutucu akışkanın toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi Şekil 5.44.'te gösterilmiştir ($T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$,

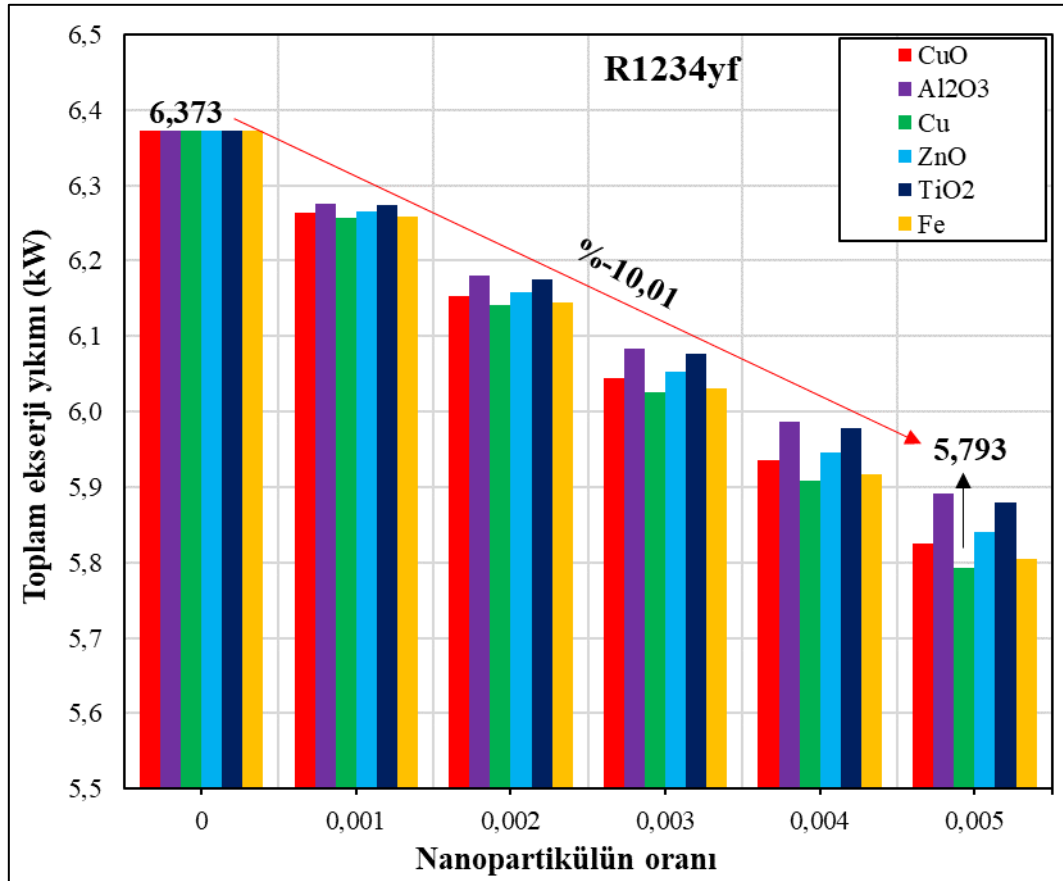
$T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}C$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}C$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R152a kullanan çevrimin başlangıçtaki toplam ekserji yıkım değeri 5,963 kW'tır. Nanopartikülün soğutucu akışkan içerisindeki oranı artış gösterdikçe toplam ekserji yıkım değerinde azalma meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu eklendiğinde toplam ekserji yıkım değeri 5,508 kW'a azalır. Başlangıç durumu ile artış gösteren durum arasındaki fark -%11,79 olmaktadır. En düşük azalma ise çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında -%10,02 olur.



Şekil 5.45. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma çevriminde R134a soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma çevriminde farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların R134a soğutucu akışkanın toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi Şekil 5.45.'te gösterilmiştir ($T_{yoğ,abs}=45^{\circ}C$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}C$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}C$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}C$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R134a kullanan çevrimin başlangıçtaki toplam ekserji yıkım değeri 6,207 kW'tır. Nanopartikülün soğutucu akışkan

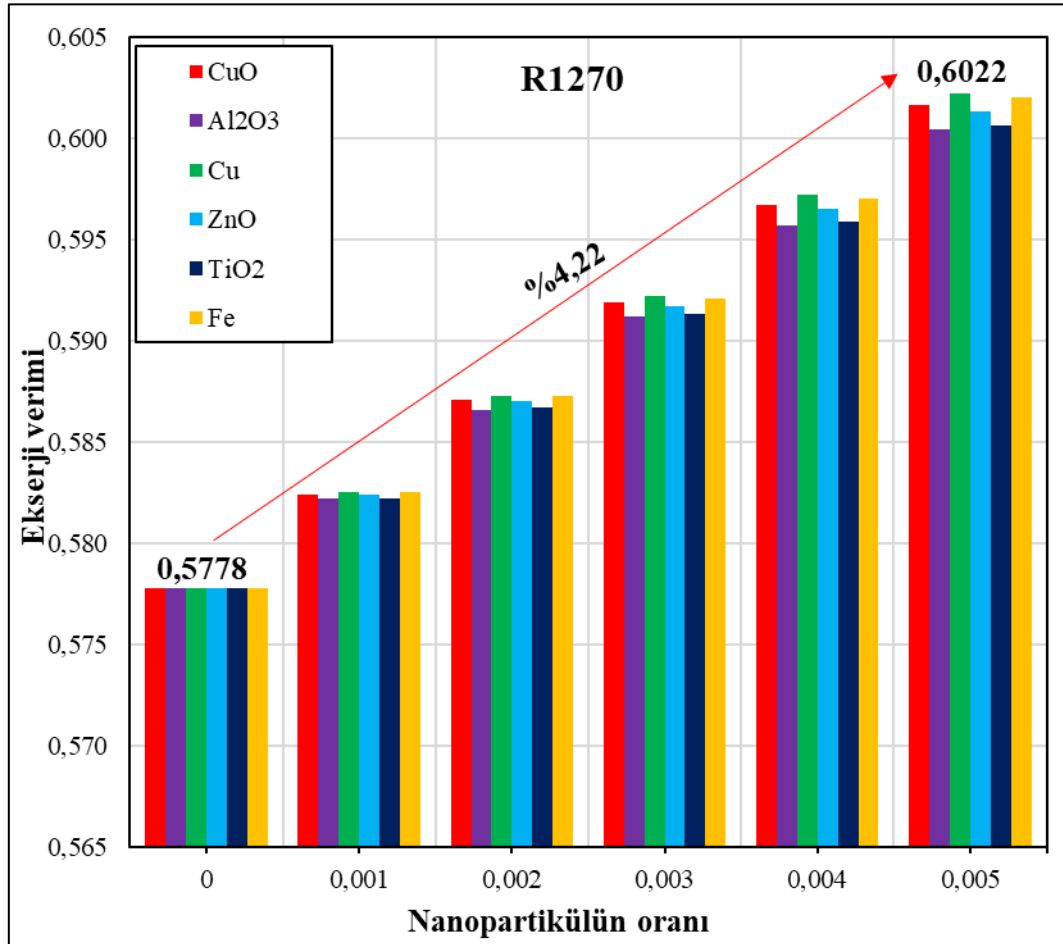
içerisindeki oranı artış gösterdikçe toplam ekserji yıkım değerinde azalma meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu eklendiğinde toplam ekserji yıkım değeri 5,624 kW'a azalır. Başlangıç durumu ile artış gösteren durum arasındaki fark -%10,37 olmaktadır. En düşük azalma ise çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında -%8,25 olur.



Şekil 5.46. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma çevriminde R1234yf soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma alt çevriminde R1234yf soğutucu akışkana eklenen farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi Şekil 5.46.'da gösterilmiştir ($T_{yog,abs}=45^{\circ}C$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}C$, $T_{yog,kaskad}=10^{\circ}C$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}C$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R1234yf soğutucu akışkanını kullanan alt çevrimin başlangıçtaki toplam ekserji yıkım değeri 6,373 kW olmaktadır. Nanopartikülün soğutucu akışkan içerisindeki oranı artış gösterdikçe toplam ekserji yıkım değerinde azalma meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu nanoparçacıkları eklendiğinde toplam ekserji yıkım değeri 5,793 kW'a

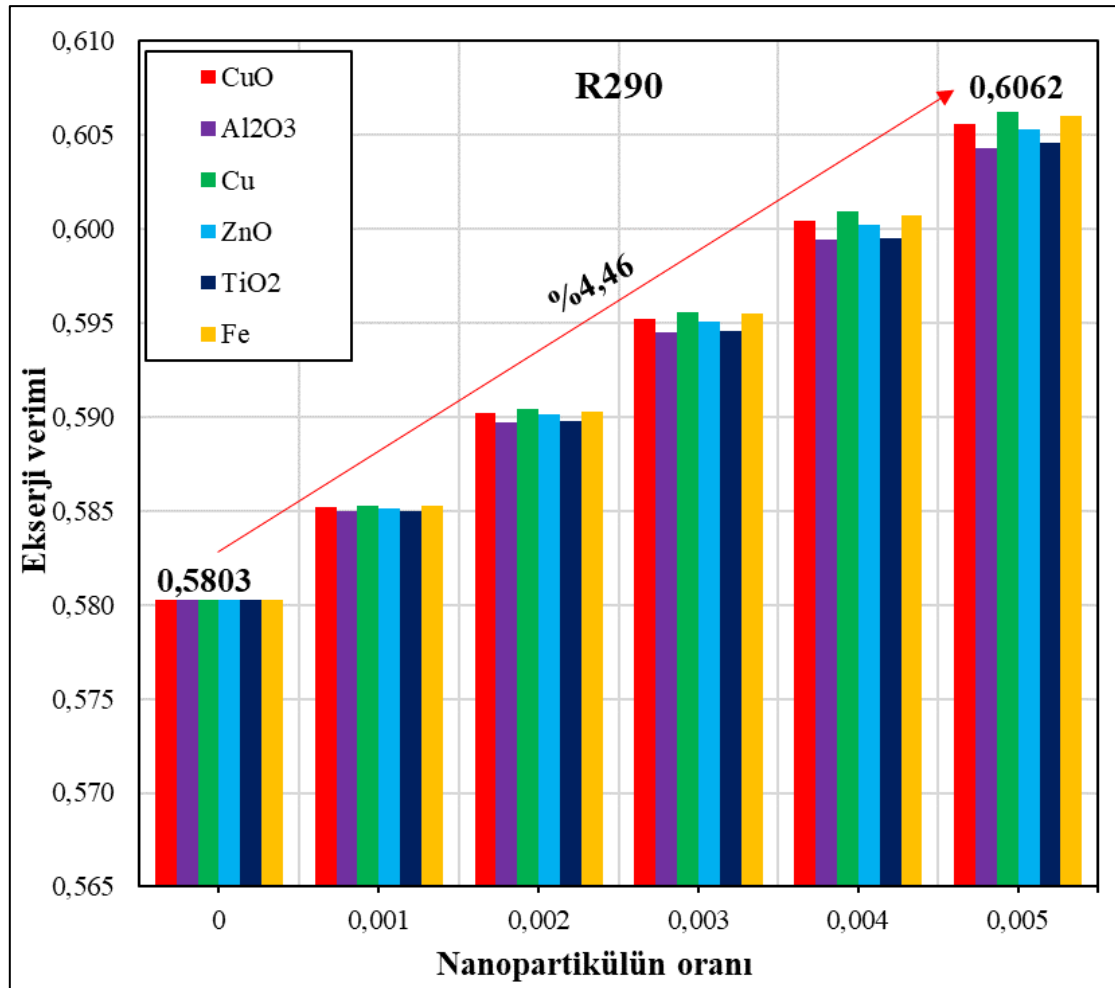
azalmaktadır. Başlangıç durumu ile artış gösteren durum arasındaki fark -%10,01 olmaktadır. En düşük azalma ise alt çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında -%8,18 olmaktadır.



Şekil 5.47. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma çevriminde R1270 soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin ekserji verim değeri üzerindeki etkisi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma alt çevriminde R1270 soğutucu akışkana eklenen farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların ekserji verimi üzerindeki etkisi Şekil 5.47.'de gösterilmiştir ($T_{yog,abs}=45^{\circ}C$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}C$, $T_{yog,kaskad}=10^{\circ}C$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}C$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R1270 kullanan çevrimin başlangıçtaki ekserji verim değeri 0,5778 olmaktadır. Nanopartikülün soğutucu akışkan içerisindeki oranı artış gösterdikçe ekserji verim değerinde de artış meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu nanoparçacıkları eklendiğinde ekserji verim değeri 0,6022'ye yükselmiştir. Başlangıç durumu ile artış

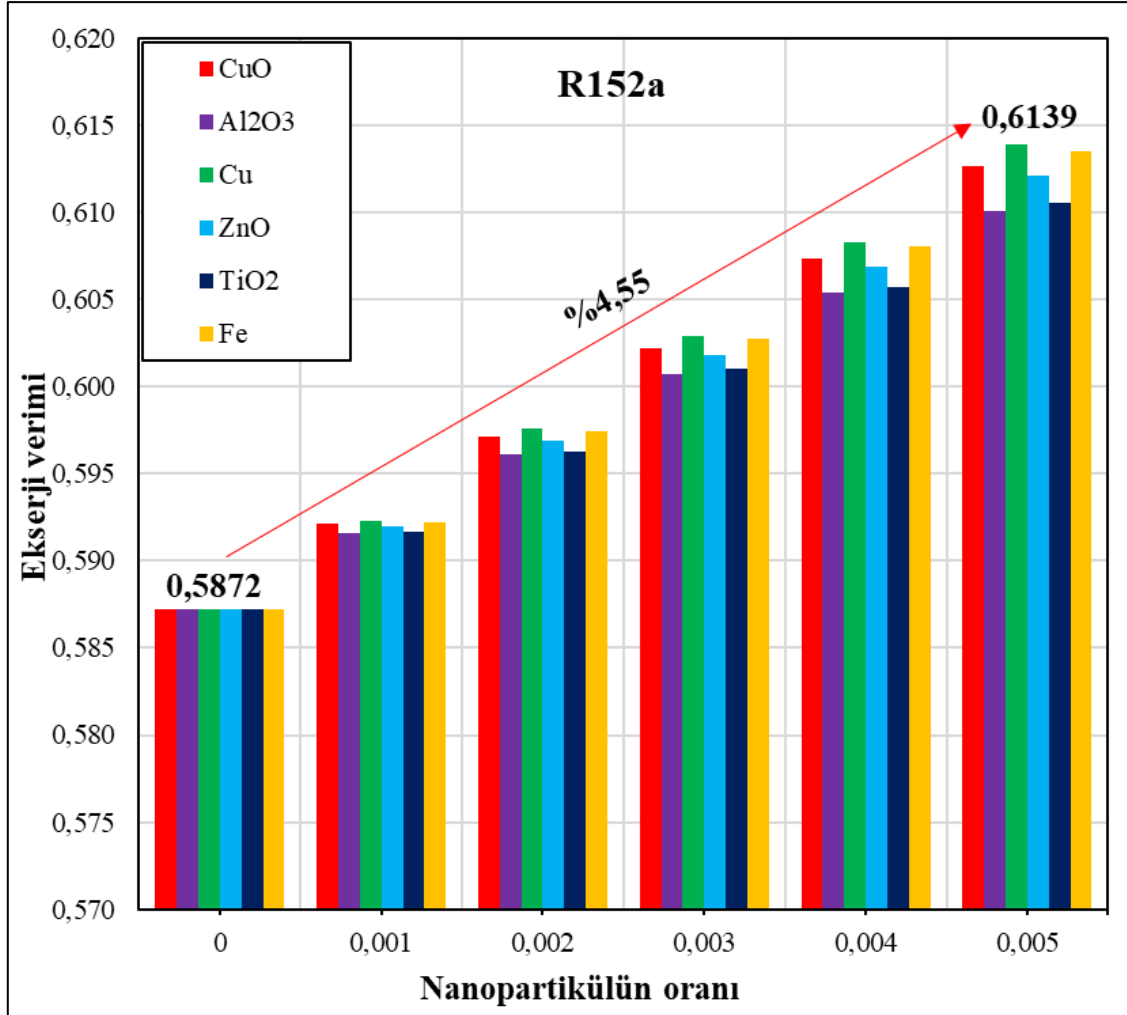
gösteren durum arasındaki fark %4,22 olmaktadır. En düşük artış ise çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında %3,91 olmuştur.



Şekil 5.48. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma çevriminde R290 soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin ekserji verim değeri üzerindeki etkisi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma alt çevriminde R290 soğutucu akışkana eklenen farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların ekserji verimi üzerindeki etkisi Şekil 5.48.'de gösterilmiştir ($T_{\text{yoğ,abs}}=45^\circ\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=5^\circ\text{C}$, $T_{\text{yoğ,kaskad}}=10^\circ\text{C}$ ve $T_{\text{buh}}=-30^\circ\text{C}$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R290 soğutucu akışkanını kullanan alt çevrimin başlangıçtaki ekserji verim değeri 0,5803 olmaktadır. Nanopartikülün soğutucu akışkan içerisindeki oranı artış gösterdikçe ekserji verim değerinde de artış meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu eklendiğinde ekserji verim değeri 0,6062'ye yükselmiştir. Başlangıç durumu ile artış

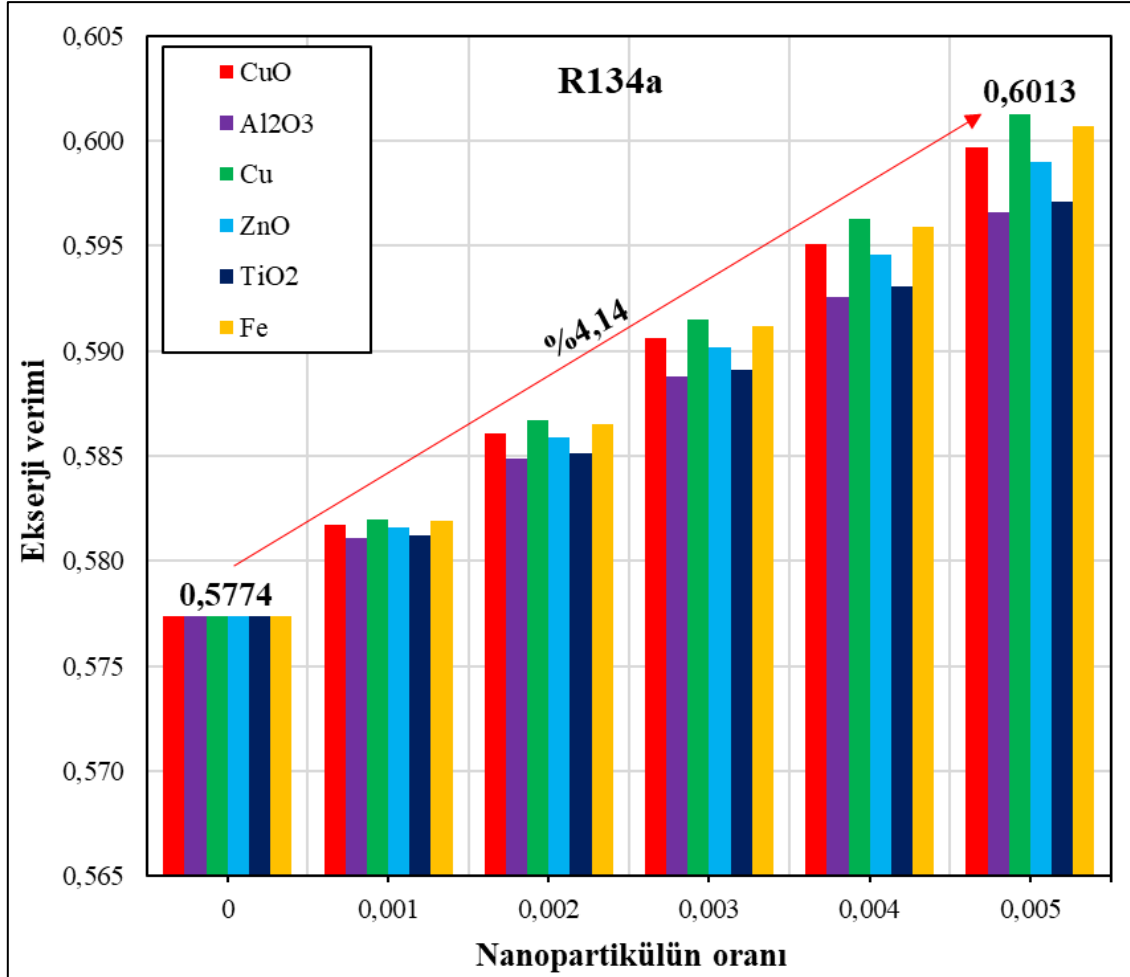
gösteren durum arasındaki fark %4,46 olmaktadır. En düşük artış ise çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında %4,14 olmuştur.



Şekil 5.49. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişleticili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde R152a soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin ekserji verim değeri üzerindeki etkisi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişleticili buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevriminde R152a soğutucu akışkana eklenen farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların ekserji verimi üzerindeki etkisi Şekil 5.49.'da gösterilmiştir ($T_{\text{yoğ,abs}}=45^\circ\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=5^\circ\text{C}$, $T_{\text{yoğ,kaskad}}=10^\circ\text{C}$ ve $T_{\text{buh}}=-30^\circ\text{C}$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R152a soğutucu akışkanını kullanan alt çevrimin başlangıçtaki ekserji verim değeri 0,5872 olmuştur. Nanopartikülün soğutucu akışkan içerisindeki oranı artış gösterdikçe ekserji verim değerinde de artış meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu nanoparçacıkları eklendiğinde ekserji verim değeri 0,6139'a yükselmiştir. Başlangıç

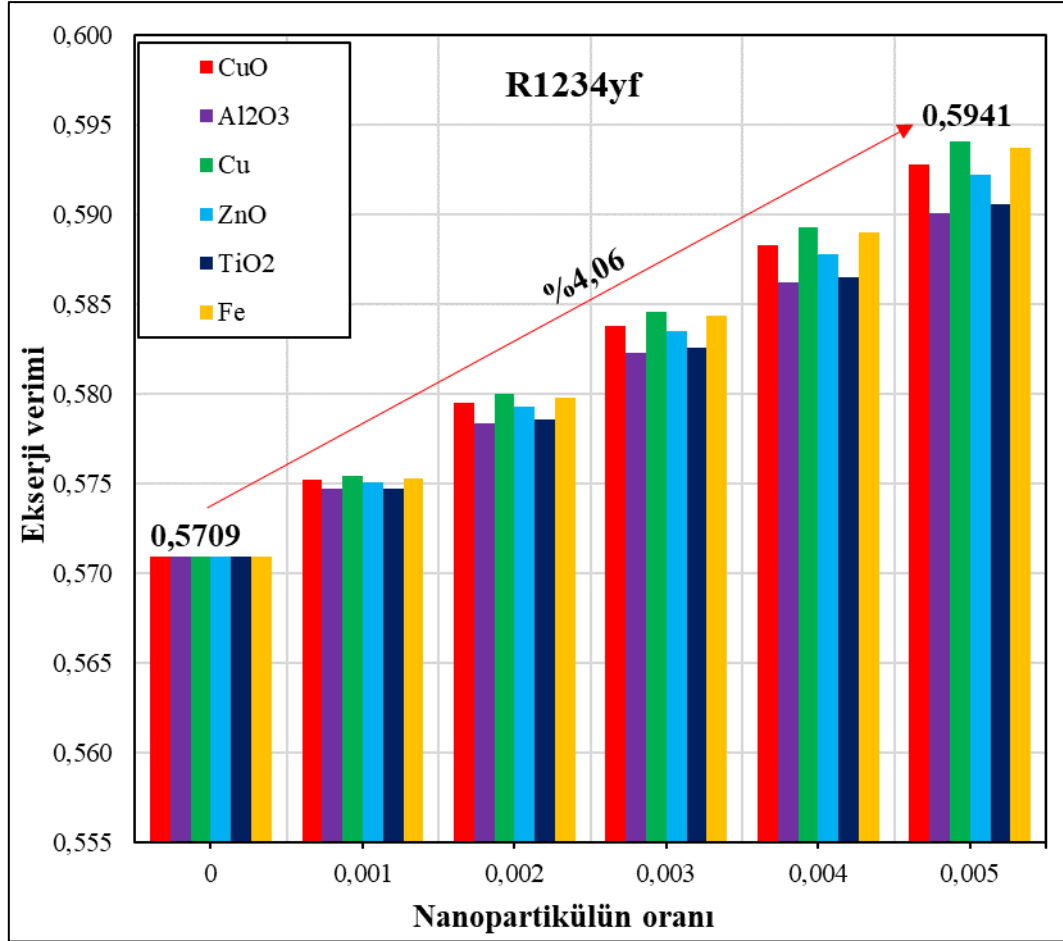
durumu ile artış gösteren durum arasındaki fark %4,55 olmaktadır. En düşük artış ise çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında %3,90 olmuştur.



Şekil 5.50. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma çevriminde R134a soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin ekserji verim değeri üzerindeki etkisi

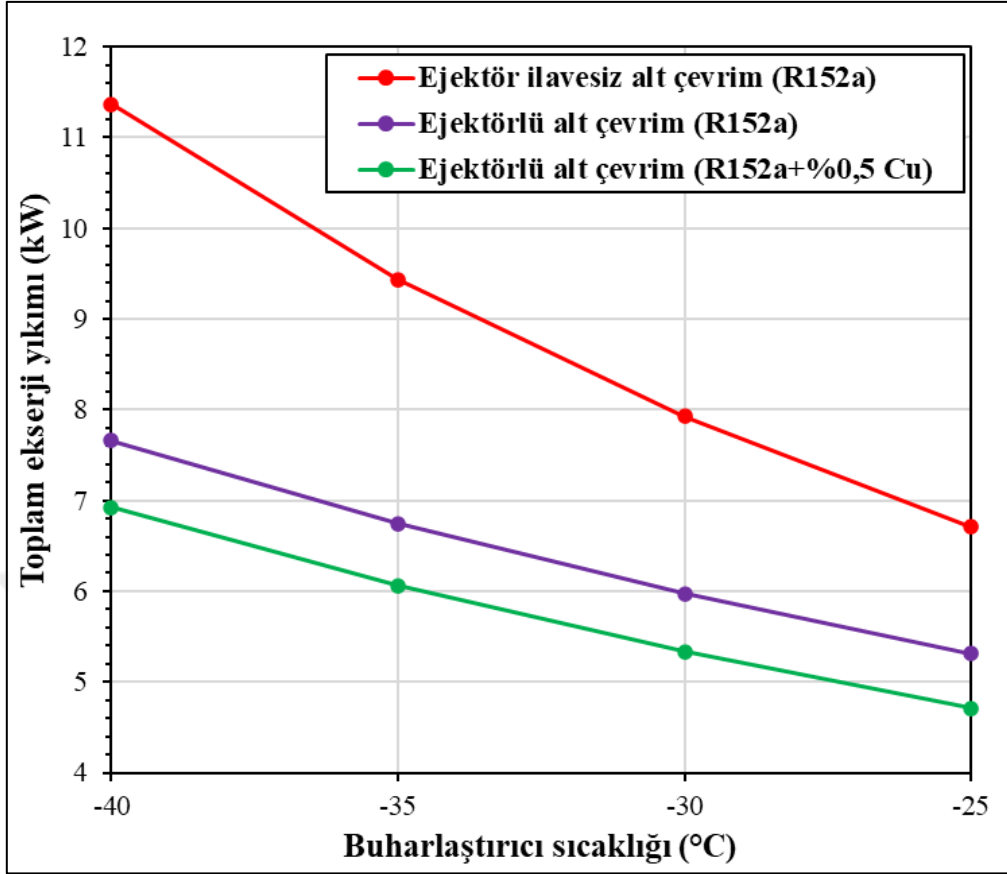
Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma alt çevriminde R134a soğutucu akışkana eklenen farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların ekserji verimi üzerindeki etkisi Şekil 5.50.'de gösterilmiştir ($T_{yoğ,abs}=45^{\circ}C$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}C$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}C$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}C$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R134a soğutucu akışkanını kullanan alt çevrimin başlangıçtaki ekserji verim değeri 0,5774 olmuştur. Nanopartikülün soğutucu akışkan içerisindeki oranı artış gösterdikçe ekserji verim değeri de artış meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu nanoparçacıkları eklendiğinde ekserji verim değeri 0,6013'e yükselmiştir. Başlangıç

durumu ile artış gösteren durum arasındaki fark %4,14 olmaktadır. En düşük artış ise çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında %3,33 olmuştur.



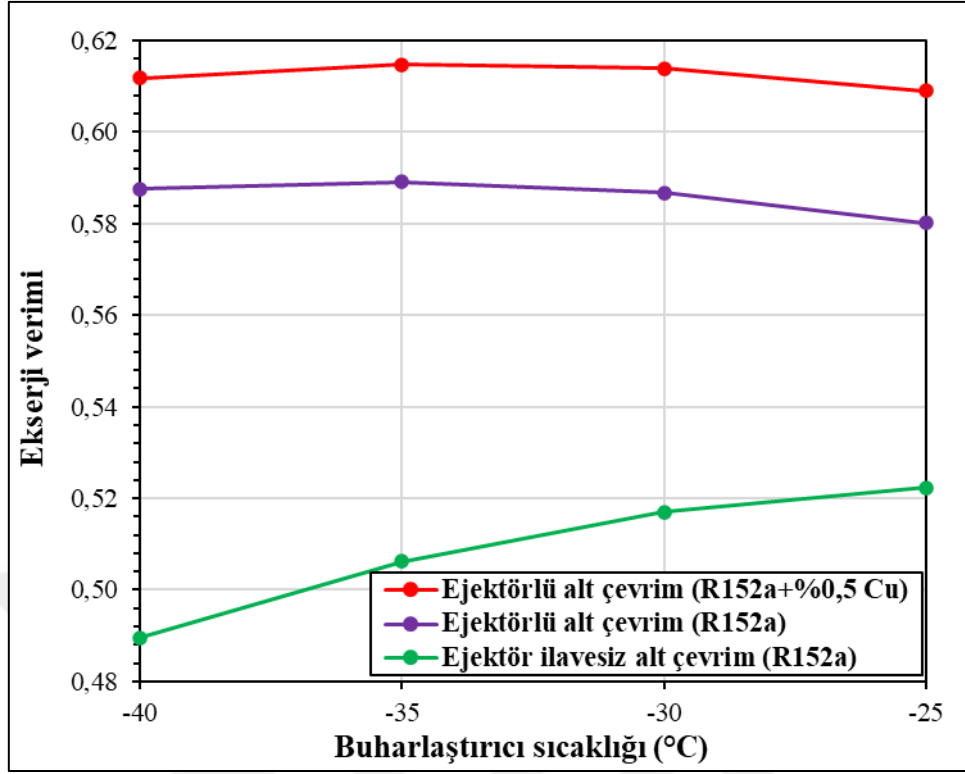
Şekil 5.51. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma çevriminde R1234yf soğutucu akışkanına eklenen farklı tipte ve miktarda nanopartiküllerin ekserji verim değeri üzerindeki etkisi

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı soğutma alt çevriminde R1234yf soğutucu akışkana eklenen farklı tip ve orandaki nanoparçacıkların ekserji verimi üzerindeki etkisi Şekil 5.51.'de gösterilmiştir ($T_{\text{yoğ,abs}}=45^\circ\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=5^\circ\text{C}$, $T_{\text{yoğ,kaskad}}=10^\circ\text{C}$ ve $T_{\text{buh}}=-30^\circ\text{C}$). Nanoparçacık ilave edilmeyen R1234yf soğutucu akışkanını kullanan alt çevrimin başlangıçtaki ekserji verim değeri 0,5709'dur. Nanopartikülün soğutucu akışkan içerisindeki oranı artış gösterdikçe ekserji verim değerinde de artış meydana gelmiştir. Sınırlayıcı oran olarak %0,5 oranında Cu nanoparçacıkları eklendiğinde ekserji verim değeri 0,5941'e yükselmiştir. Başlangıç durumu ile artış gösteren durum arasındaki fark %4,06 olmaktadır. En düşük artış ise çevrimde nanoparçacık olarak Al_2O_3 kullanıldığında %3,36 olmuştur.



Şekil 5.52. Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile toplam ekserji yıkımı açısından karşılaştırılması

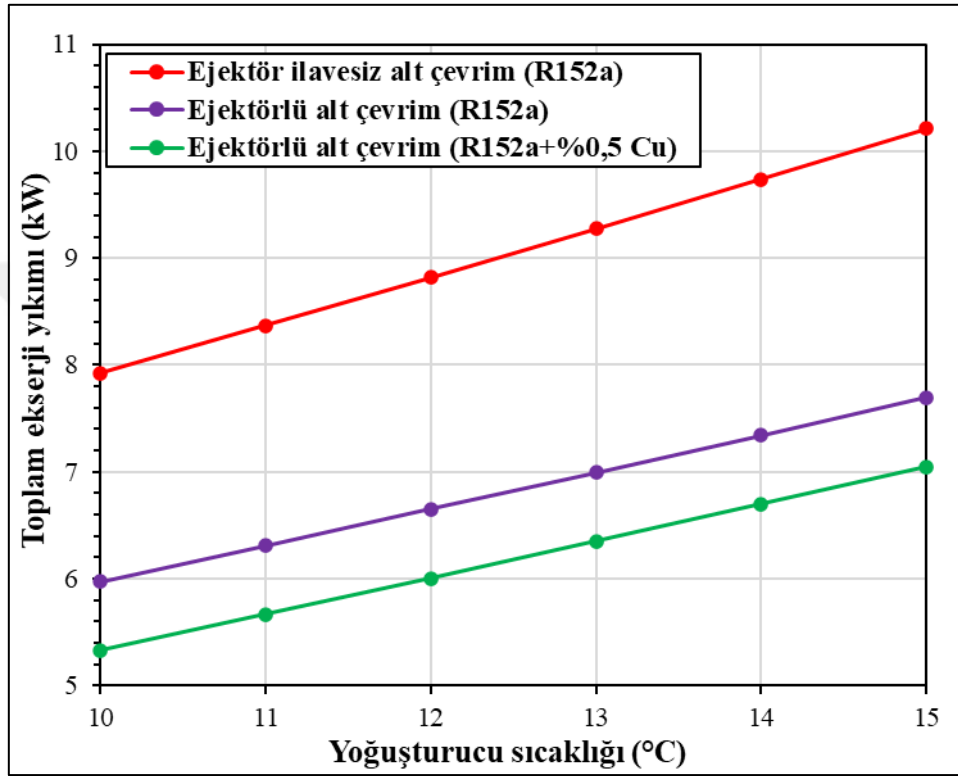
Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile toplam ekserji yıkımı açısından karşılaştırılması Şekil 5.52.'de gösterilmiştir ($T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$). Artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile tüm alt çevrimlerin toplam ekserji yıkım miktarlarında azalma meydana gelmiştir. Nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırmalı alt çevrimin, R152 kullanan ejektör ilaveli buhar sıkıştırmalı alt çevrimin ve R152 kullanan ejektör ilavesiz buhar sıkıştırmalı alt çevrimin toplam ekserji yıkım değerleri sırasıyla 6,922 kW, 7,658 kW ve 11,370 kW'tan 6,710 kW, 5,309 kW ve 4,710 kW'a düşmüştür. Nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan ejektör ilaveli buhar sıkıştırmalı alt çevrimin toplam ekserji yıkımındaki azalma R152a kullanan ejektör ilaveli buhar sıkıştırmalı alt çevrime göre %10,63 ($T_{buh}=-40^{\circ}\text{C}$) ve %12,72 ($T_{buh}=-25^{\circ}\text{C}$) daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.53. Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile ekserji verim değeri açısından karşılaştırılması

Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen buharlaştırıcı sıcaklığı ile ekserji verim değeri açısından karşılaştırılması Şekil 5.53.'te gösterilmiştir ($T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$). Artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile tüm sistemlerin ekserji verim değerlerinde artış meydana gelmiştir. Nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırırmalı alt çevrimin ve R152 kullanan ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı alt çevrimin ekserji verim değerleri sırasıyla 0,6118 ve 0,5876'dan 0,5802 ve 0,6090'a düşerken, R152a kullanan ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı çevrimin ekserji verim değeri ise sırasıyla 0,4896'dan 0,5223'e yükselmiştir. Ekserji verim değerindeki azalmanın ve artmanın sebebi incelenen alt çevrimlerdeki toplam yakıt ekserjilerinin minimum ve maksimum olduğu durumların farklı olmasından kaynaklanmaktadır. Nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırırmalı çevrimin ve R152a kullanan ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı çevrimin optimum buharlaştırıcı sıcaklığındaki ($T_{buh}=-35^{\circ}\text{C}$) ekserji verim değerleri sırasıyla 0,5891 ve 0,6147'dir. Fakat R152a kullanan ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı çevrimin optimum buharlaştırıcı sıcaklığı bulunmamaktadır. Bunun temel sebebi ise incelenen

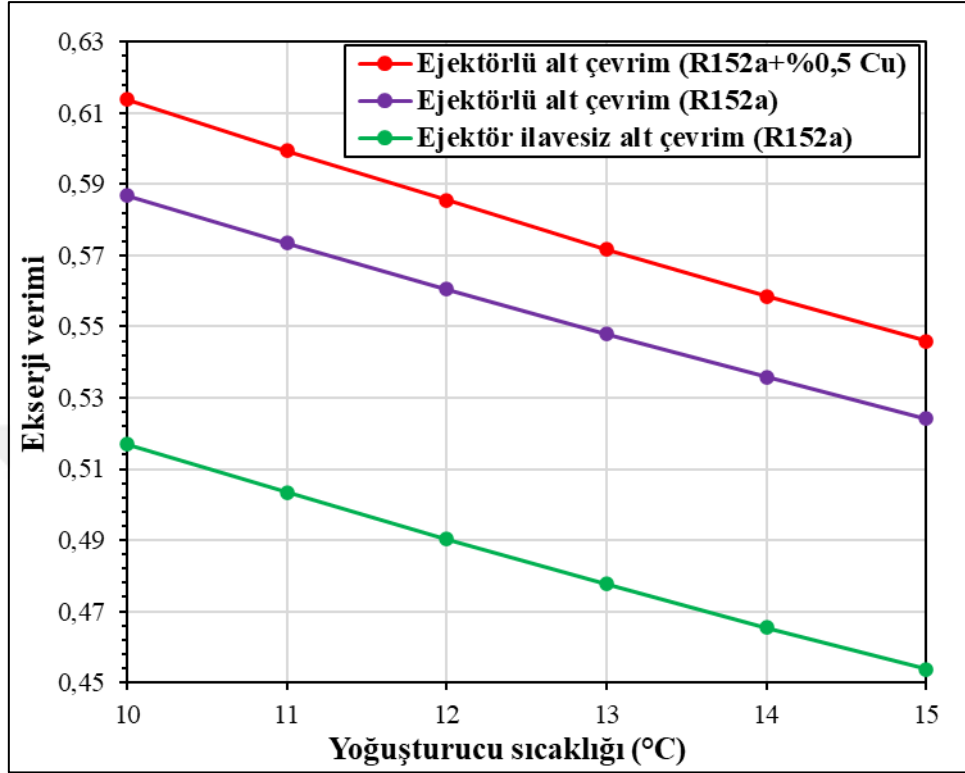
buharlaştırıcı sıcaklığında minumum toplam yakıt ekserji olmamasından kaynaklanmaktadır. Nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırılmalı çevrimin ekserji verim değerindeki artış ise R152a kullanan ejektör ilaveli buhar sıkıştırılmalı çevrime göre %4,12 ($T_{buh}=-40^{\circ}\text{C}$) ve %4,96 ($T_{buh}=-25^{\circ}\text{C}$) daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.54. Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen yoğuşturucu sıcaklığı ile toplam ekserji yıkımı açısından karşılaştırılması

Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen yoğuşturucu sıcaklığı ile toplam ekserji yıkımı açısından karşılaştırılması Şekil 5.54.'te gösterilmiştir ($T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$ ve $T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$). Artan yoğuşturucu sıcaklığı ile tüm alt çevrimlerin toplam ekserji yıkım miktarlarında artış meydana gelmiştir. Nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırılmalı çevrimin, R152 kullanan ejektör ilaveli buhar sıkıştırılmalı çevrimin ve R152 kullanan ejektör ilavesiz buhar sıkıştırılmalı çevrimin toplam ekserji yıkım miktarları sırasıyla 5,334 kW, 5,971 kW ve 7,924 kW'tan 7,050 kW, 7,697 kW ve 10,210 kW'a yükselmiştir. Nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırılmalı çevrimin toplam ekserji yıkım miktarındaki azalma R152a kullanan ejektör ilaveli buhar sıkıştırılmalı alt

çevrime göre %11,94 ($T_{\text{yoğ,kaskad}}=10^{\circ}\text{C}$) ve %9,61 ($T_{\text{yoğ,kaskad}}=15^{\circ}\text{C}$) daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.



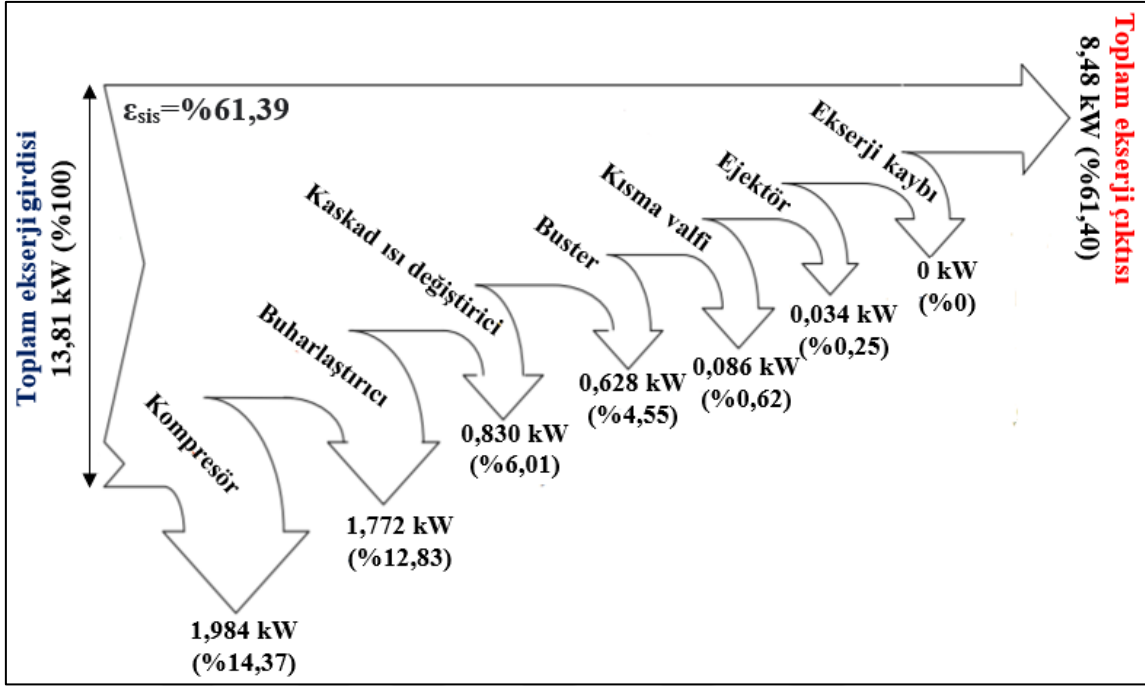
Şekil 5.55. Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen yoğuşturucu sıcaklığı ile ekserji verim değeri açısından karşılaştırılması

Kaskad soğutma sisteminin nanopartikül içeren alt çevrim ile diğer alt çevrimlerin değişen yoğuşturucu sıcaklığı ile ekserji verim değeri açısından karşılaştırılması Şekil 5.55.'te gösterilmiştir ($T_{\text{buh,kaskad}}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{buh}}=-30^{\circ}\text{C}$ ve $T_{\text{yoğ,abs}}=45^{\circ}\text{C}$). Artan yoğuşturucu sıcaklığı ile tüm alt çevrimlerin ekserji verim değerlerinde azalma meydana gelmiştir. R152 kullanan ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı çevrimin, R152 kullanan ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı çevrimin ve nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırırmalı çevrimin ekserji verim değerleri sırasıyla 0,5170, 0,5868 ve 0,6139'dan 0,4537, 0,5242 ve 0,5460'a azalmıştır. Nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırırmalı çevrimin ekserji verim değerindeki artış R152a kullanan ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı çevrime göre %4,62 ($T_{\text{yoğ,kaskad}}=10^{\circ}\text{C}$) ve %4,16 ($T_{\text{yoğ,kaskad}}=15^{\circ}\text{C}$) daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Enerji ve ekserjiye dayalı termodinamik analizleri tamamlanmış olan kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı alt çevrimlerinin (ejektör ilaveli ve ejektör ilavesiz) ve klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma Tablo 5.5.'te verilmiştir. Termodinamik açıdan karşılaştırma aynı çalışma şartları altında gerçekleştirilmiştir.

Tablo 5.5. Araştırılan kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı ejektör ilaveli/ilavesiz alt çevrimlerinin ve klasik buhar sıkıştırırmalı ejektör ilaveli/ilavesiz çevrimlerinin termodinamik açıdan karşılaştırılması

Parametre	Çevrim			
	Kaskad sistemin ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı çevrimi (R152a+%0,5 Cu)	Kaskad sistemin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı çevrimi (R152a)	Klasik ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı çevrimi (R152a)	Klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı çevrim (R152a)
Soğutma kapasitesi	50 kW	50 kW	50 kW	50 kW
Kaskad ısı değiştiricinin yoğuşurucu sıcaklığı	10°C	10°C	-	-
Klasik sistemin yoğuşurucu sıcaklığı	-	-	45°C	45°C
Kaskad ısı değiştiricinin buharlaştırıcı sıcaklığı	5°C	5°C	-	-
Klasik sistemin buharlaştırıcı sıcaklığı	-30°C	-30°C	-30°C	-30°C
Kompresör tahliye sıcaklığı	25,35°C	39,57°C	75,67°C	102,30°C
Toplam kompresör gücü	10,60 kW	13,07 kW	23,91 kW	34,72 kW
Yoğuşurucu kapasitesi	59,54 kW	61,77 kW	71,52 kW	81,25 kW
Soğutma tesir katsayısı	4,716	3,825	2,091	1,440
Ekserji verimi	%61,39	%51,70	%39,63	%24,42
Toplam ekserji yıkımı	5,33 kW	7,92 kW	9,90 kW	21,67 kW



Şekil 5.56. Kaskad soğutma sisteminin nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi için ekserji akış diyagramı

56 kW'lık kaskad soğutma sisteminin nanoparçacık katkılı soğutucu akışkan kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi için ekserji akış diyagramı Şekil 5.56.'da gösterilmiştir ($T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,abs}=45^{\circ}\text{C}$ ve $T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$). Bu diyagrama göre, toplam ekserji yıkımına en büyük katkıyı kompresör yapmaktadır (1,984 kW, %14,37). İkinci en büyük katkı buharlaştırıcıda meydana gelmiştir (1,772 kW, %12,83). En düşük ekserji yıkımı ise ejektörde meydana gelmiştir (0,034 kW, %0,25). Alt çevrim elemanlarında meydana gelen toplam ekserji yıkımı sistemin toplam ekserji çıktısını %38,60 oranında azaltmıştır.

5.7.6. Kaskad Soğutma Sisteminin Nanoparçacık Katkılı Soğutucu Akışkan Kullanan Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevriminin Literatürdeki Çalışmalar ile Termodinamik Açidan Kıyaslanması

Bu kısımda en iyi termodinamik performansı gösteren nanopartikül katkılı soğutucu akışkan ($\text{R152a}+\%0,5 \text{ Cu}$) kullanan kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı alt çevrimi ile literatürdeki araştırmacılar tarafından analizi yapılan kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı alt çevrimi ve klasik çift kompresörlü kaskad soğutma sisteminin termodinamik açıdan karşılaştırması sunulmuştur. Tüm bu

karşılaştırmalar aynı çalışma şartları altında gerçekleştirilmiş olup Tablo 5.3.-5.7.'de verilmiştir.

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı alt çevrimi ile Herrera-Romero ve Colorado-Garrido (2020) tarafından analizi gerçekleştirilen ejektör ilavesiz alt çevriminin karşılaştırılması Tablo 5.6.'da verilmiştir. STK açısından iyileşme %13,31 olarak bulunmuştur.

Tablo 5.6. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı alt çevrimi ile literatürde analizi gerçekleştirilen R134a alt çevriminin karşılaştırılması

Araştırmacı	Akışkan	STK	İyileşme (artış) (%)
Bu çalışma	R152a+%0,5 Cu	7,524	%13,31
Herrera-Romero ve Colorado-Garrido (2020)	R134a	6,640	
Çalışma şartları: T _{buh} =-10°C, T _{yoğ,kaskad} =18°C, Q̇ _{buh} =50 kW			

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı alt çevrimi ile Cimşit ve Öztürk (2012) tarafından analizi gerçekleştirilen ejektör ilavesiz buhar sıkıştırmalı alt çevriminin karşılaştırılması Tablo 5.7.'de verilmiştir. STK açısından iyileşme %21,59 olarak bulunmuştur.

Tablo 5.7. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı alt çevrimi ile literatürde analizi gerçekleştirilen NH_3 alt çevriminin karşılaştırılması

Araştırmacı	Akışkan	STK	İyileşme (artış) (%)
Bu çalışma	R152a+%0,5 Cu	7,524	%21,59
Cimşit ve Öztürk (2012)	NH ₃	6,188	
Çalışma şartları: T _{buh} =-10°C, T _{yoğ,kaskad} =18°C, Q̇ _{buh} =50 kW			

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı alt çevrimi ile Ustaoglu (2020) tarafından analizi gerçekleştirilen ejektör ilavesiz buhar sıkıştırmalı alt çevriminin karşılaştırılması Tablo 5.8.'de verilmiştir. STK açısından iyileşme %21,24 olarak bulunmuştur.

Tablo 5.8. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı alt çevrimi ile literatürde analizi gerçekleştirilen R152a alt çevriminin karşılaştırılması

Araştırmacı	Akışkan	STK	İyileşme (artış) (%)
Bu çalışma	R152a+%0,5 Cu	5,766	%21,24
Ustaoglu (2020)	R152a	4,756	
Çalışma şartları: T _{buh} =-15°C, T _{yoğ.kaskad} =20°C, Q̇ _{buh} =20 kW			

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı alt çevrimi ile Aktemur ve diğ. (2021) tarafından analizi gerçekleştirilen klasik çift kompresörlü kaskad soğutma sisteminin karşılaştırılması Tablo 5.9.'da verilmiştir ($T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$). Toplam kompresör gücü açısından azalma %138,23 ($T_{buh}=-40^{\circ}\text{C}$) ve %167,92 ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$)'dir.

Tablo 5.9. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı alt çevrimi ile literatürde analizi gerçekleştirilen R41-R601 klasik çift kompresörlü kaskad soğutma sisteminin karşılaştırılması

Araştırmacı	Akışkan	Buharlaştırıcı sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)	
		-40	-30
		Toplam kompresör gücü (kW)	
Bu çalışma	R152a+%0,5 Cu	2,891	2,120
Aktemur ve diğ. (2021)	R41-R601	6,890	5,680
İyileşme (azalma) (%)		138,23	167,92

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı alt çevrimi ile Sun ve diğ. (2016) tarafından analizi gerçekleştirilen klasik çift kompresörlü kaskad soğutma sisteminin karşılaştırılması Tablo 5.10.'da verilmiştir ($T_{yoğ}=40^{\circ}\text{C}$). Toplam kompresör gücü açısından azalma %140,22 ($T_{buh}=-39^{\circ}\text{C}$), %146,60 ($T_{buh}=-36^{\circ}\text{C}$), %157,34 ($T_{buh}=-33^{\circ}\text{C}$) ve %169,06 ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$)'dir.

Tablo 5.10. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı alt çevrimi ile literatürde analizi gerçekleştirilen R23-R404A klasik çift kompresörlü kaskad soğutma sisteminin karşılaştırılması

Araştırmacı	Akışkan	Buharlaştırıcı sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)			
		-39	-36	-33	-30
		Toplam kompresör gücü (kW)			
Bu çalışma	R152a+%0,5 Cu	2,807	2,566	2,337	2,120
Sun ve diğ. (2016)	R23-R404A	6,743	6,314	6,014	5,704
İyileşme (azalma) (%)		140,22	146,06	157,34	169,06

5.7.7. Tüm Çevrim Tiplerinde Elde Edilen Nihai Sonuçların Değerlendirilmesi

Bu tez çalışmasında düşük sıcaklıkta soğutma üretmek için kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevriminin enerji ve ekserji analizine dayanan termodinamik performans iyileştirilmesi amaçlanmıştır.

Kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin termodinamik analizine başlanmadan önce ilk başta absorbsiyonlu soğutma çevrimine bağlanmadan klasik ejektör ilaveli soğutma çevrimi ile klasik ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin termodinamik performans açısından karşılaştırması yapılmıştır. Klasik soğutma çevrimlerinin termodinamik analizi gerçekleştirilirken yoğunlaştırıcı sıcaklığı 45°C olarak alınmıştır. İncelenen buharlaştırıcı sıcaklık aralıkları ve kullanılan soğutucu akışkanlar göz önüne alınarak enerji ve ekserji analizi açısından en iyi termodinamik performans gösteren çevrimin R152a soğutucu akışkanını kullanan buster kompresör destekli ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi olduğu sonucuna varılmıştır. Bölüm 5’da Tablo 5.3.’te verildiği üzere R152a soğutucu akışkanının diğer bir avantajı ise bu çalışmada incelenen diğer soğutucu akışkanlardan daha düşük satın alma maliyetini sahip olmasıdır.

Kaskad soğutma sisteminin ejektör ilaveli ve ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin termodinamik performans açısından karşılaştırması yapılmıştır. Kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı alt çevriminin yoğunlaştırıcı sıcaklık aralıkları 10°C-15°C ve buharlaştırıcı sıcaklık aralıkları -40°C~-25°C olarak alınmıştır. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevriminin yoğunlaştırıcı sıcaklığı sabit olduğu durumda sistemin buharlaştırıcı sıcaklığı ne kadar artarsa kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin performans değerlerine yaklaşacaktır. Ayrıca, kaskad soğutma sisteminin buharlaştırıcı sıcaklığı sabit olduğu durumda ise kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevriminin yoğunlaştırıcı sıcaklığı ne kadar artarsa kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine nazaran daha iyi bir performans artış yüzdesine sahip olacaktır.

İncelenen sıcaklık aralıklarında kaskad soğutma sisteminin nanopartikül katkılı soğutucu akışkan (R152a+%0,5 Cu) içeren ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin

kompresör tahliye sıcaklığı, toplam kompresör gücü, yoğuşturucu kapasitesi, soğutma tesir katsayısı, ekserji verimi ve toplam ekserji yıkımı diğer incelenen kaskad soğutma sisteminin R152a kullanan ejektör ilaveli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ve klasik buhar sıkıştırırmalı çevrimlere (ejektör ilaveli ve ejektör ilavesiz) göre oldukça iyileşmiştir. Bu yüzden literatürde sıklıkla vurgulanan derin dondurucu gibi düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine genleştirici olarak ejektör bileşenini kullanmanın daha avantajlı olacağı sonucuna ulaşılmıştır.



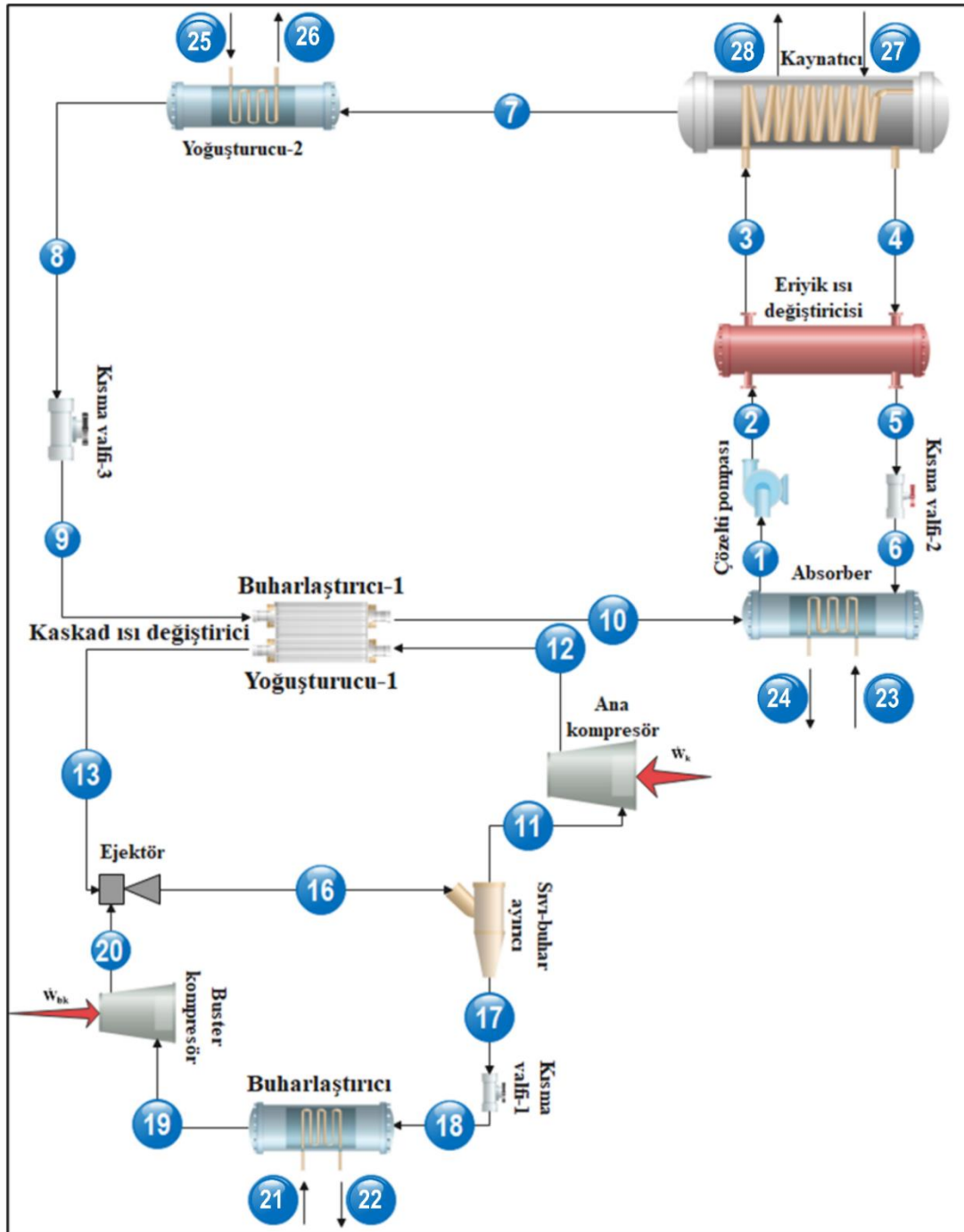
6. ABSORBSİYONLU VE BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Günümüz soğutma çevrimlerin yaklaşık %80'i, elektrik motoru ile çalışan buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerine ait iken, girdi olarak ısı enerjisi gerektiren absorbsiyonlu soğutma sistemleri ise ikinci en yaygın kullanılanlardır. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimleri, absorbsiyonlu soğutma çevrimlerine kıyasla aynı soğutma kapasitesi için yüksek STK ve düşük ilk yatırım maliyetleri nedeniyle yaygın olarak kullanılmaktadır. Ayrıca, buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri düşük sıcaklıkların talep edildiği uygulamalar için kullanılabilir fakat düşük sıcaklıklarda soğutma üretebilmesi için büyük miktarda elektrik enerjisine ihtiyaç duymaktadır (Jain ve diğ., 2018).

Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimlerine umut verici bir alternatif olarak geliştirilen absorbsiyonlu soğutma çevrimleri çözelti pompası için nerdeyse ihmal edilebilecek bir seviyede elektrik enerjisine ihtiyaç duyarlar. Bu tür çevrimler düşük sıcaklıklara soğutma yapabilir fakat yüksek elektrik enerjisine ihtiyaç duyarlar. Soğutucu akışkan olarak suyun kullanıldığı absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinin ise sadece iklimlendirme amaçlı kullanım alanı bulunmaktadır (Cimşit, 2009). Düşük sıcaklıklarda kompresöre sağlanacak elektrik işini azaltmak için buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile absorbsiyonlu soğutma çevriminin kaskad olarak birleştirmek uygun bir çözüm olabilir. Bu tip kaskad soğutma sisteminde soğutma üretiminin gerçekleşmesi için buhar sıkıştırırmalı kısımda elektrik enerjisi kullanılırken absorbsiyonlu kısımda ise ısı enerjisi kullanılmaktadır. Kaskad olarak birleştirilen çevrimler kompresör için gerekli olan elektrik enerjisi ihtiyacı yarı yarıya azaltmak mümkün olmaktadır (Cimşit, 2009; Cimşit ve Öztürk, 2012) ve böylece elektrik üretimi için kullanılan fosil yakıtın tükenmesini azaltmaktadır (Cimşit ve diğ., 2015; Jain ve diğ., 2015c). Kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevriminde dolaşan soğutucu akışkan, yoğunlaştırıcı serpantinlerinden geçer. Bu serpantinler, kaskad soğutma sisteminin absorbsiyonlu soğutma alt çevriminin buharlaştırıcısı ile birleştirilir. Isı, yoğunlaştırıcıdan buharlaştırıcıya atılır (Cimşit, 2009). Bu iki çevrimi birbirine birleştiren bileşen kaskad ısı değiştiricisidir.

Bölüm 4'te farklı çözeltiler kullanılarak absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinin ve Bölüm 5'te farklı soğutucu akışkanlar ve nanopartiküller kullanılarak ejektör genleştiricili buhar

sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinin enerjiye ve ekserjiye dayalı termodinamik analizleri detaylı olarak ilgili bölümlerde ayrı ayrı yapılmıştır. Bu bölümde ise analizi yapılan her iki çevrim kaskad olarak birleştirilerek sistemin termodinamik performansının iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Oluşturulan kaskad soğutma sisteminin şematik olarak gösterimi Şekil 6.1.'de verilmiştir.



Şekil 6.1. Absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin şematik olarak gösterimi

6.1. Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırma Kaskad Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi

Bu bölümde, absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma kaskad soğutma sisteminin enerjiye ve ekserjiye dayalı termodinamik modeli oluşturulmuş ve alt başlıklar halinde verilmiştir.

6.1.1. Kaskad Soğutma Sisteminin Enerji Modeli

Aşağıda verilen tüm denklem takımları Şekil 6.1.'de verilen absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma kaskad soğutma sistemine aittir (Cimşit, 2009; Cimşit ve Öztürk, 2012; Joybari ve Haghighat, 2016). Hem absorpsiyonlu hem de ejektör genleştiricili soğutma çevrimlerinin enerji modeline dayalı tüm denklem takımları ve gerekli referanslar detaylı olarak Bölüm 4 ve Bölüm 5'te verildiği için bu alt başlıkta enerji modeli için sistemi oluşturan bileşenlerin ana denklemlerin verilmesi uygun görülmüştür.

Düşük sıcaklık çevrimine ait buharlaştırıcının kapasitesi Denklem (6.1) ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{ejek,buh}} = \dot{m}_{19}(h_{19}-h_{18}) \quad (6.1)$$

Denklem (6.1) ile hesaplanan soğutucu akışkanın kütleli debisi, kütle korunum ilkesine dayalı olarak çevrimdeki $\dot{m}_{17}=\dot{m}_{18}=\dot{m}_{19}=\dot{m}_{20}=\dot{m}_{21}$ kütleli debiler eşittir.

Buharlaştırıcıya giren ve terk eden havanın kütleli debisi aşağıdaki Denklem (6.2) ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{ejek,buh}} = \dot{m}_{21}(h_{21}-h_{22}) \quad (6.2)$$

Denklem (6.2)'de buharlaştırıcıya giren ve terk eden havanın kütleli debisi birbirine eşittir ($\dot{m}_{21}=\dot{m}_{22}$).

Yüksek sıcaklık çevrimine ait yoğunlaştırıcının kapasitesi Denklem (6.3) ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{yoğ,2}} = \dot{m}_7(h_7-h_8) \quad (6.3)$$

Yüksek sıcaklık çevriminin yoğuşturucusuna giren ve terk eden havanın kütleli debisi Denklem (6.4)'ten bulunabilir.

$$\dot{Q}_{\text{yoğ},2} = \dot{m}_{26}(h_{26} - h_{25}) \quad (6.4)$$

Denklem (6.4)'te yoğuşturucuya giren ve terk eden havanın kütleli debisi birbirine eşittir ($\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26}$).

Yüksek sıcaklık çevrimine ait absorberin ısı kapasitesi Denklem (6.5) ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 \quad (6.5)$$

Denklem (6.5) ile hesaplanan fakir eriyiğin kütleli debisi, kütle korunum ilkesine dayalı olarak $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$ tür.

Yüksek sıcaklık çevriminin absorberine giren ve terk eden havanın kütleli debisi Denklem (6.6)'dan elde edilir.

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \dot{m}_{24}(h_{24} - h_{23}) \quad (6.6)$$

Denklem (6.6)'da absorbere giren ve terk eden havanın kütleli debisi birbirine eşittir ($\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24}$).

Yüksek sıcaklık çevrimine ait kaynatıcının kapasitesi Denklem (6.7) ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{kay}} = \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_3h_3 \quad (6.7)$$

Denklem (6.7) ile hesaplanan zengin eriyiğin kütleli debisi, kütle korunum ilkesine dayalı olarak $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$ şeklinde elde edilir.

Yüksek sıcaklık çevriminin kaynatıcısına giren ve terk eden suyun kütleli debisi Denklem (6.8)'den elde edilir.

$$\dot{Q}_{\text{kay}} = \dot{m}_{27}(h_{27} - h_{28}) \quad (6.8)$$

Denklem (6.8)'de kaynatıcıya giren ve terk eden suyun kütleli debisi birbirine eşittir ($\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28}$).

Yüksek sıcaklık çevrimine ait eriyik ısı değıştircisinin kapasitesi Denklem (6.9)'da verilmiştir.

$$\dot{Q}_{EID} = \dot{m}_4(h_4 - h_5) \quad (6.9)$$

Denklem (6.9) ile hesaplanan zengin eriyiğin kütleli debisi, kütleli korunum ilkesine dayalı olarak $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$ 'ya eşittir.

Düşük sıcaklık çevrimindeki yoğunşturucunun attığı ısı, yüksek sıcaklık çevriminde yer alan buharlaştırıcısı tarafından emilir. Kaskad ısı değıştircisinin (KID) ısıli kapasitesi Denklem (6.10)'da verilmiştir.

$$\dot{Q}_{KID} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13}) = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_9) \quad (6.10)$$

Düşük sıcaklık çevrimine ait ana kompresörün gücü Denklem (6.11) ile hesaplanır.

$$\dot{W}_{komp} = \frac{\dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{11}h_{11}}{\eta_{elek}} \quad (6.11)$$

Yukarıdaki Denklem (6.11) ile hesaplanan birincil akışkanın kütleli debisi, kütleli korunum ilkesine dayalı olarak $\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$ şeklindedir.

Buster kompresör gücü Denklem (6.12) ile hesaplanır.

$$\dot{W}_{bk} = \frac{\dot{m}_{20}h_{20} - \dot{m}_{19}h_{19}}{\eta_{elek}} \quad (6.12)$$

Toplam kompresör gücü Denklem (6.13) ile hesaplanır.

$$\dot{W}_{toplam} = \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{bk} \quad (6.13)$$

Yüksek sıcaklık çevriminde dolaşan tuz bakımından fakir olan çözeltiyi pompalamak için gerekli pompa gücü Denklem (6.14) ile hesaplanır.

$$\dot{W}_{CP} = \frac{\dot{m}_2h_{2s} - \dot{m}_1h_1}{\eta_{CP}} = \dot{m}_2h_2 - \dot{m}_1h_1 \quad (6.14)$$

Absorbsiyonlu ve ejektör genleştircili buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sisteminin STK değeri Denklem (6.15) ile hesaplanır.

$$STK = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay} + \dot{W}_{toplam} + \dot{W}_{\dot{C}P}} \quad (6.15)$$

6.1.2. Kaskad Soğutma Sisteminin Ekserji Modeli

Şekil 6.1.'de şematik olarak gösterilen absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan elemanlara ait ekserji analizi ile ilgili tüm denklem takımları aşağıda verilmiştir (Cimşit ve Öztürk, 2012; Joybari ve Haghighat, 2016; Aktemur ve Öztürk, 2022a). Hem absorbsiyonlu hem de ejektör genleştiricili soğutma sistemlerinin enerji modeline dayalı tüm denklem takımları ve gerekli referanslar detaylı olarak Bölüm 4 ve Bölüm 5'te verildiği için bu alt başlıkta ekserji modeli için sistemi oluşturan bileşenlerin ana denklemleri verilmesi uygun olarak görülmüştür.

Absorbsiyonlu soğutma alt çevriminin çözelti pompasında meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (6.16) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_D^{CP} = \dot{W}_{\dot{C}P} - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) \quad (6.16)$$

Absorbsiyonlu soğutma alt çevrimine ait yoğuşturucuda meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (6.17)'de verilmiştir.

$$\dot{E}_D^{yog,2} = (\dot{E}_7 - \dot{E}_8) - (\dot{E}_{26} - \dot{E}_{25}) \quad (6.17)$$

Absorbsiyonlu soğutma alt çevrimine ait çözelti kısma valfinde meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (6.18)'de verilmiştir.

$$\dot{E}_D^{kv,2} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 \quad (6.18)$$

Absorbsiyonlu soğutma alt çevrimine ait soğutucu kısma valfinde meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (6.19)'da verilmiştir.

$$\dot{E}_D^{kv,3} = \dot{E}_8 - \dot{E}_9 \quad (6.19)$$

Absorbsiyonlu soğutma alt çevrimine ait absorberde meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (6.20)'de verilmiştir.

$$\dot{E}_D^{abs} = (\dot{E}_6 + \dot{E}_{10} - \dot{E}_1) - (\dot{E}_{24} - \dot{E}_{23}) \quad (6.20)$$

Absorbsiyonlu soğutma alt çevrimine ait eriyik ısı değiştiricisinde meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (6.21)'de verilmiştir.

$$\dot{E}_D^{EID} = (\dot{E}_4 - \dot{E}_5) - (\dot{E}_3 - \dot{E}_2) \quad (6.21)$$

Absorbsiyonlu soğutma alt çevrimine ait kaynatıcıda meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (6.22)'de verilmiştir.

$$\dot{E}_D^{kay} = (\dot{E}_{27} - \dot{E}_{28}) - (\dot{E}_4 + \dot{E}_7 - \dot{E}_3) \quad (6.22)$$

Ejektör genişletiricili buhar sıkıştırmalı alt çevrimine ait ana kompresörde meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (6.23)'te verilmiştir.

$$\dot{E}_D^{komp} = \dot{W}_{komp,ejek} - (\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}) \quad (6.23)$$

Ejektör genişletiricili buhar sıkıştırmalı alt çevrimine ait buster kompresörde meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (6.24)'te verilmiştir.

$$\dot{E}_D^{bk} = \dot{W}_{bk,ejek} - (\dot{E}_{20} - \dot{E}_{19}) \quad (6.24)$$

Ejektör genişletiricili buhar sıkıştırmalı alt çevrimine ait ejektörde meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (6.25)'te verilmiştir.

$$\dot{E}_D^{ejek} = (\dot{E}_{20} + \dot{E}_{13}) - \dot{E}_{16} \quad (6.25)$$

Ejektör genişletiricili buhar sıkıştırmalı alt çevrimine ait buharlaştırıcıda meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (6.26)'da verilmiştir.

$$\dot{E}_D^{buh,ejek} = (\dot{E}_{18} - \dot{E}_{19}) - (\dot{E}_{22} - \dot{E}_{21}) \quad (6.26)$$

Ejektör genişletiricili buhar sıkıştırmalı alt çevrimine ait kısma valfinde meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (6.27)'de verilmiştir.

$$\dot{E}_D^{kv,1} = \dot{E}_{17} - \dot{E}_{18} \quad (6.27)$$

Ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı alt çevrimine ait sıvı-buhar ayırıcısında meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (6.28)'de verilmiştir.

$$\dot{E}_D^{sba} = \dot{E}_{16} - (\dot{E}_{11} + \dot{E}_{17}) \quad (6.28)$$

Kaskad ısı değıştiricisinde meydana gelen ekserji yıkımı Denklem (6.29)'da verilmiştir.

$$\dot{E}_D^{KID} = (\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}) - (\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12}) \quad (6.29)$$

Absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili kaskad soğutma sisteminin toplam ürün ekserjisi Denklem (6.30)'da verilmiştir.

$$\dot{E}_{P,top} = \dot{E}_{22} - \dot{E}_{21} \quad (6.30)$$

Absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili kaskad soğutma sisteminin toplam yakıt ekserjisi Denklem (6.31)'de verilmiştir.

$$\dot{E}_{F,top} = \dot{E}_{27} - \dot{E}_{28} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{bk} + \dot{W}_{ÇP} \quad (6.31)$$

Absorber ve yoğunşturucudan çevreye transfer edilen ve artık kullanılmayan ekserji Denklem (6.32)'de verilmiştir.

$$\dot{E}_{L,top} = \dot{E}_{24} - \dot{E}_{23} + \dot{E}_{26} - \dot{E}_{25} \quad (6.32)$$

Absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili kaskad soğutma sisteminde tahrip olan ekserjilerin toplamı Denklem (6.33)'te verilmiştir.

$$\dot{E}_{D,top} = \dot{E}_{26} - \dot{E}_{27} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{bk} + \dot{W}_{ÇP} - (\dot{E}_{22} - \dot{E}_{21} + \dot{E}_{24} - \dot{E}_{23} + \dot{E}_{26} - \dot{E}_{25}) \quad (6.33)$$

Absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin ekserji verimi Denklem (6.34)'te verilmiştir.

$$\zeta_{kaskad} = \frac{\dot{E}_{P,top}}{\dot{E}_{F,top}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,top} + \dot{E}_{L,top}}{\dot{E}_{F,top}} = \frac{\dot{E}_{21} - \dot{E}_{20}}{\dot{E}_{26} - \dot{E}_{27} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{bk} + \dot{W}_{ÇP}} \quad (6.34)$$

6.2. Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırma Kaskad Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi Sonuçları

Bölüm 4'te absorpsiyonlu soğutma çevrimleri için çeşitli termodinamik parametreler göz önüne alınarak farklı çözelti karışımlarının termodinamik analizi detaylı olarak yapılmıştır. LiBr+LiCl/H₂O çözelti karışımını kullanan absorpsiyonlu soğutma çevrimi için etkin termodinamik parametreler incelendiğinde diğer incelenen çözeltilere nazaran düşük kaynatıcı sıcaklığında çok daha iyi sonuçlar vermesi önemli bir avantaj olarak görülmüştür. Buharlaştırıcı sıcaklığının 5°C'de çalıştığı durum göz önüne alındığında absorpsiyonlu soğutma çevriminin STK değeri ve ekserji verimi daha yüksek ve dolaşım oranı daha düşük olan LiBr+LiCl/H₂O çözelti karışımını kullanan absorpsiyonlu soğutma çevriminin, kaskad soğutma sisteminin bir alt çevrimi olarak kullanılması önerilmiştir.

Bölüm 5'de ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevrimleri ile ejektör ilavesiz buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerinin termodinamik analizi detaylı olarak yapılmıştır. Çeşitli etkin termodinamik parametreler göz önüne alınarak farklı soğutucu akışkanlar ve çeşitli tipte nanopartikül eklentileri kaskad soğutma sisteminin diğer bir alt çevrimi olan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevriminde analiz edilmiştir. İnceleme sonucunda hem yüksek STK ve ekserji verimi hem de düşük toplam ekserji yıkım değerlerine sahip olan R152a soğutucu akışkanına 0,5% oranında Cu nanopartiküllerinin eklenmesi sonucunda ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevriminin daha performanslı olduğu ortaya çıktığı için kullanılması önerilmiştir.

Bu bölümde tek etkili absorpsiyonlu çevrimi ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma çevriminden meydana gelen bir kaskad soğutma sistemi oluşturulmuştur. Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma çevriminde LiBr+LiCl/H₂O çözelti karışımı ve kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma soğutma çevriminde nanopartikül eklentili soğutucu akışkan (R152a+%0,5 Cu) kullanılarak enerji ve ekserjiye dayalı termodinamik analizi çeşitli etkin termodinamik parametreler göz önüne alınarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca oluşturulan kaskad soğutma sistemi için önerilen çözelti karışımı (absorpsiyonlu çevrim - LiBr+LiCl/H₂O) ve nanopartikül katkılı soğutucu akışkan (ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma çevrim - R152a+%0,5 Cu), LiBr/H₂O ve R152a kullanan kaskad soğutma sistemi ile aynı çalışma şartları altında karşılaştırması yapılmıştır. Nihai olarak literatürdeki mevcut çalışmalar ile termodinamik performans

artışı hususunda karşılaştırma yapılmış ve tartışılmıştır. Sonuçlar tablo ve grafikler halinde sunulmuştur.

50 kW soğutma kapasitesine sahip absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizinde kullanılan parametreler ve değerleri Tablo 6.1.'de listelenmiştir.

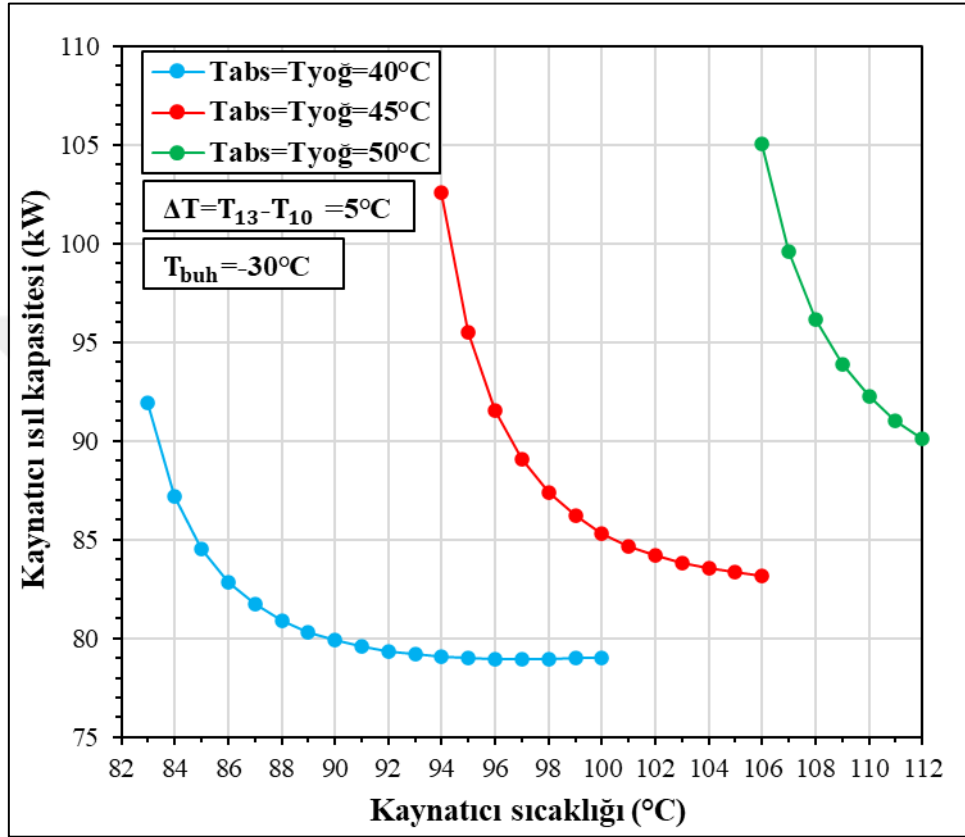
Tablo 6.1. Absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sistemi için termodinamik analizde kullanılan parametreler ve değerleri

Çalışma parametresi	Değer
Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma çevriminin buharlaştırıcı sıcaklığı	5°C
Kaskad soğutma sisteminin buharlaştırıcı sıcaklığı	-40°C ~ -25°C
Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma çevriminin absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı	40°C, 45°C ve 50°C
Kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin yoğuşturucu sıcaklığı	10°C ~ 15°C
Kaskad ısı değıştiricisi sıcaklık farkı	5°C-10°C
Tahrik lülesi, emme lülesi ve yayıcı'nın izentropik verimi	%85
Kompresörün izentropik verimi	$0,874+0,0135 \left(\frac{P_{12}}{P_{11}} \right)$
Buster kompresörün izentropik verimi	$0,874+0,0135 \left(\frac{P_{20}}{P_{19}} \right)$
Elektrik motor verim	%90
Buster kompresörün basınç oranı	1,5
Ejektörün alıcı bölümünde basınç düşüşü	5 kPa
Kaynatıcıya giren suyun sıcaklığı	$T_{kay}+10^{\circ}\text{C}$
Kaynatıcıdan çıkan suyun sıcaklığı	$T_{kay}+7^{\circ}\text{C}$
Buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığı	$T_{buh}+10^{\circ}\text{C}$
Buharlaştırıcıyı terk eden havanın sıcaklığı	$T_{buh}+5^{\circ}\text{C}$
Yoğuşturucuya ve absorbere giren hava sıcaklığı	$T_{yoğ,2}-10^{\circ}\text{C}$ $T_{abs}-10^{\circ}\text{C}$
Yoğuşturucudan ve absorberden çıkan hava sıcaklığı	$T_{yoğ,2}-5^{\circ}\text{C}$ $T_{abs}-5^{\circ}\text{C}$
Ölü hal sıcaklığı (T_0) Ölü hal basıncı (P_0)	20°C 101,325 kPa

6.2.1. Absorpsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırırmalı Kaskad Soğutma Sisteminin Enerji Analizi Sonuçları

Bu kısımda 50 kW'lık absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin farklı absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları ($T_{abs}=T_{yoğ}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$ ve $T_{abs}=T_{yoğ}=50^{\circ}\text{C}$) ve farklı kaynatıcı sıcaklıkları göz önüne alınarak

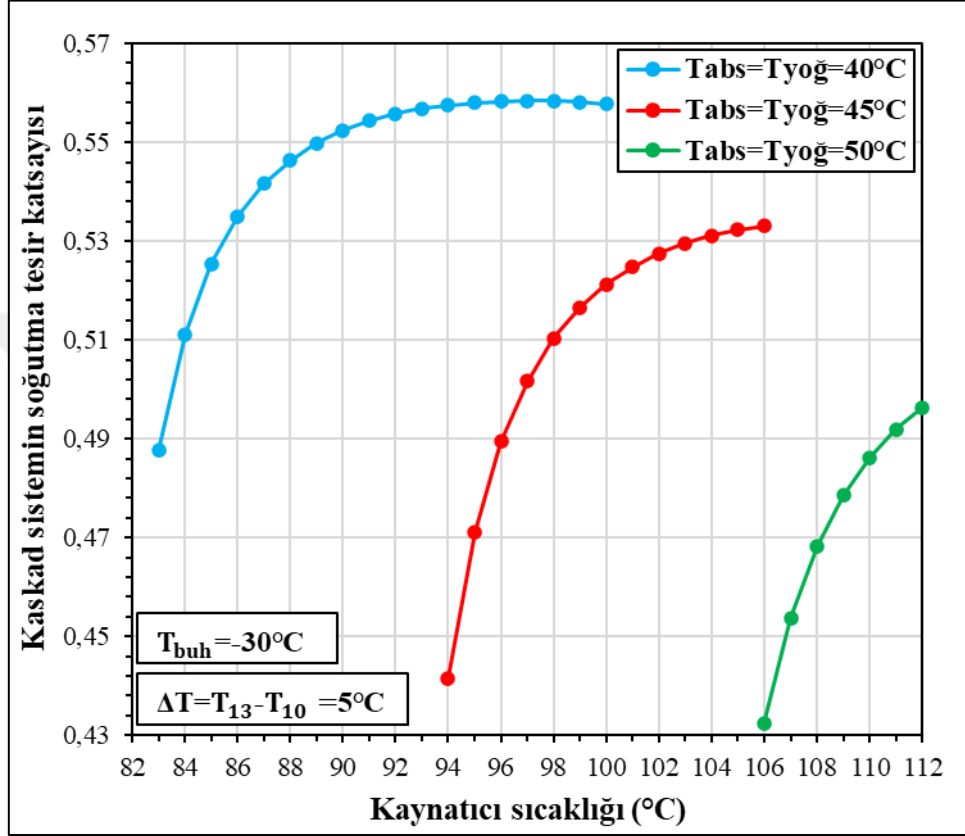
kaskad soğutma sisteminin enerji analizi yapılmıştır. Yukarıda adı geçen çalışma akışkanları kullanılarak kaskad soğutma sisteminin enerji açısından parametrik analizi Tablo 6.1.'de verilen değerler ışığında karşılaştırmak için Şekil 6.2. ve Şekil 6.3. oluşturulmuştur.



Şekil 6.2. Kaskad soğutma sisteminde kaynatıcı için gerekli olan ısı yükünün kaynatıcı sıcaklığı ile değişimi

Absorbsiyonlu ve ejektör genişletiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminde kaynatıcı için gerekli olan ısı yükünün kaynatıcı sıcaklığı ile değişimi Şekil 6.2.'de gösterilmiştir. Kaynatıcı sıcaklığının artışı ile kaynatıcı için gerekli olan ısı yükü azalma göstermektedir. Kaskad soğutma sisteminin çalışabilmesi için farklı absorber ve yoğusturucu sıcaklıklarında minimum kaynatıcı sıcaklığı $83^{\circ}C$ ($T_{abs}=T_{yoğ,2}=40^{\circ}C$), $94^{\circ}C$ ($T_{abs}=T_{yoğ,2}=45^{\circ}C$) ve $106^{\circ}C$ ($T_{abs}=T_{yoğ,2}=50^{\circ}C$) olarak tespit edilmiştir. Gerçek sistemlerde belirtilen bu minimum kaynatıcı sıcaklıklarının daha da altında sistem çalıştırılırsa fakir ve zengin eriyiğın birbirine oldukça yakın olmasına veya çakışmasına yol açacak ve sistemin çalışmasında zorluklar meydana gelmesi söz konusu olacaktır. Farklı absorber ve yoğusturucu sıcaklıkları göz önüne alındığında kaynatıcı için gerekli

olan ısı yükü 91,91 kW ve 79,04 kW ($T_{kay}=83^{\circ}\text{C}$ - 100°C ve $T_{abs}=T_{yoğ,2}=40^{\circ}\text{C}$) arasında, 102,57 kW ve 83,18 kW ($T_{kay}=94^{\circ}\text{C}$ - 106°C ve $T_{abs}=T_{yoğ,2}=45^{\circ}\text{C}$) arasında ve 105,01 kW ve 90,14 kW ($T_{kay}=106^{\circ}\text{C}$ - 112°C ve $T_{abs}=T_{yoğ,2}=50^{\circ}\text{C}$) arasında değişim gösterdiği gözlemlenmiştir.



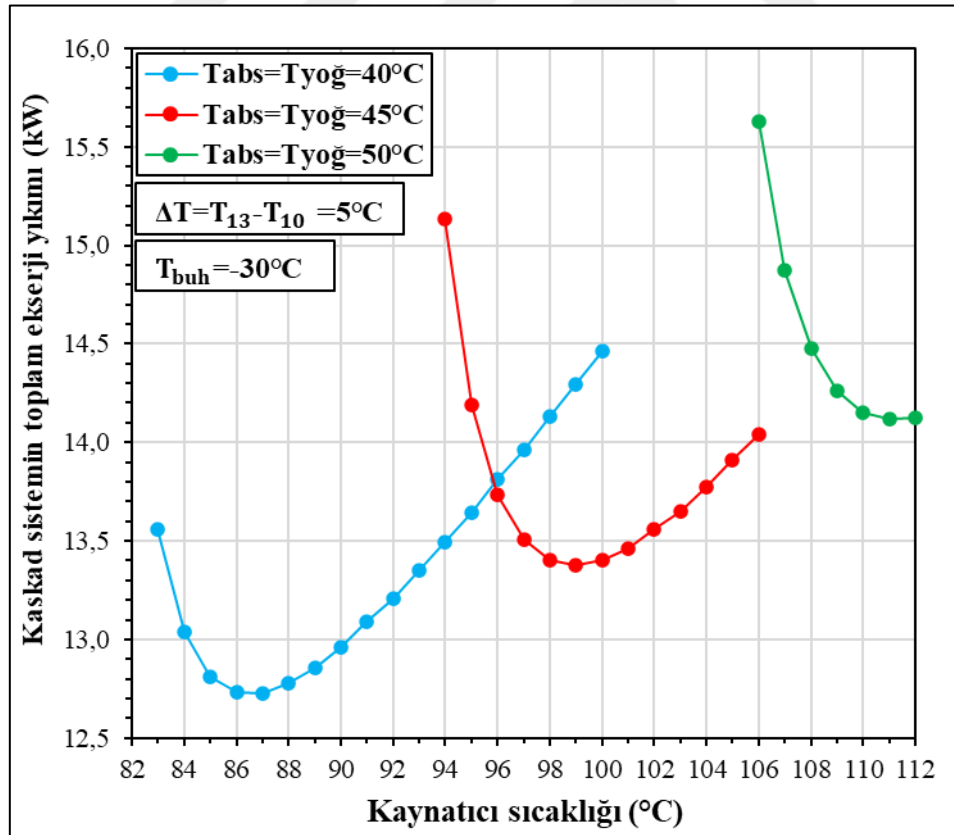
Şekil 6.3. Kaynaticı sıcaklığı ile kaskad soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısının değerinin değişimi

Absorbsiyonlu ve ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı kaskad soğutma sisteminin STK değerinin kaynaticı sıcaklığı ile değişimi Şekil 6.3.'te gösterilmiştir. Kaynaticı için gerekli olan ısı yükü azalması kaskad soğutma sisteminin STK değerini olumlu olarak etkilemektedir. Farklı absorber ve yoğuşurucu sıcaklıkları göz önüne alındığında STK değerinin 0,488 ve 0,558 ($T_{kay}=83^{\circ}\text{C}$ - 100°C ve $T_{abs}=T_{yoğ,2}=40^{\circ}\text{C}$) arasında, 0,442 ve 0,533 ($T_{kay}=94^{\circ}\text{C}$ - 106°C ve $T_{abs}=T_{yoğ,2}=45^{\circ}\text{C}$) arasında ve 0,432 ve 0,496 ($T_{kay}=106^{\circ}\text{C}$ - 112°C ve $T_{abs}=T_{yoğ,2}=50^{\circ}\text{C}$) arasında değişim gösterdiği gözlemlenmiştir. Absorber ve yoğuşuru sıcaklığının 40°C olduğu durum göz önüne alındığında kaynaticı sıcaklığının 92°C 'den daha fazla olması STK değerindeki artışı fazla etkilemediği tespit edilmiştir. Absorber ve yoğuşuru sıcaklığının 45°C ve 50°C olduğu durum göz önüne alındığında

ise kaynatıcı sıcaklığının artışı STK değerini sürekli olarak arttırmaktadır. Şekil 6.2. ve Şekil 6.3.'ten görüleceği üzere kaskad soğutma sisteminin kaynatıcısı için gerekli ısıl kapasitesindeki azalma ve soğutma tesir katsayısındaki artış belli bir kaynatıcı sıcaklığına kadar etkilidir. Yüksek kaynatıcı sıcaklıklarında kaynatıcı için gerekli ısıl kapasitedeki düşüş minimum olacağı için soğutma tesir katsayısını çok fazla etkilemeyecektir.

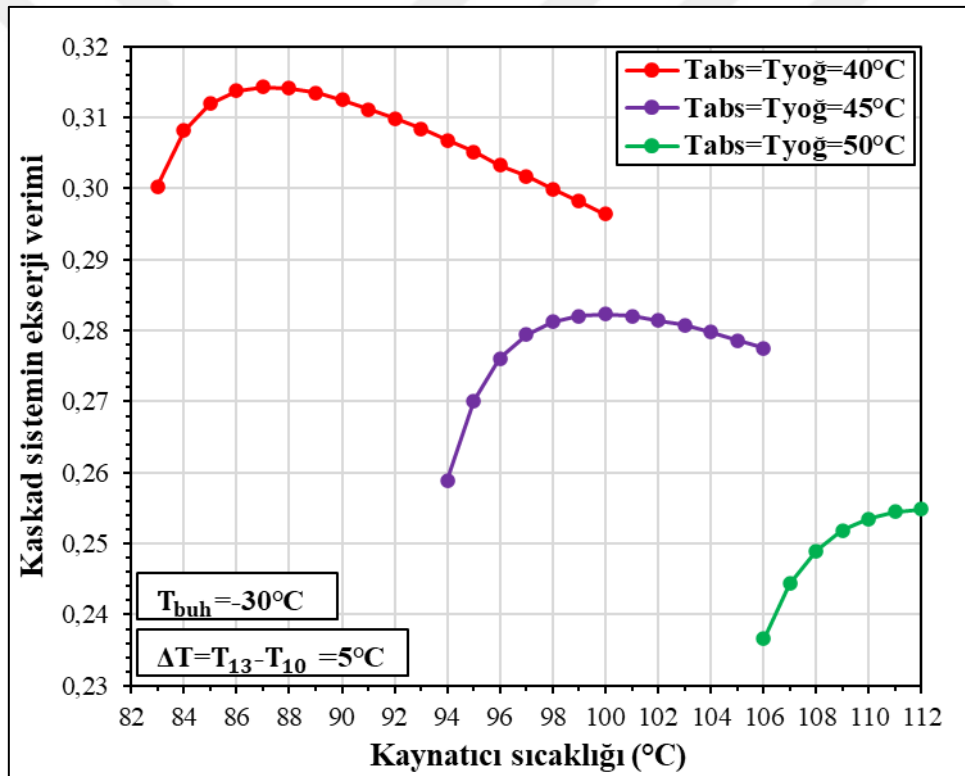
6.2.2. Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi Sonuçları

Bu kısımda absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin farklı absorber ve yoğusturucu sıcaklıkları ($T_{abs}=T_{yoğ}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$ ve $T_{abs}=T_{yoğ}=50^{\circ}\text{C}$) ve kaynatıcı sıcaklık aralıkları göz önüne alınarak ekserji analizi yapılmıştır. Yukarıda adı geçen çalışma akışkanları kullanılarak kaskad soğutma sisteminin ekserji açısından parametrik analizi Tablo 6.1.'de verilen değerler ışığında karşılaştırmak için Şekil 6.4. ve Şekil 6.5. oluşturulmuştur.



Şekil 6.4. Kaynatıcı sıcaklığı ile kaskad soğutma sisteminin toplam ekserji yıkım değerinin değişimi

Kaskad soğutma sisteminin kaynatıcı sıcaklığı ile toplam ekserji yıkım değerinin değişimi Şekil 6.4.'te gösterilmiştir. Kaynatıcı sıcaklığının artışı ile birlikte her absorber ve yoğusturucu sıcaklıklarında optimum kaynatıcı sıcaklık noktaları ve buna karşılık gelen minimum toplam ekserji yıkım değeri bulunmaktadır. Bu, toplam yakıt ekserjisinin ilgili optimum sıcaklık noktasında minimum bir değere sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Toplam ekserji yıkımına en çok katkıda bulunan bileşenler sırasıyla absorber, ana kompresör ve kaynatıcıdır. İlgili optimum kaynatıcı sıcaklık noktalarında toplam ekserji yıkım değerleri 12,729 kW ($T_{kay}=87^{\circ}\text{C}$ ve $T_{abs}=T_{yoğ,2}=40^{\circ}\text{C}$), 13,376 kW ($T_{kay}=99^{\circ}\text{C}$ ve $T_{abs}=T_{yoğ,2}=45^{\circ}\text{C}$) ve 14,117 kW ($T_{kay}=111^{\circ}\text{C}$ ve $T_{abs}=T_{yoğ,2}=45^{\circ}\text{C}$) olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 6.5. Kaskad soğutma sisteminin kaynatıcı sıcaklığı ile ekserji verim değerinin değişimi

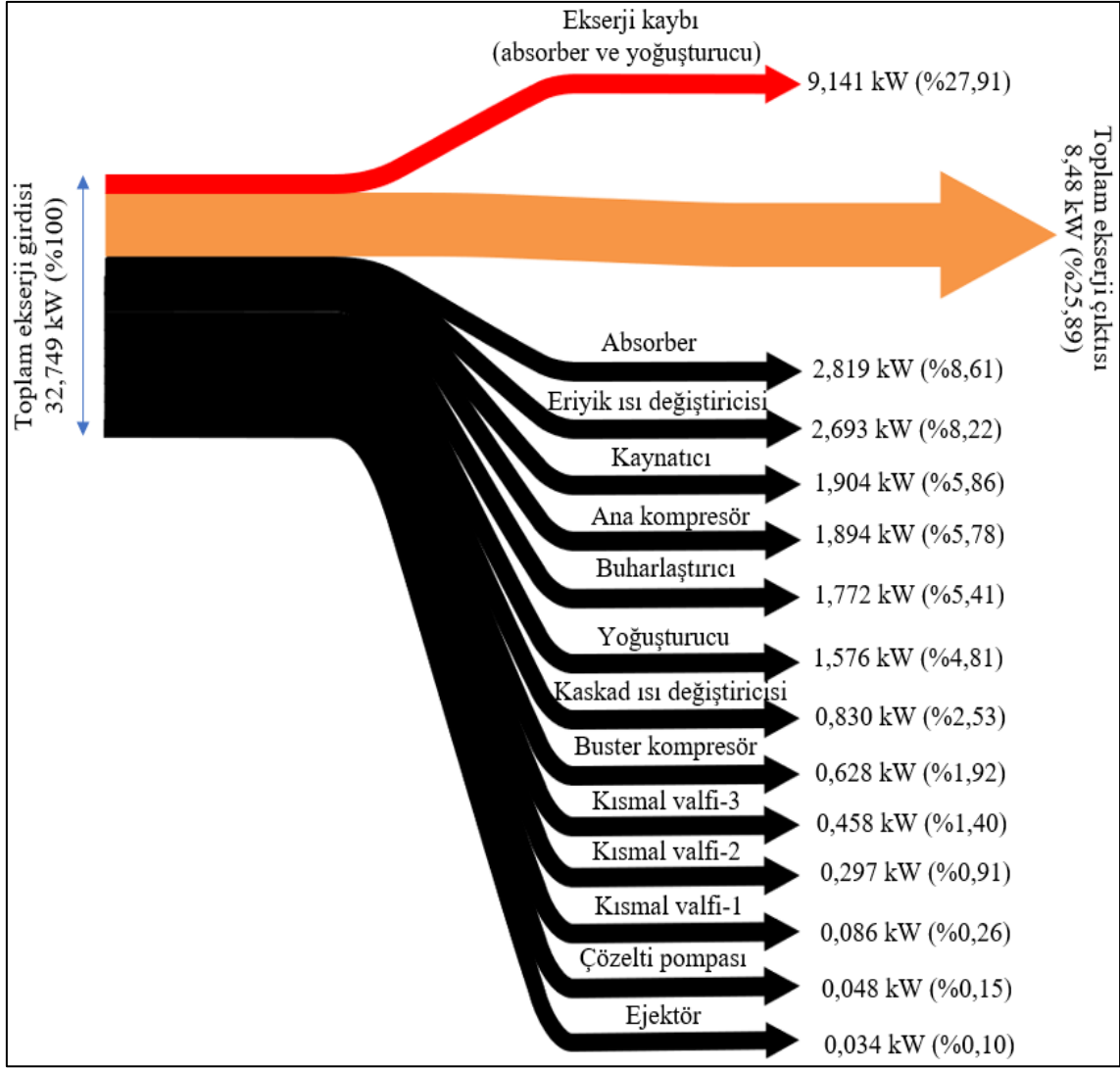
Kaskad soğutma sisteminin kaynatıcı sıcaklığı ile ekserji verim değerinin değişimi Şekil 6.5.'te gösterilmiştir. Absorber ve yoğusturucu sıcaklığının 50°C'de çalıştığı durumda bir optimum kaynatıcı sıcaklığına karşılık gelen maksimum ekserji verim değeri bulunmamaktadır fakat 112°C optimum olarak kabul edilebilir. İlgili optimum kaynatıcı sıcaklık noktalarında kaskad soğutma sisteminin ekserji verim değerleri 0,314 ($T_{kay}=87^{\circ}\text{C}$

ve $T_{abs}=T_{yoğ,2}=40^{\circ}\text{C}$), 0,282 ($T_{kay}=99^{\circ}\text{C}$ ve $T_{abs}=T_{yoğ,2}=45^{\circ}\text{C}$) ve 0,255 ($T_{kay}=112^{\circ}\text{C}$ ve $T_{abs}=T_{yoğ,2}=50^{\circ}\text{C}$) olduğu sonucuna varılmıştır.

50 kW soğutma kapasitesine sahip absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi sonuçlarının özeti Tablo 6.2.'de verilmiştir.

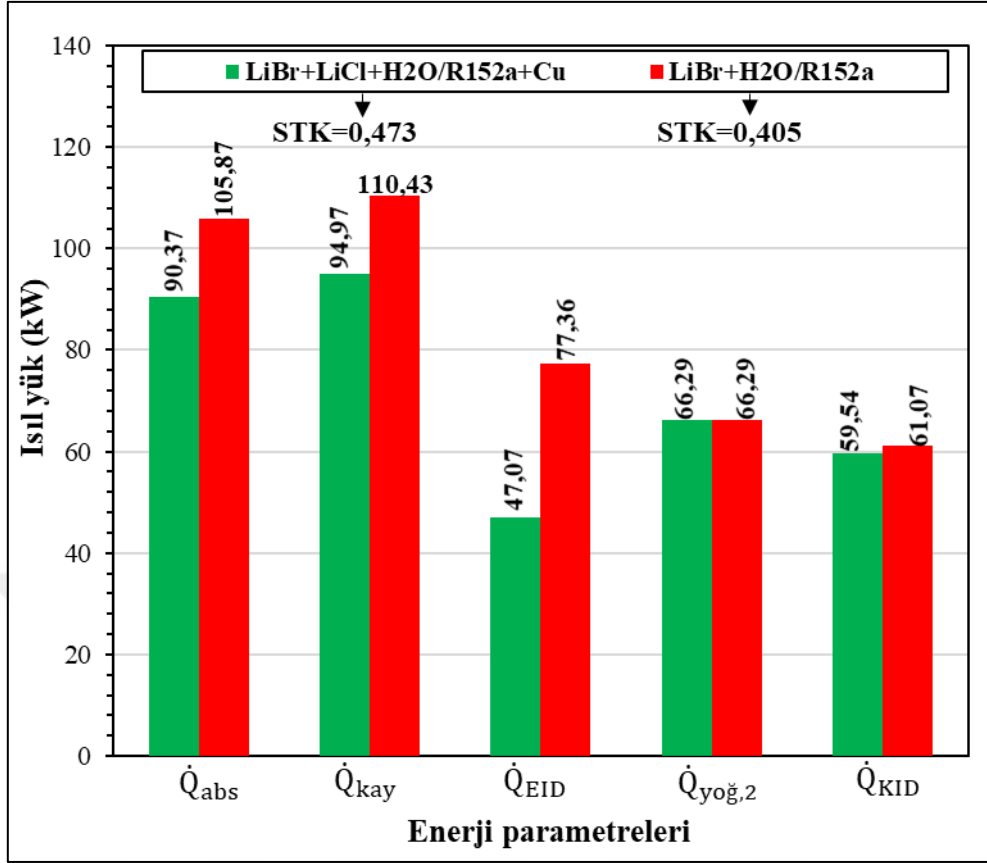
Tablo 6.2. Absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi sonuçlarının özeti

Parametre	Çalışma parametresi		
	$T_{abs}=T_{yoğ,2}=40^{\circ}\text{C}$	$T_{abs}=T_{yoğ,2}=45^{\circ}\text{C}$	$T_{abs}=T_{yoğ,2}=50^{\circ}\text{C}$
	$T_{gen}=83^{\circ}\text{C}/90^{\circ}\text{C}$	$T_{gen}=94^{\circ}\text{C}/100^{\circ}\text{C}$	$T_{gen}=106^{\circ}\text{C}/111^{\circ}\text{C}$
$\dot{Q}_{abs}$ (kW)	88,432/75,867 (-%16,56) ↓	98,538/80,796 (-%21,96) ↓	100,208/85,935 (-%16,61) ↓
$\dot{Q}_{yoğ,2}$ (kW)	63,234/63,528 (%0,46) ↑	63,795/64,088 (%0,46) ↑	64,420/64,663 (%0,38) ↑
$\dot{Q}_{kay}$ (kW)	91,910/79,903 (-%15,03) ↓	102,574/85,305 (-%20,24) ↓	105,009/91,030 (-%15,36) ↓
$\dot{Q}_{KID}$ (kW)	59,540/59,540 (%0)	59,540/59,540 (%0)	59,540/59,540 (%0)
$\dot{Q}_{EID}$ (kW)	52,228/18,449 (-%183,09) ↓	75,138/27,271 (-%175,52) ↓	74,950/35,577 (-%110,67) ↓
$\dot{W}_{top}$ (kW)	10,600/10,600 (%0)	10,600/10,600 (%0)	10,600/10,600 (%0)
$\dot{W}_{\dot{C}P}$ (kW)	0,0181/0,0102 (-%77,45) ↓	0,0368/0,0198 (-%85,86) ↓	0,0366/0,0202 (-%81,19) ↓
Dolaşım oranı	31,008/9,961 (-%211,29) ↓	37,264/12,476 (-%198,69) ↓	31,038/13,818 (-%124,62) ↓
STK_{abs}	0,648/0,745 (%14,97) ↑	0,580/0,698 (%20,34) ↑	0,567/0,654 (%15,34) ↑
$STK_{ejek,bss}$	4,716/4,716 (%0)	4,716/4,716 (%0)	4,716/4,716 (%0)
STK_{genel}	0,488/0,552 (%13,11) ↑	0,442/0,530 (%19,91) ↑	0,432/0,492 (%13,89) ↑
$\dot{E}_{D,top}$ (kW)	13,56/12,97 (-%4,55) ↓	15,13/13,66 (-%10,76) ↓	15,63/15,60 (-%0,19) ↓
ξ_{kaskad} (%)	30,03/31,24 (%4,03) ↑	25,89/28,07 (%8,42) ↑	23,66/23,68 (%0,08) ↑



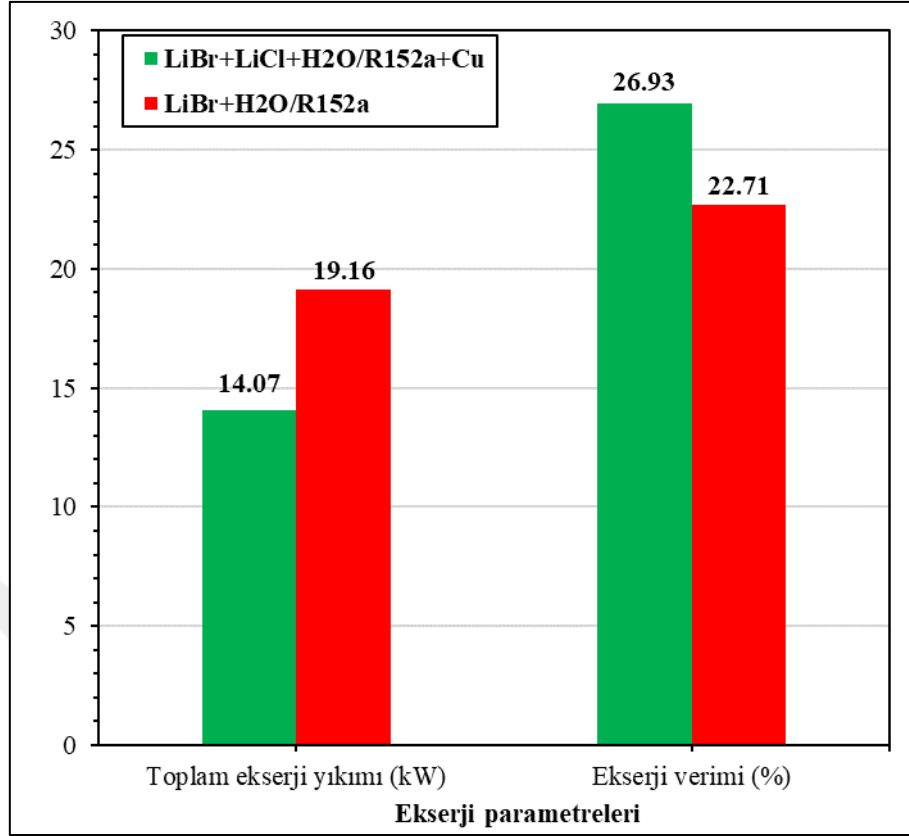
Şekil 6.6. Oluşturulan kaskad soğutma sisteminin ekserji akış diyagramı

Absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sisteminin ekserji akış diyagramı Şekil 6.6.'da verilmiştir. Bu diyagrama göre, kaskad soğutma sisteminin toplam ekserji yıkımına en büyük katkıyı absorbsiyonlu soğutma alt çevriminde yer alan absorber bileşeni yapmaktadır (2,819 kW, %8,61). İkinci en büyük katkı absorbsiyonlu soğutma alt çevriminde yer alan eriyik ısı değiştiricisi bileşeninde meydana gelmiştir (2,693 kW, %8,22). Üçüncü en büyük katkıyı ise absorbsiyonlu soğutma alt çevriminde yer alan kaynatıcı bileşeninde meydana gelmiştir (1,904 kW, %5,86). Ayrıca, kaskad soğutma sisteminden (absorber ve yoğuşturucu) çevreye atılan ve artık kullanılmayan ekserji ise %27,93 olarak elde edilmiştir. Kaskad soğutma sistemini oluşturan bileşenlerinde meydana gelen toplam ekserji yıkımı, sistemin toplam ekserji çıktısını %45,96 oranında azalttığı sonucuna varılmıştır.



Şekil 6.7. LiBr+H₂O/R152a ve LiBr+LiCl+H₂O/R152a+Cu kullanan kaskad soğutma sistemlerinin enerji parametrelerinin kıyaslanması

Kaskad soğutma sistemi için önerilen çözelti karışımı (absorbsiyonlu çevrim - LiBr+LiCl/H₂O) ve nanopartikül katkılı soğutucu akışkan (ejektör genleştircili buhar sıkıştırırmalı çevrim - R152a+%0,5 Cu), LiBr/H₂O-R152a akışkanları kullanılan absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı (ejektör ve buster kompresör ilavesiz) kaskad soğutma sistemi ile aynı çalışma şartları altında karşılaştırılmıştır ($T_{kay}=96^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yoğ,2}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). İncelenen çalışma akışkanlarını kullanan kaskad soğutma sistemlerinin termodinamik açıdan karşılaştırma Şekil 6.7. ve Şekil 6.8.'de verilmiştir Diğer parametreler ve değerleri daha önce Tablo 6.1.'de verildiği gibidir. Şekil 6.7.'den görüldüğü üzere önerilen çalışma akışkanlarını kullanan kaskad soğutma sisteminin STK değeri %16,79 kadar iyileşme göstermiştir. Ayrıca önerilen kaskad soğutma sistemini oluşturan bazı bileşenlerin ısı yükleri absorber için %17,15, kaynatıcı için %16,28, kaskad ısı değiştirgeci için %2,57 ve eriyik ısı değiştiricisi için %64,35 azalmıştır.



Şekil 6.8. LiBr+H₂O/R152a ve LiBr+LiCl+H₂O/R152a+Cu kullanan kaskad soğutma sistemlerinin ekserji parametrelerinin kıyaslanması

Şekil 6.8.'den görüleceği üzere bu çalışmada önerilen çalışma akışkanlarını (LiBr+LiCl+H₂O/R152a+Cu) kullanan kaskad soğutma sisteminin toplam ekserji yıkımı ve ekserji verimi LiBr+H₂O/R152a kullanan klasik kaskad soğutma sistemine göre sırasıyla %36,18 ve %18,58 kadar iyileşme göstermiştir.

6.2.3. Oluşturulan Kaskad Soğutma Sisteminin Literatürdeki Çalışmalar ile Termodinamik Açidan Karşılaştırılması

Bu tez çalışmasında oluşturulan kaskad soğutma sistemin için yapılan kapsamlı termodinamik analiz sonuçlarına dayanarak literatürde mevcut olan çalışmalar ile STK açısından karşılaştırması yapılmıştır. Kaynatıcı sıcaklığı ise literatürde mevcut olan çalışmalardan farklı bir değer olduğu göz önüne alınıp oluşturulan sistemin ne kadar avantajlı olduğu tartışılmıştır. Ayrıca, literatürde düşük sıcaklığa soğutma üretimi ile ilgili çalışmalar sınırlı olmasından kaynaklı sadece dört çalışma ile karşılaştırma yapılmıştır. Karşılaştırma yapılırken araştırmacılar tarafından en yüksek STK değerine sahip olan

çalışma akışkanları göz önüne alınmıştır. Literatürde araştırmacılar tarafından analiz edilen kaskad soğutma sistemlerine ait çalışma koşulları Tablo 6.3.'te listelenmiştir.

Tablo 6.3. Literatürde araştırmacılar tarafından analiz edilen kaskad soğutma sistemlerine ait çalışma koşulları

Yazar	Sistem	Çalışma akışkanı	Çalışma koşulları
Herrera-Romero ve Colorado-Garrido (2020)	Modifiye kaskad soğutma sistemi	$\text{NH}_3\text{-NaSCN/NH}_3$	$\dot{Q}_{\text{buh}}=50 \text{ kW}$, $T_{\text{buh}}=-10^\circ\text{C}$, $T_{\text{yoğ},2} = T_{\text{abs}}=40^\circ\text{C}$, $T_{\text{kay}}=90^\circ\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=10^\circ\text{C}$, $T_{\text{yoğ,kaskad}}=18^\circ\text{C}$ ve EID etkenliği =0,8
Dixit ve diğ. (2016)	Klasik kaskad soğutma sistemi	$\text{LiBr-H}_2\text{O/NH}_3$	$\dot{Q}_{\text{buh}}=100 \text{ kW}$, $T_{\text{buh}}=-40^\circ\text{C}$, $T_{\text{yoğ},2} = T_{\text{abs}}=40^\circ\text{C}$, $T_{\text{kay}}=85^\circ\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=7^\circ\text{C}$, $T_{\text{yoğ,kaskad}}=14^\circ\text{C}$ ve EID etkenliği =0,7
Cimşit ve Öztürk (2012)	Klasik kaskad soğutma sistemi	$\text{LiBr-H}_2\text{O/NH}_3$	$\dot{Q}_{\text{buh}}=50 \text{ kW}$, $T_{\text{buh}}=-10^\circ\text{C}$, $T_{\text{yoğ},2} = T_{\text{abs}}=40^\circ\text{C}$, $T_{\text{kay}}=90^\circ\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=10^\circ\text{C}$, $T_{\text{yoğ,kaskad}}=18^\circ\text{C}$ ve EID etkenliği =0,6
Jain ve diğ. (2018)	Modifiye kaskad soğutma sistemi	$\text{LiBr-H}_2\text{O/NH}_3$	$\dot{Q}_{\text{buh}}=100 \text{ kW}$, $T_{\text{buh}}=-30^\circ\text{C}$, $T_{\text{yoğ},2} = T_{\text{abs}}=35^\circ\text{C}$, $T_{\text{kay}}=90^\circ\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=6^\circ\text{C}$, $T_{\text{yoğ,kaskad}}=11^\circ\text{C}$ ve EID etkenliği =0,7
Ustaoglu (2020)	Klasik kaskad soğutma sistemi	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O/R152a}$	$\dot{Q}_{\text{buh}}=20 \text{ kW}$, $T_{\text{buh}}=-20^\circ\text{C}$, $T_{\text{yoğ},2} = T_{\text{abs}}=45^\circ\text{C}$, $T_{\text{kay}}=100^\circ\text{C}$, $T_{\text{buh,kaskad}}=5^\circ\text{C}$, $T_{\text{yoğ,kaskad}}=20^\circ\text{C}$ ve EID etkenliği =0,5

Önerilen çalışma akışkanlarını kullanan absorpsiyonlu ve ejektör genleştircili buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sisteminin literatürdeki çalışmalar ile STK açısından karşılaştırması Tablo 6.4.'te verilmiştir. Diğer çalışmalar ile karşılaştırıldığında bu tez çalışmasında oluşturulan kaskad soğutma sisteminin kaynatıcının çalışması için gerekli olan sıcaklık azalmış ve STK değerinde iyileşme olduğu gözlemlenmiştir. Bu çalışmada kaskad soğutma sisteminde analiz edilen $\text{LiBr+LiCl+H}_2\text{O/R152a+Cu}$ ile Ustaoglu (2020) tarafından analiz edilen $\text{NH}_3\text{+H}_2\text{O/R152a}$ çalışma akışkanı karşılaştırıldığında kaynatıcı sıcaklığında azalma ve STK değerindeki iyileşme sırasıyla 6°C and %50'dir. Kaynatıcı

sıcaklığında en fazla azalma Herrera-Romero ve Colorado-Garrido (2020) tarafından $\text{NaSCN}+\text{NH}_3/\text{NH}_3$ çalışma akışkanlarını kullanan sistem ile karşılaştırıldığında 10°C olup STK değerindeki iyileşme ise sırasıyla %24,23'tür. Dixit ve diğ. (2016) tarafından analizi yapılan $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ ile 85°C 'deki kaynatıcı sıcaklığında çalışan kaskad soğutma sistemi ile karşılaştırma yapıldığında STK değerinde iyileşme %11,97'dir. Bu çalışmada kullanılan çalışma akışkanı, Jain ve diğ. (2018) tarafından analizi edilen $\text{LiBr}+\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ çalışma akışkanını kullanan kaskad soğutma sistemi için gerekli olan kaynatıcı sıcaklığından 5°C daha düşük olup STK değeri %18,97 daha yüksektir. Son olarak, Cimşit ve Öztürk (2012) tarafından analizi yapılan $\text{LiBr}+\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ ile bu çalışma karşılaştırıldığında %6,25 ile en düşük STK artışı meydana gelmiştir. Bunun temel sebebi daha önce tartışıldığı üzere absorpsiyonlu soğutma çevriminin buharlaştırıcı sıcaklığının yüksek olmasıdır ki bu daha önce yayınlanan çalışmamızda da mevcuttur (Aktemur ve Öztürk, 2022a). Buharlaştırıcı sıcaklığı ne kadar yüksek olursa STK değerinde iyileşme daha düşük kalacaktır. Bu yüzden tasarlanan kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma çevriminin buharlaştırıcı sıcaklığı 5°C 'de sabitlenmelidir.

Tablo 6.4. Oluşturulan kaskad soğutma sisteminin STK açısından literatürdeki çalışmalar ile kıyaslanması

Yazar	Çalışma akışkanı	STK (literatür)	STK (bu çalışma)	Kaynatıcı sıcaklığında azalma	STK'da iyileşme
Herrera-Romero ve Colorado-Garrido (2020)	$\text{NH}_3\text{-NaSCN}/\text{NH}_3$	0,520 ($T_{\text{gen}}=90^\circ\text{C}$)	0,646 ($T_{\text{gen}}=80^\circ\text{C}$)	-10°C	%24,23
Dixit ve diğ. (2016)	$\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$	0,435 ($T_{\text{gen}}=85^\circ\text{C}$)	0,487 ($T_{\text{gen}}=85^\circ\text{C}$)	0°C	%11,97
Cimşit ve Öztürk (2012)	$\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$	0,592 ($T_{\text{gen}}=90^\circ\text{C}$)	0,630 ($T_{\text{gen}}=85^\circ\text{C}$)	-5°C	%6,42
			0,634 ($T_{\text{gen}}=90^\circ\text{C}$)	0°C	%7,11
Jain ve diğ. (2018)	$\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$	0,485 ($T_{\text{gen}}=90^\circ\text{C}$)	0,577 ($T_{\text{gen}}=85^\circ\text{C}$)	-5°C	%18,97
Ustaoglu (2020)	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}/\text{R152a}$	0,252 ($T_{\text{gen}}=100^\circ\text{C}$)	0,378 ($T_{\text{gen}}=94^\circ\text{C}$)	-6°C	%50

6.2.4. Oluşturulan Kaskad Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizinden Elde Edilen Nihai Sonuçların Değerlendirilmesi

Bu bölümde kaskad soğutma sistemi için önerilen çözelti karışımı (absorbsiyonlu çevrim - LiBr+LiCl/H₂O) ve nanopartikül katkılı soğutucu akışkan (ejektör genişletirici buhar sıkıştırıcı çevrim - R152a+%0,5 Cu) kullanılarak enerji ve ekserjiye dayalı kapsamlı bir termodinamik analiz yapılmıştır. Bu kapsamlı termodinamik analiz sonucunda elde edilen kayda değer nihai sonuçlar aşağıda sunulmuştur.

1-Kaskad soğutma sisteminin kaynatıcı sıcaklığı sırasıyla 83°C'den 90°C'ye ($T_{abs}=T_{yoğ,2}=40^{\circ}C$), 94°C'den 100°C'ye ($T_{abs}=T_{yoğ,2}=45^{\circ}C$) ve 106°C'den 111°C'ye ($T_{abs}=T_{yoğ,2}=50^{\circ}C$) yükselmesi ile sistemi oluşturan bileşenlerin ısı kapasitelerinde, çözeltiyi pompalamak için pompanın gücü, dolaşım oranı ve toplam ekserji yıkımında azalma meydana gelir iken dolaşım oranı ve STK değerlerinde artış meydana gelmiştir.

2-Bu çalışmada önerilen çalışma akışkanlarını (LiBr+LiCl+H₂O/R152a+Cu) kullanan kaskad soğutma sisteminin STK değeri, toplam ekserji yıkımı ve ekserji verimi LiBr+H₂O/R152a kullanan kaskad soğutma sistemine göre sırasıyla %16,79, %36,18 ve %18,58 kadar iyileşme göstermiştir. Ayrıca önerilen kaskad soğutma sistemini oluşturan absorber, kaynatıcı ve eriyik ısı değiştirgeci için ısı yükler sırasıyla %17,15, %16,28 ve %64,35 oranında azalmıştır.

3-Literatürde mevcut olan çalışmalar ile yapılan termodinamik açıdan karşılaştırma sonucunda bu çalışmada oluşturulan kaskad soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısındaki iyileşme minimum %6,42 iken maksimum %50'dir. Minimum iyileşmenin %6,42 olmasının temel sebebi karşılaştırılan çalışmanın buharlaştırıcı sıcaklığının yüksek bir değerde (10°C) olmasından kaynaklanmaktadır. Bölüm 5'te ve yayınlanan çalışmamızda (Aktemur ve Öztürk, 2022a) rapor edildiği üzere buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesi (5°C→10°C), bu çalışmada kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu alt çevriminde önerilen LiBr+LiCl/H₂O çözelti karışımının LiBr/H₂O'ya göre avantajını kısmen de olsa kaybetmesiyle sonuçlanır. Ancak bu çalışma ile Dixit ve diğ. (2016) ve Jain ve diğ. (2018) tarafından analizi yapılan çalışmalar ile karşılaştırıldığında ise bu iyileşme sırasıyla %11,97 ve %18,97 kadardır.

7. GÜNEŞ ENERJİSİ TEKNOLOJİSİNİN KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNDE KULLANIMI

Yenilenebilir enerji kaynaklarının 21. yüzyılın ortalarına kadar dünya elektrik piyasasının beşte üçünü ve yakıt pazarının ise beşte ikisini kapsayacağı tahmin edilmektedir (Saliliha ve Birhaneb, 2019). Diğer yenilenebilir enerji kaynakları arasında güneş enerjisi, enerji ihtiyacının büyük bir bölümünün sürdürülebilir ve uygulanabilir bir şekilde karşılanması açısından umut verici bir yenilenebilir enerji kaynağıdır. Güneş enerjisi, soğutma, ısıtma, tuzdan arındırma, güç üretimi ve hidrojen üretimi gibi çeşitli faydalı çıktılar üretmek için uygulanabilir (Bellos ve diğ., 2021). Güneş enerjisinin diğer yenilenebilir enerji kaynaklarına kıyasla kullanılabilirlik, maliyet etkinliği, erişilebilirlik, kapasite ve verimlilik açısından üstün olduğu için yakın gelecekteki enerjinin talebinin karşılanması için kesinlikle en iyi seçenek olması muhtemeldir (Kannan and Vakeesan, 2016).

7.1. Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Çevrimleri

Yenilenebilir enerji kaynakları arasında en umut verici olanı güneş enerjisi olup, özellikle ısı enerjisi ve elektrik enerjisi gibi diğer enerji kaynaklarına dönüştürüldüğünde oldukça etkilidir (Zayed ve diğ., 2019). Güneş enerjisi destekli soğutma çevrimleri güneş enerjisinin kullanımında en popüler uygulamalarından biridir ve maksimum güneş ışıınının kullanılabilirliğinin daha yüksek olduğu günün saatlerinde soğutma talebinin daha yüksek olması nedeniyle oldukça avantajlıdır (Saliliha ve Birhaneb, 2019).

Güneş enerjisi destekli soğutma çevrimleri genel olarak ikiye ayrılır. Birincisi, güneş enerjisinin doğrudan elektrik enerjisine dönüştürüldüğü ve soğutma çevrimini çalıştırmak için güneş pillerinin kullanıldığı kategoridir (Saliliha ve Birhaneb, 2019). Güneş pili tabanlı güneş enerjisi destekli soğutma çevrimleri, termoelektrik soğutma çevrimi ve buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi olarak sınıflandırılır. Güneş pili tabanlı güneş enerjisi ile çalışan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleri, kırsal alanlarda soğuk hava deposu ve aşı muhafazası için kullanılan en geleneksel ve ticarileştirilmiş çevrimler olarak nitelendirilir (Kaushik ve diğ., 2016). İkincisi ise, bir güneş toplayıcısının güneş enerjisinden elektrik enerjisi üretmek yerine soğutucu akışkanı toplayıcı boruları aracılığıyla doğrudan ısıttığı kategoridir (Saliliha ve Birhaneb, 2019). Bu tip güneş enerjisini kullananlar ise absorpsiyonlu, adsorpsiyonlu ve ejektörlü soğutma çevrimleridir

(Alobaid ve diğ., 2017). Güneş enerji destekli soğutma çevrimlerinin başlıca avantajları, elektrik tesisleri için pik yüklerin, birincil enerji tüketiminin ve küresel ısınma etkisinin azaltmaları ile ilgilidir (Zhai ve diğ., 2011)

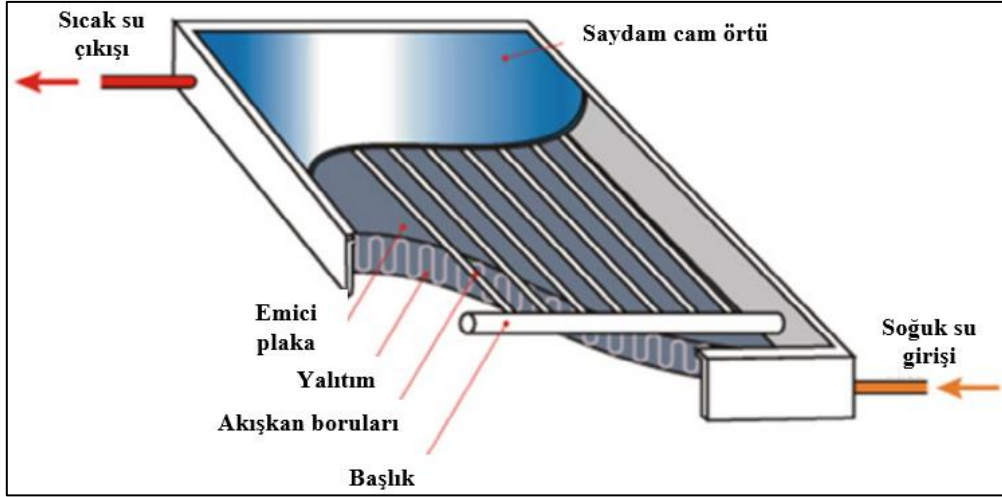
7.1.1. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimleri

Absorbsiyonlu soğutma çevrimleri, onlarca yıldır büyük binalarda geleneksel olarak doğal gaz veya endüstriyel atık ısı ile çalıştırılmaktadır. Son yıllarda demonstrasyon projeleri bu soğutma çevrimlerini çalıştırmak için güneş enerjisinin kullanma potansiyelini göstermiştir (Shirazi ve diğ., 2018). Güneş toplayıcısı, gelen güneş ışınımını absorbe eden, faydalı enerjiye dönüştüren ve bu enerjiyi toplayıcıda dolaşan bir akışkana (su, yağ veya hava) aktaran bir cihazdır. Toplanan ısı enerjisi, doğrudan ısı olarak çalışan bir sisteme (ısıtma, soğutma veya güç üretim) beslenebilir veya daha sonra kullanılmak üzere bir enerji depolama tankında depolanabilir (Shirazi ve diğ., 2018).

Güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu soğutma teknolojisinin çevre dostu ve sürdürülebilir olması açısından kullanımı popüler hale gelmiştir (Altun ve Kılıç, 2020; İbrahim ve diğ., 2021; Uçkan ve Yousif, 2021). Dünya çapında kurulu çoğu güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu soğutma grupları, düz plakalı toplayıcı veya vakum borulu toplayıcı ile çalışan tek etkili absorpsiyonlu soğutma gruplarına dayanmaktadır. Bu konfigürasyon genellikle Avrupa iklimlerinde en umut verici tasarım olarak kabul edilmektedir (Shirazi ve diğ., 2016). Vakum borulu toplayıcıların 150°C'ye kadar yüksek olan sıcaklıklarda çalışsa bile düz plakalı toplayıcılara nazaran daha iyi ısı verimliliğinde işlem görürler (Shirazi ve diğ., 2018).

7.1.1.1. Düz Plakalı Güneş Toplayıcısı

Düz plakalı toplayıcılar, güneşten gelen doğrudan ve yaygın (difüz) ışınımı toplayarak ısı üretilmesi bakımından en basit, muhtemelen en ucuz yoldur. Düz plakalı güneş toplayıcıları esas olarak güneş ışınımına izin veren şeffaf bir cam örtüden, alüminyum veya bakır malzemeden meydana gelen yutucu plaka, ısı transfer akışkanını taşıyan borular, ısı kayıplarını minimuma indirmek için ısı yalıtım malzemesinden ve kasadan meydana gelir. Düz plaka toplayıcının başlıca dezavantajı, yoğunlaştırıcı (odaklayıcı) olmaması nedeniyle ısı kaybı alanının büyük olmasıdır (Shirazi ve diğ., 2018).



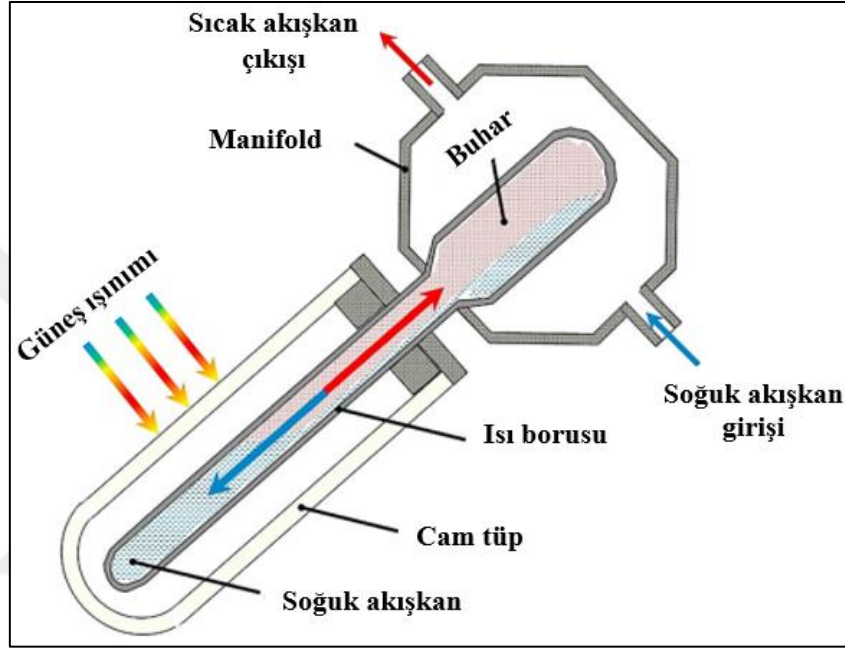
Şekil 7.1. Düz plakalı güneş toplayıcısının şematik olarak gösterimi

Şekil 7.1.'de tipik bir düz plakalı güneş toplayıcısının şematik olarak gösterimi verilmiştir (Shirazi ve diğ., 2018). Düz plakalı toplayıcılar genellikle evsel sıcak su ve alan ısıtma sağlamak gibi düşük sıcaklıklı uygulamalar için kullanılırken, 80-120°C arasında çalışan bazı çift camlı düz plakalı toplayıcı türleri tek etkili absorpsiyonlu soğutma gruplarını çalıştırmak için kullanılabilir. Faydalı ısı kazancı miktarını ve dolayısıyla toplayıcının ısıl verimini olumsuz etkileyen faktör olarak ısı kayıplarının daha yüksek çalışma sıcaklıklarında aşırı derecede yüksek olduğuna dikkat edilmelidir (Shirazi ve diğ., 2018).

7.1.1.2. Isı Borulu Vakum Tüplü Güneş Toplayıcıları

Isı borulu vakum tüplü güneş toplayıcıları, borosilikat (borcam) malzemeden üretilen havası boşaltılmış cam tüp, güneş enerjisini soğuran seçici yüzey, cam tüpün içindeki ısıyı bakır malzemeden üretilen ısı borusuna aktaran alüminyum kanatçıklar, bu ısıyı kullanılan akışkana aktaran bir ısı borusu ve soğuk suyun dağıtımını ve elde edilen sıcak suyun toplanmasını sağlamakta kullanılan manifoldtan meydana gelir (Düzcan, 2019). Cam tüpler arasındaki vakumu muhafaza etmek için baryum elementi kullanılır. İçteki cam borunun dış yüzeyi özel seçici bir yüzeyle kaplanmıştır. NASA tarafından bulunan seçici yüzey ile güneş ışınları mükemmel bir şekilde soğrulur (<0.92) ve yansıma (<0.08) olabildiğinde en aza indirgenir (Yavuz, 2020). Dış cam tüp şeffaf iken, iç cam tüp ise seçici bir kaplama ile kaplanmıştır. Güneş ışınları ilk olarak şeffaf olan dış cam tüpten geçer ve iç cam tüp tarafından emilir. İç içe geçmiş cam tüplerdeki vakum sayesinde taşınım ve iletimle olan ısı kayıpları en aza indirilir. Böylece ısı, iç cam tüplerin içinde

kalır ve güneş ışımasını verimli bir şekilde toplar (Sabiha ve diğ., 2015; Düzcan, 2019). Düz plakalı toplayıcılarda olduğu gibi bu tip toplayıcılar da hem doğrudan hem de yayılmış güneş ışıınımlarını toplayabilirler (Shirazi ve diğ., 2018; Kumar ve diğ., 2019). Yüksek sıcaklıktaki işlemler için vakum borulu toplayıcıların ısı verimi düz plakalı toplayıcılara nazaran daha üstündür. Ayrıca, herhangi bir hava koşulunda bile düz plakalı güneş toplayıcılarına kıyasla çok daha yüksek ısı verim sağlar (Sabiha ve diğ., 2015).



Şekil 7.2. Isı borulu vakum tüplü güneş enerjisi toplayıcısı

Şekil 7.2.'de ısı borulu vakum tüplü güneş enerjisi toplayıcısının şematik diyagramı gösterilmiştir. Isı transfer akışkanı güneşten aldığı enerjiyle birlikte ısınır ve sıcaklığı 25°C'ye ulaştığında akışkan faz değiştirir ve buharlaşmaya başlar. Buharlaşan akışkanın yoğunluğu azaldığı için borunun üst kısmına doğru yükselmeye başlar. Kondenser kısmına gelen ısı transfer akışkanı, manifold içerisinde bulunan diğer bir ısı transfer akışkanına ısısını aktarmaktadır. Böylece ısı borusu içerisindeki akışkan yoğunlaşmaktadır. Isı borusunda yoğunlaşan akışkan tekrar vakum tüp içerisine gelerek döngüyü devam ettirmektedir (Shirazi ve diğ., 2018; Kumar ve diğ., 2019).

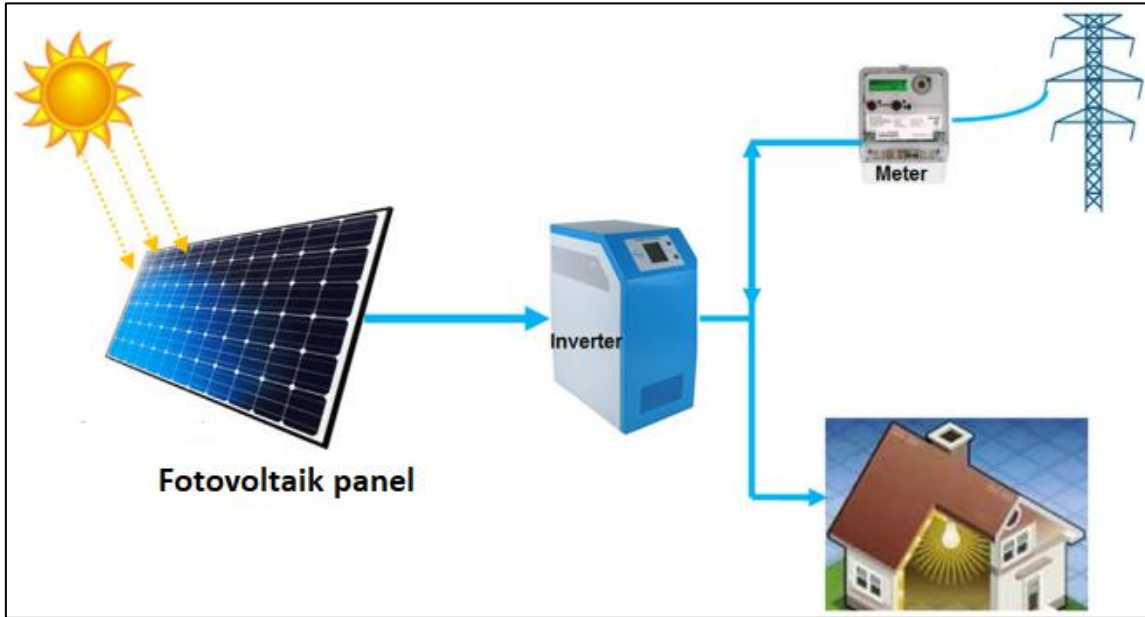
7.1.2. Güneş Enerjisi Destekli Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Çevrimleri

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinde önemli miktarda elektrik enerjisine ihtiyaç duyulmaktadır. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinde kompresör, alternatif akım

motoru yerine doğru akım motorunun harekete geçirilmesiyle işlem görmektedir. Doğru akım motorunun elektriği güneş pilleri aracılığıyla karşılanır (Sevinç ve Güngör, 2012). Bir fotovoltaik modül oluşturarak güneş hücreleri, güneş enerjisini doğrudan elektriğe dönüştüren ve elektriğe ihtiyaç duyan herhangi bir sistemi çalıştırmak için kullanılan yarı iletken malzemelerdir (Jordehi, 2016). Fotovoltaik teknolojisi, çok az bakım gerektiren, işletme maliyeti olmayan, sağlam ve basit bir tasarıma sahiptir (Parida ve diğ., 2011). Fotovoltaik sistemler şebeke bağımlı ve şebeke bağımsız olmak üzere iki farklı çalışma prensibine dayanır.

7.1.2.1. Şebekeye Bağlı Fotovoltaik Sistemler

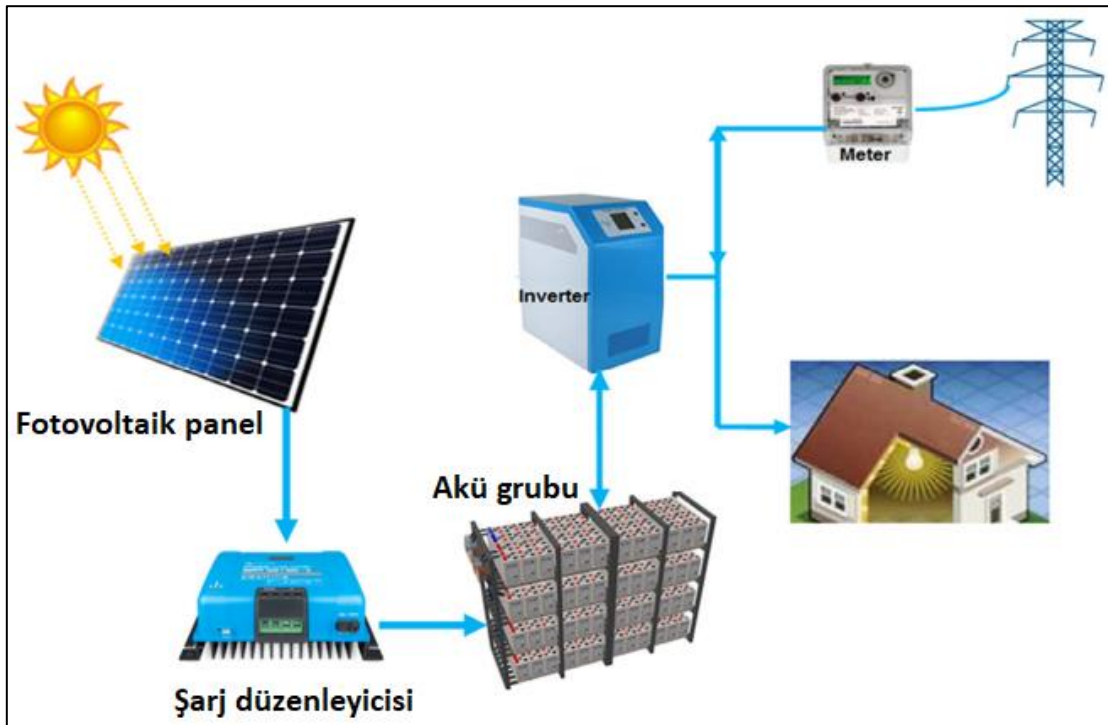
Şebekeye bağlı fotovoltaik sistemler güneşten gelen enerjiyi, güneş hücreleri aracılığıyla doğru akıma ve ardından bir invertör (frekans düzenleyici yada güç çevirici) aracılığıyla alternatif akıma dönüştürür. Bu tip sistemler, üretilen elektriğin hücrelerde depolanmak yerine tüketilmesi prensibiyle çalışan hem fotovoltaik panellerden hem de elektrik şebekesinden enerji alabilen bir ekipman setidir. (Bellos ve diğ., 2019; Awasthi ve diğ., 2020; Emiroğlu ve diğ., 2021). Ayrıca bu tip sistemler uygun maliyetli, tasarımı basit, kolay yönetilebilir ve daha az bakım gerektirir. Tipik bir şebekeye bağımlı fotovoltaik sistemin şematik olarak gösterimi Şekil 7.3.'te verilmiştir (Awasthi ve diğ., 2020).



Şekil 7.3. Tipik şebekeye bağımlı bir fotovoltaik sistem

7.1.2.2. Şebekeden Bağımsız Fotovoltaik Sistemler

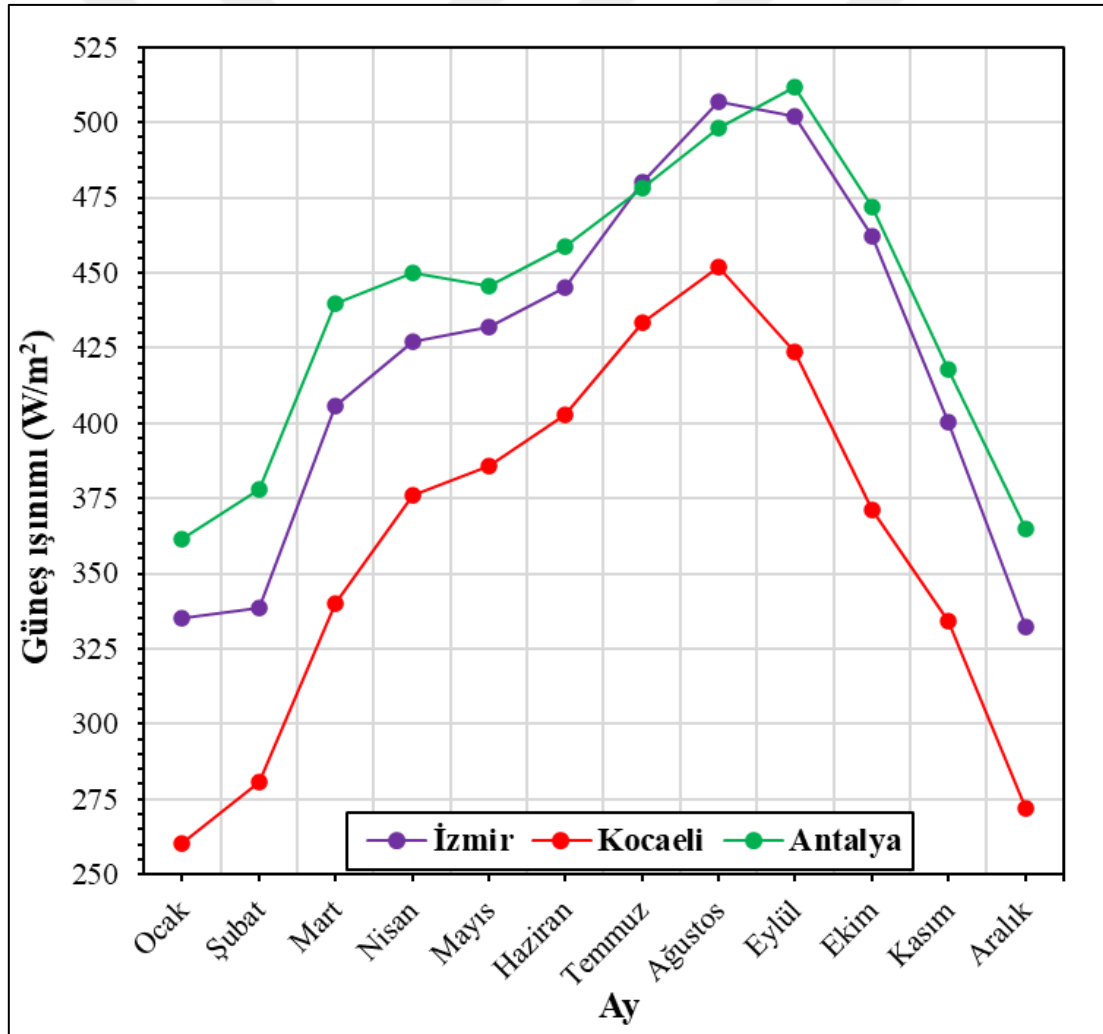
Şebekeden bağımsız fotovoltaik sistemler, elektrik şebekesine bağlı olmayan bir ekipman setinin kurulumunu ifade eder. Bu tip sistemlerin çalışması, güneş ışınımını elektrik enerjisine dönüştüren ve akım veya voltajı ayarlamak için şarj kontrol cihazına ileten fotovoltaik paneller üzerine çarpmasıyla başlar. Üretilen elektrik enerjisinin ihtiyacı karşılayabilecek seviyede olması durumunda aküler, enerjiyi depolamak için yardımcı bir kaynak olarak kullanılır. Depolanan bu enerji, güneş ışınımının az etkin yada hiç olmadığı veya gece boyunca kullanılabilir. Akülerde depolanan doğru akım enerjisi bir invertör ile alternatif akım haline getirilerek kullanıma sunulur (Ghafoor ve Munir, 2015; Awasthi ve diğ., 2020). Bu tip sistemlerde bazı günler sürekli olarak güneşin görünmemesi veya fotovoltaik panellerin üzerinde kar birikmesi durumunda yedek jeneratörlere ihtiyaç duyulur. Yedek jeneratörlerin alternatif akım çıkışı doğrudan kullanıma alınabilir veya akülerde depolamak için doğru akıma dönüştürülebilir. Nihai olarak bu tip sistemler daha fazla ekipmana sahiptir ve doğrudan şebekeye bağlı sistemlere göre nispeten daha maliyetli ve pahalıdır (Awasthi ve diğ., 2020). Tipik bir şebekeden bağımsız fotovoltaik sistemin şematik olarak gösterimi Şekil 7.4.'te verilmiştir (Awasthi ve diğ., 2020).



Şekil 7.4. Tipik şebekeden bağımsız bir fotovoltaik sistem

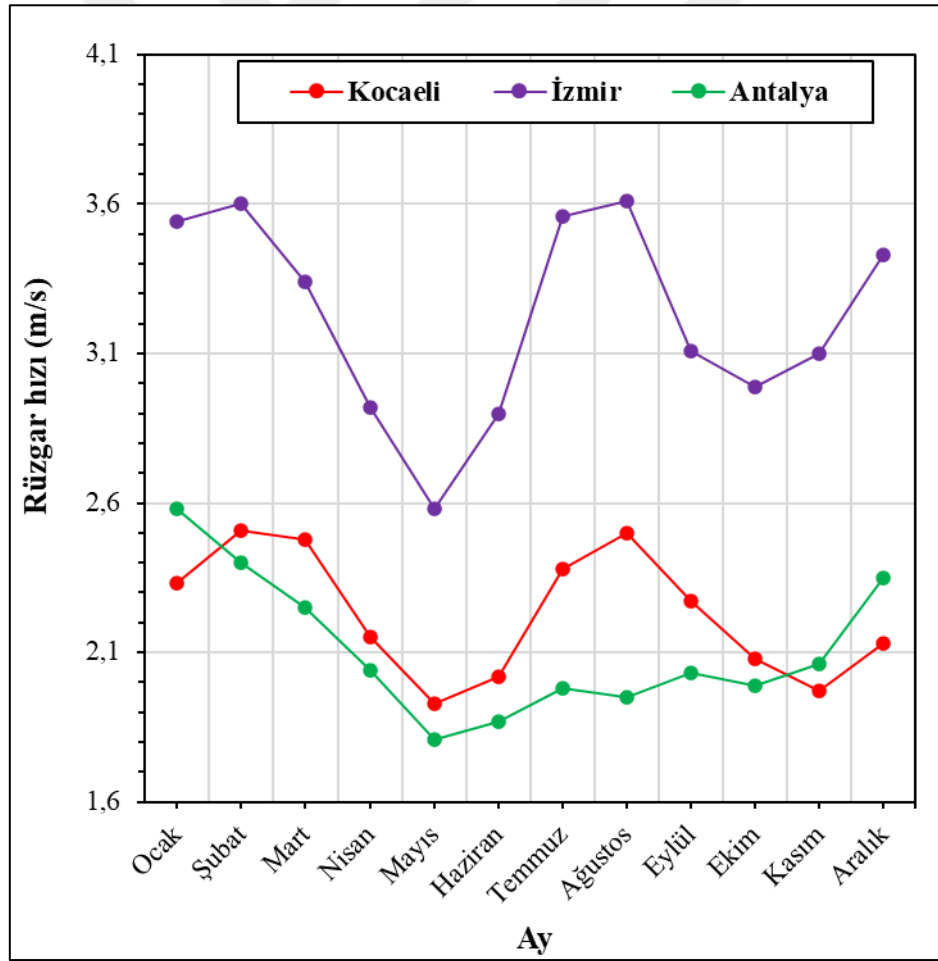
7.2. Analizde Kullanılacak Şehirlerin İklim Verileri

Bu çalışmada oluşturulan kaskad soğutma sisteminin güneş enerjisi ile ilgili termodinamik analizini gerçekleştirmek için Türkiye'nin farklı bölgelerinden Kocaeli, İzmir ve Antalya seçilmiştir. Türkiye'nin en kalabalık onuncu şehri olan Kocaeli şehri, Marmara Denizi kıyısında yer alır. Kocaeli, 40,78 enlem ve 29,91 boylamda yer almaktadır. Diğer incelenen şehir olan Antalya, uluslararası turizmin başkenti olup Akdeniz bölgesinin batı kısmında yer alan ve nüfus bakımından Türkiye'nin en kalabalık beşinci şehridir. Antalya, 36,91 enlem ve 30,70 boylamda yer almaktadır. Son incelenen şehir olan İzmir, Türkiye'nin batısında, Ege kıyılarında yer alır ve Türkiye'nin üçüncü büyük şehridir. İzmir, 38,42 enlem ve 27,14 boylamda yer almaktadır.



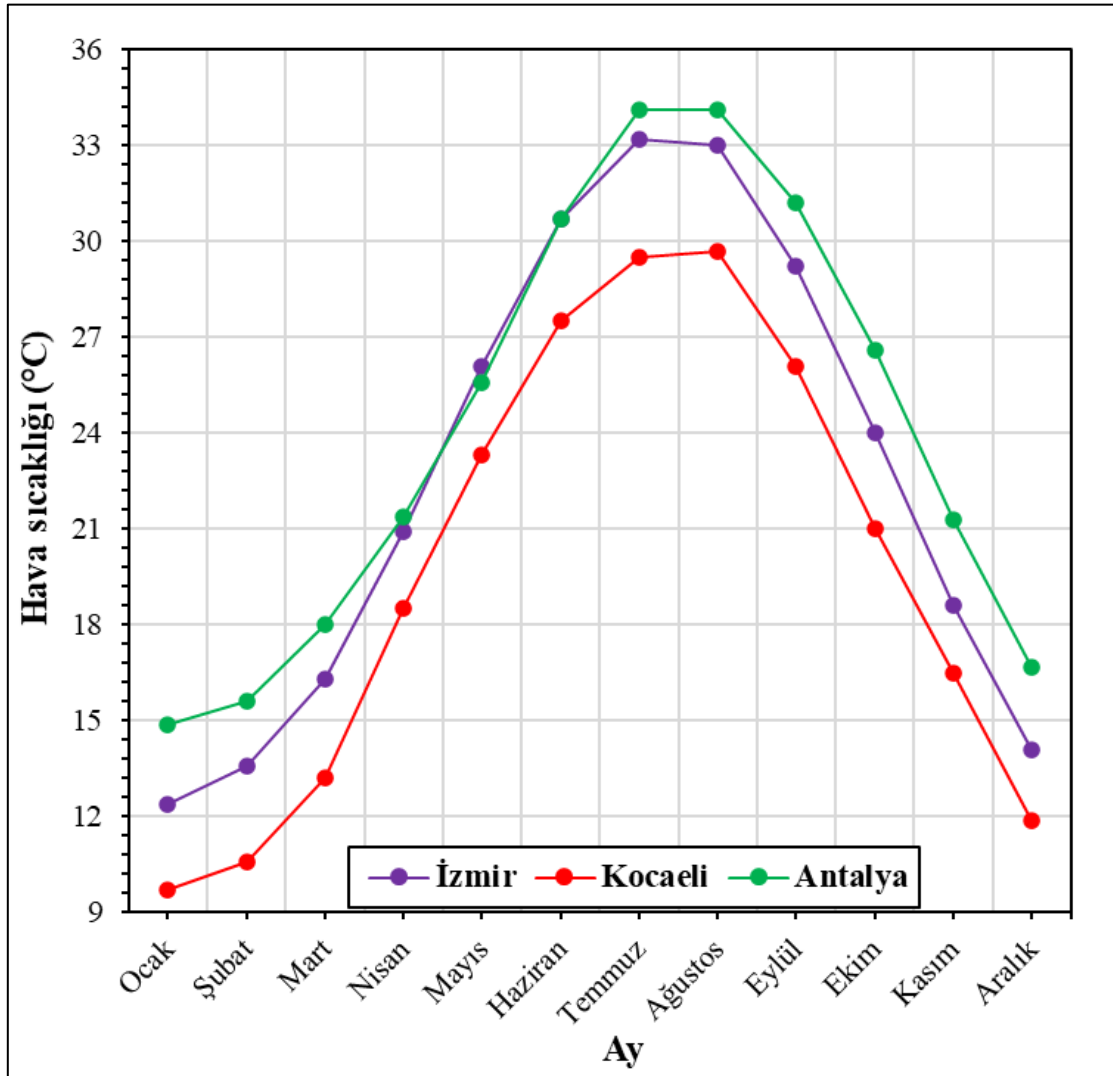
Şekil 7.5. Seçilen şehirlerin ortalama anlık güneş ışıınım değerlerinin aylık ortalama değişimi

Şekil 7.5.'te Kocaeli, İzmir ve Antalya şehirlerinin aylara göre ortalama anlık güneş ışınlam değerlerinin yıl boyunca olan değişimi gösterilmiştir. Tüm şehirlerin güneş ışınlam verileri Ocak 2001 ile Aralık 2020 tarihleri arasında elde edilen ortalama değerlerdir. Bu değerler Ulusal Havacılık ve Uzay Dairesi (NASA) tarafından ücretsiz olarak halka sunulan veri erişim görüntüleyicisinden temin edilmiştir (URL-19). Tüm aylarda Kocaeli şehrinin güneş ışınlam değerleri diğer şehirlere nazaran daha düşük kaldığı tespit edilmiştir. Antalya şehrinin güneş ışınlam değerleri Temmuz ve Ağustos aylarında İzmir'e göre kısmende olsa daha düşük kalmaktadır. Kocaeli şehrinin Ağustos ayında güneş ışınlam değeri $451,94 \text{ W/m}^2$, İzmir şehrinin Ağustos ayında güneş ışınlam değeri $506,67 \text{ W/m}^2$ ve Antalya şehrinin Eylül ayında güneş ışınlam değeri $511,78 \text{ W/m}^2$ ile maksimuma ulaşmaktadır. En düşük güneş ışınlam değerleri ise Kocaeli için Ocak ayında $260,32 \text{ W/m}^2$, İzmir için Aralık ayında $332,27 \text{ W/m}^2$ ve Antalya için Ocak ayında $361,22 \text{ W/m}^2$ 'dir.



Şekil 7.6. Seçilen şehirlerin ortalama rüzgar hızı değerlerinin aylık ortalama değişimi

Şekil 7.6.'da Kocaeli, İzmir ve Antalya şehirlerinin aylara göre ortalama rüzgar hızı değerlerinin yıl boyunca olan değişimi gösterilmiştir. Tüm şehirlerin rüzgar verileri Ocak 2001 ile Aralık 2020 tarihleri arasındaki ortalama değerlerdir. Bu değerler Ulusal Havacılık ve Uzay Dairesi (NASA) tarafından ücretsiz olarak halka sunulan veri erişim görüntüleyicisinden temin edilmiştir (URL-19). Kocaeli ve İzmir şehirlerinin Ağustos ayında rüzgar hızı değerleri sırasıyla 2,5 m/s ve 3,61 m/s ile maksimum iken Antalya şehrinin rüzgar hızı değeri Ocak ayında 2,58 m/s ile maksimumdur. En düşük rüzgar hızı değerleri ise Mayıs ayında Antalya, Kocaeli ve İzmir için sırasıyla 1,81 m/s, 1,93 m/s ve 2,58 m/s'dir.



Şekil 7.7. Seçilen şehirlerin ortalama hava sıcaklık değerlerinin aylık ortalama değişimi

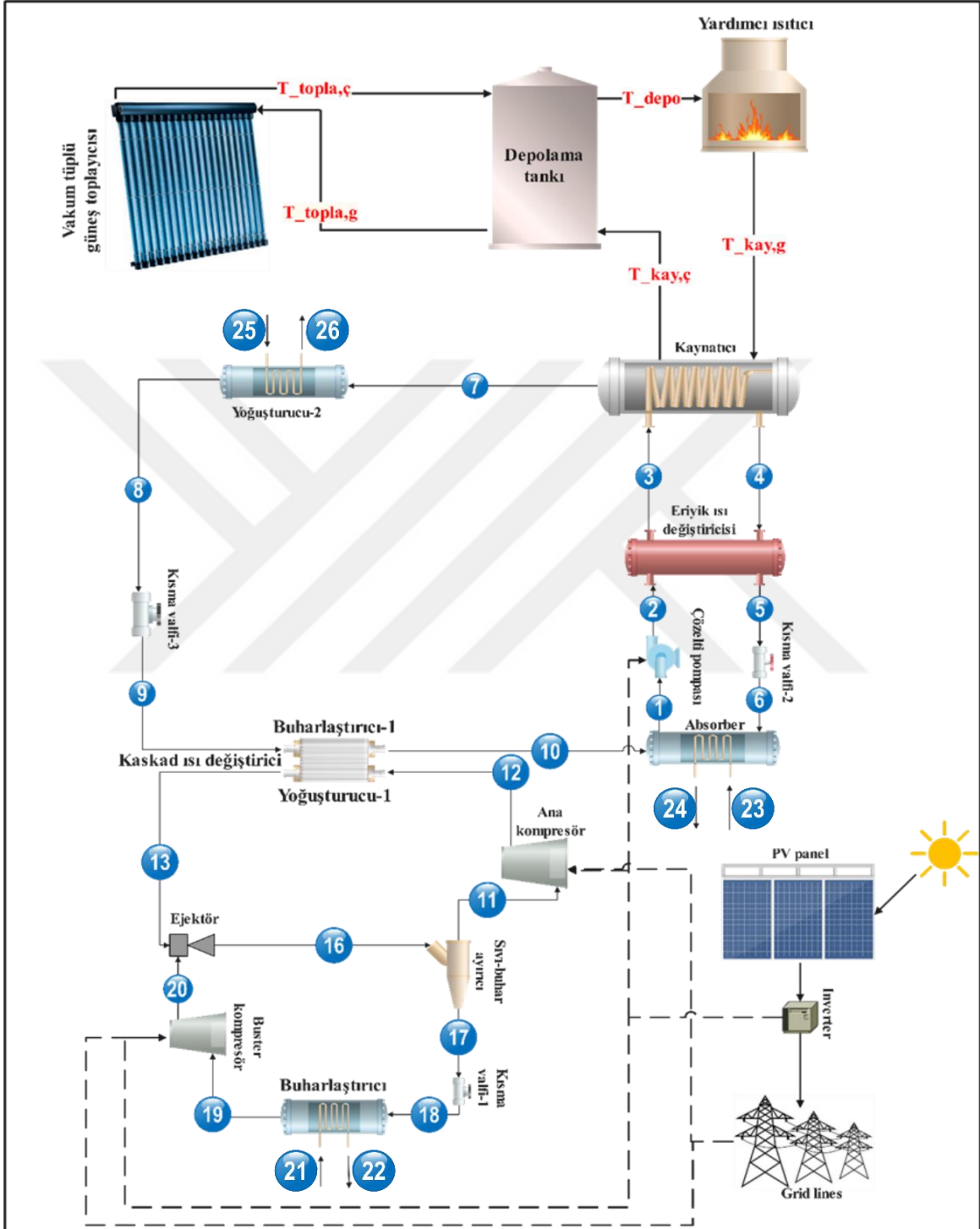
Şekil 7.7.'de Kocaeli, İzmir ve Antalya şehirlerinin aylara göre ortalama hava sıcaklıklarının yıl boyunca olan değişimi gösterilmiştir. İncelenen tüm şehirlerin ortalama en yüksek sıcaklık verileri Meteoroloji Genel Müdürlüğü web sitesinden ücretsiz olarak temin edilmiştir. Ölçüm periyodu 1929-2021 arasındaki yılların ortalamasına dayanmaktadır (URL-20). Tüm aylarda Kocaeli şehrinin hava sıcaklık değerleri diğer şehirlere nazaran daha düşük kalmıştır. Kocaeli şehrinin Ağustos ayında hava sıcaklık değeri 29,7°C ile maksimum iken Antalya ve İzmir şehirlerinin hava sıcaklık değerleri Temmuz ayında sırasıyla 34,1°C ve 33,2°C ile maksimumdur. En düşük hava sıcaklık değerleri ise Ocak ayında Kocaeli için 9,7°C, İzmir için 12,4°C ve Antalya için 14,9°C'dir.

7.3. Güneş Enerjisi Destekli Kaskad Soğutma Sistemi

Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin şematik olarak gösterimi Şekil 7.8.'de verilmiştir. Oluşturulan kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevriminde buharlaştırıcı, kısma valfi-1, sıvı-buhar ayırıcı, ana kompresör, buster kompresör ve çift fazlı ejektör yer almaktadır. Çift fazlı ejektörde, sabit basınçta karışım teorisine nazaran daha iyi performans çıktısı veren sabit alanda karışım teorisi kullanılmıştır (Atmaca ve diğ., 2019). Kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevriminde ise absorber, yoğuşturucu, kısma valfi-2, kısma valfi-3, eriyik ısı değiştiricisi ve çözelti pompası yer almaktadır. Sistem kaskad olarak oluşturulduğu için her iki çevrimi birbirine bağlayan bir kaskad ısı değiştiricisi bulunmaktadır. Bu kaskad ısı değiştiricisi ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevrimi için yoğuşturucu görevi görürken, kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevriminde ise buharlaştırıcı olarak görev görmektedir.

Kaskad soğutma sisteminin güneş enerjisi destekli durumu için ise absorpsiyonlu soğutma alt çevriminde vakum tüplü güneş toplayıcısı, enerji depolama tankı ve yardımcı ısıtıcı olarak doğalgaz kazanı kullanılmıştır. Güneş enerjisinden yararlanma oranı olarak %70 kabul edilmiştir (Goralı, 2007; Gündüz, 2020). İş girdisi gerekli olan bileşenler olan çözelti pompası, buster kompresör ve ana kompresör için ise şebekeye bağımlı fotovoltaiik sistem kullanılmıştır. Fotovoltaiik sistem güneşlenme süresi dahilinde elektrik enerjisi

üretimi sağlayacağı için diğer zamanlarda şebekeden elektrik enerjisine ihtiyaç duymaktadır.



Şekil 7.8. Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sisteminin şematik gösterimi

7.3.1. Güneş Toplayıcısının Enerji ve Ekserji Modeli

Güneş ışıının gün boyu etkili olduğu durumlar için toplayıcıların güneş ışıını faydalı ısıya dönüştürme rolüne sahiptir. Bu çalışmada tipik bir ısı borulu vakum tüp güneş toplayıcıları kullanılmıştır. İlgili toplayıcı modelinin teknik özellikleri Tablo 7.1.'de verilmiştir (URL-21, 2022).

Tablo 7.1. Tipik bir ısı borulu vakum tüp güneş toplayıcıların teknik özellikleri

Parametre	Değer
Absorber yüzeyi	1,03 m ²
Toplayıcı ölçüleri	709 mm x 2031 mm x 143 mm
Optik verim	0,82
Isı kayıp katsayısı	1,62 W/m ² /°C
Maksimum işletme basıncı	6 bar
Maksimum durgunluk sıcaklığı	295°C
Ağırlık	26 kg

Katologdan alınan verilere dayanarak ilgili toplayıcının ısı verimi ($\eta_{\text{toplayıcı}}$) Denklem (7.1)'de verilmiştir.

$$\eta_{\text{toplayıcı}} = 0,82 - 1,62 \left(\frac{T_{\text{ort}} - T_{\text{çevre}}}{I} \right) \quad (7.1)$$

Yukarıdaki Denklem (7.1)'de eşitliğin sağındaki ilk terim toplayıcının optik verimini, ikinci terimi toplayıcının ısı kayıp katsayısını, T_{ort} toplayıcıya giren ve çıkan ısı transfer akışkanının yani suyun ortalama sıcaklığı (°C veya K), $T_{\text{çevre}}$ çevre sıcaklığı (°C veya K) ve I anlık güneş ışıınıdır (W/m²).

Güneş toplayıcılarının kazandığı faydalı ısı ($\dot{Q}_{\text{yarar}}$) Denklem (7.2) ile hesaplanır (Dinçer ve diğ., 2017).

$$\dot{Q}_{\text{yarar}} = A_{\text{toplayıcı}} I \eta_{\text{toplayıcı}} \quad (7.2)$$

Güneş toplayıcılarında dolaşan akışkanın kütleli debisi ($\dot{m}_{\text{toplayıcı}}$) Denklem (7.3) ile hesaplanır (Bellos ve diğ., 2016b).

$$\dot{m}_{\text{toplayıcı}} = 0,02 A_{\text{toplayıcı}} \quad (7.3)$$

Güneş toplayıcısından çıkan akışkanın sıcaklığı ($T_{\text{toplayıcı},\phi}$) Denklem (7.4) ile hesaplanır (Dinçer ve diğ., 2017).

$$T_{\text{toplayıcı},\phi} = T_{\text{toplayıcı},g} + \frac{\dot{Q}_{\text{yarar}}}{\dot{m}_{\text{toplayıcı}} c_p} \quad (7.4)$$

Yukarıdaki Denklem (7.4)'te $T_{\text{toplayıcı},g}$ toplayıcıya giren ısı transfer akışkanının sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$ veya K) ve c_p ise özgül ısıdır ($\text{kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$ veya $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$).

Toplayıcılara düşen güneş ışıınımı ($\dot{E}_{\text{güneş,toplayıcı}}$) ekserjisi aşağıdaki Denklem (7.5) ile hesaplanır (Dinçer ve diğ., 2017).

$$\dot{E}_{\text{güneş,toplayıcı}} = A_{\text{toplayıcı}} I \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{\text{güneş}}} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{\text{güneş}}} \right)^4 \right] \quad (7.5)$$

Yukarıdaki Denklem (7.5)'te $T_{\text{güneş}}$ güneşin yüzey sıcaklığıdır (K) ve 4350 K olarak alınmıştır (Bellos ve diğ., 2016b).

Toplayıcıya giren akışkanın ekserjisi ($\dot{E}_{\text{toplayıcı},g}$) aşağıdaki Denklem (7.6) ile hesaplanır (Dinçer ve diğ., 2017).

$$\dot{E}_{\text{toplayıcı},g} = \dot{m}_{\text{toplayıcı}} c_p \left(T_{\text{toplayıcı},g} - T_0 - T_0 \ln \frac{T_{\text{toplayıcı},g}}{T_0} \right) \quad (7.6)$$

Toplayıcıyı terk eden ısı transfer akışkanının ekserjisi ($\dot{E}_{\text{toplayıcı},\phi}$) aşağıdaki Denklem (7.7) ile hesaplanır (Dinçer ve diğ., 2017).

$$\dot{E}_{\text{toplayıcı},\phi} = \dot{m}_{\text{toplayıcı}} c_p \left(T_{\text{toplayıcı},\phi} - T_0 - T_0 \ln \frac{T_{\text{toplayıcı},\phi}}{T_0} \right) \quad (7.7)$$

Faydalı ekserji kazanımı ($\dot{E}_{\text{topla,yarar}}$), toplayıcıya akışkanla gelen ve giden enerjilerin ekserji farkı olup Denklem (7.8) ile hesaplanır (Dinçer ve diğ., 2017).

$$\dot{E}_{\text{toplayıcı,yarar}} = \dot{m}_{\text{toplayıcı}} c_p \left(T_{\text{toplayıcı},\phi} - T_{\text{toplayıcı},g} - T_0 \ln \frac{T_{\text{toplayıcı},\phi}}{T_{\text{toplayıcı},g}} \right) \quad (7.8)$$

Vakum tüplü güneş toplayıcısı etrafındaki bir kontrol hacmi için ekserji denge denklemi kullanılarak toplayıcının ekserji yıkımı ($\dot{E}_{D,toplayıcı}$) Denklem (7.9) ile hesaplanır (Dinçer ve diğ., 2017).

$$\dot{E}_{D,toplayıcı} = \dot{E}_{güneş,toplayıcı} - \dot{E}_{toplayıcı,yarar} \quad (7.9)$$

Toplayıcının ekserji verimi ($\zeta_{toplayıcı}$) aşağıdaki Denklem (7.10) ile hesaplanır (Bellos ve diğ., 2016b).

$$\zeta_{toplayıcı} = \frac{\dot{E}_{toplayıcı,yarar}}{\dot{E}_{güneş,toplayıcı}} \quad (7.10)$$

Yukarıda enerji ve ekserji ile ilgili hazırlanan tüm denklem takımları, absorpsiyonlu ve ejektör genişletirici buhar sıkıştırma kaskad soğutma sistemine aittir.

7.3.2. Fotovoltaik Panellerin Enerji ve Ekserji Modeli

İncelenen absorpsiyonlu ve ejektör genişletirici buhar sıkıştırma kaskad soğutma sisteminde bulunan ana kompresör, buster kompresör ve çözelti pompası için gerekli olan elektrik enerjisini sağlamak için fotovoltaik paneller kullanılmıştır. Güneş ışınımı gün boyu etkili olduğu durumlar için paneller, güneş ışınımını elektrik enerjisine dönüştürme rolüne sahiptir. Bu çalışmada tipik bir şebeke bağlantılı fotovoltaik panel sistemi kullanılmıştır. İlgili fotovoltaik panel modelinin teknik özellikleri Tablo 7.2.'de verilmiştir (URL-22, 2022).

Tablo 7.2. Tipik bir fotovoltaik panelin teknik özellikleri

Özellik	Değer
Maksimum güç	445 W
Panel ölçüleri	2094 mm x 1038 mm x 35 mm
Panel alanı (A_{FV}), cam kalınlığı ve geçirgenliği	2,174 m ² , 3,2 mm ve 0,9
Paneldeki hücre sayısı	144 (Monokristal)
Panelde her bir hücrenin ölçüleri	166 mm x 83 mm
Maksimum güçteki açık devre gerilimi ($V_{MPP,STK}$)	41,6 V
Maksimum güçteki kısa devre gerilimi ($I_{MPP,STK}$)	10,70 A
Panelin maksimum elektrik verimi ($\eta_{FV,STK}$)	%20,47
Panel gücünün sıcaklığa bağımlılık katsayısı (β)	-%0,36/°C
Hücre nominal çalışma sıcaklığında hücre sıcaklığı ($T_{hücre,HNCŞ}$)	45°C

Fotovoltaik paneller standart test koşullarında nominal değerlerde güç üretirler. Üreticiler tarafından standart test koşulları (STK) altında 1000 W/m² ışınlam değeri ve 25°C hücre sıcaklığında test edilirler. Fotovoltaik panelin hücre nominal çalışma sıcaklığı (HNÇS) ise üreticiler tarafından önceden belirlenmiş çevresel koşulları altında 800 W/m² ışınlam değeri (I_{HNÇS}), 20°C çevre sıcaklığı (T_{çevre,HNÇS}) ve 1 m/s rüzgar hızına (V_{rüzgar,HNÇS}) maruz kalması durumunda incelenmektedir.

Fotovoltaik panelin hücre sıcaklığı (T_{hücre}) aşağıdaki Denklem (7.11) ile hesaplanır (Salilih ve Birhane, 2019).

$$T_{hücre} = T_{çevre} + \frac{I}{I_{HNÇS}} (T_{hücre, HNÇS} - T_{çevre, HNÇS}) \quad (7.11)$$

Fotovoltaik panelin güç çıkışı (P_{FV}) aşağıdaki Denklem (7.12) ile hesaplanır (Bellos ve diğ., 2019).

$$P_{FV} = \eta_{FV} I A_{FV} K \quad (7.12)$$

Yukarıdaki Denklem (7.12)'de K terimi elektrik ihtiyacı duyulan bileşene ulaşana kadar meydana gelen kayıp faktörüdür. Doğru akım kablolarındaki kayıplar, alternatif akım kablolarındaki kayıplar, güç çeviricilerindeki kayıplar, gölgelenmeler, kir oluşumu ve karlanma sonucu oluşan kayıplar olarak sıralanabilir.

Gerekli iş girdisi için toplam fotovoltaik panel (TFP) sayısı aşağıdaki Denklem (7.13) ile hesaplanır (Mahmoud ve Ibrik, 2006).

$$TFP = \frac{\dot{W}_{bk} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{ÇP}}{P_{FV}} \quad (7.13)$$

Yukarıdaki Denklem (7.13)'te $\dot{W}_{bk} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{ÇP}$, kaskad soğutma sisteminde bulunan buster kompresör, ana kompresör ve çözelti pompasının güçlerinin toplamıdır (kW).

Toplam fotovoltaik panel alanı (A_{TFV}) aşağıdaki Denklem (7.14)'ten bulunur.

$$A_{TFV} = A_{FV} TFP \quad (7.14)$$

Fotovoltaik panelin elektrik verimi (η_{FV}) aşağıdaki Denklem (7.15) ile hesaplanır (Bellos ve diğ., 2019).

$$\eta_{FV} = \eta_{FV,STK} [1 - \beta(T_{hücre} - T_{çevre,STK})] \quad (7.15)$$

Fotovoltaik panellere düşen güneş ışınlamı ($\dot{E}_{güneş,FV}$) ekserjisi aşağıdaki Denklem (7.16) ile hesaplanır (Sudhakar ve Srivastava, 2014).

$$\dot{E}_{güneş,FV} = A_{FV} I \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{güneş}} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{güneş}} \right)^4 \right] \quad (7.16)$$

Fotovoltaik panelinin çıkış ekserji, elektrik ($\dot{E}_{elek,FV}$) ve ısı ($\dot{E}_{ısıl,FV}$) ekserjilerin farkı olup Denklem (7.17) ile hesaplanır (Bayrak ve diğ. 2017).

$$\dot{E}_{ç,FV} = \dot{E}_{elek,FV} - \dot{E}_{ısıl,FV} \quad (7.17)$$

Fotovoltaik panelin elektrik ekserjisi ($\dot{E}_{elek,FV}$) Denklem (7.18) ile ifade edilir (Sudhakar ve Srivastava, 2014).

$$\dot{E}_{elek,FV} = P_{FV} \quad (7.18)$$

Fotovoltaik panellerinde hücrelerin ısınmasından dolayı atık ısı açığa çıkar. Bu kayıp ısının ekserjisi ($\dot{E}_{ısıl}$) Denklem (7.19) ile elde edilir (Sudhakar ve Srivastava, 2014).

$$\dot{E}_{ısıl} = \left(1 - \frac{T_{çevre}}{T_{hücre}} \right) U_{FV} A_{FV} (T_{hücre} - T_{çevre}) \quad (7.19)$$

Fotovoltaik panelin toplam ısı transfer katsayısının hesaplanması, taşınım ($h_{taş}$) ve ışınlım ($h_{ışı}$) kayıplarını içeren Denklem (7.20)'de verilmiştir (Sudhakar ve Srivastava, 2014).

$$U_{FV} = h_{ışı} + h_{taş} \quad (7.20)$$

İşinım ısı transfer katsayısı ($h_{ışı}$) aşağıdaki Denklem (7.21) ile ifade edilir (Sudhakar ve Srivastava, 2014).

$$h_{ışı} = \varepsilon \sigma (T_{gök} + T_{hücre}) (T_{gök}^2 + T_{hücre}^2) \quad (7.21)$$

Yukarıdaki Denklem (7.21)'de ε fotovoltaik panelin yayıcılığını, σ Stefan-Boltzmann sabitini (J/K) ve $T_{gök}$ gökyüzü sıcaklığını (K) ifade eder.

Gökyüzü sıcaklığı ($T_{gök}$) aşağıdaki Denklem (7.22) ile ifade edilir (Bellos ve diğ., 2019).

$$T_{gök} = 0,0558T_{çevre}^{1.5} \quad (7.22)$$

Taşınım ısı transfer katsayısı ($h_{taş}$) Denklem (7.23) ile ifade edilir (Bayrak ve diğ., 2017).

$$h_{taş} = 5,8 + 3,7V_{rüzgar} \quad (7.23)$$

Fotovoltaik panelin ekserji verimi (ζ_{FV}) Denklem (7.24) ile ifade edilir (Bayrak ve diğ., 2017).

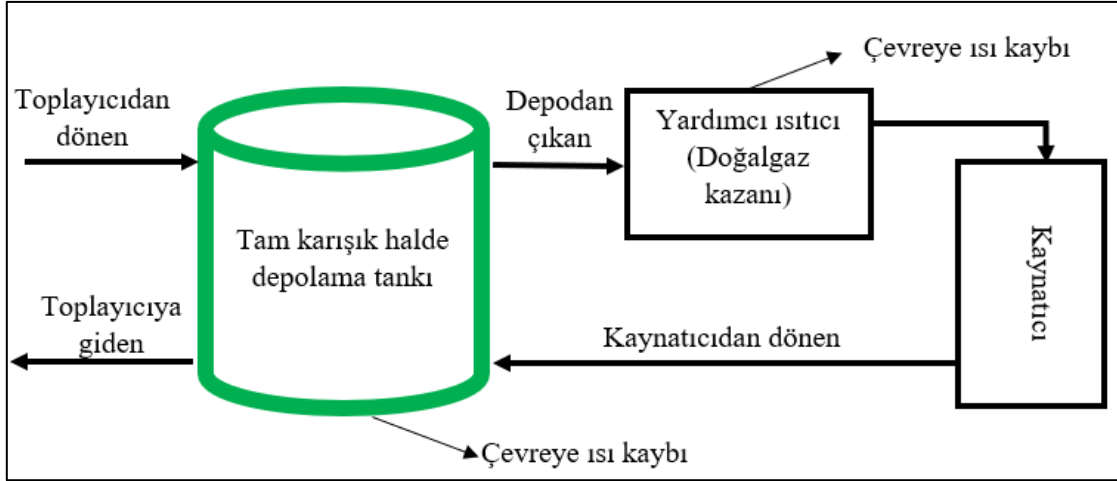
$$\zeta_{FV} = \frac{\dot{E}_{ç,FV}}{\dot{E}_{güneş,FV}} \quad (7.24)$$

7.3.3. Enerji Depolama Tankının ve Yardımcı Isıtıcının Enerji ve Ekserji Modeli

Bu çalışmada, vakum tüplü güneş toplayıcıları tarafından kazanılan faydalı enerjiyi depolamak için enerji depolama tankı ve depolama tankından çıkan suyun sıcaklığının kaynatıcının besleme suyu sıcaklığından daha düşük olduğu durumlar için ise yardımcı ısıtıcı olarak doğalgaz kazanı kullanılarak enerji ve ekserji modeli hazırlanmıştır.

7.3.3.1. Enerji Depolama Tankının Enerji ve Ekserji Modeli

Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevriminde yer alan kaynatıcı bileşeninde sirküle eden eriyik içindeki soğutucu buharını ayırmak için referans sıcaklık tayin edilmelidir ki bu sıcaklık değeri sistemin çalışması için gereken minimum sıcaklıktır (Atmaca ve Yiğit, 2003). Bu çalışma kapsamında referans sıcaklığı, kaynatıcı sıcaklığının 10°C üstünde alınmıştır. Kaynatıcıdan dönen ve enerji depolama tankına giren suyun sıcaklığı ise kaynatıcı sıcaklığının 3°C üstünde alınmıştır (Bellos ve diğ., 2016b). Kaynatıcının beslenmesi için gerekli referans sıcaklığın 90°C ve üzerine çıkması durumunda beslenen suyun buhar fazına geçme tehlikesi bulunmaktadır (Atmaca ve Yiğit, 2003). Bu tehlikeyi önlemek açısından basınçlı su kullanılarak borularda korozyon tehlikesi ve tesisatta meydana gelebilecek hasarlar önlenabilir.



Şekil 7.9. Güneş enerjisi kullanan, depolayan ve yardımcı kazan kullanan bir kaynatıcının şematik diyagramı

Şekil 7.9.'da gösterildiği gibi toplayıcıdan çıkan suyun sıcaklığı ile enerji depolama tankından çıkan suyun sıcaklığı birbirine eşittir (Atmaca ve Yiğit, 2003; Wang ve diğ., 2009; Wang ve diğ., 2013; Wang ve diğ., 2014; Hou ve diğ., 2020; Gado ve diğ., 2022).

Enerji depolama tankında bulunan su toplayıcılarda ısıtılmakta ve bu su, kaynatıcıda ısıtıcı akışkan olarak kullanılmaktadır. Bu depoya toplayıcılar vasıtasıyla bir enerji girişi olurken aynı zamanda depolanan enerjinin bir kısmı kaynatıcıda kullanılmakta, bir kısım enerjide depo cidarından (her ne kadar iyi yalıtılsa da) çevreye kayıp olmaktadır. Deponun enerji dengesi Denklem (7.25)'te verilmiştir (Atmaca ve Yiğit, 2003).

$$(mc_p)_{\text{depo}} \frac{dT_{\text{depo}}}{dt} = \dot{Q}_{\text{yayar}} - \dot{Q}_{\text{depo}} - \dot{Q}_{\text{depo,k}} \quad (7.25)$$

Yukarıdaki Denklem (7.25)'te $T_{\text{depo,yeni}}$ Δt zamanından sonraki yeni depolama tankı sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$) ve M toplam depolanan su kütlesi (kg)'dir.

Enerji depolama sistemi kararlı rejimde çalışması durumunda eşitliğin sol tarafındaki terim sıfır olur (Aghaziarati ve Aghdam, 2021). Deponun enerji dengesi yeniden yazılırsa Denklem (7.26) elde edilir

$$\dot{Q}_{\text{yayar}} - \dot{Q}_{\text{depo}} - \dot{Q}_{\text{depo,k}} = 0 \quad (7.26)$$

Yukarıdaki Denklem (7.26)'da $\dot{Q}_{\text{yarar}}$ toplayıcılardan sağlanan faydalı enerji (W), $\dot{Q}_{\text{depo}}$ toplayıcılarda kazanılan enerjinin depoya aktarılması (W) ve $\dot{Q}_{\text{depo,k}}$ depo cidarlarından depo çevresine olan ısı kaybı (W) olarak nitelendirilir.

Depolama tankından çekilen ısı miktarı ($\dot{Q}_{\text{depo}}$) Denklem (7.27) ile hesaplanır (Atmaca ve Yiğit, 2003).

$$\dot{Q}_{\text{depo}} = (\dot{m}c_p)_{\text{depo}} (T_{\text{depo}} - T_{\text{kay,ç}}) \quad (7.27)$$

Yukarıdaki Denklem (7.27)'de $T_{\text{kay,ç}}$ kaynatıcıdan çıkıp depoya giden suyun sıcaklığı (°C), T_{depo} depo sıcaklığı (°C), $\dot{m}_{\text{depo}}$ deponun sağ tarafında dolaşan suyun kütleli debisi (kg/s) ve $c_{p,\text{depo}}$ depodaki basınçlı suyun özgül ısıdır (J/kg · °C).

Kaynatıcının ısı yükü ($\dot{Q}_{\text{kay}}$) bilindiği ve $\dot{m}_{\text{depo}} = \dot{m}_{\text{kay,su}}$ olduğu için $\dot{m}_{\text{kay,su}}$ aşağıdaki Denklem (7.28) ile hesaplanır (Bellos ve diğ., 2021).

$$\dot{Q}_{\text{kay}} = (\dot{m}c_p)_{\text{kay,su}} (T_{\text{kay,g}} - T_{\text{kay,ç}}) \quad (7.28)$$

Yukarıdaki Denklem (7.28)'de $T_{\text{kay,g}}$ yardımcı ısıtıcıdan çıkıp kaynatıcıyı besleyen suyun sıcaklığı (°C), $\dot{m}_{\text{kay,su}}$ kaynatıcıyı besleyen suyun kütleli debisi (kg/s) ve $c_{p,\text{kay,su}}$ kaynatıcıyı besleyen basınçlı suyun özgül ısıdır (J/kg · °C).

Yardımcı enerji kaynağının ısı gücü aşağıdaki Denklem (7.29) ile hesaplanır (Atmaca ve Yiğit, 2003).

$$\dot{Q}_{\text{yard}} = (\dot{m}c_p)_{\text{yard}} (T_{\text{kay,g}} - T_{\text{depo}}) \quad (7.29)$$

Yukarıdaki Denklem (7.29)'da $\dot{m}_{\text{yard}}$ yardımcı ısıtıcıda dolaşan suyun kütleli debisi (kg/s) ve $c_{p,\text{yard}}$ yardımcı ısıtıcıda dolaşan basınçlı suyun özgül ısıdır (J/kg · °C).

Depo cidarından çevreye kayıp olarak transfer edilen ısı aşağıdaki Denklem (7.30) ile hesaplanır (Atmaca ve Yiğit, 2003).

$$\dot{Q}_{\text{depo,k}} = U_{\text{depo}} A_{\text{depo}} (T_{\text{depo}} - T_{\text{çevre}}) \quad (7.30)$$

Yukarıdaki Denklem (7.30)'da U_{depo} deponun toplu ısı transfer katsayısı ($\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$), A_{depo} deponun alanı (m^2) ve $T_{\text{çevre}}$ çevre sıcaklığıdır ($^\circ\text{C}$). Bu çalışmada çok iyi yalıtılmış depolama tankının toplam ısı transfer katsayı değeri $0,5 \text{ W/m}^2/^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır (Bellos ve diğ., 2016b).

Depolama tankının hacmi aşağıdaki Denklem (7.31) ile hesaplanır.

$$V_{\text{depo}} = \frac{\pi D_{\text{depo}}^2}{4} h_{\text{depo}} \quad (7.31)$$

Yukarıdaki Denklem (7.31)'de h_{depo} depolama tankının yüksekliği (m) ve D_{depo} depolama tankının çapını (m) ifade eder. Bu çalışmada h_{depo} ve D_{depo} sırasıyla 3 m ve 1,5 m olarak alınarak bir depolama tankının hacmi hesaplanmıştır.

Depolama tankının toplam yüzey alanı (A_{depo}) aşağıdaki Denklem (7.32) ile hesaplanır.

$$A_{\text{depo}} = \left(\frac{\pi D_{\text{depo}}^2}{2} + \pi D_{\text{depo}} h_{\text{depo}} \right) \text{TSTS} \quad (7.32)$$

Yukarıdaki Denklem (7.32)'de TSTS toplam seçilen şehirlerde kullanılacak depolama tankı sayısıdır. Bu çalışmada toplayıcı birim alanı başına $0,05 \text{ m}^3$ kapasiteye sahip depolama tankı kullanılmıştır (Ghafoor ve Munir, 2015).

Güneş enerjisinden yararlanma oranı (GEYO) aşağıdaki Denklem (7.33) ile hesaplanır (Atmaca ve Yiğit, 2003).

$$\text{GEYO} = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{yard}}}{\dot{Q}_{\text{kay}}} \quad (7.33)$$

Depolama tankında meydana gelen ekserji yıkımı aşağıdaki Denklem (7.34) ile hesaplanır (Boyaghchi ve Heidarnejad, 2015a).

$$\dot{E}_{\text{depo}} = (\dot{E}_{\text{toplayıcı,ç}} - \dot{E}_{\text{toplayıcı,g}}) - (\dot{E}_{\text{depo,ç}} - \dot{E}_{\text{kay,ç}}) - \dot{E}_{\text{L,depo}} \quad (7.34)$$

Depodan çevreye aktarılan ekserji aşağıdaki Denklem (7.35) ile hesaplanır (Boyaghchi ve Heidarnejad, 2015a).

$$\dot{E}_{L,depo} = \dot{Q}_{depo,k} \left(1 - \frac{T_0}{T_{depo}} \right) \quad (7.35)$$

7.3.3.2. Yardımcı Isıtıcının Enerji ve Ekserji Modeli

Bu bölümde depo suyu sıcaklığının kaynatıcı için gerekli olan besleme suyu sıcaklığından daha düşük olması durumunda yakıt olarak doğalgaz kullanılan yardımcı ısıtıcı tayin edilerek enerji ve ekserji modeli hazırlanmıştır.

Yakıtın kütsel debisi ($\dot{m}_{dg}$) aşağıdaki Denklem (7.36) ile hesaplanır (Boyaghchi ve Heidarnejad, 2015a; Dinçer ve diğ., 2017).

$$\dot{m}_{dg} = \frac{\dot{Q}_{yard}}{\eta_{yard} AID_{dg}} \quad (7.36)$$

Yukarıdaki Denklem (7.36)'da η_{yard} doğalgaz yakılan kazanın yanma verimi (%) ve AID_{dg} doğalgaz yakıtının alt ısı değeri (kJ/kg). Yakıtın alt ısı değeri 51393 kJ/kg olarak alınmıştır (Kotas, 1995). Kazanın yanma verimi ise %90 alınmıştır (Aktemur ve diğ., 2021). Doğalgazın molar standart kimyasal ekserji ($\bar{e}_{dg}^{kim}$) Denklem (7.37) ile hesaplanır (Kotas, 1995).

$$\bar{e}_{dg}^{kim} = -(\Delta G)_0 + \sum_{\dot{U}} n_{k,\dot{U}} \times \bar{e}_{k,\dot{U}}^{kim} - \sum_R n_{k,R} \times \bar{e}_{k,R}^{kim} \quad (7.37)$$

Yukarıdaki Denklem (7.37)'de $(\Delta G)_0$ reaksiyonun Gibbs fonksiyonundaki değişimini (kJ/kmol), n stokiometrik katsayısını (mol), $\bar{e}_{k,\dot{U}}^{kim}$ ürünlerin her birinin standart molar kimyasal ekserjisini (kJ/kmol) ve $\bar{e}_{k,R}^{kim}$ (kJ/kmol) reaktantların her birinin standart molar kimyasal ekserjini temsil eder. Reaksiyonun Gibbs fonksiyonundaki değişimi $(\Delta G)_0$ Denklem (7.38) ile hesaplanır (Kotas, 1995).

$$(\Delta G)_0 = \sum_{\dot{U}} n_{k,\dot{U}} \times \bar{\Delta g}_{fk,\dot{U}} - \sum_R n_{k,R} \times \bar{\Delta g}_{fk,R} \quad (7.38)$$

Yukarıdaki Denklem (7.38)'de $\bar{\Delta g}_{fk,\dot{U}}$ ve $\bar{\Delta g}_{fk,R}$ sırasıyla ürünlerin ve reaktantların oluşumunun molar Gibbs enerji değeridir (kJ/kmol). Bu değerler termodinamik

tablolardan temin edilebilir. Denklem (7.37) ile Denklem (7.38) birleştirilirse bir yakıtın en genel hali ile molar standart kimyasal ekserji ($\bar{e}_{dg}^{kim}$) Denklem (7.39) ile hesaplanır (Kotas, 1995).

$$\bar{e}_{dg}^{kim} = \left[- \left(\sum_{\dot{U}} n_{k,\dot{U}} \times \bar{\Delta g}_{fk,\dot{U}} - \sum_R n_{k,R} \times \bar{\Delta g}_{fk,R} \right) + \sum_{\dot{U}} n_{k,\dot{U}} \times \bar{e}_{k,\dot{U}}^{kim} - \sum_R n_{k,R} \times \bar{e}_{k,R}^{kim} \right] \quad (7.39)$$

Yakıtın standart molar kimyasal ekserjisi mol sayısı ile çarpılarak yakıtın toplam ekserjisi aşağıdaki Denklem (7.40) ile hesaplanır.

$$\dot{E}_{dg} = \left(\frac{\dot{m}_{dg}}{Ma_{dg}} \right) \bar{e}_{dg}^{kim} \quad (7.40)$$

Yukarıdaki Denklem (7.40)'ta görüleceği üzere doğalgazın molar kimyasal ekserjisini hesaplamak, yakıtı oluşturan bileşenlere bağlı olarak karmaşık işlemler içermektedir. Bu yüzden ilgili yakıtın kimyasal ekserjisi daha basit bir ifade ile ekserji faktörü (ϕ) kullanılarak aşağıdaki Denklem (7.41) ile hesaplanabilir (Kocamaz, 2020).

$$\dot{E}_{dg} = \dot{m}_{dg} \phi AID_{dg} \quad (7.41)$$

Yukarıdaki Denklem (7.41)'de ekserji faktörü (ϕ), yakıtların kimyasal ekserjisinin hesaplanmasını basitleştirmek için yakıt ekserjisinin yakıtın alt ısı değerine oranı olarak tanımlanmaktadır. Ekserji faktörü değerleri yakıtların kimyasal bileşimlerinden hesaplanmaktadır. Doğalgaz yakıtı için bu değer literatürde 1,04 olarak tanımlanmıştır (Kotas, 1995). Kazanda meydana gelen ekserji yıkımı aşağıdaki Denklem (7.42) ile hesaplanır (Kocamaz, 2020).

$$\dot{E}_{yard} = \dot{E}_{dg} - (\dot{E}_{kay,g} - \dot{E}_{depo,\zeta}) - \dot{E}_{yard,k} \quad (7.42)$$

Yukarıdaki Denklem (7.42)'de $\dot{E}_{kay,g}$ kaynatıcıyı besleyen suyun ekserji girişi ve $\dot{E}_{yard,k}$ kazan yüzeylerinden çevreye olan ekserji kaybıdır.

Modern kazanlarda ısı kayıpları, kazan tam yükte çalışıyorsa %1'den daha küçük bir değerde olmaktadır. Bu çalışmada %1 alınmıştır (Kocamaz, 2020). Kazan yüzeylerinden çevreye olan ekserji kaybı aşağıdaki Denklem (7.43) ile hesaplanır (Kocamaz, 2020).

$$\dot{E}_{L,yard} = 0,01 \dot{E}_{dg} \left(1 - \frac{T_0}{T_{yard,y}} \right) \quad (7.43)$$

Yukarıdaki Denklem (7.43)'te $T_{yard,y}$ kazanın yüzey sıcaklığıdır. Kazan yüzey sıcaklığı ortam sıcaklığının yaklaşık 10°C üstünde bir değer olarak alınmıştır. Ayrıca, güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma kaskad soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı ve ekserji verimi sırasıyla aşağıdaki Denklem (7.44) ve (7.45)'te verilmiştir (Boyaghchi ve diğ., 2016).

$$STK_{kaskad} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{yard} + A_{toplam} I + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{bk} + \dot{W}_{CP}} \quad (7.44)$$

Yukarıdaki Denklem (7.44)'te $\dot{Q}_{buh}$ kaskad soğutma sisteminin soğutma kapasitesi (kW), A_{toplam} toplam vakum tüplü toplayıcı ve fotovoltaik panel alanları (m²), $\dot{W}_{komp}$ kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırma alt çevrimindeki ana kompresörün gücü (kW), $\dot{W}_{bk}$ kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırma alt çevrimindeki buster kompresörün gücü (kW) ve $\dot{W}_{CP}$ kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevrimindeki çözelti pompasının gücü (kW)'dür.

$$\zeta_{kaskad} = \frac{\dot{E}_{22} - \dot{E}_{21}}{\dot{E}_{dg} + \dot{E}_{CP} + \dot{E}_{bk} + \dot{E}_{komp} + (A_{FV} + A_{toplayıcı}) I \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{güneş}} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{güneş}} \right)^4 \right]} \quad (7.45)$$

Yukarıdaki Denklem (7.45)'te $\dot{E}_{p,top}$ kaskad soğutma sisteminin buharlaştırıcı ile ilgili ürün ekserjisi (kW), $\dot{E}_{güneş,topla}$ vakum tüplü toplayıcı ve fotovoltaik panel alanlarına düşen güneşin yakıt ekserjisi (kW), $\dot{E}_{komp}$ kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırma alt çevrimindeki ana kompresörün yakıt ekserjisi (kW), $\dot{E}_{bk}$ kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırma alt çevrimindeki buster kompresörün yakıt ekserjisi (kW) ve $\dot{E}_{CP}$ kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevrimindeki çözelti pompasının yakıt ekserjisi (kW)'dir.

Yukarıda hazırlanan tüm denklem takımları güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma kaskad soğutma sistemine aittir.

7.4. Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırma Kaskad Soğutma Sisteminde Güneş Enerjisi Kullanılması Durumunda Sistemin Termodinamik Analizi Sonuçları

Bu bölümde 50 kW soğutma kapasitesine sahip kaskad soğutma sistemi için önerilen çözelti karışımını (LiBr+LiCl/H₂O) kullanan absorpsiyonlu soğutma alt çevrim ile nanopartikül katkılı soğutucu akışkan (R152a+%0,5 Cu) kullanan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma alt çevrimi için güneş enerjisinin kullanılması durumunda sistemin termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir.

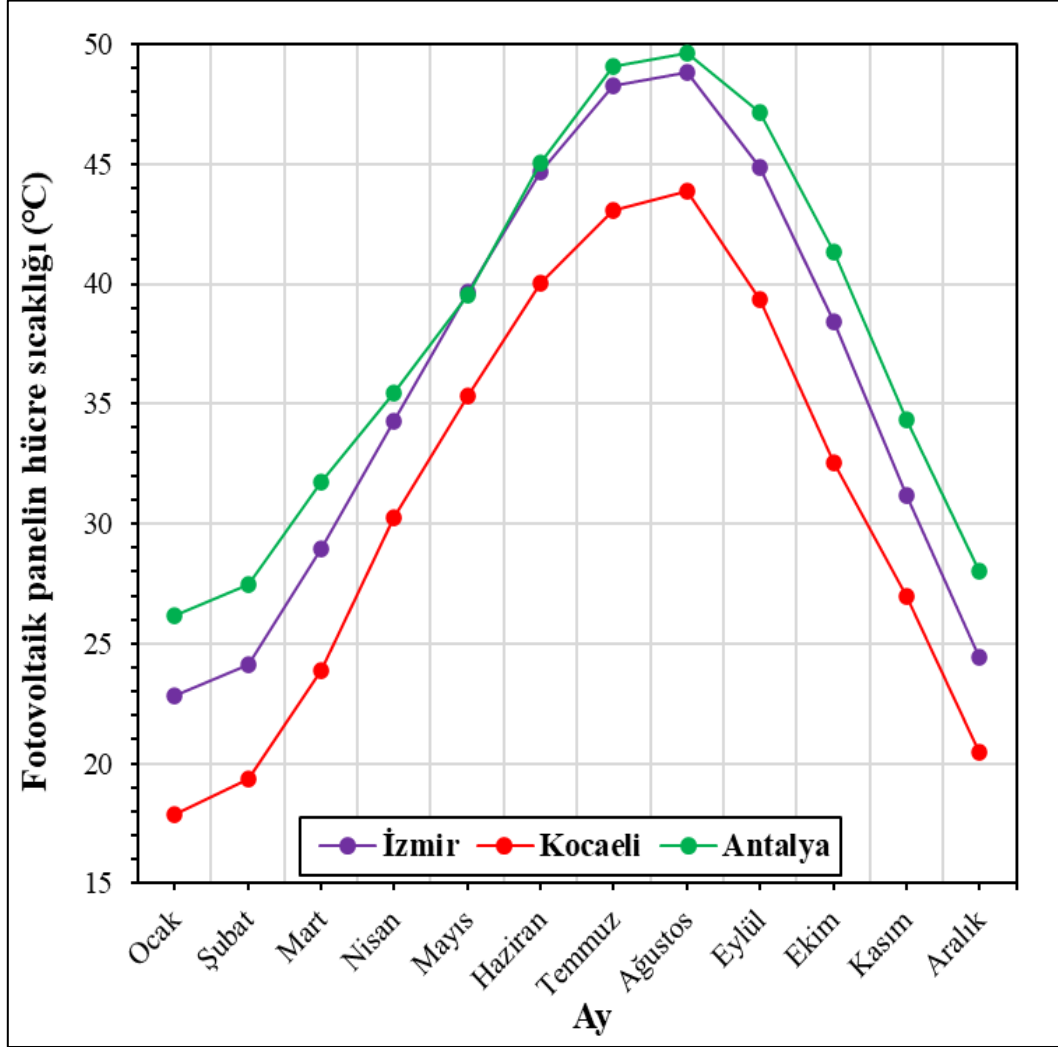
Oluşturulan kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevriminde çözelti pompası ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma alt çevriminde ise kompresörler (ana kompresör ve buster kompresör) elektrik enerjisine ihtiyaç duymaktadırlar. Bu bileşenlerin elektrik ihtiyacını karşılamak için daha önce belirtildiği üzere şebekeye bağlı tipik fotovoltaik panellerden yararlanılmıştır. Fotovoltaik panellerden elektrik üretimi seçilen ilgili şehirlerin güneşlenme sürelerine bağlı olduğu için sadece günün bir bölümünü karşılaması mümkün olmaktadır. Aylık ortalama anlık güneş ışıyım değerleri hesaplanırken güneşlenme süreleri dikkate alınmıştır. Güneşlenme süresi haricinde geri kalan zamanlarda ise bileşenler tarafından ihtiyaç duyulan elektrik enerjisi şebekeden sağlanmaktadır.

Oluşturulan kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevriminde kaynatıcı bileşeninin gerekli olan ısı yükünün karşılanması için daha önce belirtildiği üzere tipik ısı borulu vakum tüplü güneş toplayıcılarından yararlanılmıştır. Güneş enerjisinin sürekli olarak etkin olamayacağı için enerji depolama tankı ve yardımcı ısıtıcı kaynağı olarak doğalgaz kullanılmıştır. Doğalgaz kaynağı kullanan yardımcı ısıtıcı, enerji depolama tankı ile kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu kısmında yer alan kaynatıcı arasında yerleştirilmiştir.

7.4.1. Fotovoltaik Panellerin Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları

Bu kısımda kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma alt çevriminde iş tüketen bileşenler için kullanılması düşünülen fotovoltaik panellerin enerji ve ekserjiye dayalı termodinamik sonuçları sunulmuştur. Marmara bölgesinden Kocaeli,

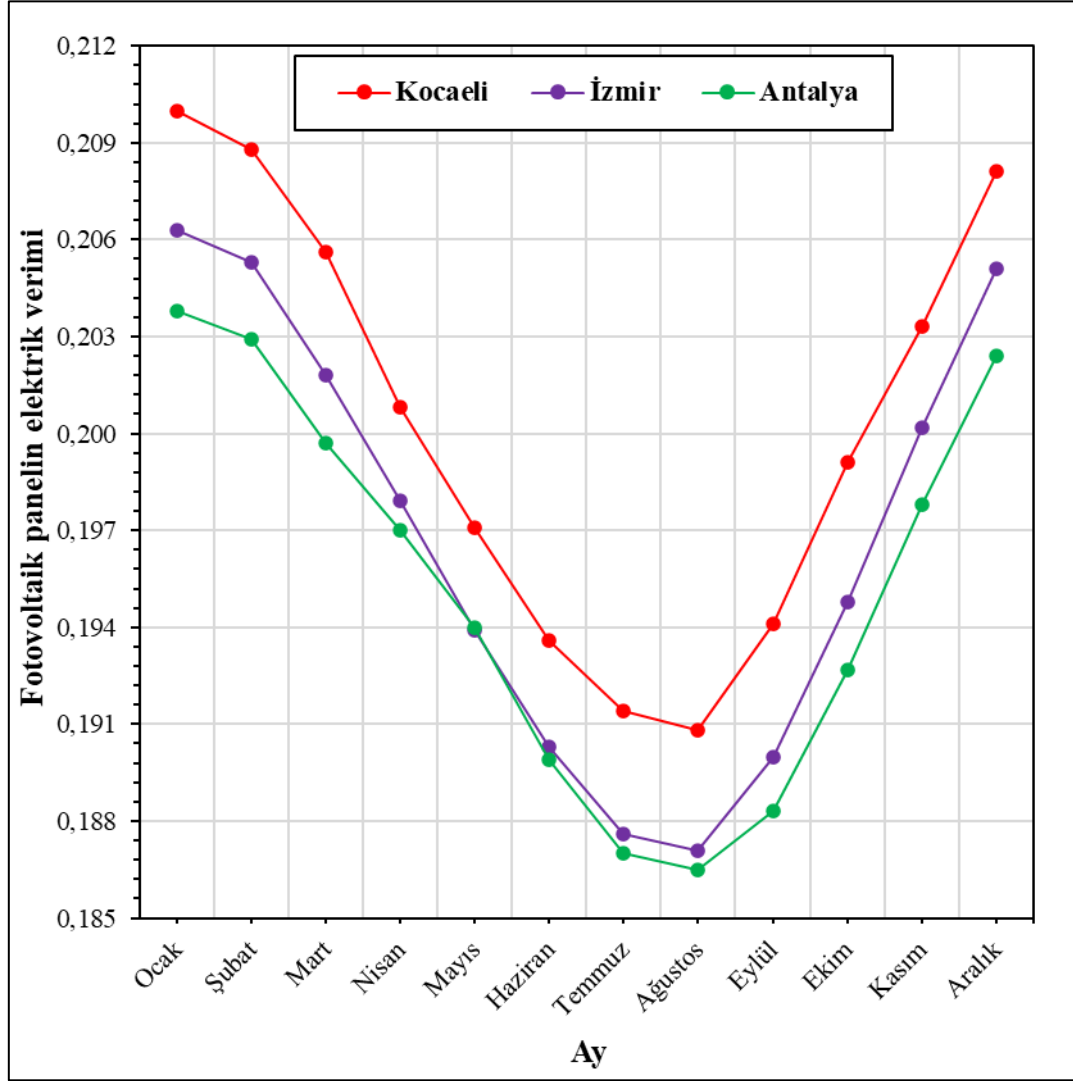
Ege bölgesinden İzmir ve Akdeniz bölgesinden Antalya seçilerek kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu ve ejektör genişletirici buhar sıkıştırmalı alt çevrimlerinde bulunan üç bileşenin elektrik ihtiyacının karşılanması için fotovoltaik panellerin enerji ve ekserji analizi aylara göre araştırılmıştır.



Şekil 7.10. Seçilen şehirlerde fotovoltaik panellerin hücre sıcaklığının aylık ortalama değişimi

Fotovoltaik panellerin aylara göre hücre sıcaklığının değişimi Şekil 7.10.'da verilmiştir. Hücre sıcaklığı, fotovoltaik panelin yüzey sıcaklığı olup güneş ışınlamına ve çevre sıcaklığa bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Fotovoltaik panelin hücre sıcaklığı Denklem (7.11) kullanılarak hesaplanmıştır. İncelenen tüm aylar boyunca Kocaeli şehrinde bulunan fotovoltaik panelin hücre sıcaklığı İzmir ve Antalya şehirlerinde bulunan fotovoltaik panellerin hücre sıcaklıklarından daha düşük kaldığı

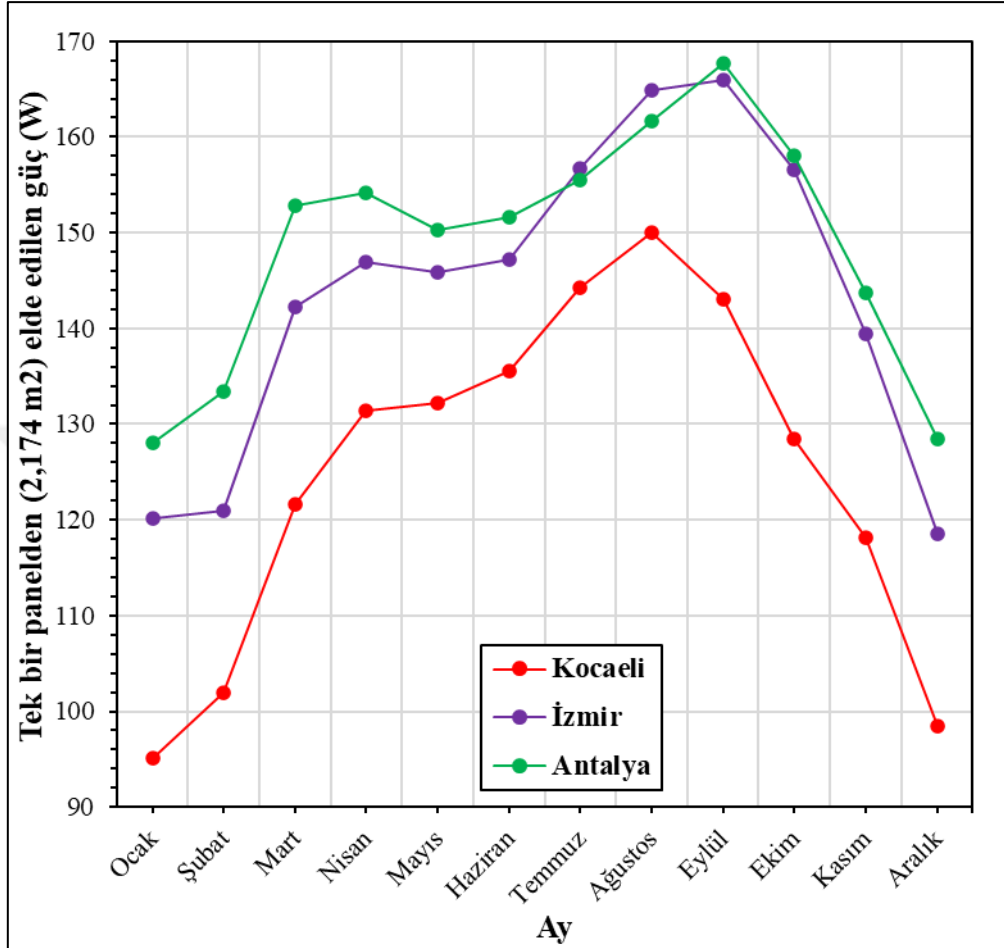
gözlemlenmiştir. En düşük hücre sıcaklığı Ocak ayında sırasıyla Kocaeli, İzmir ve Antalya için 17,85°C, 22,85°C ve 26,15°C iken en yüksek hücre sıcaklığı Ağustos ayında sırasıyla 43,85°C, 48,85°C ve 49,65°C'dir.



Şekil 7.11. Seçilen şehirlerde fotovoltaik panellerin elektrik verimlerinin aylık ortalama değişimi

Fotovoltaik panellerin aylara göre hücre sıcaklığının değişimi Şekil 7.11.'de gösterilmiştir. Fotovoltaik panel elektrik verimi, hücre sıcaklığı ve çevre sıcaklığının bir fonksiyonu olarak değişiklik göstermektedir. İncelenen tüm aylar boyunca Kocaeli şehrinde bulunan fotovoltaik panelin elektrik verimi İzmir ve Antalya şehirlerinde bulunan fotovoltaik panellerin elektrik verimlerinden daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. En düşük elektrik verimi Ağustos ayında sırasıyla Kocaeli, İzmir ve

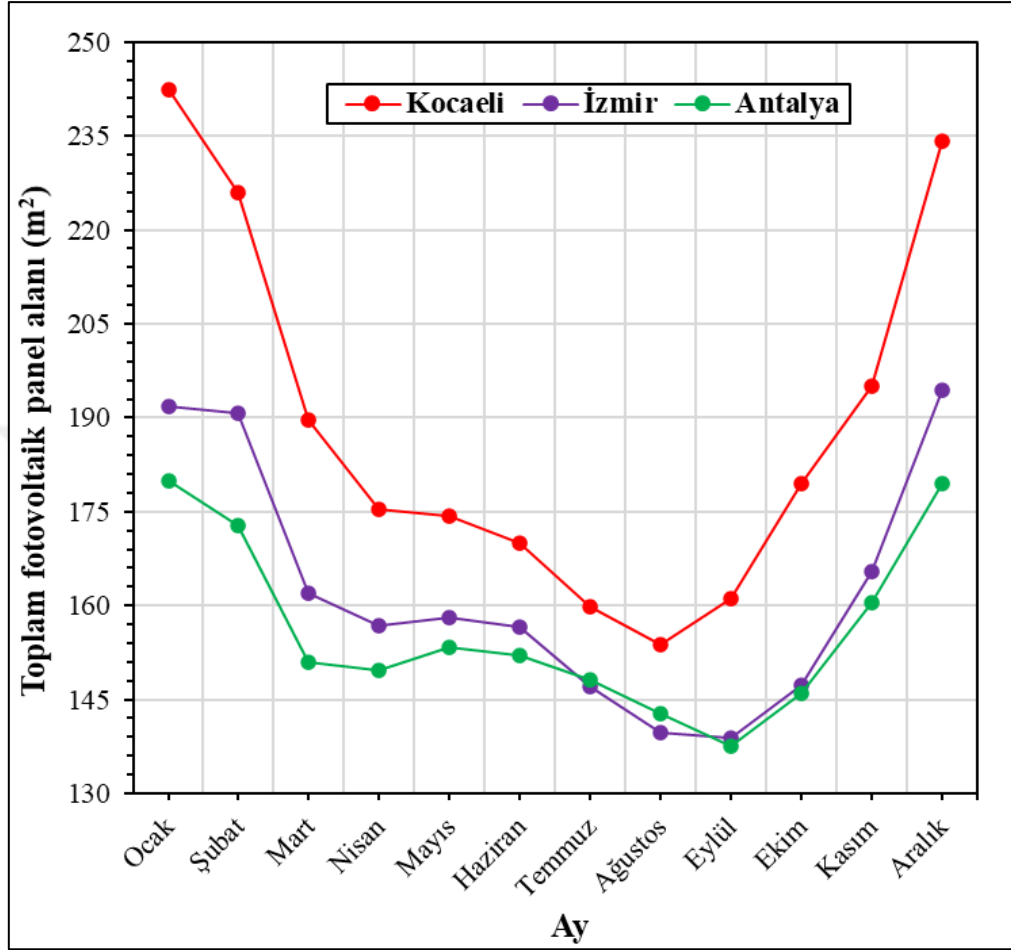
Antalya için %19,08, %18,71 ve %18,65 iken en yüksek elektrik verimi ise Ocak ayında Kocaeli, İzmir ve Antalya için sırasıyla %21, %20,63 ve %20,38'dir.



Şekil 7.12. Seçilen şehirlerde her bir fotovoltaik panelden üretilen elektrik enerjisinin aylık ortalama değişimi

Seçilen şehirlerde her bir fotovoltaik panelden üretilen elektrik enerjisinin aylara göre değişimi Şekil 7.12.'de gösterilmiştir. Her bir fotovoltaik panelden üretilen elektrik enerjisi, elektrik verimi, güneş ışınlamı ve istenmeyen bazı kayıplara bağlı olarak değişiklik gösterir. İlgili firmadan seçilen 2,147 m² alana sahip panelin gücü ideal şartlarda (1000 W/m² güneş ışınlamı, 20°C çevre sıcaklığı ve 1 m/s rüzgar hızı) 445 W'tır. İncelenen tüm aylar boyunca Kocaeli şehrinde bulunan fotovoltaik panelden üretilen elektrik enerjisi İzmir ve Antalya şehirlerinde bulunan fotovoltaik panelden üretilen elektrik enerjisinden daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Üretilen en düşük elektrik enerjisi Ocak ayında Kocaeli için 95,07 W, Aralık ayında İzmir için 118,50 W ve Ocak ayında Antalya için 128,10 W iken üretilen en yüksek elektrik enerjisi ise Ağustos ayında

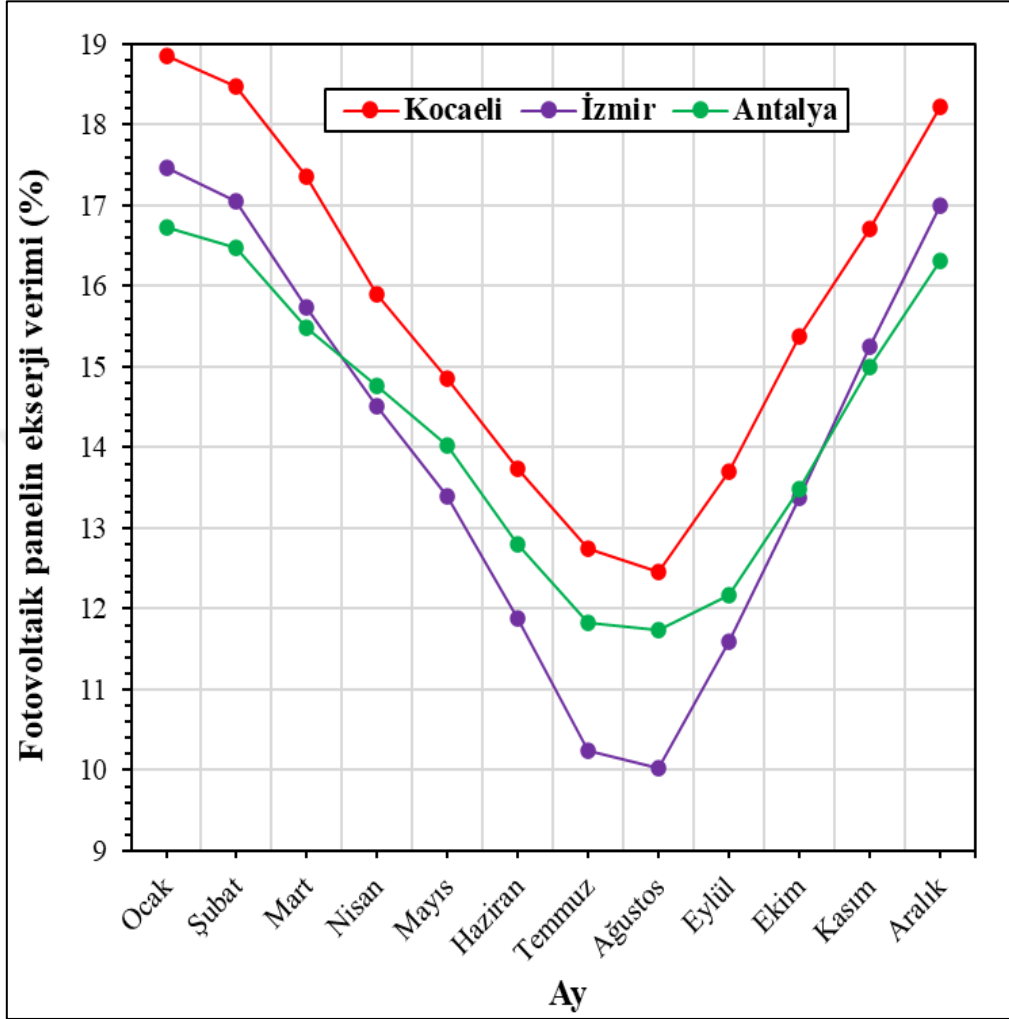
Kocaeli için 150 W, Eylül ayında İzmir ve Antalya için sırasıyla 165,90 W ve 167,60 W'tır.



Şekil 7.13. Seçilen şehirlerde kurulacak fotovoltaik panel alanlarının aylık ortalama değişimi

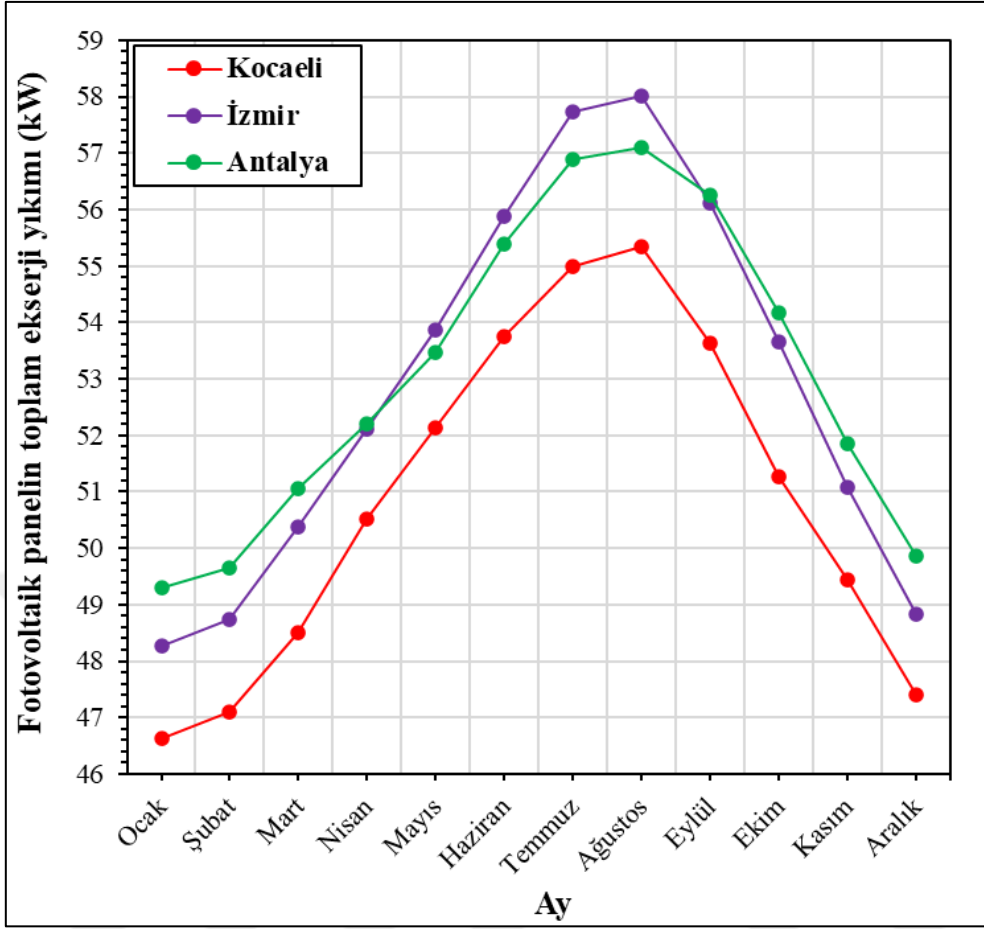
Kaskad soğutma sisteminde bulunan bileşenlerin elektrik enerjisi ihtiyaçlarının güneşlenme süresi boyunca karşılanması için gerekli fotovoltaik panel alanlarının aylara göre değişimi Şekil 7.13.'te gösterilmiştir. Analiz gerçekleştirilirken kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı alt çevriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ve yoğuşturucu sıcaklığı sırasıyla -30°C ve 10°C olarak alınmıştır. İncelenen tüm aylar boyunca Kocaeli şehri için gerekli olan panel alanı İzmir ve Antalya şehirleri için gerekli olan panel alanlarından daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. En düşük panel alanı ihtiyacı Eylül ayında Antalya için $137,50\text{ m}^2$, Eylül ayında İzmir için $138,90\text{ m}^2$ ve Ağustos ayında Kocaeli için $153,70\text{ m}^2$ iken en yüksek panel alanı ihtiyacı ise Ocak ayında Antalya için 180 m^2 , Aralık ayında İzmir için $194,50\text{ m}^2$ ve Ocak ayında Kocaeli için $242,50\text{ m}^2$ 'dir.

Yıllık ortalama fotovoltaik panel alanı Kocaeli için 189 m², İzmir için 163 m² ve Antalya için 156 m² olmaktadır.



Şekil 7.14. Seçilen şehirlerde fotovoltaik panellerin elektriksel ekserji verimlerinin aylık ortalama değişimi

Fotovoltaik panellerin aylara göre elektriksel ekserji verimlerinin değişimi Şekil 7.14.'te gösterilmiştir. İncelenen tüm aylar boyunca İzmir şehrinde bulunan fotovoltaik panellerin elektriksel ekserji verimi Kocaeli ve Antalya şehirlerinde bulunan fotovoltaik panellerin elektriksel ekserji veriminden daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Tüm şehirlerde yaz aylarında panellerin ekserji verimi düşük kalmaktadır çünkü bu aylarda güneş ışınım değeri, çevre sıcaklığı ve hücre sıcaklığı diğer aylara nazaran daha yüksektir. En düşük ekserji verimi Ağustos ayında İzmir için %10,02, Antalya için %11,73 ve Kocaeli için %12,46 iken en yüksek ekserji verim aynı iller için sırasıyla Ocak ayında sırasıyla %17,46, %16,73 ve %18,86'dır.

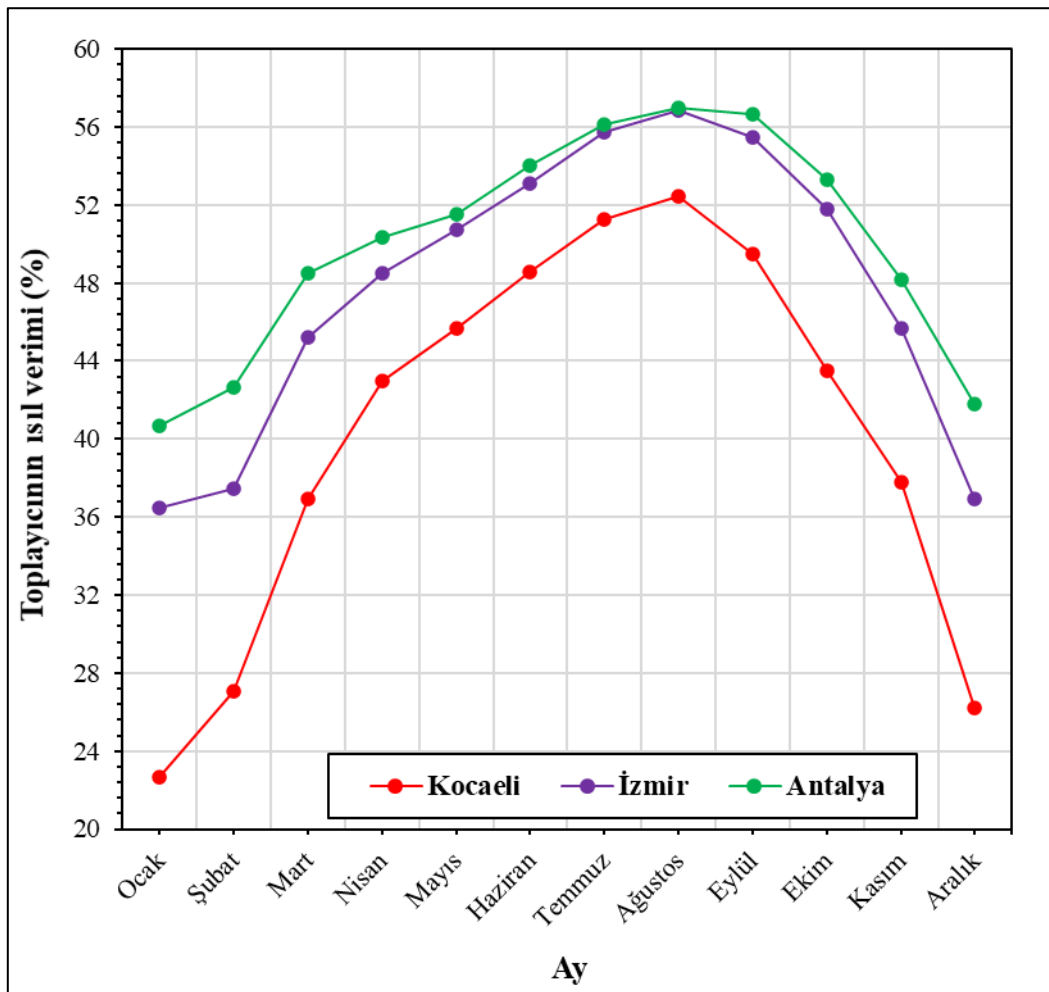


Şekil 7.15. Seçilen şehirlerde gerekli fotovoltaik panel alanlarının ekserji yıkım değerlerinin aylık ortalama değişimi

Kaskad soğutma sisteminde bulunan ilgili bileşenlerin (ana kompresör, buster kompresör ve çözelti pompası) elektrik enerjisini karşılanması için gerekli fotovoltaik panel alanlarının aylara göre ekserji yıkım değerlerinin değişimi Şekil 7.15.'te gösterilmiştir. Analiz gerçekleştirilirken kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ve yoğuşturucu sıcaklığı sırasıyla -30°C ve 10°C olarak kabul edilmiştir. İncelenen tüm aylar boyunca Kocaeli şehrinde bulunan fotovoltaik panellerin toplam ekserji yıkımı İzmir ve Antalya şehirlerinde bulunan fotovoltaik panellerin ekserji yıkımından daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. En düşük ekserji yıkımı Ocak ayında sırasıyla Kocaeli, İzmir ve Antalya için 46,62 kW, 48,28 kW ve 49,29 kW iken en yüksek ekserji yıkımı ise Ağustos ayında sırasıyla 55,35 kW, 58,01 kW ve 57,10 kW'tır. Fotovoltaik panellerin yıllık ortalama toplam ekserji yıkımı Kocaeli için 50,89 kW, İzmir için 52,89 kW ve Antalya için 53,10 kW olmaktadır.

7.4.2. Vakum Tüplü Güneş Toplayıcıların, Enerji Depolama Tankının ve Yardımcı Isıtıcının Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçları

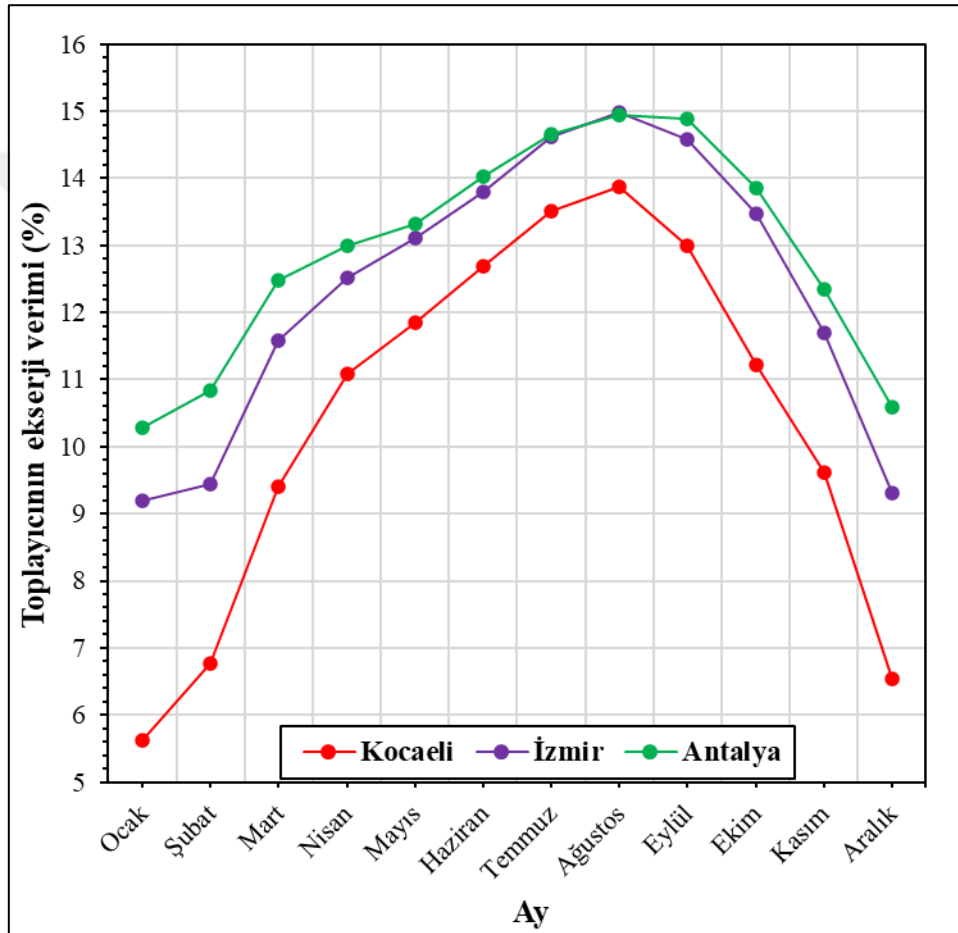
Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevriminde bulunan kaynatıcının ısı yükünün karşılanmasına yönelik çalışma yapılmıştır. Vakum tüplü güneş toplayıcıların, enerji depolama tankının ve yardımcı ısıtıcının enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmek için Marmara bölgesinden Kocaeli, Ege bölgesinden İzmir ve Akdeniz bölgesinden Antalya seçilmiştir.



Şekil 7.16. Seçilen şehirlerde vakum tüplü güneş toplayıcılarının ısı verim değerlerinin aylık ortalama değişimi

Seçilen şehirler için düşünülen vakum tüplü güneş toplayıcılarının aylara göre ısı verimlerinin değişimi Şekil 7.16.'da gösterilmiştir ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). Vakum tüplü güneş toplayıcılarının ısı verimi, güneş ışınımı, çevre sıcaklığı ve enerji depolama tankından çıkıp toplayıcıya

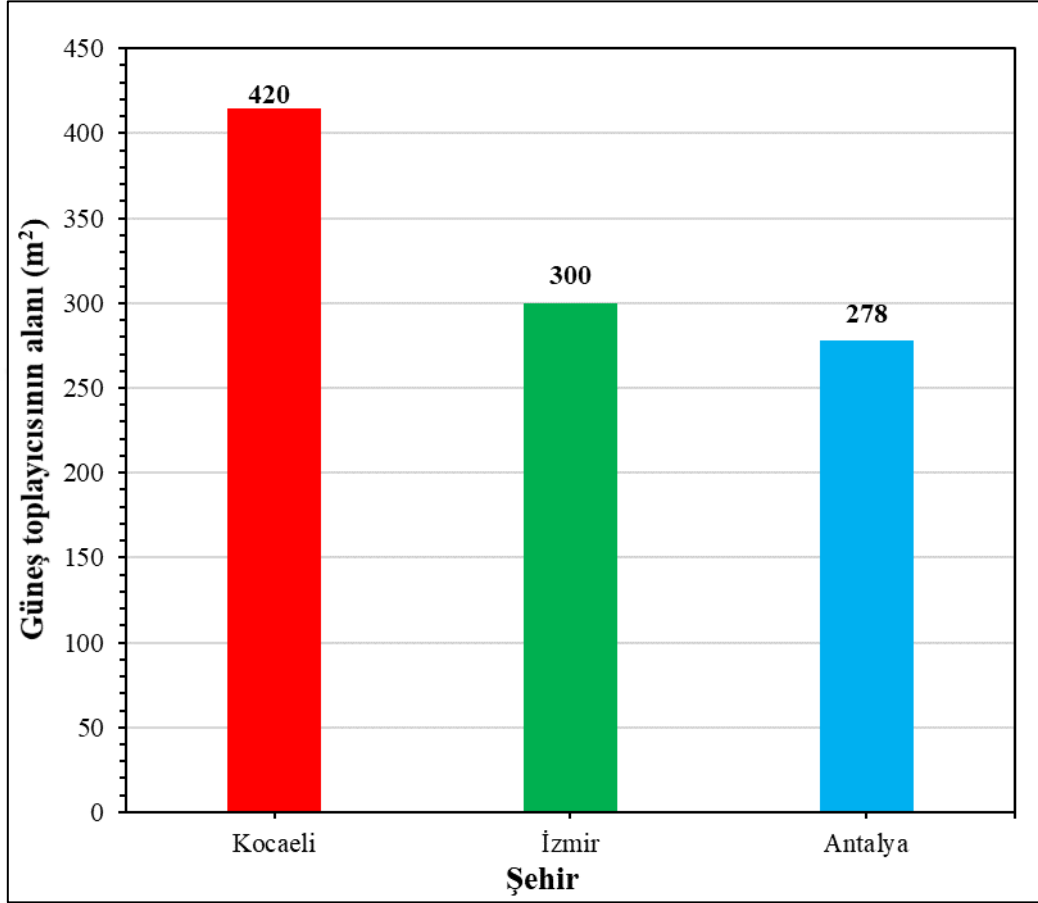
giren suyun sıcaklığına bağlı olarak değişiklik göstermektedir. İncelenen tüm aylar boyunca Kocaeli şehri için hesaplanan vakum tüplü güneş toplayıcılarının ısı veriminin İzmir ve Antalya şehirlerinde bulunan vakum tüplü güneş toplayıcılarının ısı veriminden daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Toplayıcıların en düşük ısı verimi Ocak ayında sırasıyla Kocaeli, İzmir ve Antalya şehirleri için %22,64, %36,49 ve %40,67 iken en yüksek toplayıcı ısı verimi ise aynı iller için Ağustos ayında sırasıyla %52,42, %56,86 ve %56,99'dur.



Şekil 7.17. Seçilen şehirlerde vakum tüplü güneş toplayıcıların ekserji verim değerlerinin aylık ortalama değişimi

Seçilen şehirler için düşünülen vakum tüplü güneş toplayıcılarının aylara göre ekserji verimlerinin değişimi Şekil 7.17.'de gösterilmiştir ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). İncelenen tüm aylar boyunca Kocaeli şehri için hesaplanan vakum tüplü güneş toplayıcılarının ekserji verimi İzmir ve Antalya şehirleri için hesaplanan vakum tüplü güneş toplayıcılarının ekserji veriminden daha

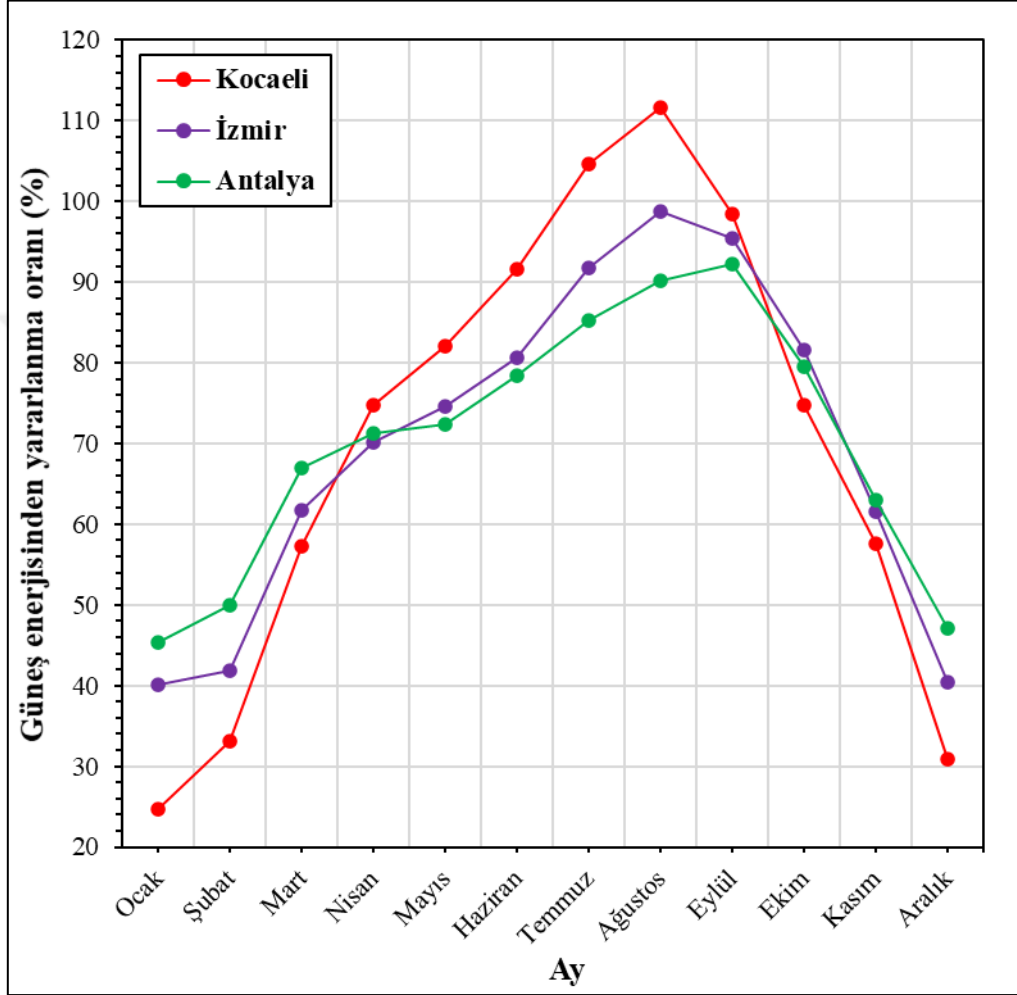
düşük olduğu gözlemlenmiştir. En düşük toplayıcı ekserji verimi Ocak ayında sırasıyla Kocaeli, İzmir ve Antalya için %5,54, %9,11 ve %10,22 iken en yüksek toplayıcı ekserji verimi ise Ağustos ayında sırasıyla %13,83, %14,96 ve %14,90'dır.



Şekil 7.18. Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevriminde bulunan kaynatıcının ısıl yükünün bir bölümünün karşılanması için gerekli olan toplayıcı alanları

Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevriminde yer alan kaynatıcının ısıl yükünün bir bölümünün karşılanması için gerekli olan vakum tüplü güneş toplayıcı alanları seçilen şehirler için Şekil 7.18.'de gösterilmiştir ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). Yardımcı ısıtıcı kullanılmayan yani sadece güneş enerjisinden yararlanılarak işlem gören özerk sistemlerde, güneş enerjisi kullanım oranı %100'dür. Literatürde yıllık soğutma ihtiyacının %70-80'inin güneş enerjisiyle karşılanmasının ekonomik olduğu için güneş enerjili destekli soğutma sistemi için gerekli güneş toplayıcı alanı bu doğrultuda seçilmesi gerektiği rapor edilmiştir (Goralı, 2007; Gündüz, 2020). Bu analizde yıllık soğutma ihtiyacının yaklaşık olarak ortalama %70'inin vakum tüplü güneş toplayıcılar ile karşılanması dikkate alınarak

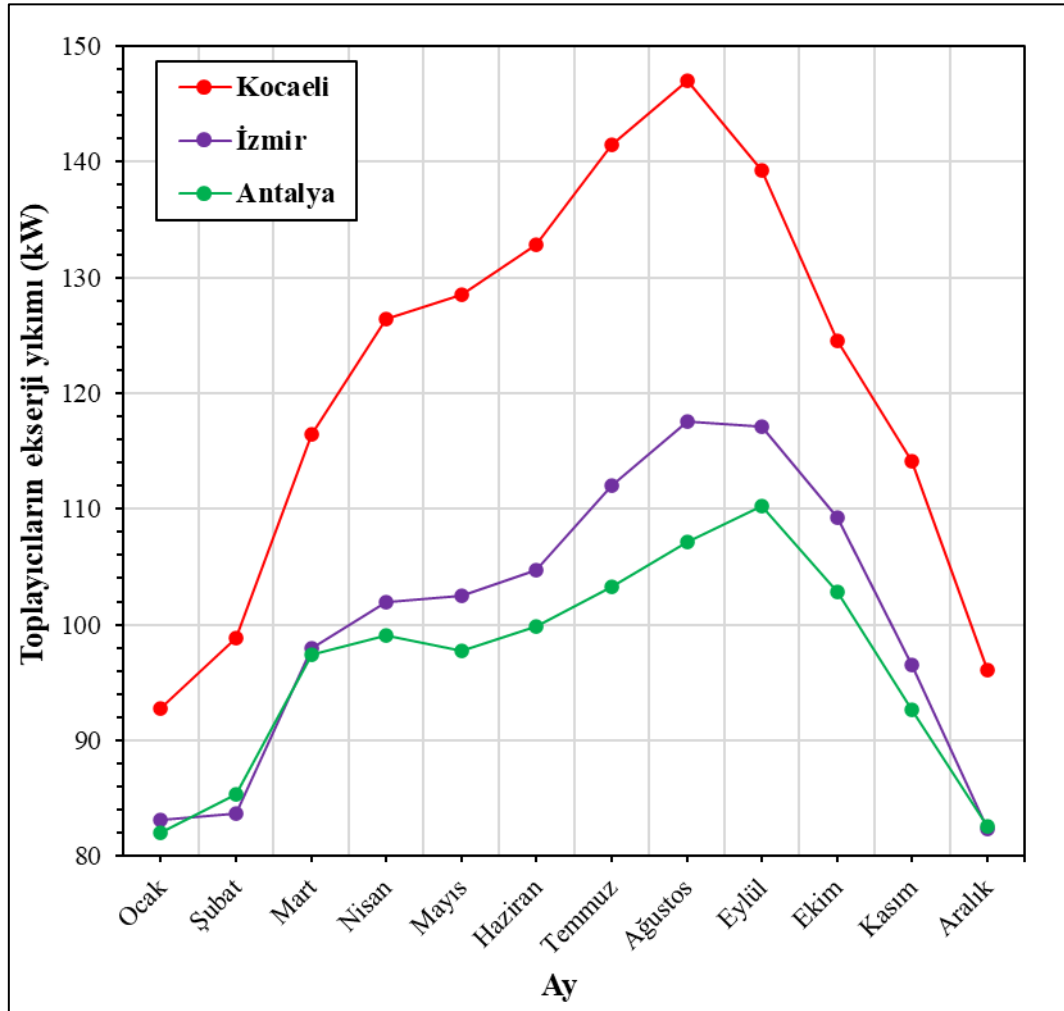
Kocaeli, İzmir ve Antalya şehirlerinde kurulacak olan vakum tüplü güneş toplayıcı alanları sırasıyla 420 m², 300 m² ve 278 m² olmaktadır. Ayrıca gerekli toplayıcı alanları için enerji depolama tank kapasiteleri Kocaeli, İzmir ve Antalya için 20,75 m³, 15 m³ ve 13,90 m³'tür.



Şekil 7.19. Belirlenen güneş toplayıcı alanları için seçilen şehirlerde güneşten yararlanma oranlarının aylık ortalama değişimi

Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevriminde bulunan kaynatıcı için gerekli ısı yükünün ne kadarının güneş enerjisi kaynağı ile yararlanacağını aylara göre değişimi Şekil 7.19.'da gösterilmiştir ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). Tüm aylar boyunca her bir şehir için gerekli toplayıcı alanı sabit olarak alınmıştır (Şekil 7.18.). Çünkü güneş enerjisinden yararlanma oranının yıllık ortalamasının %70 olması istenmiştir. Şekil 7.19.'da görüleceği üzere güneş enerjisinden yararlanma oranları yaz aylarında oldukça artış göstermektedir. Bu demek

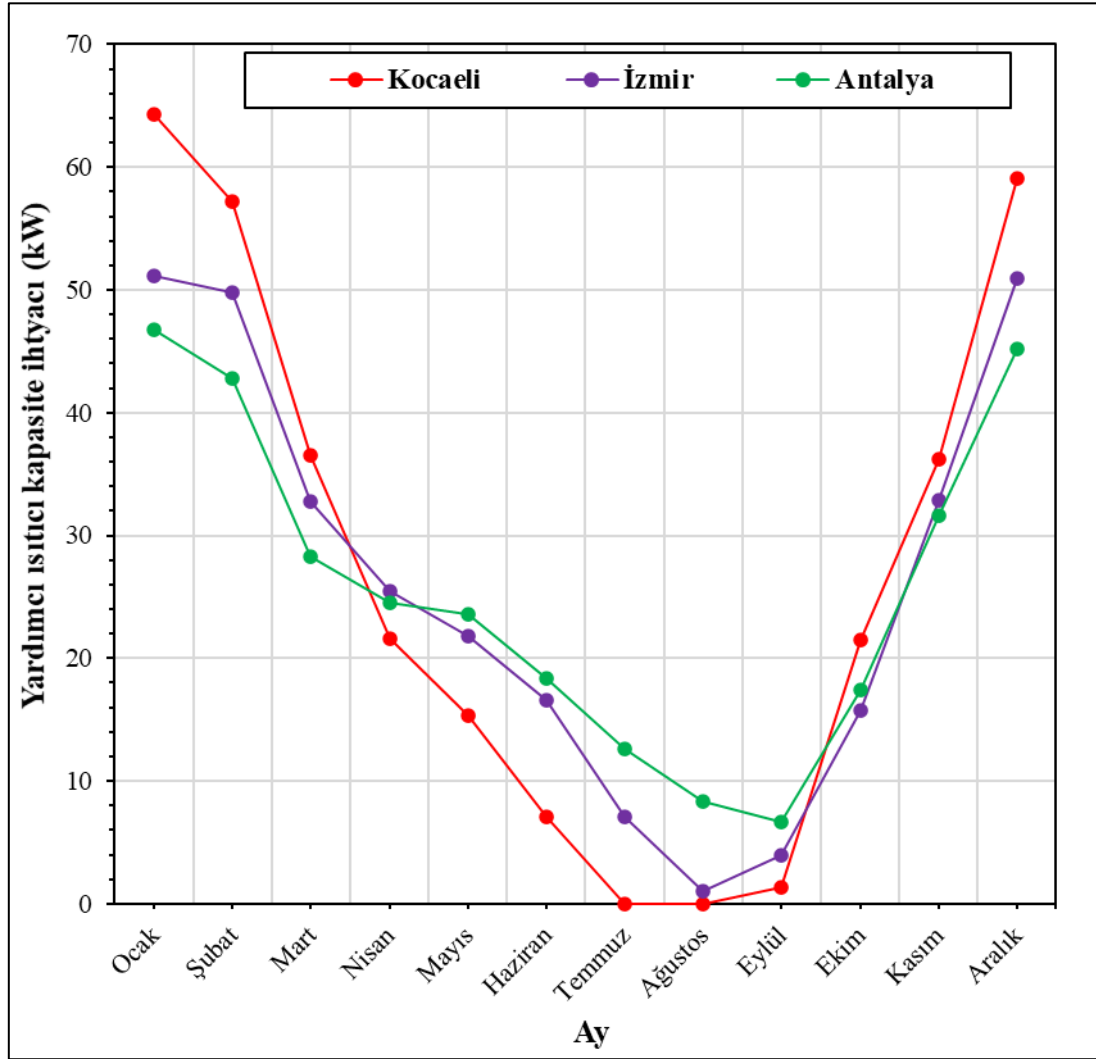
oluyor ki yardımcı ısıtıcının ya hiç kullanılmadığı yada çok az bir kısmının kullanıldığıdır. Kış aylarına doğru gidildikçe güneş ışıınım değerleri tüm şehirler için azaldığı için yardımcı ısıtıcı kullanılması zorunlu olmaktadır.



Şekil 7.20. Seçilen şehirlerde vakum tüplü güneş toplayıcıların aylara göre ekserji yıkım değerlerinin aylık ortalama değişimi

Seçilen şehirler için vakum tüplü güneş toplayıcılarının aylara göre toplam ekserji yıkım değerlerinin değişimi Şekil 7.20.'de gösterilmiştir ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). Vakum tüplü güneş toplayıcıların en düşük ekserji yıkım değeri Ocak ayında sırasıyla Kocaeli ve Antalya için 94 kW ve 84,13 kW ve Aralık ayında İzmir için 85,11 kW iken en yüksek ekserji yıkım değeri ise Ağustos ayında Kocaeli ve İzmir için sırasıyla 148,90 kW ve 121,60 kW ve Eylül ayında Antalya için 113 kW'tır. Vakum tüplü güneş toplayıcıların yıllık ortalama toplam ekserji yıkım

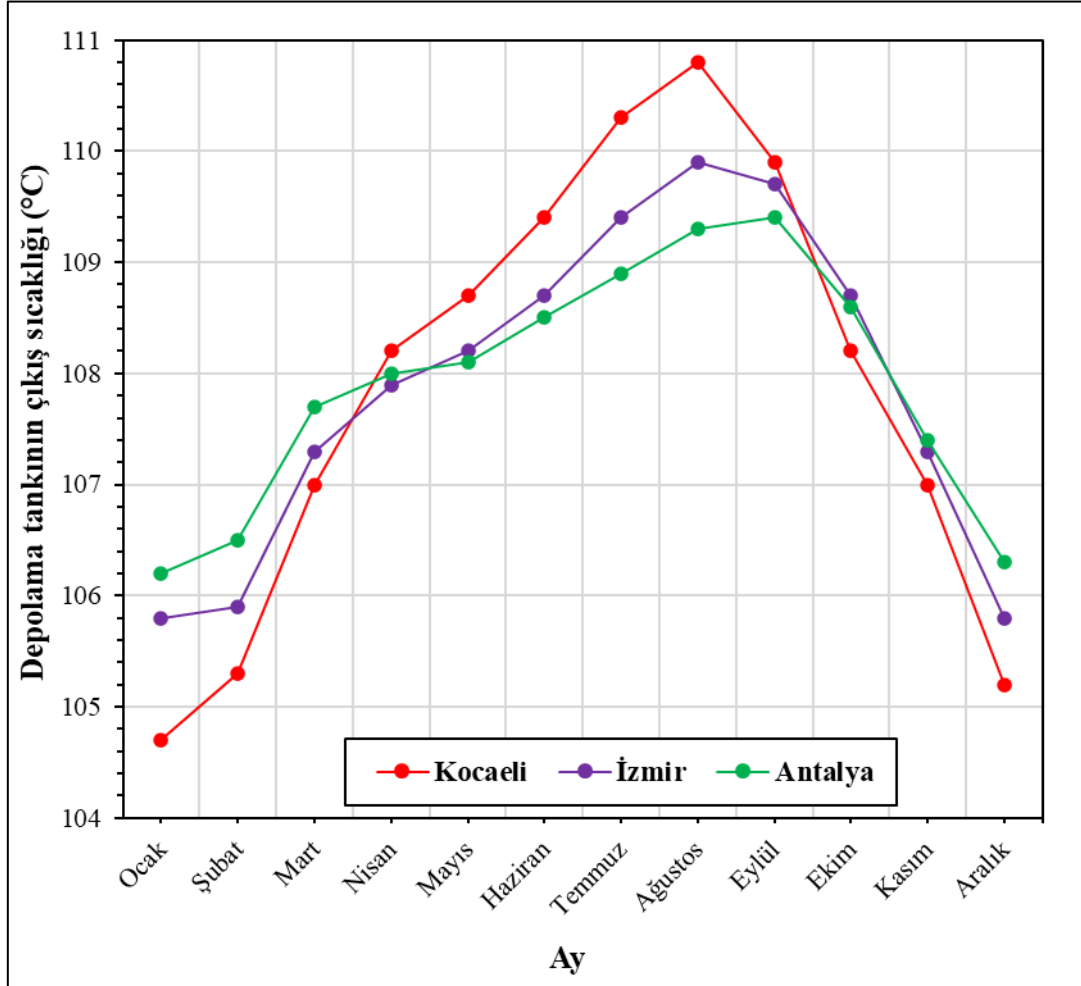
değerleri ise Kocaeli için 123,11 kW, İzmir için 104,15 kW ve Antalya için 99,17 kW olmaktadır.



Şekil 7.21. Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevriminde bulunan kaynatıcı ısı yükünün karşılanmasına destek olmak için yardımcı ısı kaynağından çekilen ısının aylık ortalama değişimi

Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevriminde bulunan kaynatıcının ısı yükünün bir bölümünün yardımcı ısıtıcı kaynağı ile ne kadarının karşılanacağı aylara göre Şekil 7.21.'de gösterilmiştir ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). Yardımcı ısı kaynağından çekilen ısı miktarı, Şekil 7.18.'de hesaplanan vakum tüplü güneş toplayıcı alanlarına göre hesaplanmıştır. İncelenen tüm şehirler için güneş ışınım değerlerinin daha yoğun olduğu aylarda yardımcı ısıtıcının kullanımı daha düşük veya hiç ihtiyaç yok iken güneş ışınım değerlerinin daha

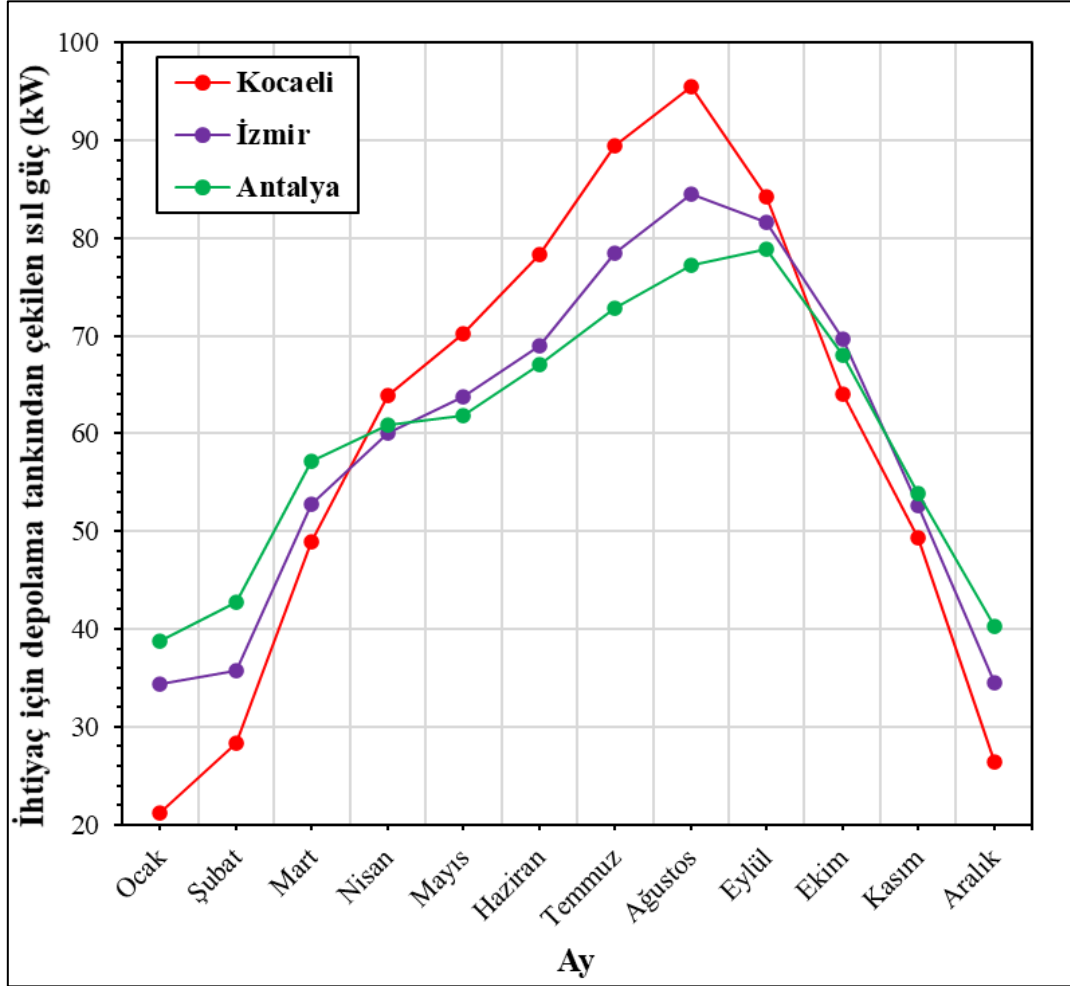
az olduğu aylarda ise yardımcı ısı kapasitesi ihtiyacı artış göstermektedir. Yardımcı ısıtıcı kapasitesinin yıllık ortalaması ise Kocaeli için 26,80 kW, İzmir için 25,60 kW ve Antalya için 25,62 kW olmaktadır.



Şekil 7.22. Seçilen şehirlerde depolama tankından çıkan suyun sıcaklığının aylık ortalama değişimi

Seçilen şehirlerde enerji depolama tankından çıkan suyun sıcaklığının aylara göre değişimi Şekil 7.22.'de gösterilmiştir ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yog}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yog,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). Enerji depolama tankı çok iyi bir şekilde yalıtıldığı ve suyun içinde tam karışmış olduğu varsayılmıştır. Bu yüzden depolama tankının çıkış sıcaklığı ile depolama tankından vakum tüplü güneş toplayıcısına giren suyun sıcaklığı eşittir. Depolama tankından suyun çıkış sıcaklığının artış nedeni güneş ışınlamı artışı ile beraber toplayıcıdan çıkan suyun sıcaklığının artışı ve depolama tankından çevreye olan ısı kayıplarının azalmasından kaynaklıdır. Kocaeli şehri için depolama tankından çıkan

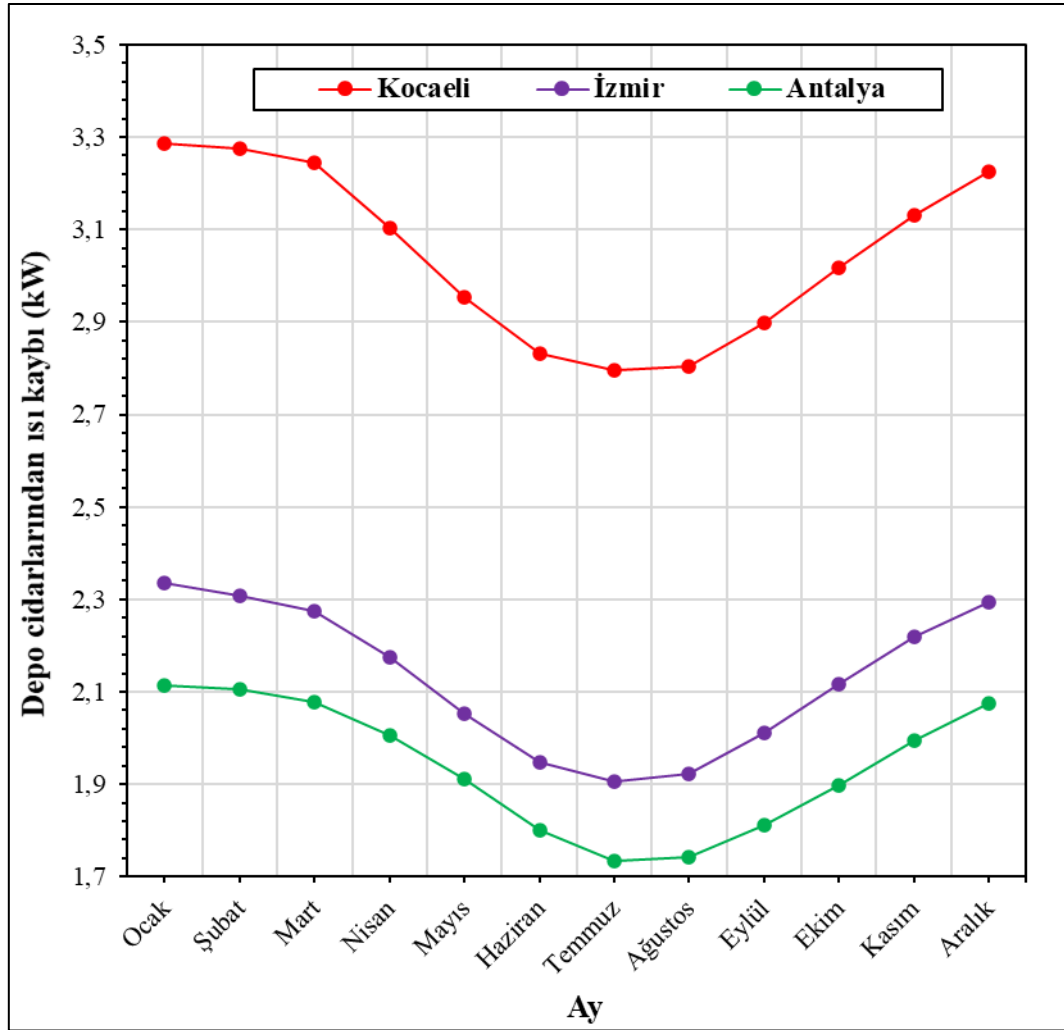
suyun sıcaklığının değişimi aylara göre incelendiğinde bazı aylarda (Nisan-Eylül) daha yüksek olmasının sebebi belirlenen toplayıcı alanının diğer iki şehre göre yüksek olmasından kaynaklı güneş enerjisinden sağlanan faydalı enerjidir.



Şekil 7.23. Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevriminde bulunan kaynatıcı ısıl yükünün karşılanmasına güneş enerjisi kaynaklı depolanan tanktan çekilen ısıl gücün aylık ortalama değişimi

Kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevriminde bulunan kaynatıcının ısıl yükünün bir bölümünün depolama tankından çekilen ısı ile ne kadarının karşılanacağı aylara göre Şekil 7.23.'te gösterilmiştir ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). Güneş ışıının en yüksek olduğu aylar olan Ağustos (Kocaeli ve İzmir) ve Eylül (Antalya)'de kaynatıcının ısıl yükünün bir bölümünü karşılamak için depolama tankından çekilen ısı diğer aylara göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Düşük güneş ışıını, düşük çevre sıcaklığı ve vakum tüplü güneş

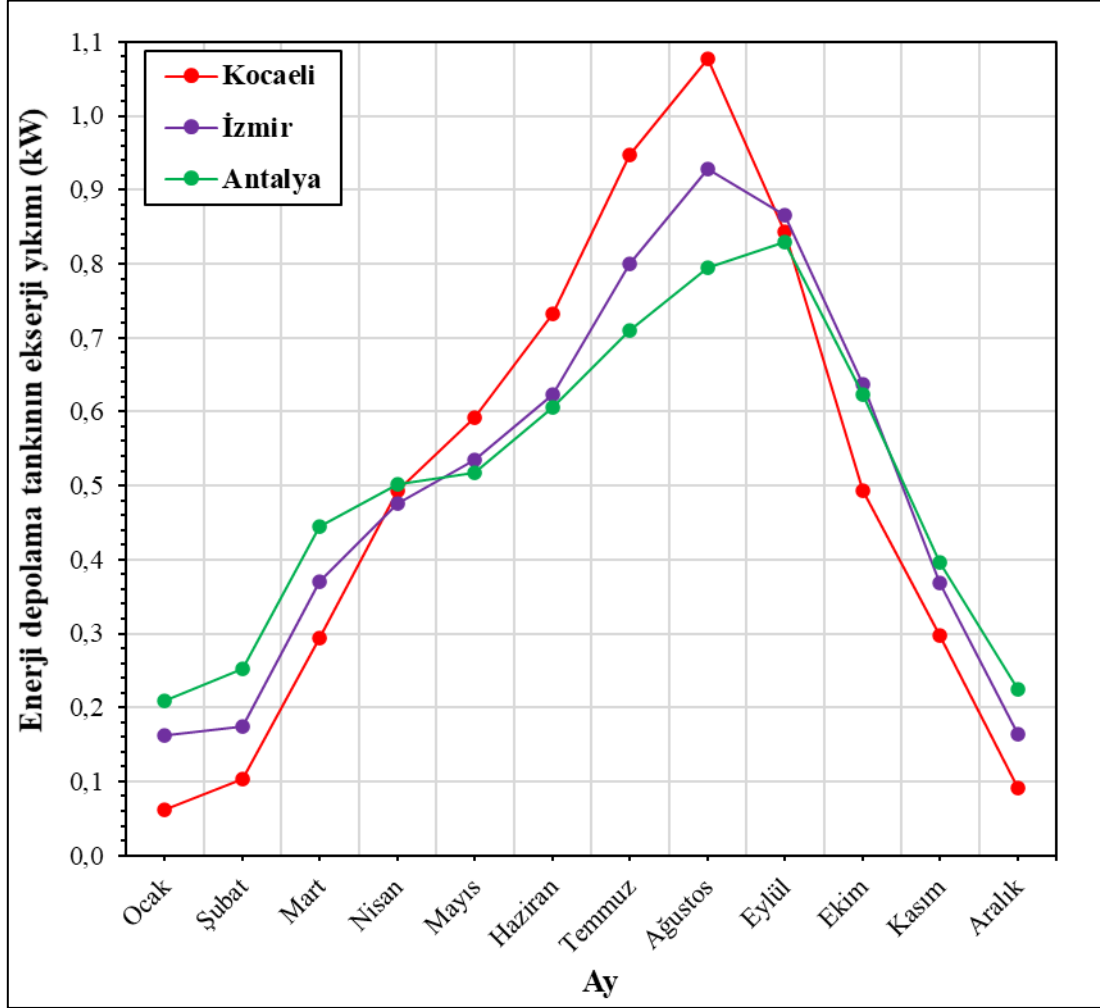
toplayıcılarından sağlanan faydalı enerji yetersiz olduğu için Ocak ayında tüm şehirler için depolama tankından çekilen ısı miktarı oldukça düşük kalmaktadır ki yardımcı ısıtıcı en fazla bu ayda çalışmaktadır (Şekil 7.21.). Yaz aylarında yardımcı ısıtıcı daha az kullanılacağı için enerji depolama tankından elde edilen ısı miktarı kaynatıcı için gerekli olan yükü karşılar. Depolama tanklarından çekilen yıllık ortalama ısı ihtiyacı ise Kocaeli için 59,98 kW, İzmir için 59,74 kW ve Antalya için 59,98 kW olmaktadır.



Şekil 7.24. Seçilen şehirler için depolama tanklarının cidarlarından çevreye olan ısı kaybının aylık ortalama değişimi

Kaskad soğutma sistemi için düşünülen depolama tanklarından çevreye ne kadar ısı kaybı olacağı aylara göre Şekil 7.24.'te gösterilmiştir ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). Şekil 7.24.'ten görüleceği üzere tüm şehirler dikkate alındığında enerji depolama tanklarından depo çevresine olan ısı kaybı

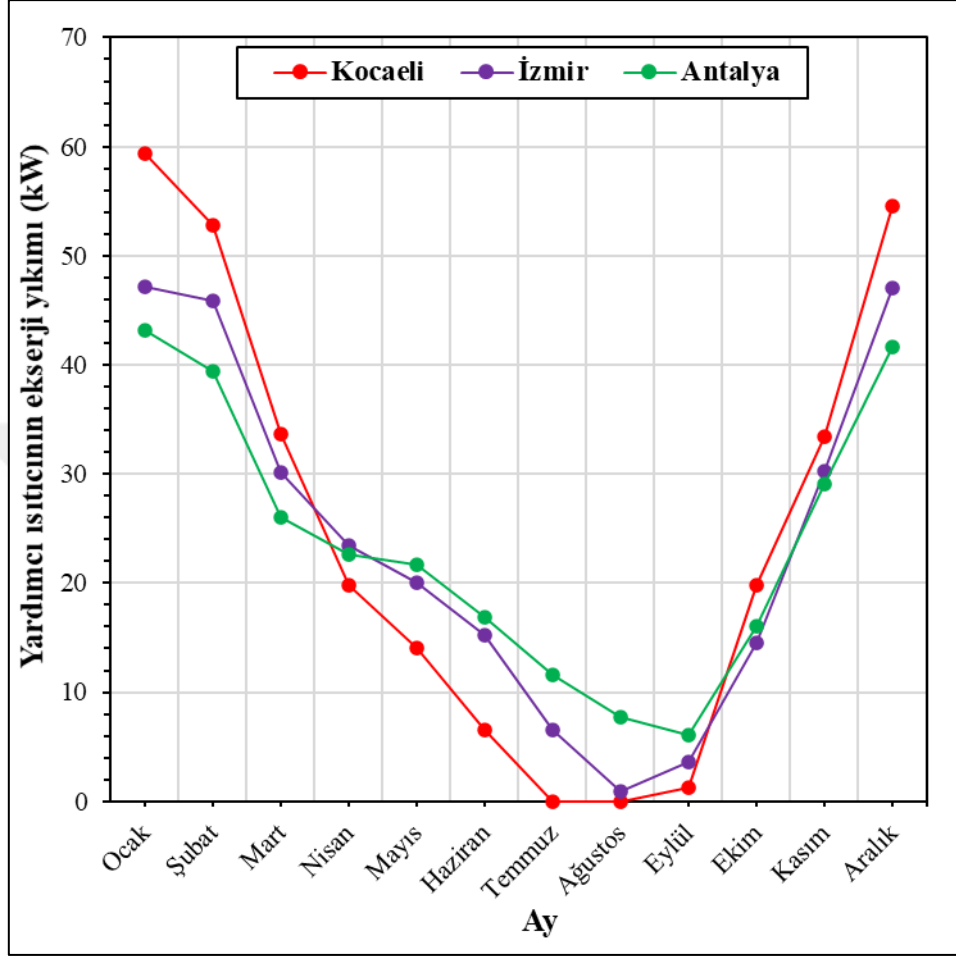
yaz aylarında daha düşük kalmaktadır. Tüm aylar incelendiğinde en düşük ısı kaybı Antalya şehrinde kurulacak olan enerji depolama tanklarında ortaya çıkmaktadır. Enerji depolama tanklarında meydana gelen yıllık ortalama ısı kaybı ise Kocaeli için 3,05 kW, İzmir için 2,13 kW ve Antalya için 1,94 kW olmaktadır.



Şekil 7.25. Seçilen şehirler için depolama tanklarında meydana gelen ekserji yıkım değerlerinin aylara göre değişimi

Kaskad soğutma sisteminin kaynatıcı ısıl yükünün bir bölümünün karşılanması düşünülen depolama tanklarında meydana gelen ekserji yıkım değerlerinin değişimi aylara göre Şekil 7.25.'te gösterilmiştir ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). Enerji depolama tanklarında meydana gelen en düşük ekserji yıkımı Ocak ayında Kocaeli için 0,061 kW, İzmir için 0,162 kW ve Antalya için 0,209 kW iken meydana gelen en yüksek ekserji yıkımı ise Ağustos ayında Kocaeli ve İzmir için sırasıyla 1,077 kW ve 0,927 kW ve Eylül ayında Antalya için 0,830 kW

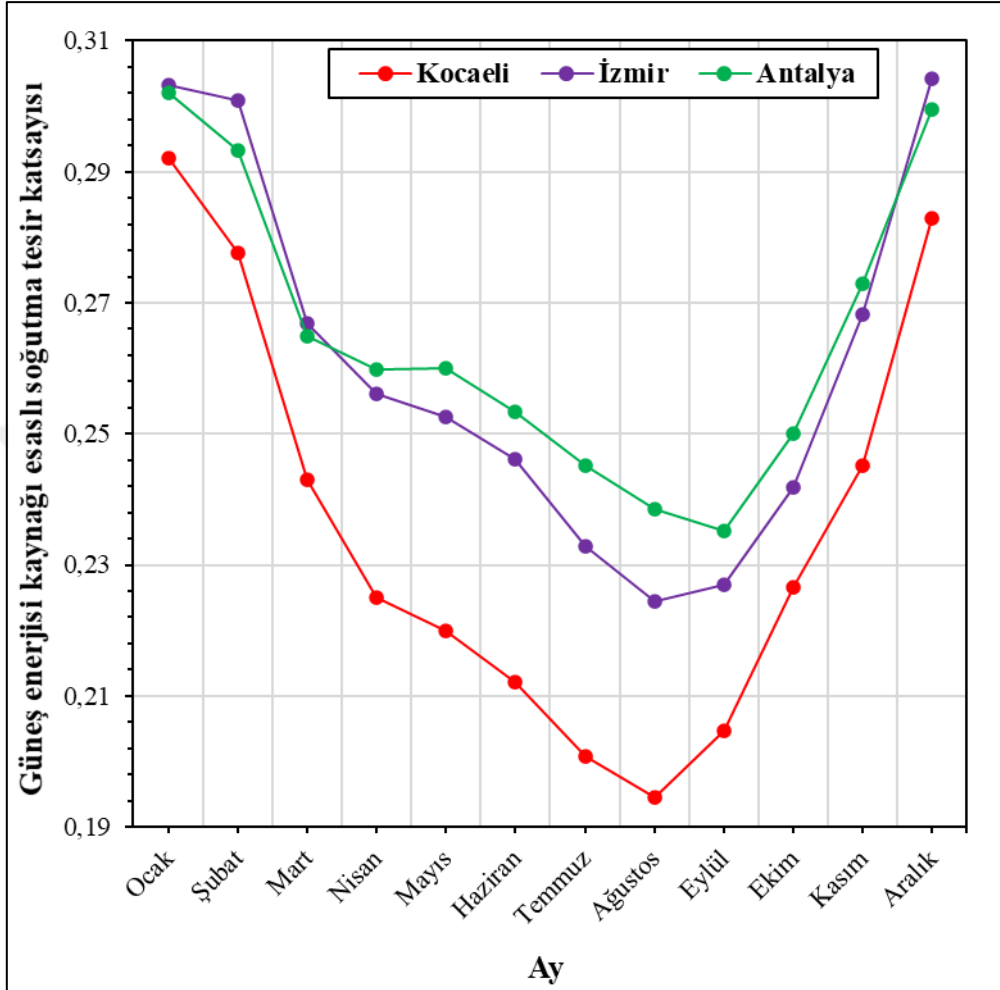
olmaktadır. Enerji depolama tanklarında meydana gelen yıllık ortalama ekserji yıkımı ise Kocaeli için 0,502 kW, İzmir ve Antalya için 0,509 kW olmaktadır.



Şekil 7.26. Seçilen şehirler için yardımcı ısıtıcının ekserji yıkım değerlerinin aylara göre değişimi

Kaskad soğutma sistemindeki kaynatıcı bileşeninin gerekli ısıl yükünün bir bölümünün karşılanması düşünülen kaynak olarak doğalgaz kullanılan yardımcı ısıtıcıda meydana gelen ekserji yıkım değerlerinin değişimi Şekil 7.26.'da gösterilmiştir ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yog}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yog,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). Yaz aylarına doğru gidildikçe enerji kaynağı olarak doğalgaz kullanılan yardımcı ısıtıcıda meydana gelen ekserji yıkımı diğer aylara nazaran çok düşük kalmaktadır. Örneğin Kocaeli için hesaplanan toplayıcı alanı dikkate alındığında Temmuz ve Ağustos aylarında yardımcı ısıtıcı devrede olmayacağı yani enerji depolama tankından aktarılan ısı kaynatıcının ısıl yükünü karşılamasında yeterli olacağı için yardımcı ısıtıcının ekserji yıkımı 0 kW

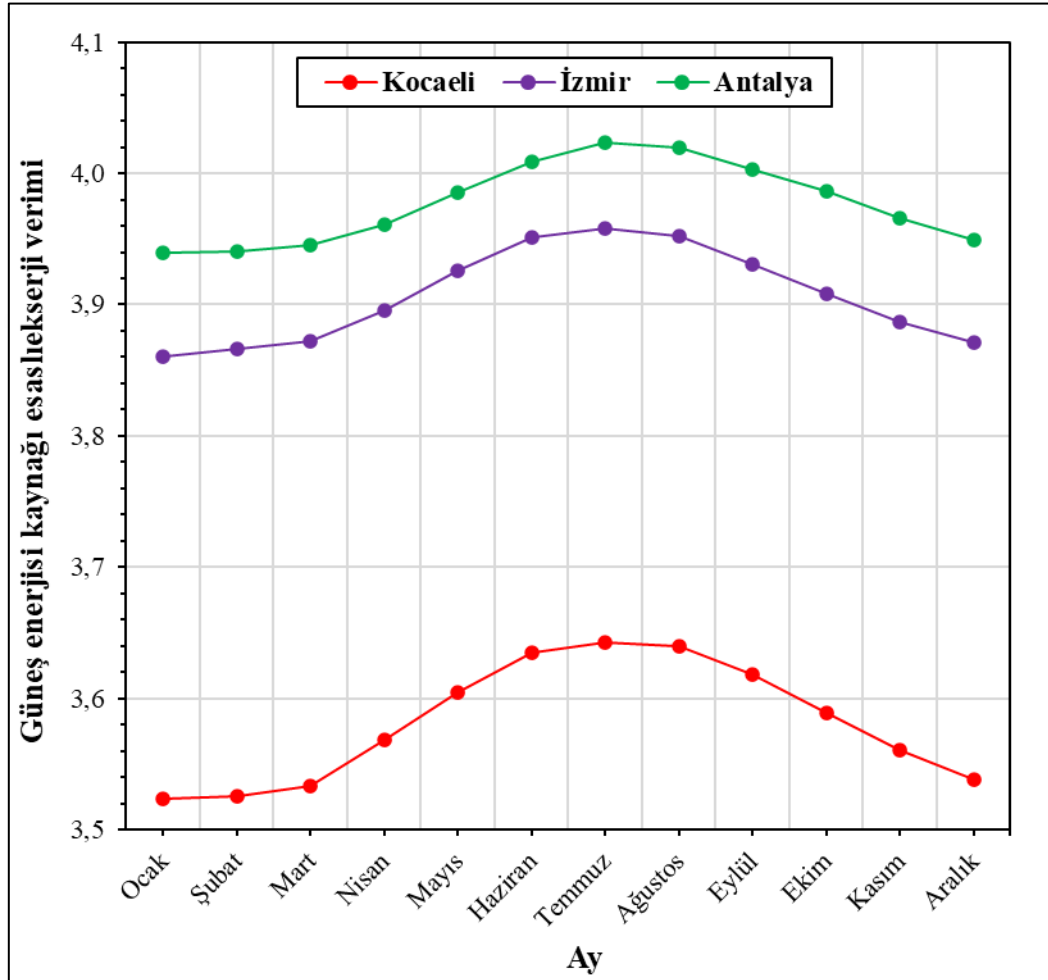
olmaktadır. İzmir ve Antalya için ise sırasıyla Ağustos ve Eylül ayında yardımcı ısıtıcı ihtiyacı minimum değerde olmaktadır.



Şekil 7.27. Seçilen şehirler için güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin güneş enerjisi kaynağı esaslı STK değerlerinin aylık ortalama değişimi

Güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin aylara göre soğutma tesir katsayı değerlerinin seçilen şehirlere bağlı olarak değişimi Şekil 7.27.'de gösterilmiştir ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yoğ}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yoğ,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). Güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin tesir katsayısı değeri toplam alan (fotovoltaik ve toplayıcı), güneş ışınlamı ve yardımcı ısıtıcı kapasitesine bağlı olarak değişim gösterir. Şekil 7.27.'den görüleceği üzere Kocaeli için güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin soğutma tesir katsayı değerleri diğer illere nazaran daha düşük kalmaktadır. Güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin en düşük soğutma tesir katsayı değeri Ağustos ayında Kocaeli için 0,195, Ağustos ayında İzmir için 0,224 ve Eylül ayında

Antalya için 0,235 iken en yüksek soğutma tesir katsayı değeri ise Ocak ayında Kocaeli için 0,292, Aralık ayında İzmir için 0,304 ve Ocak ayında Antalya için 0,302 olmaktadır. Güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin yıllık ortalama soğutma tesir katsayı değeri Kocaeli için 0,235, İzmir için 0,260 ve Antalya için 0,265 olmaktadır.



Şekil 7.28. Seçilen şehirler için güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin güneş enerjisi kaynağı esaslı ekserji verim değerlerinin aylık ortalama değişimi

Güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin aylara göre ekserji verim değerlerinin seçilen şehirlere bağlı olarak değişimi Şekil 7.28.'de gösterilmiştir ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yog}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yog,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). Kocaeli için güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin ekserji verim değeri diğer illere nazaran daha düşük kalmaktadır. Güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin en yüksek ekserji verimi Temmuz ayında Kocaeli için %3,64, İzmir için %3,96 ve Antalya için %4,02 iken en düşük ekserji verimi ise Ocak ayında aynı sırayla %3,52, %3,86 ve %3,94 olmaktadır.

Güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin yıllık ortalama ekserji verimi Kocaeli için %3,58, İzmir için %3,91 ve Antalya için %3,98 olmaktadır.

Tablo 7.3.'te 50 kW soğutma kapasitesine sahip güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin yıllık ortalama enerji ve ekserji analizi sonuçları verilmiştir ($T_{buh}=-30^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{abs}=T_{yog}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh,kaskad}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{yog,kaskad}=10^{\circ}\text{C}$). Güneş enerjisinden yararlanma oranının tüm şehirler için aynı olması durumunda Antalya'da kurulacak bir sistemin yatırım maliyetinin daha düşük ve daha performanslı olması mümkün olmaktadır.

Tablo 7.3. Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin yıllık ortalama enerji ve ekserji analizi sonuçları

Parametre	Kocaeli	İzmir	Antalya
Güneş enerjisinden yararlanma oranı	%70		
Gerekli vakum tüplü toplayıcı alanı	420 m ²	300 m ²	278 m ²
Gerekli fotovoltaik panel alanı	189 m ²	163 m ²	156 m ²
Toplam depolama tank kapasitesi	20,75 m ³	15 m ³	13,90 m ³
Güneş enerjisi kaynağı esaslı ekserji verimi	%3,58	%3,91	%3,98
Güneş enerjisi kaynağı esaslı STK	0,235	0,260	0,265

Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevrimi için birim soğutma kapasitesi başına ortalama olarak fotovoltaik panel alanları Kocaeli için 3,67 m², İzmir için 3,16 m² ve Antalya için 3,04 m² olarak hesaplanmıştır.

Tablo 7.4. Kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma alt çevriminde 1 kW soğutma kapasitesi için fotovoltaik panel alanları

Ay	Fotovoltaik panel alanı (m ²)		
	Kocaeli	İzmir	Antalya
Ocak	4,72	3,73	3,50
Şubat	4,40	3,71	3,36
Mart	3,69	3,15	2,94
Nisan	3,41	3,05	2,91
Mayıs	3,39	3,08	2,98
Haziran	3,31	3,05	2,96
Temmuz	3,11	2,86	2,88
Ağustos	2,99	2,72	2,78
Eylül	3,13	2,70	2,67
Ekim	3,49	2,86	2,84
Kasım	3,80	3,22	3,12
Aralık	4,56	3,79	3,49

8. KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

Soğutma sisteminin performansını üst seviyelere çıkarmak termodinamiğin alanı içindedir. Termodinamik yasaları, bir sistem tasarlamak için kullanılabilecek kullanışlı bilgiler sağlar. Modellemede sadece enerji ve ekserji verim gibi uygun termodinamik çıktılar dikkate alınırsa modellenen sistemin pahalı bir sistem olması mümkündür. Bu nedenle, ekonomik kavramları termodinamik ile birleştiren eksergoekonomik analiz, sistemleri gerçekçi bir şekilde modellemek için iyi bir yoldur (Aghaziarati ve Aghdam, 2021). Ekserji analizini ekonomik ilkelerle bütünleştiren eksergoekonomik analiz, maliyet oluşum sürecini ortaya çıkarmayı ve sistemin akışlarının ekserji birimi başına maliyeti hesaplamayı amaçlar. Bu analiz, sistemin her bir bileşenine maliyet dengesi denklemi uygulanarak gerçekleştirilir (Tsatsaronis, 1993). Eksergoekonomik analiz, enerji dönüşüm sistemlerinin maliyet etkinliğini değerlendirerek uygun maliyetli bir sistemin tasarımı ve işletilmesi bakımından bilgileri aktarmak için hem klasik ekserji analizini hem de ekonomik ilkeleri birleştiren ve en çok kullanılan ekserji alt yöntemlerinden biridir (Bejan ve diğ., 1995). Ayrıca eksergoekonomi terimi yerine tersinmezliğin ancak termodinamiğin ikinci kanunu ile belirlenebildiği ve hesaplamalarda en yaygın olarak kullanılan değerin ekserji olduğu düşünüldüğünde termoekonomi, eksergoekonomi olarak (Tsatsaronis, 1993) yada ekserji destekli maliyetin en aza indirilmesi olarakta kullanılmaktadır (Enayatizade ve diğ., 2022).

8.1. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırma Kaskad Soğutma Sisteminin Eksergoekonomik Modellenmesi

Bu tez çalışmasında oluşturulan güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma kaskad soğutma sistemini oluşturan ısı değiştirgeçlerinin genel ısı transfer denklemi Denklem (8.1)'de verilmiştir.

$$\dot{Q}=U \times A \times LMTD \quad (8.1)$$

Yukarıdaki Denklem (8.1)'de $\dot{Q}$, enerji analizi sonucu hesaplanan ısı değiştirgeçlerin ısı yükü (kW), U, sistemi oluşturan her bir ısı değiştirgecinin toplu ısı transfer katsayısı

(W/m²/°C), A, sistemi oluşturan her bir ısı değiştirgecin ısı transfer alanı (m²) ve LMTD, sistemi oluşturan her bir ısı değiştirgecin logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır (°C).

Denklem (8.1)'de LMTD değerini hesaplamak için aşağıdaki Denklem (8.2) kullanılarak her bir karşıt akışlı ısı değiştiricisine uyarlanır (Bejan ve diğ., 1996). LMTD, ısı değiştirgecin her iki ucundaki sıcak ve soğuk akımlar arasındaki sıcaklık farkının logaritmik ortalamasıdır. LMTD ne kadar büyük olursa, o kadar fazla ısı transfer edilir.

$$LMTD = \frac{(T_{sıc,g} - T_{soğ,ç}) - (T_{sıc,ç} - T_{soğ,g})}{\ln \left(\frac{T_{sıc,g} - T_{soğ,ç}}{T_{sıc,ç} - T_{soğ,g}} \right)} \quad (8.2)$$

Yukarıdaki Denklem (8.2)'de alt indis olan 'sıc,g', 'sıc,ç', 'soğ,ç' ve 'soğ,g' sırasıyla sıcak akışkan girişini, sıcak akışkan çıkışını, soğuk akışkan çıkışını ve soğuk akışkan girişini ifade eder.

Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan ısı değiştirgeçlerin logaritmik ortalama sıcaklık farklarının ve alanlarının hesaplanmasına yönelik tüm denklemler Tablo 8.1.'de verilmiştir (Jain ve diğ., 2015c).

Tablo 8.1. Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan ısı değiştiricileri için logaritmik ortalama sıcaklık farkları ve alanlarının hesaplanmasına yönelik verilen denklemler

Bileşen	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (°C)	Alan (m ²)
Buharlaştırıcı	$LMTD_{buh} = \frac{(T_{22} - T_{18}) - (T_{23} - T_{19})}{\ln \left(\frac{T_{22} - T_{18}}{T_{23} - T_{19}} \right)}$	$A_{buh} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{U_{buh} LMTD_{buh}}$
Yoğuşturucu	$LMTD_{yoğ,2} = \frac{(T_8 - T_{26}) - (T_8 - T_{27})}{\ln \left(\frac{T_8 - T_{26}}{T_8 - T_{27}} \right)}$	$A_{yoğ,2} = \frac{\dot{Q}_{yoğ,2}}{U_{yoğ,2} LMTD_{yoğ,2}}$
Kaskad ısı değiştirgeci	$LMTD_{KID} = T_{13} - T_{10}$	$A_{KID} = \frac{\dot{Q}_{KID}}{U_{KID} LMTD_{KID}}$
Eriyik ısı değiştirgeci	$LMTD_{EID} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln \left(\frac{T_4 - T_3}{T_5 - T_2} \right)}$	$A_{EID} = \frac{\dot{Q}_{EID}}{U_{EID} LMTD_{EID}}$

Tablo 8.1. (Devam) Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan ısı değiştiricileri için logaritmik ortalama sıcaklık farkları ve alanlarının hesaplanmasına yönelik verilen denklemler

Bileşen	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (°C)	Alan (m ²)
Kaynatıcı	$LMTD_{kay} = \frac{(T_{31}-T_4)-(T_{32}-T_7)}{\ln\left(\frac{T_{31}-T_4}{T_{32}-T_7}\right)}$	$A_{kay} = \frac{\dot{Q}_{kay}}{U_{kay} LMTD_{kay}}$
Absorber	$LMTD_{ab} = \frac{(T_6-T_{25})-(T_1-T_{24})}{\ln\left(\frac{T_6-T_{25}}{T_1-T_{24}}\right)}$	$A_{ab} = \frac{\dot{Q}_{ab}}{U_{ab} LMTD_{ab}}$

Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan ısı değiştiricilerine ait toplu ısı transfer katsayıları literatürde mevcut olan çalışmadan elde edilmiş ve Tablo 8.2.'de verilmiştir (Xu ve diğ., 2017).

Tablo 8.2. Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan ısı değiştirgeçlerine ait toplu ısı transfer katsayıları

Bileşen	Toplu ısı transfer katsayısı, U (W/m ² ·°C)
Buharlaştırıcı	937,5
Yoğuşturucu	995
Kaskad ısı değiştirgeci	993,8
Eriyik ısı değiştirgeci	1021,6
Kaynatıcı	705,9
Absorber	695,5

8.2. Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sistemini Oluşturan Tüm Ekipmanların Satın Alma Maliyet Fonksiyonları ve Geri Ödeme Süresi

Termoekonomik analize ve optimizasyona başlanmadan önce bu tez çalışmasında oluşturulan güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemi ile klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminin kurulum ve işletme maliyetleri hesaplanmış ve bunun sonucunda geri ödeme süreleri tespit edilmiştir. İlk olarak güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan ekipmanların satın alma maliyetleri tek tek belirlenmelidir. Ekipman fiyatlandırması, tasarım değişkenlerine bağlı bir maliyet fonksiyonunu olacak şekilde termodinamik parametrelerin bir fonksiyonu olarak

tanımlanmalıdır. Satın alma maliyetleri ekonomik koşullardaki değişiklikler nedeniyle zaman içinde önemli ölçüde dalgalanabileceğinden günümüz koşullarını yansıtacak şekilde ayarlanmalıdır. The Chemical Engineering Plant Cost Index, Kimya Mühendisliği Tesis Maliyet Endeksi (CEPCI), ekipmanın mevcut piyasa fiyatı için kullanılır. İlgili ekipmanların güncellenmiş satın alma maliyeti aşağıdaki Denklem (8.3) kullanılarak elde edilir. Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırıcı kaskad soğutma sistemini oluşturan elemanların satın alma maliyetlerini hesaplamak için, önce şu an içinde bulunulan yılın maliyet endeks değeri ($CEPCI_{2022}$) ile Tablo 8.3.'te verilen ekipmanların satın alma bağıntılarının o yıldaki (referans) maliyet endeks değeri ($CEPCI_{referans}$) literatürden tedarik edilir. İkisinin bölümünden ($CEPCI_{2022}/CEPCI_{referans}$) elde edilen katsayı, ekipmanların referans yılında belirlenen satın alma maliyetleri ile çarpılıp güncel satın alma maliyeti tespit edilir. CEPCI değerleri, 1998, 2000, 2001, 2011, 2013, 2018 ve 2021 yılları için sırasıyla 389,5, 394,1, 394,3, 585,7, 567,3, 603,1 ve 708'dir. Ayrıca en son 2022 yılının Haziran ayında yayınlanan CEPCI değeri ise 833,1'dir (URL-21, 2022).

$$\text{Güncel satın alma maliyeti} = \text{referans maliyet} \times \frac{CEPCI_{2022}}{CEPCI_{referans}} \quad (8.3)$$

Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırıcı kaskad soğutma sisteminin ilgili referans yılındaki maliyet fonksiyonları Tablo 8.3.'te verilmiştir (d'Accadia ve Rossi, 1998; El-Sayed, 2001; Misra ve diğ., 2003; Calise ve diğ., 2011; Boyaghchi ve Heidarnejad, 2015b; Lu, 2018; Sadeghi ve Ahmadi, 2021).

Tablo 8.3. Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırıcı kaskad soğutma sistemini oluşturan tüm ekipmanların ilgili referans yılındaki maliyet fonksiyonları

Bileşen	Maliyet fonksiyonu (\$)	Referans yılı
Buharlaştırıcı	$Z_{buh} = 16000 \left(\frac{A_{buh}}{100} \right)^{0.6}$	2000
Yoğuşturucu	$Z_{yoğ,2} = 8000 \left(\frac{A_{yoğ,2}}{100} \right)^{0.6}$	2000
Kaskad ısı değiştirgeci	$Z_{KID} = 12000 \left(\frac{A_{KID}}{100} \right)^{0.6}$	2000
Eriyik ısı değiştirgeci	$Z_{EID} = 12000 \left(\frac{A_{EID}}{100} \right)^{0.6}$	2000

Tablo 8.3. (Devam) Güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma kaskad soğutma sistemini oluşturan tüm ekipmanların ilgili referans yılındaki maliyet fonksiyonları

Bileşen	Maliyet fonksiyonu (\$)	Referans yılı
Kaynatıcı	$Z_{\text{kay}}=17500 \left(\frac{A_{\text{kay}}}{100} \right)^{0.6}$	2000
Absorber	$Z_{\text{ab}}=16500 \left(\frac{A_{\text{ab}}}{100} \right)^{0.6}$	2000
Buster kompresör	$Z_{\text{bk}}=12000 \left(\frac{\dot{W}_{\text{bk}}}{100} \right) \left(\frac{\eta_{\text{bk}}}{0,9-\eta_{\text{bk}}} \right)^{0.5}$	1998
Ana kompresör	$Z_{\text{komp}}=12000 \left(\frac{\dot{W}_{\text{komp}}}{100} \right) \left(\frac{\eta_{\text{komp}}}{0,9-\eta_{\text{komp}}} \right)^{0.5}$	1998
Çözelti pompası	$Z_{\text{CP}}=2100 \left(\frac{\dot{W}_{\text{CP}}}{10} \right)^{0.26} \left(\frac{1-\eta_{\text{CP}}}{\eta_{\text{CP}}} \right)$	2000
Sıvı-buhar ayırıcı	$Z_{\text{SBA}}=280,3 \dot{m}_{16}^{0.67}$	2021
Ejektör	$Z_{\text{ejek}}=15962 \left(\dot{m}_{13} \left(\frac{T_{13}}{P_{13}} \right)^{0,05} \right) (P_{16})^{-0,75}$	2001
Depolama tankı (koruma valfi, genleşme tankı ve ısı yalıtımı dahil)	$Z_{\text{depo}}=494,9+804 V_{\text{depo}}$	2011
İnverter ve güneş pili	$Z_{\text{FV}}=163 A_{\text{FV}}$	2022
Vakum tüplü toplayıcı	$Z_{\text{toplayıcı}}=180 A_{\text{toplayıcı}}$	2018
Yardımcı ısıtıcı	$Z_{\text{yard}}=28 \dot{Q}_{\text{yard}}$	2013
Kısma valfi-1	300	2000
Kısma valfi-2	300	2000
Kısma valfi-3	300	2000

Güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma kaskad soğutma sistemi için yıllık elektrik enerjisi maliyeti (\$/yıl) Denklem (8.4) ile belirlenir.

$$\text{Yıllık elektrik enerjisi maliyeti}=(\dot{W}_{\text{CP}}+\dot{W}_{\text{bk}}+\dot{W}_{\text{komp}})\times t\times c_{\text{elek}} \quad (8.4)$$

Yukarıdaki Denklem (8.4)'te $\dot{W}_{\text{CP}}$, $\dot{W}_{\text{bk}}$ ve $\dot{W}_{\text{komp}}$ sırasıyla çözelti pompasının gücü, buster kompresörün gücü ve ana kompresörün gücüdür (kW), t, çözelti pompası, buster kompresör ve ana kompresörün elektrik enerjisini tedarik etmesi bakımından güneşlenme süresi boyunca fotovoltaiik paneller tarafından sağlanan elektrik enerjisi süresi (saat/yıl) ve c_{elek} , elektriğin birim maliyetidir (\$/kWh). Kocaeli, İzmir ve Antalya için yıllık ortalama güneşlenme süreleri sırasıyla 2373 saat, 2986 saat ve 3011 saat olarak alınmıştır (URL-22, 2022). Bu saatler boyunca elektrik enerjisi için herhangi bir bedel ödenmez. Bu çalışmada oluşturulan sistemin genel çalışma süresi yıllık 8766 saat olduğu için bu değerden sırasıyla yıllık 2373 saat, yıllık 2986 saat ve yıllık 3011 saat çıkartılarak Kocaeli için yıllık 6393 saat, İzmir için yıllık 5780 saat ve Antalya için yıllık 5755 saat çalışma süresi elde edilir. Bulunan bu değerler, iş tüketen ekipmanların (çözelti pompası, buster kompresör ve ana kompresör) kapasitesi ve elektriğin birim maliyeti ile çarpılarak yıllık elektrik enerjisi maliyeti elde edilir. 2022 yılının Aralık ayı itibariyle ticari kullanımlar için vergiler dahil olmak üzere elektriğin birim maliyeti 0,238 \$/kWh (4,4516 TL/kWh) olarak alınmıştır (URL-23, 2022). Türkiye Cumhuriyeti Merkez Bankasına göre 8 Aralık 2022 tarihindeki dolar kuru yaklaşık olarak 18,68 Türk Lirası olduğu göz önüne alınarak elektriğin birim maliyeti hesaplanmıştır (URL-24, 2022).

Yardımcı ısıtıcıda enerji kaynağı olarak doğalgaz tüketiminin yıllık maliyeti (\$/yıl) Denklem (8.5) ile hesaplanır.

$$\text{Yıllık doğalgaz enerjisi maliyeti} = \dot{m}_{\text{dg}} \times \text{AID}_{\text{dg}} \times t \times c_{\text{dg}} \quad (8.5)$$

Yukarıdaki Denklem (8.5)'te $\dot{m}_{\text{dg}}$, AID_{dg} , t ve c_{dg} sırasıyla yakıtın kütsel debisi (kg/s), yakıtın alt ısıtma değeri (kJ/kg), yardımcı ısıtıcının çalışma süresi (saat/yıl) ve doğalgaz yakıtının birim maliyetidir (\$/kWh). Yakıtın alt ısıtma değeri 51393 kJ/kg olarak alınmıştır (Kotas, 1995). 2022 yılının Aralık ayı itibariyle vergiler dahil olmak üzere doğalgazın birim maliyeti 0,047 \$/kWh (9,446 TL/m³ veya 0,888 TL/kWh) olarak alınmıştır (URL-25, 2022). Türkiye Cumhuriyeti Merkez Bankasına göre 8 Aralık 2022 tarihindeki dolar kuru yaklaşık olarak 18,68 Türk Lirası olduğu göz önüne alınarak doğalgazın birim maliyeti hesaplanmıştır (URL-24, 2022).

İşletme-bakım maliyeti, hem güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma kaskad soğutma sisteminin hem de klasik buhar sıkıştırma soğutma

sisteminin %6'sı olarak düşünülmüştür. Her iki sistemin kurulum maliyetleri ise ilk yatırım maliyetlerinin %15'i olarak düşünülmüştür (Zhai ve Wu, 2022).

Net bugünkü değer (NBD) ve iç karlılık oranı en önemli dinamik ekonomik değerlendirme göstergelerinden ikisidir (Wang ve diğ., 2023). NBD, belirli bir süre boyunca nakit girişlerinin bugünkü değeri ile nakit çıkışlarının bugünkü değeri arasındaki farktır. NBD aşağıdaki Denklem (8.6) ile hesaplanmıştır (Wang ve diğ., 2023).

$$NBD = -\text{İlk yatırım maliyeti} + \sum_{t=1}^T \frac{\text{Nakit girişlerinin toplamı}}{(1+d)^t} \quad (8.6)$$

İskonto edilmiş geri ödeme süresi, paranın zaman değerini açıklayan geri ödeme süresinin değiştirilmiş bir versiyonudur. İndirgenmiş geri ödeme süresi, bir projenin başlangıç maliyetinin, beklenen nakit akışlarının indirgenmiş değerine eşit olması için geçen süredir veya bir yatırımdan kopması için geçen süredir. İskonto edilmiş geri ödeme süresini hesaplamak için Denklem (8.7)'ye başvurulur (Mongkoldhumrongkul, 2023).

$$GÖS = \left(\frac{\text{İlk yatırımın tamamen karşılanmasından önceki sene sayısı}}{1} \right) + \frac{\text{Karşılanmamış kalan miktar}}{\text{İlk yatırımın tamamen karşılanacağı senedeki toplam nakit akışı}} \quad (8.7)$$

8.3. Termoekonomik Analiz İçin Özgül Ekserji Maliyeti Yönteminin Uygulanması

Bu tez çalışmasında oluşturulan güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin termoekonomik analizi Lazzaretto ve Tsatsaronis (2006) tarafından öne sürülen SPECO (Specific Exergy Costing, Özgül Ekserji Maliyeti) metodolojisine göre gerçekleştirilmiştir. SPECO yöntemi genellikle diğer eksergoekonomik yöntemlere göre daha fazla tercih edilmektedir (Yücer ve Hepbaşlı, 2014) ve literatürde en yaygın kabul gören termoekonomik yöntem olarak belirtilmiştir (Al-Sulaiman ve diğ., 2013). Bu yöntem ile ekserji ve maliyet denkliklerine başvurulur ve her bir ekipman için gerekli yardımcı maliyet bağıntılarının yardımıyla da birim ekserji başına maliyet hesabı yapılır. Kısacası SPECO metodu üç basamaktan oluşmaktadır:

1-Her bir hal noktasının ekserji akım değerlerinin elde edilebilmesi için çalışılan sistemi oluşturan tüm bileşenlerin ekserji giriş ve çıkış akımlarının tespitinin yapılması,

2-Çalışılan sistemi oluşturan tüm bileşenler için ürün ve yakıt ekserjisi akımlarının tespitinin yapılması,

3-Elde edilen ekserji akımı değerlerine ilişkin her bileşen için maliyet denklik takımları ile birlikte uygun yardımcı maliyet denklemlerinin oluşturulması gibi ana maddelerden oluşmaktadır.

Yukarıda belirtilen ilk iki aşamayı gerçekleştirmek için güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin her bir noktasındaki ekserji akımı ve bileşenlerin ürün ve yakıt ekserjilerinin tayin edilmesi, ekserji esaslı termoeconomik analiz için önem taşımaktadır. Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin oluşturan her bir ekipmanın yakıt ekserjisi, ürün ekserjisi ve ekserji verimi ile ilişki denklemler Tablo 8.4.'te verilmiştir.

Tablo 8.4. Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin oluşturan her bir ekipmanın yakıt ekserjisi, ürün ekserjisi ve ekserji veriminin hesaplanmasına yönelik verilen bağıntılar

Bileşen	Yakıt ekserjisi (kW)	Ürün ekserjisi (kW)	Ekserji verimi
Ana kompresör	$\dot{E}_{komp} = \dot{W}_{komp}$	$\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}$	$\frac{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}}{\dot{W}_{komp}}$
Buster kompresör	$\dot{E}_{bk} = \dot{W}_{bk}$	$\dot{E}_{20} - \dot{E}_{19}$	$\frac{\dot{E}_{20} - \dot{E}_{19}}{\dot{W}_{bk}}$
Buharlaştırıcı	$\dot{E}_{18} - \dot{E}_{19}$	$\dot{E}_{23} - \dot{E}_{22}$	$\frac{\dot{E}_{23} - \dot{E}_{22}}{\dot{E}_{18} - \dot{E}_{19}}$
Ejektör	$\dot{E}_{20} + \dot{E}_{13}$	$\dot{E}_{16}$	$\frac{\dot{E}_{16}}{\dot{E}_{20} + \dot{E}_{13}}$
Sıvı-buhar ayırıcı	$\dot{E}_{16}$	$\dot{E}_{11} + \dot{E}_{17}$	$\frac{\dot{E}_{11} + \dot{E}_{17}}{\dot{E}_{16}}$
Kaskad ısı değiştirgeci	$\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}$	$\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12}$	$\frac{\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12}}{\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}}$
Absorber	$\dot{E}_6 + \dot{E}_{10} - \dot{E}_1$	$\dot{E}_{25} - \dot{E}_{24}$	$\frac{\dot{E}_{25} - \dot{E}_{24}}{\dot{E}_6 + \dot{E}_{10} - \dot{E}_1}$
Eriyik ısı değiştirgeci	$\dot{E}_4 - \dot{E}_5$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$	$\frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{E}_4 - \dot{E}_5}$

Tablo 8.4. (Devam) Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan her bir ekipmanın yakıt ekserjisi, ürün ekserjisi ve ekserji veriminin hesaplanmasına yönelik verilen bağıntılar

Bileşen	Yakıt ekserjisi (kW)	Ürün ekserjisi (kW)	Ekserji verimi
Kaynatıcı	$\dot{E}_{31} - \dot{E}_{32}$	$\dot{E}_4 + \dot{E}_7 - \dot{E}_3$	$\frac{\dot{E}_4 + \dot{E}_7 - \dot{E}_3}{\dot{E}_{31} - \dot{E}_{32}}$
Çözelti pompası	$\dot{E}_{CP} = \dot{W}_{CP}$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_{CP}}$
Yoğuşturucu	$\dot{E}_7 - \dot{E}_8$	$\dot{E}_{27} - \dot{E}_{26}$	$\frac{\dot{E}_{27} - \dot{E}_{26}}{\dot{E}_7 - \dot{E}_8}$
Kısma valfi-1	$\dot{E}_{17}$	$\dot{E}_{18}$	$\frac{\dot{E}_{18}}{\dot{E}_{17}}$
Kısma valfi-2	$\dot{E}_5$	$\dot{E}_6$	$\frac{\dot{E}_6}{\dot{E}_5}$
Kısma valfi-3	$\dot{E}_8$	$\dot{E}_9$	$\frac{\dot{E}_9}{\dot{E}_8}$
Güneş toplayıcısı	$\dot{E}_{güneş, toplayıcı}$	$\dot{E}_{29} - \dot{E}_{28}$	$\frac{\dot{E}_{28} - \dot{E}_{27}}{\dot{E}_{güneş, toplayıcı}}$
Fotovoltaik panel	$\dot{E}_{güneş, FV}$	$\dot{E}_{elek, FV} - \dot{E}_{ısı, FV}$	$\frac{\dot{E}_{elek, FV} - \dot{E}_{ısı, FV}}{\dot{E}_{güneş, FV}}$
Depolama tankı	$\dot{E}_{29} - \dot{E}_{28}$	$\dot{E}_{30} - \dot{E}_{32}$	$\frac{\dot{E}_{30} - \dot{E}_{32}}{\dot{E}_{29} - \dot{E}_{28}}$
Yardımcı ısıtıcı	$\dot{E}_{dg}$	$\dot{E}_{31} - \dot{E}_{30}$	$\frac{\dot{E}_{31} - \dot{E}_{30}}{\dot{E}_{dg}}$

Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili kaskad soğutma sistemin toplam ürün ekserjisi aşağıdaki Denklem (8.7)'de verilmiştir.

$$\dot{E}_{P, top} = \dot{E}_{23} - \dot{E}_{22} \quad (8.7)$$

Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili kaskad soğutma sistemin toplam yakıt ekserjisi aşağıdaki Denklem (8.8)'de verilmiştir.

$$\dot{E}_{F, top} = \dot{E}_{dg} + \dot{E}_{CP} + \dot{E}_{bk} + \dot{E}_{komp} + (A_{FV} + A_{toplayıcı}) I \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{güneş}} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{güneş}} \right)^4 \right] \quad (8.8)$$

Güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili kaskad soğutma sisteminde artık kullanılmayan yani çevreye transfer edilen ekserji kayıplarının toplamı aşağıdaki Denklem (8.9)'da verilmiştir.

$$\dot{E}_{L,top} = \dot{E}_{L,yard} + \dot{E}_{L,depo} + \dot{E}_{Isl,FV} + (\dot{E}_{27} - \dot{E}_{26}) + (\dot{E}_{25} - \dot{E}_{24}) \quad (8.9)$$

Güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili kaskad soğutma sistemin ekserji verimi Denklem (8.10)'da verilmiştir.

$$\zeta_{kaskad} = \frac{\dot{E}_{23} - \dot{E}_{22}}{\dot{E}_{dg} + \dot{E}_{ÇP} + \dot{E}_{bk} + \dot{E}_{komp} + (A_{FV} + A_{toplayıcı})I \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{güneş}} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{güneş}} \right)^4 \right]} \quad (8.10)$$

SPECO metodunun son aşamasında maliyet denklikleri oluşturulmadan önce yatırım ve işletme-bakım maliyetlerinin toplamı olan seviyelendirilmiş maliyetler her bir ekipman için belirlenir.

Birim zamandaki (saniye, saat veya yıl) seviyelendirilmiş maliyet, yatırım ve işletme-bakım maliyetlerinin toplamı olup Denklem (8.11)'de verilmiştir (Bejan ve diğ., 1995).

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{O\&M} \quad (8.11)$$

Yukarıdaki Denklem (8.11)'de $\dot{Z}_k^{CI}$ ve $\dot{Z}_k^{O\&M}$, güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sistemine ait her bir ekipmanın sırasıyla seviyelendirilmiş sermaye yatırımı ve işletme-bakım maliyetleridir. Bileşenlerin maliyeti, enerji sistemlerinin ömrü boyunca önemli ölçüde değişebileceğinden, bileşenlerin tüm maliyetlerini değerlendirmek ve optimize etmek için aynı seviyelendirilmiş parasal değerler dikkate alınmalıdır (Razmi ve Janbaz, 2020).

Güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan her bir ekipmanın bir düzeye getirilmiş saatlik maliyet, yatırım ve işletme-bakım maliyetlerini hesaplamak için aşağıdaki Denklem (8.12) kullanılmıştır (Bejan ve diğ., 1995).

$$\dot{Z}_k^{CI+O\&M} = \frac{GKF \times BF \times Z_k}{t} \quad (8.12)$$

Yukarıdaki Denklemler (8.12)'de GKF, Z_k , t ve BF sırasıyla sermaye (anapara) geri kazanım faktörü, her bir bileşenin satın alma maliyeti, oluşturulan sistemin çalışma süresi ve bakım faktörüdür.

GKF, sabit bir yıllık ödemenin, belirli bir süre boyunca bu yıllık ödemeyi almanın bugünkü değerine oranı olup Denklem (8.13)'te verilmiştir (Bejan ve diğ., 1995).

$$GKF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (8.13)$$

Yukarıdaki Denklem (8.13)'te i ve n sırasıyla faiz oranı ve oluşturulan sistemin yatırım ömrünü ifade eder. Oluşturulan sistemin çalışma süresi 20 yıl olarak alınmıştır. Ayrıca, 2022 yılının Kasım ayında Türkiye Cumhuriyeti Merkez Bankası tarafından açıklanan faiz oranı %9 olarak alınmıştır (URL-24, 2022).

Sistem elemanının her bir noktasındaki ekserji maliyet akılarını hesaplamak için ilgili akım noktasındaki ekserji akımı ile birim ekserji başına ortalama maliyeti ilişkilendirmek gereklidir. Bu nedenle, her bir sistem ekipmanına giren ve çıkan kütleye ilişkili ekserji akımlarının yanı sıra iş ve ısı transferi aracılığıyla gerçekleşen ekserji transferi ile ilgili Denklemler (8.14)-(8.17) boyunca aşağıda verilmiştir (Bejan ve diğ., 1995; Lazzaretto ve Tsatsaronis, 2006).

$$\dot{C}_g = c_g \dot{E}_g = c_g \dot{m}_g e_g \quad (8.14)$$

$$\dot{C}_\varphi = c_\varphi \dot{E}_\varphi = c_\varphi \dot{m}_\varphi e_\varphi \quad (8.15)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W}_g \quad (8.16)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (8.17)$$

Yukarıdaki Denklemler (8.14)-(8.17)'de $\dot{E}_g$ ve $\dot{E}_\varphi$ sırasıyla giren ve çıkan ekserji akımlarını (kW), c_g , c_φ , c_w ve c_q , birim ekserji başına ortalama maliyetlerini (\$/GJ) ve $\dot{C}_g$, $\dot{C}_\varphi$, $\dot{C}_w$ ve $\dot{C}_q$ ise ekserji akımlarıyla ilişkilendirilen maliyet akımlarını (\$/h) ifade eder. Görüldüğü üzere ekserji akımlarıyla ilişkilendirilen maliyet akımlarını \$/h olarak ifade edebilmek için birim ekserji başına ortalama maliyetlerini \$/GJ'dan \$/kWh'a

dönüştürmek gereklidir. Bunun için ilgili akım noktasındaki ekserji akımı ile birim ekserji başına ortalama maliyetini 277,78 kWh ile bölmek yada 0,0036 çarpanını kullanmak gereklidir (1 GJ=277,78 kWh).

Ekserjinin maliyetlendirilmesi, her bir sistem bileşeni için ayrı ayrı formüle edilmiş ekserji akımlarıyla ilişkilendirilen maliyet dengelerini içerir. Denklem (8.18), çıkan ekserji akımları ile ilişkilendirilen toplam maliyetinin, giren ekserji akımları ile ilişkilendirilen toplam maliyeti ile bileşenin yatırım maliyetini elde etmek için yapılan toplam harcamalara eşit olduğunu belirtir (Bejan ve diğ., 1995; Lazzaretto ve Tsatsaronis, 2006). Kısacası Denklem (8.18), sistemin her bir bileşeni için yakıt ekserjisi ve yatırım maliyetlerinin, aynı bileşenin ürün ekserjisine şarj edildiğini ima eder. Maliyet denge denklemlerinde tüm terimler pozitifdir. Ayrıca, kompresör veya pompa gibi iş tüketen bileşenin ekserji ile ilişkilendirilmiş maliyeti ($\dot{C}_{w,k}$) eşitliğin sol tarafındaki ikinci terimin pozitif işareti, bu ifadenin sağ tarafına taşınır.

$$\sum_{\varphi} \dot{C}_{\varphi,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_g \dot{C}_{g,k} + \dot{Z}_k \quad (8.18)$$

Ekserji esaslı maliyet akı değerlerini elde etmek için yukarıda ifade edilen Denklem (8.18) kullanılarak maliyet denge denklemleri her bir sistem bileşeni için ayrı ayrı yazılması gereklidir. Ancak sadece maliyet denge denklemleri ile çözüm yapmak mümkün olamamaktadır çünkü bilinmeyenlerin sayısı, maliyet denge denklemlerinin sayısından fazladır. Bunun üstesinden gelebilmek için ise maliyet denge denklemlerinin çözümüne destek olabilmesi için yardımcı denklemlerde hazırlanmalıdır.

Bir ısıl sistemin ayrıntılı bir termoekonomik değerlendirmesi ve optimizasyonu, sistemin her bileşeni için hesaplanan bir dizi değişkene dayanır. Isıl sistemlerin eksergoekonomik analizinde önemli rol oynayan birkaç parametre vardır. Bu parametreler, yakıtın birim ekserjisi başına ortalama maliyeti ($c_{F,k}$), ürünün birim ekserjisi başına ortalama maliyeti ($c_{P,k}$), eksergoekonomik faktörü (f_k), ekserji yıkımıyla ilişkili maliyeti ($\dot{C}_{D,k}$) ve ekserji kaybı ile ilişkili maliyeti ($\dot{C}_{L,k}$) içerir (Bejan ve diğ., 1995).

Her bir sistem bileşeni için ortalama yakıt maliyeti, sistem bileşenine sağlanan yakıtın birim ekserjisi başına ortalama maliyetini ifade eder. Benzer şekilde, ürün maliyeti,

sistem bileşeninin ürününün her bir ekserji biriminin üretildiği ortalama maliyettir. Bunlar sırasıyla Denklem (8.19) ve Denklem (8.20)'de verilmiştir (Bejan ve diğ., 1995).

$$c_{f,k} = \frac{\dot{C}_{f,k}}{\dot{E}_{f,k}} \quad (8.19)$$

$$c_{p,k} = \frac{\dot{C}_{p,k}}{\dot{E}_{p,k}} \quad (8.20)$$

Bir sistemdeki ekserji yıkımıyla ve ekserji kaybıyla ilgili maliyet 'gizli' bir maliyettir, ancak çok önemlidir ve yalnızca termoekonomik (eksergoekonomik) analiz yoluyla ortaya çıkarılabilir (Tsatsaronis, 1993). Yakıtın (giren akının) birim ekserji maliyeti ile sistemin herhangi bir bileşeninde meydana gelen ekserji yıkımını çarparak ekserji yıkımının telafi maliyeti aşağıdaki Denklem (8.21) ile hesaplanır (Bejan ve diğ., 1995).

$$\dot{C}_{D,k} = c_{f,k} \dot{E}_{D,k} \quad (8.21)$$

Ayrıca sistem bileşeninden çevreye transfer edilen ve artık kullanılmayan ekserji kaybını telafi etmek için ise Denklem (8.22) kullanılır (Bejan ve diğ., 1995).

$$\dot{C}_{L,k} = c_{f,k} \dot{E}_{L,k} \quad (8.22)$$

SPECO yönteminin yakıt, ürün ve kayıp ilkesine dayanan her bir bileşen için ekserji akımı ile ilişkilendirilen maliyet denge denklemleri ve her bir denge denklemleri ile ilişkilendirilip çözümde destek olması açısından yardımcı denklemler Tablo 8.5.'te listelenmiştir.

Tablo 8.5. Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan her bir ekipmanın ekserji akımı ile ilişkilendirilen maliyet denge denklemleri ve yardımcı denklemler

Bileşen	Ekserji akımlarıyla ilişkilendirilen maliyet dengeleri	Yardımcı denklemler
Vakum tüplü toplayıcı	$\dot{C}_{28} = \dot{C}_{27} + \dot{C}_{güneş} + \dot{Z}_{topla}$	$c_{güneş} = 0$
Enerji depolama tankı	$\dot{C}_{27} + \dot{C}_{29} + \dot{C}_{L,depo} = \dot{C}_{28} + \dot{C}_{31} + \dot{Z}_{depo}$	$c_{27} = c_{29}$ $\dot{C}_{L,depo} = c_{f,depo} \dot{E}_{L,depo}$

Tablo 8.5. (Devam) Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma kaskad soğutma sistemini oluşturan her bir ekipmanın ekserji akımı ile ilişkilendirilen maliyet denge denklemleri ve yardımcı denklemler

Bileşen	Ekserji akımlarıyla ilişkilendirilen maliyet dengeleri	Yardımcı denklemler
Yardımcı ısıtıcı	$\dot{C}_{30} + \dot{C}_{L,yard} = \dot{C}_{29} + \dot{C}_{dg} + \dot{Z}_{yard}$	$c_{dg} = 0,047 \text{ \$/kWh}$ $\dot{C}_{L,yard} = c_{dg} \dot{E}_{L,yard}$
Kaynatıcı	$\dot{C}_{31} + \dot{C}_7 + \dot{C}_4 = \dot{C}_{30} + \dot{C}_3 + \dot{Z}_{kay}$	$\frac{\dot{C}_4 - \dot{C}_3}{\dot{E}_4 - \dot{E}_3} = \frac{\dot{C}_7 - \dot{C}_3}{\dot{E}_7 - \dot{E}_3}$ $c_{30} = c_{31}$
Eriyik ısı değiştirgeci	$\dot{C}_3 + \dot{C}_5 = \dot{C}_2 + \dot{C}_4 + \dot{Z}_{EID}$	$c_4 = c_5$
Yoğuşturucu	$\dot{C}_8 + \dot{C}_{26} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{25} + \dot{Z}_{yoğ,2}$	$c_7 = c_8$ $c_{25} = 0$
Absorber	$\dot{C}_1 + \dot{C}_{24} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{10} + \dot{C}_{23} + \dot{Z}_{abs}$	$\frac{\dot{C}_{10} + \dot{C}_6}{\dot{E}_{10} + \dot{E}_6} = \frac{\dot{C}_1}{\dot{E}_1}$ $c_{23} = 0$
Buharlaştırıcı	$\dot{C}_{19} + \dot{C}_{22} = \dot{C}_{21} + \dot{C}_{18} + \dot{Z}_{buh}$	$c_{18} = c_{19}$ $c_{21} = 0$
Kaskad ısı değiştirgeci	$\dot{C}_{10} + \dot{C}_{13} = \dot{C}_{12} + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{KID}$	$c_9 = c_{10}$
Ejektör	$\dot{C}_{16} = \dot{C}_{13} + \dot{C}_{20} + \dot{Z}_{ejek}$	-
Sıvı-buhar ayırıcı	$\dot{C}_{11} + \dot{C}_{17} = \dot{C}_{16} + \dot{Z}_{SBA}$	$c_{11} = c_{17}$
Kısma valfi-1	$\dot{C}_6 = \dot{C}_5 + \dot{Z}_{kv,1}$	-
Kısma valfi-2	$\dot{C}_9 = \dot{C}_8 + \dot{Z}_{kv,2}$	-
Kısma valfi-3	$\dot{C}_{18} = \dot{C}_{17} + \dot{Z}_{kv,3}$	-

Tablo 8.5. (Devam) Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan her bir ekipmanın ekserji akımı ile ilişkilendirilen maliyet denge denklemleri ve yardımcı denklemler

Bileşen	Ekserji akımlarıyla ilişkilendirilen maliyet denge denklemleri	Yardımcı denklemler
Ana kompresör	$\dot{C}_{12} = \dot{C}_{11} + \dot{C}_{\text{elek,komp}} + \dot{Z}_{\text{komp}} + \dot{Z}_{\text{FV-komp}}$	$c_{\text{elek}} = 0,238 \text{ \$/kWh}$ $\dot{C}_{\text{elek}} = c_{\text{elek}} \dot{W}_{\text{komp}} t_{\text{komp}}^*$ $t_{\text{komp}}^* = \frac{t_{\text{toplam}} - t_{\text{güneşlenme}}}{t_{\text{toplam}}}$ $\dot{Z}_{\text{komp}} = \frac{\text{GKF} \times \beta \times Z_{\text{komp}}}{t_{\text{toplam}} - t_{\text{güneşlenme}}}$ $\dot{Z}_{\text{FV-komp}} = \frac{\text{GKF} \times \beta \times Z_{\text{FV}} \times \frac{\dot{W}_{\text{komp}}}{\dot{W}_{\text{sis,toplam}}}}{t_{\text{güneşlenme}}}$
Buster kompresör	$\dot{C}_{20} = \dot{C}_{19} + \dot{C}_{\text{elek,bk}} + \dot{Z}_{\text{bk}} + \dot{Z}_{\text{FV-bk}}$	$c_{\text{elek}} = 0,238 \text{ \$/kWh}$ $\dot{C}_{\text{elek}} = c_{\text{elek}} \dot{W}_{\text{bk}} t_{\text{bk}}^*$ $t_{\text{bk}}^* = \frac{t_{\text{toplam}} - t_{\text{güneşlenme}}}{t_{\text{toplam}}}$ $\dot{Z}_{\text{bk}} = \frac{\text{GKF} \times \beta \times Z_{\text{bk}}}{t_{\text{toplam}} - t_{\text{güneşlenme}}}$ $\dot{Z}_{\text{FV-bk}} = \frac{\text{GKF} \times \beta \times Z_{\text{FV}} \times \frac{\dot{W}_{\text{bk}}}{\dot{W}_{\text{sis,toplam}}}}{t_{\text{güneşlenme}}}$
Çözelti pompası	$\dot{C}_2 = \dot{C}_1 + \dot{C}_{\text{elek,ÇP}} + \dot{Z}_{\text{ÇP}} + \dot{Z}_{\text{FV-ÇP}}$	$c_{\text{elek}} = 0,238 \text{ \$/kWh}$ $\dot{C}_{\text{elek}} = c_{\text{elek}} \dot{W}_{\text{ÇP}} t_{\text{ÇP}}^*$ $t_{\text{ÇP}}^* = \frac{t_{\text{toplam}} - t_{\text{güneşlenme}}}{t_{\text{toplam}}}$ $\dot{Z}_{\text{ÇP}} = \frac{\text{GKF} \times \beta \times Z_{\text{ÇP}}}{t_{\text{toplam}} - t_{\text{güneşlenme}}}$ $\dot{Z}_{\text{FV-ÇP}} = \frac{\text{GKF} \times \beta \times Z_{\text{FV}} \times \frac{\dot{W}_{\text{ÇP}}}{\dot{W}_{\text{sis,toplam}}}}{t_{\text{güneşlenme}}}$

Eksergoekonomik faktör, sistem bileşenindeki yatırım maliyetinin toplam maliyete (yatırım, işletme-bakım, ekserji yıkımı ve ekserji kaybı maliyetleri nedeniyle) oranını ifade eder. Bu ifade Denklem (8.23)'te verilmiştir (Bejan ve diğ., 1995).

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k}(\dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k})} \quad (8.23)$$

Termoekonomik optimizasyonun amacı, sistemin toplam ürün maliyet akısını en aza indirmektir. Amaç fonksiyonu (sistemin toplam ürün maliyet akısı) aşağıdaki Denklem (8.24)'te verilmiştir.

$$(\dot{C}_{P,top})_{min} = \dot{C}_{F,top} + \dot{Z}_{k,top}^{CI+O\&M} \quad (8.24)$$

8.4. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırma Kaskad Soğutma Sisteminin Termoekonomik Analizi ve Optimizasyonu

Bu bölümde ilk önce güneş enerjisi destekli R152a+%0,5 Cu (nanopartikül katkılı soğutucu akışkan) ve LiBr+LiCl/H₂O çözelti karışımını kullanan absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırma kaskad soğutma sisteminin klasik ekonomik analizi yapılmıştır. Oluşturulan sistemin geri ödeme süresi, karşılaştırmada referans olarak klasik buhar sıkıştırma soğutma sistemi kullanılmıştır. Ayrıca daha önceki bölümlerde belirlenen kısıtlayıcı aralıkları göz önüne alınarak ekserji analizi ile ekonomik prensipleri bir araya getiren termoekonomik analizi ve optimizasyonu yapılmıştır. Tablo 8.6.'da hem klasik ekonomik analizde hem de termoekonomik analizde kullanılan ana parametreler ve değerleri verilmiştir.

Tablo 8.6. Hem klasik ekonomik analizde hem de termoekonomik analizde kullanılan ana parametreler ve değerleri

Parametre	Değer
Doğalgaz birim maliyeti	0,047 \$/kWh
Elektrik birim maliyeti	0,238 \$/kWh
Bakım maliyeti	%6
Sistem ömrü	20 yıl
Faiz oranı	%9

8.4.1. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sisteminin Geri Ödeme Süresinin Tespiti

Bu çalışmada oluşturulan güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin geri ödeme süresinin tespit edilmesi için öncelikle sistemi oluşturan ısı değiştirgeçlerin ısı transfer alanları belirlenir. İncelenen tüm sistemlerin ısı değiştirgeçlerin ısı transfer alanları Tablo 8.7.'de verilmiştir.

Tablo 8.7. İncelenen sistemleri oluşturan ısı değiştirgeçlerin ısı transfer alanlarının aynı şartlar altında karşılaştırılması

Isı değiştirgeçler	Oluşturulan güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sistemi (LiBr+LiCl/H ₂ O-R152a+%0,5 Cu)	Klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi (R152a)
Buharlaştırıcı	7,47 m ²	7,39 m ²
Kaskad ısı değiştirgeci	11,98 m ²	-
Absorber	9,85 m ²	-
Eriyik ısı değiştirgeci	1,62 m ²	-
Kaynatici	20,83 m ²	-
Yoğuşturucu	8,93 m ²	11,32 m ²
Toplam alan	60,68 m ²	18,71 m ²

Isı değiştirgeçlerin alanları belirlendikten sonra incelenen sistemleri oluşturan her bir ekipmanın satın alma maliyeti bu çalışmada seçilen Kocaeli, İzmir ve Antalya için hesaplanır. Oluşturulan güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sistemini ve klasik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemini oluşturan ekipmanların satın alma maliyetleri Tablo 8.8.'de verilmiştir.

Tablo 8.8. Oluşturulan güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sistemini ve klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemini oluşturan ekipmanların satın alma maliyetleri

Bileşen	Güneş enerjisi destekli oluşturulan kaskad soğutma sistemi (LiBr+LiCl/H ₂ O-R152a+%0,5 Cu)	Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi (R152a)
Ana kompresör	7.551 \$	16.287 \$
Buster kompresör	2.781 \$	-
Buharlaştırıcı	7.132 \$	7.088 \$
Ejektör	139,3 \$	-
Sıvı-buhar ayırıcı	161,7 \$	-
Kaskad ısı değiştirgeci	7.102 \$	-
Absorber	8.684 \$	-
Kaynatici	14.434 \$	-
Yoğuşturucu	3.969 \$	4.576 \$
Eriyik ısı değiştirgeci	2.136 \$	-
Çözelti pompası	125,8 \$	-
Kısma valfi-1	634,2 \$	634,2 \$
Kısma valfi-2	634,2 \$	
Kısma valfi-3	634,2 \$	
Güneş topplayıcısı	102.893 \$ (Kocaeli) 74.703 \$ (İzmir) 68.937 \$ (Antalya)	-
Fotovoltaik panel	29.897 \$ (Kocaeli) 26.024 \$ (İzmir) 25.187 \$ (Antalya)	-
Depolama tankı	24.484 \$ (Kocaeli) 17.969 \$ (İzmir) 16.636 \$ (Antalya)	-
Yardımcı ısıtıcı	1.055 \$	-

İncelenen sistemleri oluşturan tüm ekipmanların toplam yatırım ve işletme maliyetleri (bakım, elektrik ve doğalgaz) Tablo 8.9.'da verilmiştir. Oluşturulan güneş enerjisi

destekli kaskad soğutma sisteminin toplam bakım, elektrik ve doğalgaz maliyetleri Kocaeli için 40.745 \$/yıl, İzmir için 36.883 \$/yıl ve Antalya için 36.344 \$/yıl'dır. Ekonomik analiz konusunda karşılaştırmada referans olarak kullanılan klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin toplam bakım ve elektrik maliyeti 74.152 \$/yıl'dır.

Tablo 8.9. İncelenen sistemleri oluşturan tüm ekipmanların toplam yatırım ve işletme maliyetleri

Parametre/Sistem	Güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sistemi (LiBr+LiCl/H ₂ O-R152a+%0,5 Cu)	Klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi (R152a)
Ekipmanların toplam yatırım maliyeti	214.446 \$ (Kocaeli) 175.868 \$ (İzmir) 167.933 \$ (Antalya)	28.585 \$
Bakım maliyeti	12.867 \$/yıl (Kocaeli) 10.552 \$/yıl (İzmir) 10.076 \$/yıl (Antalya)	1.715 \$/yıl
Elektrik maliyeti	16.135 \$/yıl (Kocaeli) 14.588 \$/yıl (İzmir) 14.525 \$/yıl (Antalya)	72.437 \$/yıl
Doğalgaz maliyeti	11.743 \$/yıl	-

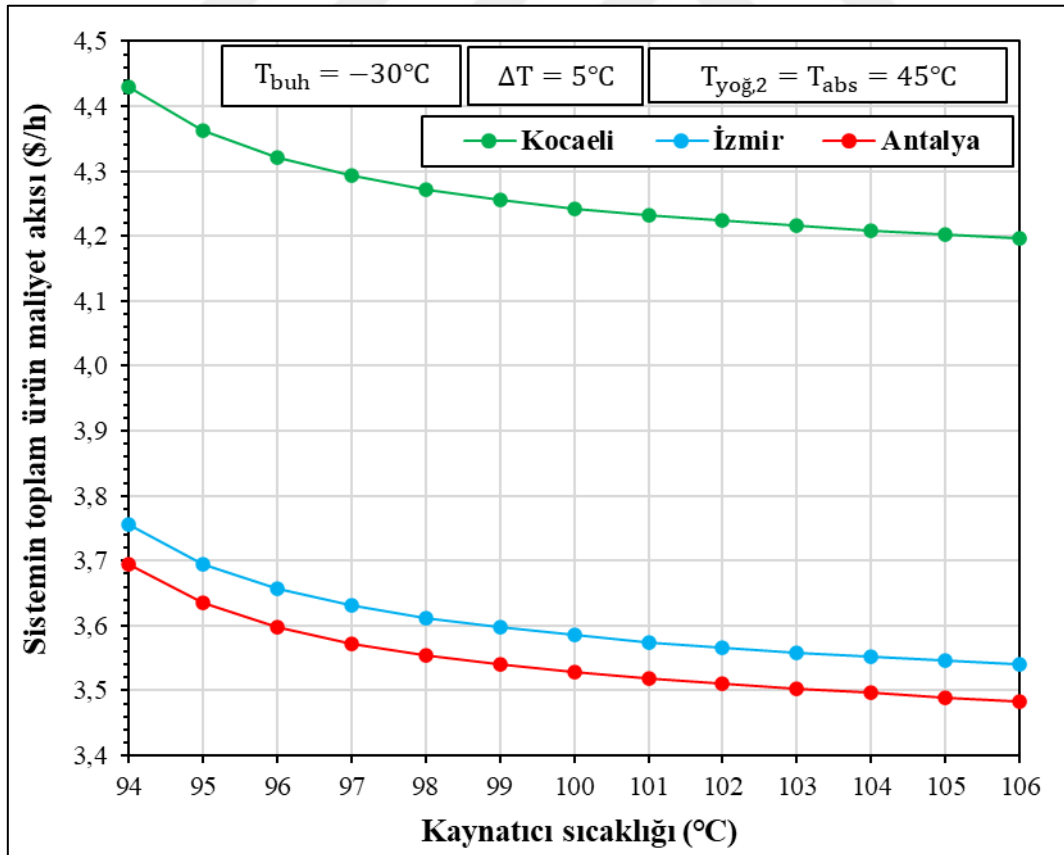
Oluşturulan enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin geri ödeme süresi Tablo 8.10.'da verilmiştir. Karşılaştırmada referans olarak klasik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi kullanılmıştır. Kullanılmakta olan klasik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, bu çalışmada oluşturulan güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sistemi ile değiştirilmesi durumunda, amortisman süresi Kocaeli için 10 yıl 9 ay, İzmir için 6 yıl 8 ay ve Antalya için 6 yıl 2 ay olacaktır. Bu sürenin bitiminde sistemi kullanan işletme kâra geçmeye başlar çünkü kurulum maliyeti, işletme maliyeti ile beraber kendini amorti eder.

Tablo 8.10. Oluşturulan güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin ekonomik analiz sonuçları

Parametre/Şehir	Kocaeli	İzmir	Antalya
Geri ödeme süresi	10 yıl 9 ay	6 yıl 8 ay	6 yıl 2 ay
Net şimdiki değer	132.439 \$	138.138 \$	141.484 \$

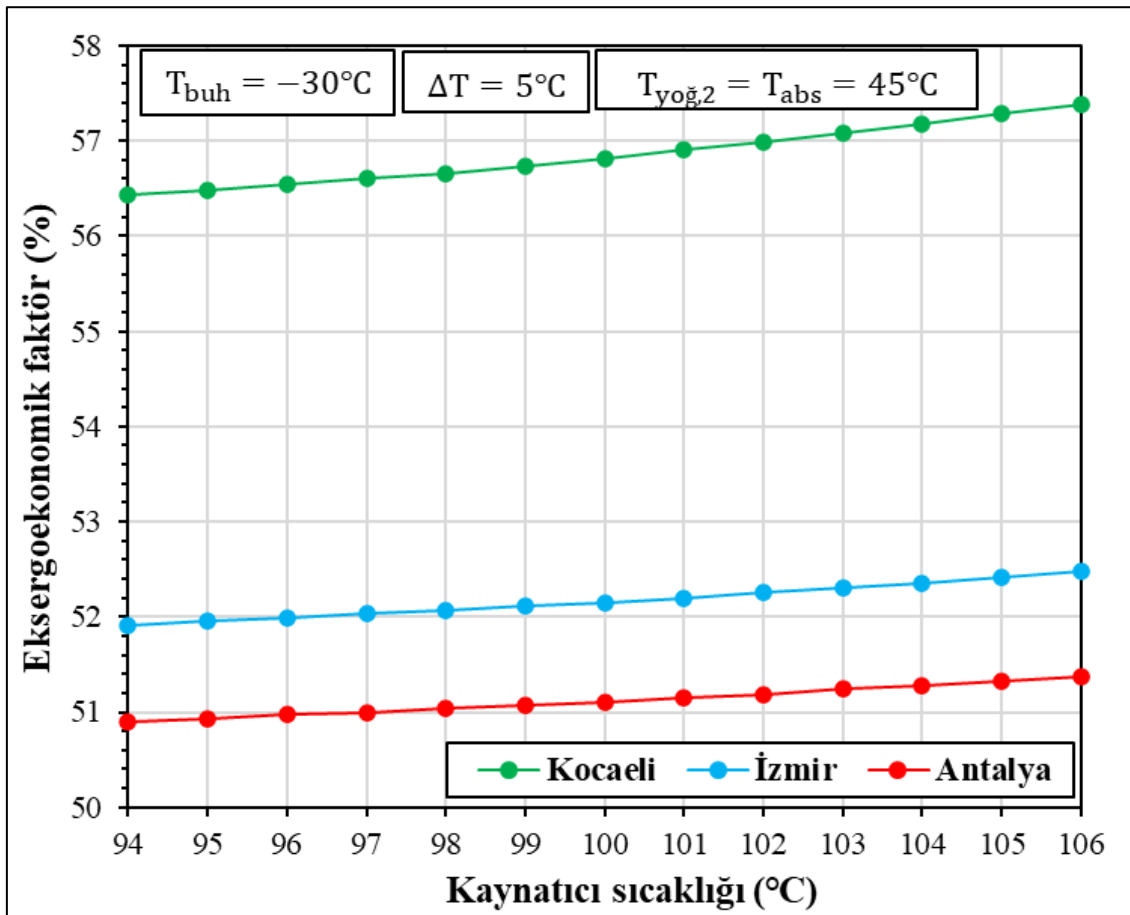
8.4.2. Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu ve Ejektör Genleştiricili Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Sisteminin Termoekonomik Analizi ve Optimizasyon Sonuçları

Bu bölümde güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminin ekserji esaslı termoekonomik analizi ve optimizasyonu yapılmıştır. Sistemin güneş enerjisi destekli durumu için Kocaeli, İzmir ve Antalya şehirleri baz alınmıştır. Çalışma parametreleri olarak kaynatıcı sıcaklığı, eşit absorber ve yoğusturucu sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklığı ve kaskad ısı değıştiricisinin sıcaklık farkının değışen değeri alınmıştır.



Şekil 8.1. Seçilen şehirler için kaynatıcı sıcaklığı ile değışen kaskad soğutma sisteminin toplam ürün maliyet akısı

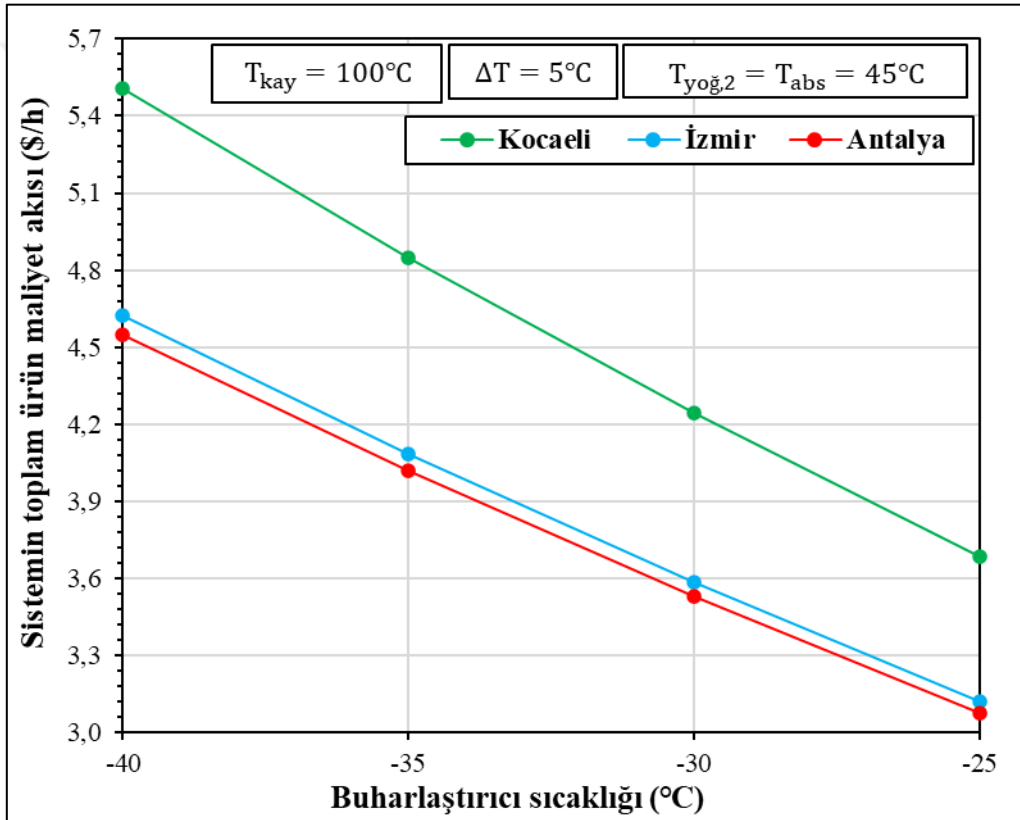
Şekil 8.1.'de seçilen şehirler için kaynatıcı sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin toplam ürün maliyet akısı verilmiştir. Kaynatıcı sıcaklığı arttıkça sistemin maliyet akısında azalma meydana gelmiştir (Cimşit, 2009; Cimşit ve diğ., 2015). Toplam ürün maliyet akısının en yüksek ve en düşük olduğu şehirler sırasıyla Kocaeli ve Antalya kurulacak olan sistemlerde ortaya çıkmıştır. Kocaeli, İzmir ve Antalya şehirleri için sistemin toplam ürün maliyet akısı 4,429, 3,756 ve 3,695 \$/h'dan 4,196, 3,541 ve 3,484 \$/h'e azalmıştır.



Şekil 8.2. Seçilen şehirler için kaynatıcı sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin eksergoekonomik faktörü

Ana maliyet kaynağını belirlemek için eksergoekonomik faktör değerinin kullanılması önerilir. Şekil 8.2.'de seçilen şehirler için kaynatıcı sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin eksergoekonomik faktörü verilmiştir. Bir bileşenin yüksek değere sahip eksergoekonomik faktörü, ilgili bileşenin yatırım maliyetinin çok yüksek olduğunu ve yatırım maliyetini azaltmak için daha düşük ekserji verimine sahip bir bileşeni seçmenin maliyet tasarrufu bakımından önemli olduğu için tasarım değişikliğine gidilmesi

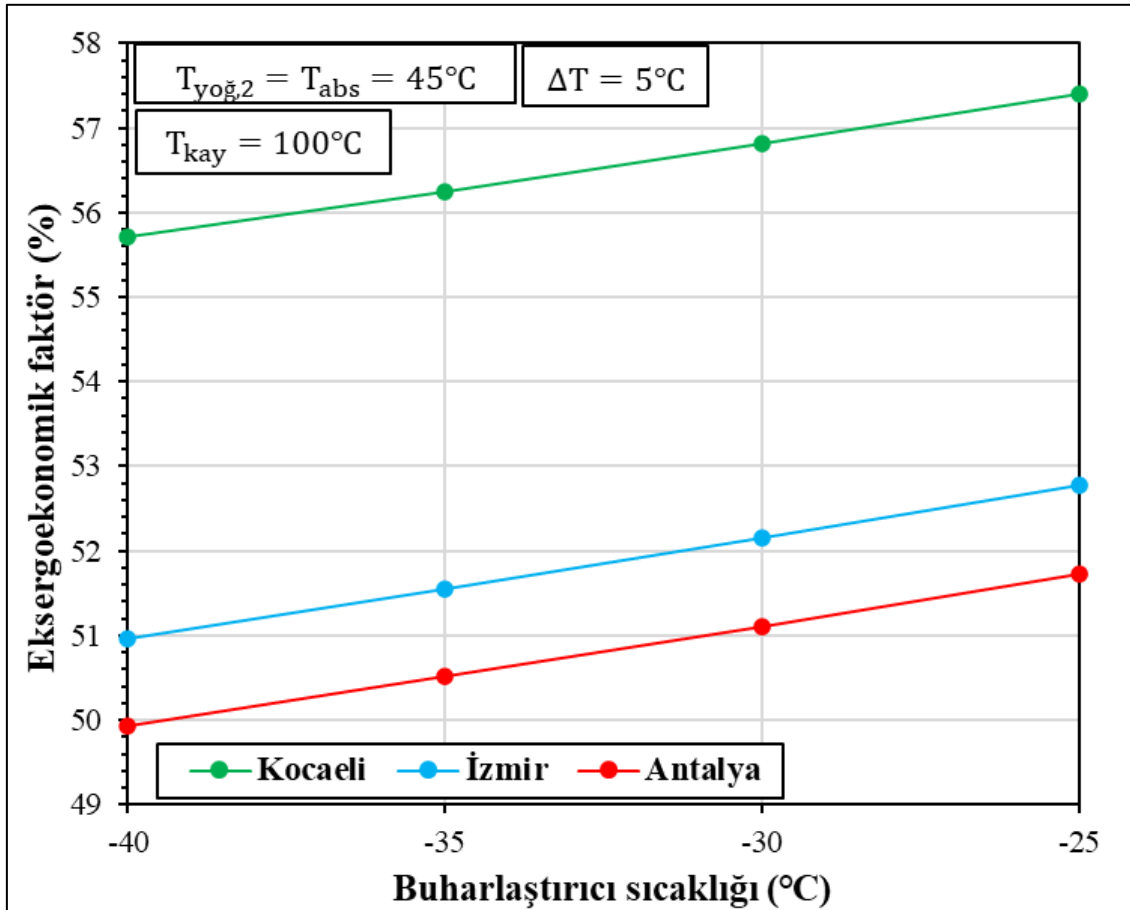
gerektiğini ifade eder. Diğer yandan bir bileşenin düşük değere sahip eksergoekonomik faktörü, ilgili bileşenin yatırım maliyeti artacak olsa bile, daha yüksek ekserji verimine sahip bir bileşen için tasarım değişikliğine gidilmesi gerektiğini ifade eder (Tsatsaronis, 1993; Bejan, 1995). Cimşit (2009) ve Akkaya (2019)'nın çalışmalarında da olduğu gibi kaynatıcı sıcaklığı arttıkça sistemin eksergoekonomik faktörü artmıştır. Eksergoekonomik faktörün en yüksek ve en düşük olduğu şehirler sırasıyla Kocaeli ve Antalyadır. İzmir ise Kocaeli ve Antalya şehirlerinin arasında yer aldığı görülmüştür. Kocaeli, İzmir ve Antalya şehirleri için sistemin eksergoekonomik faktörü %56,44, %51,91 ve %50,89'dan %57,38, %52,48 ve % 51,38'e yükselmiştir.



Şekil 8.3. Seçilen şehirler için buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin toplam ürün maliyet akısı

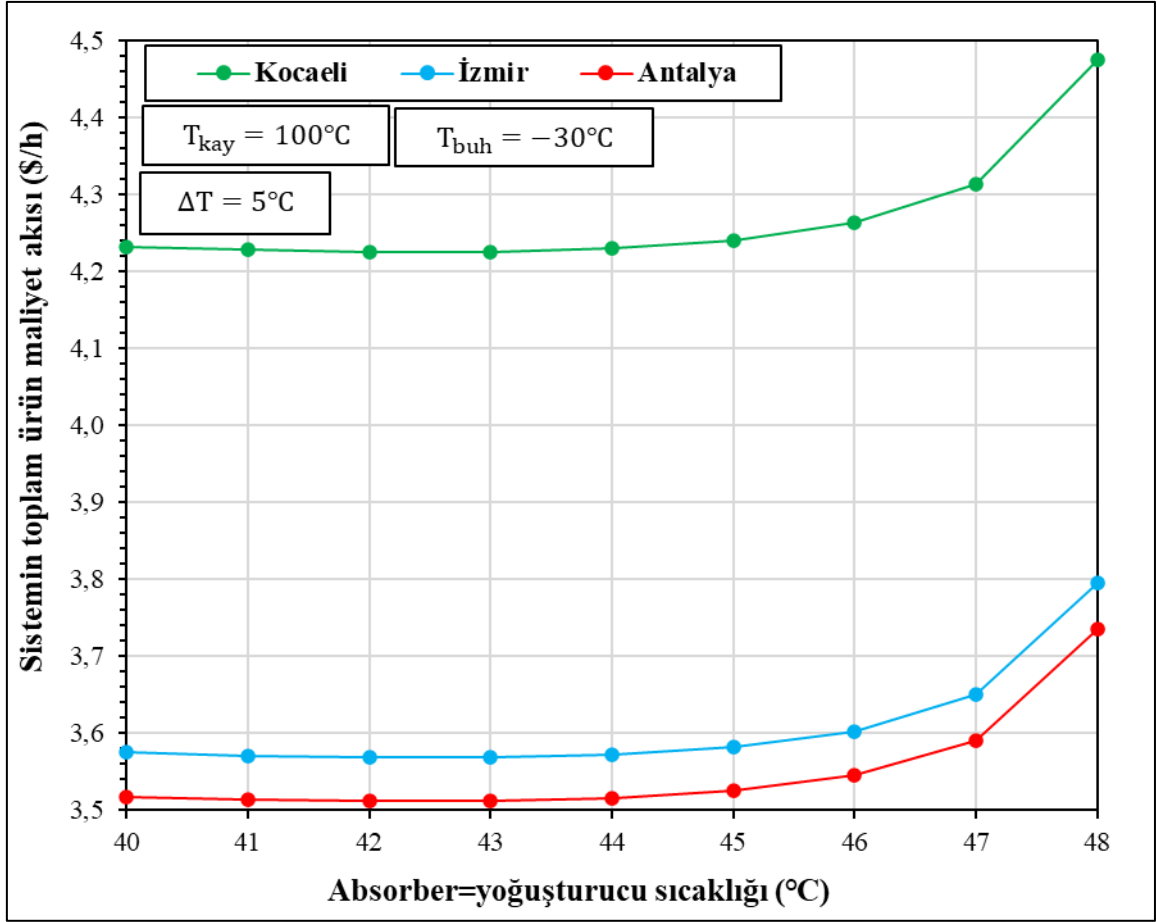
Şekil 8.3.'te seçilen şehirler için buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin toplam ürün maliyet akısı verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığı kaskad soğutma sisteminin ejektör genleştiricili soğutma alt çevrimine aittir. Li ve diğ. (2017)'nin çalışmasında olduğu gibi buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça sistemin toplam ürün maliyet akısında azalma meydana gelmiştir. Toplam ürün maliyet akısının en yüksek ve en düşük

olduğu şehirler sırasıyla Kocaeli ve Antalyada kurulacak olan sistemlerde ortaya çıkmıştır. İzmir ise Antalya ve Kocaeli şehirlerinin arasında yer aldığı görülmektedir. Şekil 8.3.'ten görüleceği üzere Kocaeli, İzmir ve Antalya şehirleri için sistemin toplam ürün maliyet akısı sırasıyla 5,506, 4,623 ve 4,548 \$/h'dan 3,682, 3,122 ve 3,073 \$/h'e azalım göstermiştir.



Şekil 8.4. Seçilen şehirler için buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin eksergoekonomik faktörü

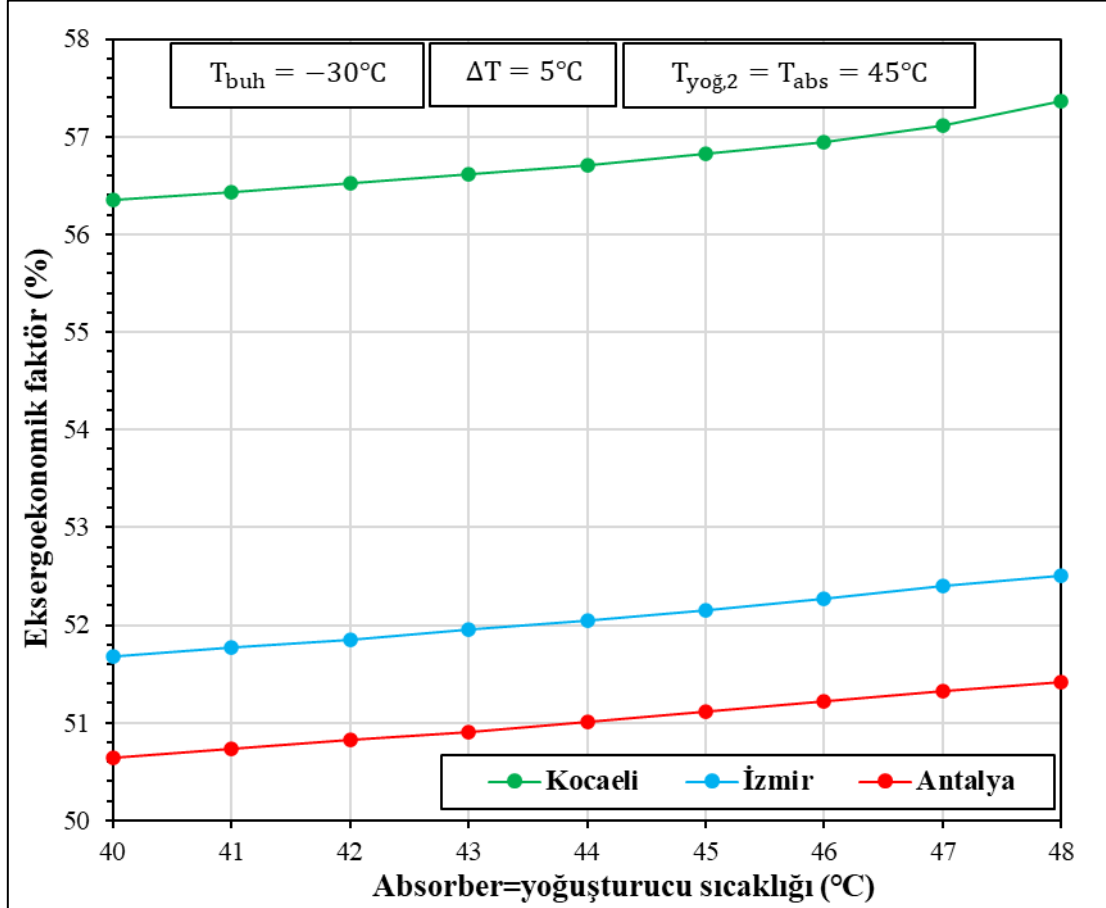
Şekil 8.4.'te seçilen şehirler için buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin eksergoekonomik faktörü verilmiştir. Akkaya (2019)'nın çalışmasında da olduğu gibi buharlaştırıcı sıcaklığının artışı sistemin eksergoekonomik faktörünün artışına yol açmıştır. Eksergoekonomik faktörün en yüksek ve en düşük olduğu şehirler sırasıyla Kocaeli ve Antalyada kurulacak olan sistemlerde ortaya çıkmıştır. İzmir ise Antalya ve Kocaeli şehirlerinin arasında yer almıştır. Kocaeli, İzmir ve Antalya şehirleri için sistemin eksergoekonomik faktörü sırasıyla %55,71, %50,96 ve %49,93'ten %57,41, %52,77 ve % 51,72'ye yükselmiştir.



Şekil 8.5. Seçilen şehirler için eş absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin toplam ürün maliyet akısı

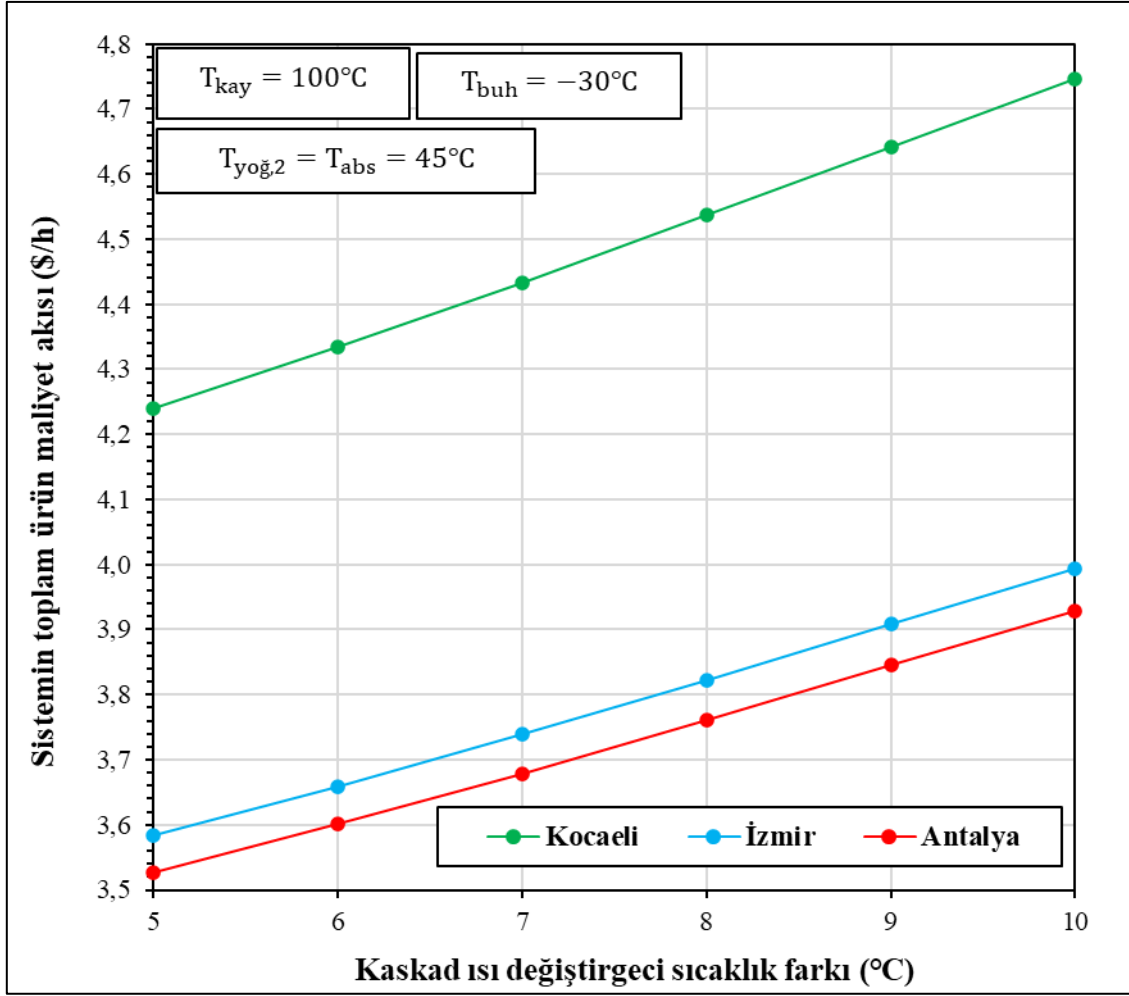
Şekil 8.5.'te seçilen şehirler için absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları ile değişen kaskad soğutma sisteminin toplam ürün maliyet akısı verilmiştir. Absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları birbirine eşit olduğu kabul edilerek analiz gerçekleştirilmiştir. Absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları arttıkça kaynatıcı kapasitesi de artar (Cimşit ve Öztürk, 2012). Bu da sistemin termodinamik performansını ve maliyetini olumsuz yönde etkiler (Cimşit ve Öztürk, 2012; Cimşit ve diğ., 2015). Toplam ürün maliyet akısının en yüksek ve en düşük olduğu şehirler sırasıyla Kocaeli ve Antalya kurulacak olan sistemlerde ortaya çıkmıştır. İzmir ise Antalya ve Kocaeli şehirlerinin arasında yer aldığı görülmüştür. Kocaeli, İzmir ve Antalya şehirleri için sistemin toplam ürün maliyet akısı sırasıyla 4,232, 3,575 ve 3,518 \$/h'dan 4,475, 3,796 ve 3,735 \$/h'e yükseldiği gözlemlenmiştir. Absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları arttıkça sistemin toplam ürün maliyet akısı belli bir noktaya kadar düşmekte ve minimum bir değere ulaşmakta olduğu gözlemlenmiştir. Sıcaklık arttıkça ise sürekli olarak artmaya devam etmiştir. Özellikle absorber ve yoğuşturucu

sıcaklıkları 44°C’den sonra sistemin toplam ürün maliyet akısında hızlı bir artış meydana gelmiştir. Tüm şehirler için absorber ve yoğuşturucu sıcaklığının 42°C’deki optimum durumu için Kocaeli, İzmir ve Antalya için minimum ürün maliyet akısı sırasıyla 4,225, 3,569 ve 3,512 \$/h olduğu elde edilmiştir.



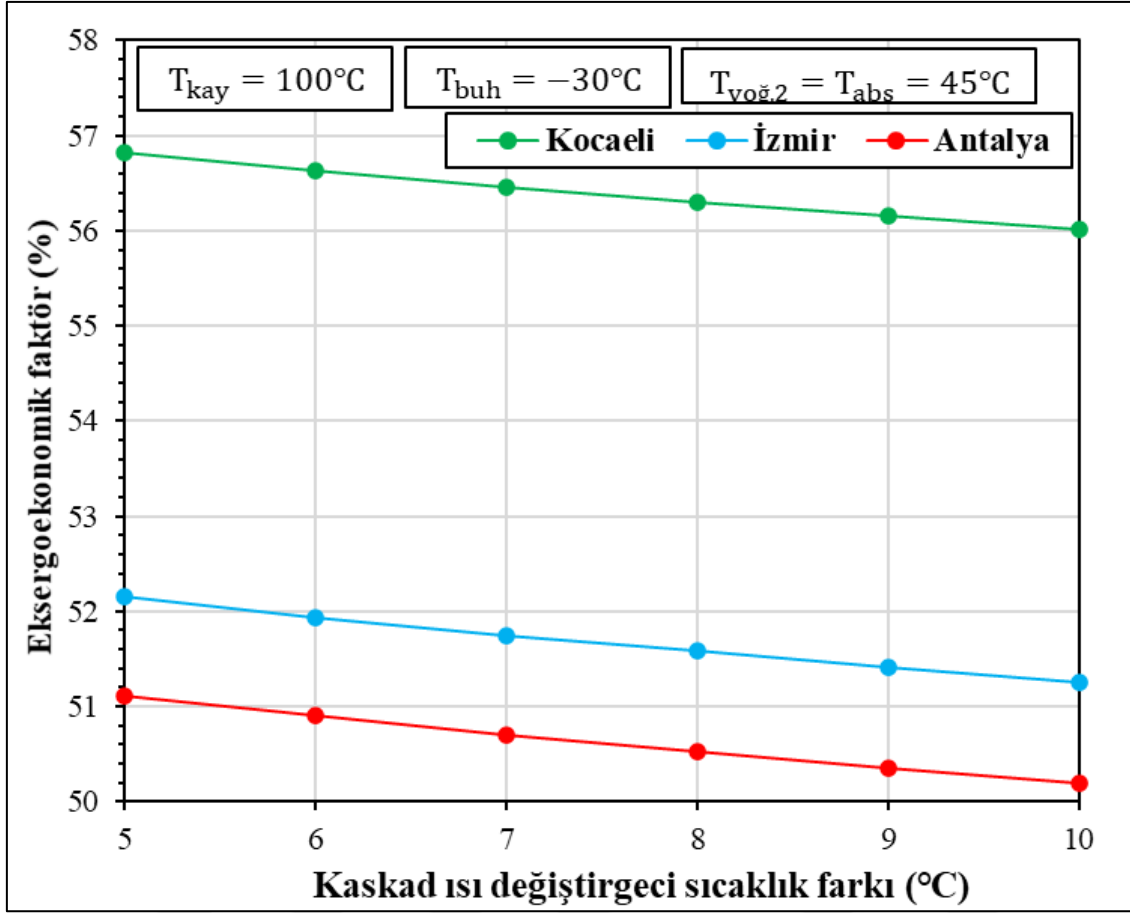
Şekil 8.6. Seçilen şehirler için eş absorber ve yoğuşturucu sıcaklığı ile değişen kaskad soğutma sisteminin eksergoekonomik faktörü

Şekil 8.6.’da seçilen şehirler için absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları ile değişen kaskad soğutma sisteminin eksergoekonomik faktörü verilmiştir. Absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları arttıkça sistemin eksergoekonomik faktöründe de artış meydana gelmiştir. Eksergoekonomik faktörün en yüksek ve en düşük olduğu şehirler sırasıyla Kocaeli ve Antalyada kurulacak olan sistemlerde ortaya çıkmıştır. İzmir ise Kocaeli ve Antalya şehirlerinin arasında yer aldığı görülmüştür. Kocaeli, İzmir ve Antalya şehirleri için sistemin eksergoekonomik faktörü %56,35, %51,68 ve %50,64’ten %57,36, %52,51 ve %51,41’e yükseldiği gözlemlenmiştir.



Şekil 8.7. Seçilen şehirler için kaskad ısı değiştirici farkı ile değişen kaskad soğutma sisteminin toplam ürün maliyet akısı

Şekil 8.7.'de seçilen şehirler için kaskad ısı değiştiricisinin sıcaklık farkı ile değişen kaskad soğutma sisteminin toplam ürün maliyet akısı verilmiştir. Kaskad ısı değiştiricisi iki alt çevrimi birbirine bağlayan bileşendir. Kaskad ısı değiştiricisinin sıcaklık farkı 5-10 $^{\circ}\text{C}$ arasındaki değerlere göre analiz yapılmıştır. Kaskad ısı değiştiricisinin sıcaklık farkı ($T_{13}-T_{10}$) arttıkça tüm şehirler için sistemin toplam ürün maliyet akısında da artış meydana gelmiştir. Kaskad ısı değiştiricisi sıcaklık farkı arttıkça kaskad ısı değiştirici kapasite de artar ve kaynatıcı yükünün artışına sebep olur (Cimşit ve Öztürk, 2012). Bu sebepten dolayı sistemin toplam ürün maliyet akısı tüm şehirler için artış gösterir (Cimşit, 2009; Cimşit ve diğ., 2015). Toplam ürün maliyet akısı en yüksek ve en düşük olan şehirler sırasıyla Kocaeli ve Antalyadır. Kocaeli, İzmir ve Antalya şehirleri için sistemin toplam ürün maliyet akısı 4,240, 3,583 ve 3,526 $\$/\text{h}$ 'dan 4,746, 3,993 ve 3,929 $\$/\text{h}$ 'e yükselmiştir.



Şekil 8.8. Seçilen şehirler için kaskad ısı değiştiricisinin sıcaklık farkı ile değişen kaskad soğutma sisteminin eksergoekonomik faktörü

Şekil 8.8.'de seçilen şehirler için kaskad ısı değiştiricisinin sıcaklık farkı ile değişen kaskad soğutma sisteminin eksergoekonomik faktörü verilmiştir. Cimşit (2009) ve Cimşit ve Öztürk (2015) tarafından yapılan analizlerde de kaskad ısı değiştirici sıcaklık farkının artışı sistemin eksergoekonomik faktörünü düşürmesinde rol oynamıştır. Ekserji akımları ilişkilendirilen maliyet akımlarının ve seviyelendirilmiş maliyetinin toplamının en yüksek ve en düşük olduğu şehirler Kocaeli ve Antalyadır. Kocaeli, İzmir ve Antalya şehirleri için sistemin toplam ürün maliyet akısı %51,11, %52,15 ve %56,82'den %50,20, %51,26 ve %56,02'ye düşmüştür.

Tablo 8.11.'de güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin başlangıç durumu ile optimizasyon yapıldıktan sonra sonraki durumunun karşılaştırılması verilmiştir. Karar değişkenleri olarak kaynatıcı sıcaklığı (83°C ile 110°C arası), absorber ve yoğunlaştırıcı sıcaklığı (40°C ile 48°C arası), buharlaştırıcı sıcaklığı (-40°C ile -25°C arası) ve kaskad ısı değiştirgecinin sıcaklık farkı

(5°C ile 10°C arası) alınmıştır. Amaç fonksiyonu olarak seçilen sistemin referans alınan duruma göre toplam minimum maliyet akısı Kocaeli için %14,84, İzmir için %14,62 ve Antalya için %14,59 azaltılmıştır.

Tablo 8.11. Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin başlangıç durumu ile optimizasyon yapıldıktan sonraki durumunun karşılaştırılması

	Başlangıç durumu	Optimizasyon durumu
Kaynatıcı sıcaklığı	100°C	105,1°C
Absorber=yoğuşturucu sıcaklığı	45°C	44°C
Buharlaştırıcı sıcaklığı	-30°C	-25,28°C
Kaskad ısı değişiricisi sıcaklık farkı	5°C	5,28°C
Sistemin toplam ürün maliyet akısı (\$/h)	4,241 \$/h (Kocaeli) 3,583 \$/h (İzmir) 3,526 \$/h (Antalya)	3,693 \$/h (Kocaeli) 3,126 \$/h (İzmir) 3,077 \$/h (Antalya)

9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında yüksek miktarda elektrik enerjisine ihtiyaç duyan klasik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerine alternatif olarak geliştirilen absorbsiyonlu ve buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sistemi sayesinde kaskad soğutma sisteminin termodinamik performansı iyileştirilmiştir. Kaskad soğutma sisteminin hem buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin hem de tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik performansını iyileştirmek için çeşitli bileşen ilaveleri (sabit alanda karışım teorisine sahip çift fazlı ejektör ve buharlaştırıcının çıkış basıncını arttırmak için buster kompresör), farklı soğutucu akışkanlar, nanopartiküller ve çözelti karışımları kullanılmıştır. Kaskad soğutma sistemi hem absorbsiyonlu soğutma hem de buhar sıkıştırmalı soğutma alt çevrimlerinden oluştuğu için her iki çevrimin de termodinamik performansının artırılmasına yönelik kapsamlı ve özgün çalışmalar yapılarak kaskad soğutma sisteminin ihtiyaç duyduğu toplam elektrik işi azaltılmış ve sistemin genel termodinamik performansının iyileştirilmesi gerçekleştirilmiştir.

Kaskad soğutma sisteminin tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevriminde farklı çözelti karışımları ($\text{LiBr}+\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$, $\text{LiBr}+\text{LiCl}+\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr}+\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$) kullanılarak enerjiye ve ekserjiye dayalı etkin termodinamik parametreler araştırılmıştır. Ayrıca piyasada yaygın bir şekilde kullanılan $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, referans çözelti olarak değerlendirilerek termodinamik açıdan karşılaştırmada kullanılmıştır. Absorbsiyonlu soğutma çevrimi için araştırılan çözelti karışımları içerisinde 5°C 'de işlem gören buharlaştırıcı için en düşük kaynatıcı sıcaklığında çalışabilen en performanslı çözelti karışımının $\text{LiBr}+\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$ olduğu tespit edilmiştir. Aynı çalışma şartları altında ($T_{\text{abs}}=T_{\text{yoğ}}=45^\circ\text{C}$, $T_{\text{buh}}=5^\circ\text{C}$ ve $T_{\text{kay}}=96^\circ\text{C}$) bu çözelti karışımının absorbsiyonlu çevrimde kullanılması durumunda soğutma tesir katsayısı, dolaşım oranı, ekserji verimi ve toplam ekserji yıkımı $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ kullanılan absorbsiyonlu çevrime göre sırasıyla %16,22, %82,22, %16,29 ve %41,24 oranında iyileşme göstermiştir. Bu çözelti karışımını kullanan çevrimde buharlaştırıcı sıcaklığının 1°C artması çevrimin iyileşme potansiyelini kademeli olarak düşürmüştür. Bu yüzden önerilen çözelti karışımını kullanan çevrimin 10°C 'den daha düşük buharlaştırıcı sıcaklığında çalışması etkin termodinamik parametreleri iyileştirme konusunda önemlidir. Buna ek olarak yüksek kaynatıcı sıcaklıklarına çıkıldıkça da $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ çevrimine göre termodinamik açıdan iyileşme potansiyeli azalmıştır fakat hala

rekabet edebilir durumdadır. En performanslı çözelti karışımı olarak belirlenen LiBr+LiCl/H₂O kullanan çevrim ile diğer literatürde araştırması yapılan çözeltileri kullanan absorpsiyonlu alt çevrimler karşılaştırdığında çevrimin soğutma tesir katsayısı iyileşmiş olup dolaşım oranı azalmıştır. Soğutma tesir katsayısı değerindeki en düşük iyileşmenin %3,33 olduğu ve bu iyileşmenin düşük olmasının temel sebebi buharlaştırıcı sıcaklığının 10°C’de karşılaştırılmış olmasından kaynaklanmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığı daha düşük olması durumunda termodinamik bakımından iyileşmenin daha fazla olduğu görülmektedir.

Kaskad soğutma sisteminin buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde farklı soğutucu akışkanlar (R152a, R134a, R290, R1234yf ve R1270) ve nanopartikül eklentileri (bakır, bakır oksit, alüminyum oksit, çinko oksit, titanyum oksit ve demir) kullanılarak bu alt çevrimin enerjiye ve ekserjiye dayalı etkin termodinamik parametreleri irdelenerek termodinamik performansı iyileştirilmiştir. Bu alt çevrime çift fazlı ejektör, sıvı-buhar ayırıcı ve buster kompresör ilave edilmiştir. Çeşitli önemli termodinamik parametreler göz önüne alınarak farklı soğutucu akışkanları ve çeşitli tipte nanopartikül eklentileri incelenerek alt çevrimde kullanılması uygun görülen termodinamik açıdan en etkin nanopartikül eklentili soğutucu akışkan seçimi yapılmıştır. Nanopartikül katkılı soğutucu akışkan (R152a+%0,5 bakır) dolaşan kaskad soğutma sisteminin ejektör genişletiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin kaskad soğutma sisteminin ejektör ilavesiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre kompresör işi, soğutma tesir katsayısı, ekserji verimi ve ekserji yıkımı sırasıyla %18,89, %18,74, %23,29 ve %48,59 oranında iyileşmiştir. Ejektör ilavesiz klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemine göre elektrik enerjisinde azalmanın ise %69,47-72,10 arasında değiştiği sonucuna varılmıştır. En performanslı nanopartikül katkılı soğutucu akışkan olarak belirlenen R152a+%0,5 bakır kullanan alt çevrim ile diğer literatürde araştırması yapılan çözeltileri kullanan alt çevrimler karşılaştırıldığında çevrimin soğutma tesir katsayısındaki iyileşme en düşük %13,31 iken en yüksek %21,59 elde edilmiştir.

Karar verilen çalışma akışkanlarını (LiBr+LiCl/H₂O ve R152a+%0,5 bakır) kullanarak absorpsiyonlu ve ejektör genişletiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Aynı çalışma şartları altında ($T_{yog}=T_{abs}=45^{\circ}\text{C}$, $T_{buh}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{kay}=96^{\circ}\text{C}$ ve $T_{13}-T_{10}=5^{\circ}\text{C}$) önerilen çalışma akışkanlarını kullanan kaskad soğutma

sisteminin soğutma tesir katsayısı, ekserji verimi ve toplam ekserji yıkımı LiBr+H₂O/R152a akışkanlarını kullanan klasik kaskad soğutma sistemine göre sırasıyla %16,79, %18,58 ve %36,18 oranında iyileşme göstermiştir. Ayrıca absorber, kaynatıcı ve eriyik ısı değiştirgeci için ısı yükler sırasıyla %17,15, %16,28 ve %64,35 oranında azalmıştır. Literatürde mevcut olan kaskad soğutma sistemleri ile ilgili çalışmalar ile yapılan termodinamik açıdan karşılaştırma sonucunda soğutma tesir katsayısı değerindeki iyileşmenin %6,42 ile %50 arasında olduğu elde edilmiştir. Minimum iyileşmenin %6,42 olmasının temel sebebi karşılaştırılan çalışmanın buharlaştırıcı sıcaklığının yüksek bir değerde (10°C) olmasından kaynaklanmaktadır. Literatürde karşılaştırılan diğer düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında çalıştırılan LiBr/H₂O çözeltisi kullanılan klasik kaskad soğutma sistemlerine göre soğutma tesir katsayısı değerindeki iyileşme %11,97 ve %18,97 oranındadır.

Oluşturulan 50 kW soğutma kapasitesine sahip kaskad soğutma sisteminin alt çevrimi olan absorpsiyonlu soğutma çevriminde çözelti pompası ve diğer alt çevrim olan ejektör genleştiricili buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde buster kompresör ve ana kompresör için güneşlenme süresi dahilinde fotovoltaiik paneller ile yıl boyunca elektrik ihtiyacı karşılayacak şekilde tasarlanmıştır. Ayrıca kaskad soğutma sisteminin absorpsiyonlu soğutma alt çevriminde yer alan kaynatıcının ısı yükünün karşılanabilmesi için vakum tüplü toplayıcı, enerji depolama tankı ve doğalgaz enerji kaynaklı yardımcı ısıtıcı karşılayacak şekilde tasarlanmıştır. Güneşlenme süresi dahilinde toplam 10,60 kW’lık toplam kompresör gücünü karşılamak için yıllık ortalama fotovoltaiik panel alanı Kocaeli için 189 m², İzmir için 163 m² ve Antalya için 156 m² olarak elde edilmiştir.. Güneş enerjisinden yararlanma oranının %70 olduğu göz önüne alındığında kaynatıcının ısı yükünün karşılanması için yıllık ortalama toplam vakum tüplü toplayıcı alanı Kocaeli için 420 m², İzmir için 300 m² ve Antalya için 278 m² olarak elde edilmiştir. Enerji depolama tanklarının toplam kapasitesinin Kocaeli için 20,75 m³, İzmir için 15 m³ ve Antalya için 13,90 m³ olarak bulunmuştur. Güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı (güneş enerjisi kaynağı esaslı) Kocaeli için 0,235, İzmir için 0,260 ve Antalya için 0,265 olarak bulunur iken güneş enerjisi destekli sistemin ekserji verimi (güneş enerjisi kaynağı esaslı) ise Kocaeli için %3,58, İzmir için %3,91 ve Antalya için %3,98 olarak elde edilmiştir.

Son olarakta oluşturulan güneş enerjisi destekli kaskad soğutma sisteminin termoekonomik analizi ve optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyonu gerçekleştirebilmek için bir dizi karar değişkeni ve aralıkları belirlenmiştir. Amaç fonksiyonu olarak seçilen sistemin referans alınan duruma göre toplam minimum maliyet akısı Kocaeli için %14,84, İzmir için %14,62 ve Antalya için %14,59 azaltılmıştır.

Bu kaskad soğutma sisteminin güneş enerjisi ile çalışmasının yanı sıra atık ısı ve jeotermal enerji kaynaklarının kullanılmasıyla çok düşük sıcaklıklara soğutmada ciddi miktarda enerji tasarrufu yapılabileceği açıkça görülmektedir. Bu çalışma kapsamında buharlaştırıcı sıcaklığı -40°C 'ye kadar çalışılmasına rağmen ultra düşük sıcaklık aralıklarında da absorpsiyonlu ve ejektör genleştiricili buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sisteminin çalışılması durumunun ciddi enerji tasarrufu sağlayacağı ve bu konularda da gelecekte çalışmaların yapılması faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

- Aghaziarati, Z., Aghdam, A. H. (2021). Thermoeconomic analysis of a novel combined cooling, heating and power system based on solar organic Rankine cycle and cascade refrigeration cycle. *Renewable Energy*, 164, 1267-1283.
- Agrawal, T., Kumar, A. (2015). Solar Absorption Refrigeration System for Air-Conditioning of a Classroom Building in Northern India. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*, 96(4), 389-396.
- Agrouaz, Y., Bouhal, T., Allouhi, A., Kousksou, T., Jamil, A., Zeraouli, Y. (2017). Energy and Parametric Analysis of Solar Absorption Cooling Systems in Various Moroccan Climates. *Case Studies in Thermal Engineering*, 9, 28-39.
- Ahmad, T., Azhar, M., Sinha, M. K., Meraj, M., Mahbubul, I. M., Ahmad, A. (2022). Energy analysis of lithium bromide-water and lithium chloride-water based single effect vapour absorption refrigeration system: A comparison study. *Cleaner Engineering and Technology*, 7, 5443-5454.
- Akkaya, M. (2019). Thermoeconomic optimization for a solar assisted absorption cooling system. Yüksek Lisans Tezi, Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 597700.
- Aktaş, M., Dalkılıç, A. S., Celen, A., Cebi, A., Mahian, O., Wongwises, S. (2015). A theoretical comparative study on nanorefrigerant performance in a single-stage vapor-compression refrigeration cycle. *Advances in Mechanical Engineering*, 7(1), 1-12.
- Aktemur, C., Bilgin, F., Tunçkol, S. (2021b). Optimisation on the thermal insulation layer thickness in buildings with environmental analysis: an updated comprehensive study for Turkey's all provinces. *Journal of Thermal Engineering*, 7(5), 1239-1256.
- Aktemur, C., Öztürk, İ. T. (2021). Energy and Exergy Analysis of a Subcritical Cascade Refrigeration System with Internal Heat Exchangers Using Environmentally Friendly Refrigerants. *Journal of Energy Resources Technology*, 143(10), 1-13.
- Aktemur, C., Öztürk, İ. T. (2022a). Thermodynamic performance enhancement of booster assisted ejector expansion refrigeration systems with R1270/CuO nano-refrigerant. *Energy Conversion and Management*, 253, 1-19.
- Aktemur, C., Öztürk, İ. T. (2022b). Energetic and exergetic analysis of a solar-driven single-effect absorption refrigeration system using LiBr+LiCl/H₂O solution mixture. *Journal of Solar Energy Engineering*, 144(6), 1-10.
- Aktemur, C., Öztürk, İ. T., Cimşit, C. (2021a). Comparative energy and exergy analysis of a subcritical cascade refrigeration system using low global warming potential refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 184, 1-17.

- Alawi, O. A., Salih, J. M., Mallah, A. R. (2019). Thermo-physical properties effectiveness on the coefficient of performance of Al₂O₃/R141b nano-refrigerant. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 103, 54-61.
- Al-Chlahawi, K. K. I., Al-Farhany, K. (2021). A Comprehensive Energetic and Exergetic Analysis of an Ejector Expansion Refrigeration Cycle Using R22 and R410A. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 29(02), 1-13.
- Al-Falahi, A., Alobaid, F., Epple, B. (2020a). Design and Thermo-Economic Comparisons of an Absorption Air Conditioning System Based on Parabolic Trough and Evacuated Tube Solar Collectors. *Energies*, 13(12), 1-27.
- Al-Falahi A., Alobaid F., Epple B. (2020b). A New Design of an Integrated Solar Absorption Cooling System Driven by an Evacuated Tube Collector: A Case Study for Baghdad, Iraq. *Applied Sciences*, 10(10), 1-23.
- Ali, A. H. H., Noeres, P., Pollerberg, C. (2008). Performance Assessment of an Integrated Free Cooling and Solar Powered Single-Effect Lithium Bromide-Water Absorption Chiller. *Solar Energy*, 82(11), 1021-1030.
- Alobaid, M., Hughes, B., Calautit, J. K., O'Connor, D., Heyes, A. (2017). A review of solar driven absorption cooling with photovoltaic thermal systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 76, 728-742.
- Al-Sulaiman, F. A., Dincer, I., Hamdullahpur, F. (2013). Thermoeconomic optimization of three trigeneration systems using organic Rankine cycles: Part I–Formulations. *Energy Conversion and Management*, 69, 199-208.
- Altun, A. F., Kılıç, M. (2020). Economic feasibility analysis with the parametric dynamic simulation of a single effect solar absorption cooling system for various climatic regions in Turkey. *Renewable Energy*, 152, 75-93.
- Al-Ugla, A. A., El-Shaarawi, M. A. I., Said, S. A. M., Al-Qutub, A. M. (2016). Techno-economic analysis of solar-assisted air-conditioning systems for commercial buildings in Saudi Arabia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 1301-1310.
- Arabi, M., Dehghani, M. R. (2015). Measurement of solubility and density of water+lithium bromide+lithium chloride and water+lithium bromide+sodium formate systems. *International Journal of Refrigeration*, 56, 99-104.
- Asadi, J., Amani, P., Amani, M., Kasaeian, A., Bahiraei, M. (2018). Thermo-Economic Analysis and Multi-Objective Optimization of Absorption Cooling System Driven by Various Solar Collectors. *Energy Conversion and Management*, 173, 715-727.
- Asfand, F., Stiriba, Y., Bourouis, M. (2016). Performance evaluation of membrane-based absorbers employing H₂O/(LiBr+ LiI+ LiNO₃+ LiCl) and H₂O/(LiNO₃+ KNO₃+ NaNO₃) as working pairs in absorption cooling systems. *Energy*, 115, 781-790.

- Asgharian, H., Baniasadi, E., Colpan, C. O. (2019). Energy, Exergy and Exergoeconomic Analyses of a Solar Refrigeration Cycle Using Nanofluid. *International Journal of Exergy*, 30(1), 63-85.
- Assilzadeh, F., Kalogirou, S. A., Ali, Y., Sopian, K. (2005). Simulation and Optimization of a LiBr Solar Absorption Cooling System with Evacuated Tube Collectors. *Renewable Energy*, 30(8), 1143-1159.
- Atmaca, I., Yiğit, A. (2003). Simulation of Solar-Powered Absorption Cooling System. *Renewable Energy*, 28(8), 1277-1293.
- Atmaca İ., Yiğit A. (2002). Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 4, 125-136.
- Atmaca, A. U., Erek, A., Ekren, O. (2018). Sabit Alanda ve Sabit Basıncıta Karışımli Ejektör Modellerinin Performans Değerlendirmesi. *Mühendis ve Makina*, 59(690), 89-118.
- Atmaca, A.U., Erek, A., Ekren, O. (2019). Impact of the mixing theories on the performance of ejector expansion refrigeration cycles for environmentally-friendly refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 97, 211-225.
- Atmaca, A.U. (2020). Numerical and experimental investigation of ejector use as the expander in the vapor-compression refrigeration cycle operating with a new generation refrigerant. Doktora Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 629138.
- Awasthi, R., Chattopadhyay, S., Ghosh, S. (2019). Integration of Solar Charged PCM Storage with VAR System for Low Capacity Vegetable Cold Storage. *International Journal of Physics: Conference Series*, 1240(1), 1-9.
- Awasthi, A., Shukla, A. K., Monashar, S.R.M., Dondariya, C., Shukla, K. N., Porwal, D., Richhariya, G. (2020). Review on sun tracking technology in solar PV system. *Energy Reports*, 6, 392-405.
- Babaei, S. M., Razmi, A. R., Soltani, M., Nathwani, J. (2020). Quantifying the effect of nanoparticles addition to a hybrid absorption/recompression refrigeration cycle. *Journal of Cleaner Production*, 260, 1-14.
- Balghouthi, M., Chahbani, M. H., Guizani, A. (2008). Feasibility of Solar Absorption Air Conditioning in Tunisia. *Building and Environment*, 43(9), 1459-1470.
- Banu, P. A., Sivamani, S., Premkumar, T. M., Solomon, G. R. (2020). Feasibility studies on alternative aqueous salt mixture in vapour absorption cooling. *Materials Today: Proceedings*, 33, 1121-1127.

- Banu, P. A., Sudharsan, N. M. (2018). Review of water based vapour absorption cooling systems using thermodynamic analysis. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82, 3750-3761.
- Bayrak, F., Abu-Hamdeh, N., Alnefaie, K. A., Öztö, H. F. (2017). A review on exergy analysis of solar electricity production. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74, 755-770.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M.J. (1995). *Thermal design and optimization* (1st ed.). Canada: John Wiley & Sons.
- Bellos, E., Tzivanidis, C. (2017). Energetic and Financial Analysis of Solar Cooling Systems with Single Effect Absorption Chiller in Various Climates. *Applied Thermal Engineering*, 126, 809-821.
- Bellos, E., Tzivanidis, C. (2018a). Parametric Analysis and Optimization of a Cooling System with Ejector-Absorption Chiller Powered by Solar Parabolic Trough Collectors. *Energy Conversion and Management*, 168, 329-342.
- Bellos, E., Tzivanidis, C. (2018b). Performance Analysis and Optimization of an Absorption Chiller Driven by Nanofluid Based Solar Flat Plate Collector. *Journal of Cleaner Production*, 174, 256-272.
- Bellos, E., Tzivanidis, C., Antonopoulos, K. A. (2016a). Exergetic, Energetic and Financial Evaluation of a Solar Driven Absorption Cooling System with Various Collector Types. *Applied Thermal Engineering*, 102, 749-759.
- Bellos, E., Tzivanidis, C., Antonopoulos, K. A. (2016b). Exergetic and Energetic Comparison of LiCl-H₂O and LiBr-H₂O Working Pairs in a Solar Absorption Cooling System. *Energy Conversion and Management*, 123, 453-461.
- Bellos, E., Tzivanidis, C., Symeou, C., Antonopoulos, K. A. (2017a). Energetic, Exergetic and Financial Evaluation of a Solar Driven Absorption Chiller—A Dynamic Approach. *Energy Conversion and Management*, 137, 34-48.
- Bellos, E., Chatzovoulos, I., Tzivanidis, C. (2021). Yearly investigation of a solar-driven absorption refrigeration system with ammonia-water absorption pair. *Thermal Science and Engineering Progress*, 23, 1-16.
- Bellos, E., Tzivanidis, C., Nikolaou, N. (2019). Investigation and optimization of a solar assisted heat pump driven by nanofluid-based hybrid PV. *Energy Conversion and Management*, 198, 111831.
- Bellos, E., Tzivanidis, C., Tsifis, G. (2017b). Energetic, Exergetic, Economic and Environmental (4E) analysis of a solar assisted refrigeration system for various operating scenarios. *Energy Conversion and Management*, 148, 1055-1069.

- Bilir Sağ, N. (2015). Soğutma çevriminde genleşme işi geri kazanımı için ejektörün kullanılabilirliğinin deneysel araştırılması. Doktora Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, 422160.
- Bilir, N. (2009). Çift fazlı sabit alanlı ejektör kullanarak buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrim etkinliğinin iyileştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, 238010.
- Bilir, N., Ersoy, H. K. (2009). Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector. *International Journal of Energy Research*, 33(5), 469-480.
- Blanco-Marigorta, A. M., Marcos, J. D. (2021). Key issues on the exergetic analysis of H₂O/LiBr absorption cooling systems. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 1-18.
- Boero, A., Agyenim, F. (2020). Modeling and Simulation of a Small-Scale Solar-Powered Absorption Cooling System in Three Cities with a Tropical Climate. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 15(1), 1-16.
- Boyaghchi, F. A., Heidarnejad, P. (2015a). Thermodynamic analysis and optimisation of a solar combined cooling, heating and power system for a domestic application. *International Journal of Exergy*, 16(2), 139-168.
- Boyaghchi, F. A., Heidarnejad, P. (2015b). Thermoeconomic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on Organic Rankine Cycle for domestic application. *Energy Conversion and Management*, 97, 224-234.
- Boyaghchi, F. A., Mahmoodnezhad, M., Sabeti, V. (2016). Exergoeconomic analysis and optimization of a solar driven dual-evaporator vapor compression-absorption cascade refrigeration system using water/CuO nanofluid. *Journal of Cleaner Production*, 139, 970-985.
- Bozkaya, B., Akdemir, Ö. (2011). Güneş Enerjili NH₃-H₂O absorpsiyonlu soğutma sisteminin İzmir ili için incelenmesi. *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, Türkiye, 13-16 Nisan 2011.
- Brunin, O., Feidt, M., Hivet, B. (1997). Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 20(5), 308-318.
- Calise, F., d'Accadia, M. D., Vanoli, L. (2011). Thermoeconomic optimization of solar heating and cooling systems. *Energy Conversion and Management*, 52(2), 1562-1573.
- Cao, Y., Parikhani, T., Bahman, A. M. (2021). Thermodynamic and thermoeconomic analyses of an ejector/booster enhanced heat pump system with zeotropic mixture. *International Journal of Energy Research*, 45(3), 4443-4465.

- Cascales, J. G., García, F. V., Izquierdo, J. C., Marín, J. D., Sánchez, R. M. (2011). Modelling an Absorption System Assisted by Solar Energy. *Applied Thermal Engineering*, 31(1), 112-118.
- Chen, J. F., Dai, Y. J., Wang, R. Z. (2017). Experimental and Analytical Study on an Air-Cooled Single Effect LiBr-H₂O Absorption Chiller Driven by Evacuated Glass Tube Solar Collector for Cooling Application in Residential Buildings. *Solar Energy*, 151, 110-118.
- Chen, Q., Hwang, Y., Yan, G., Yu, J. (2020). Theoretical investigation on the performance of an ejector enhanced refrigeration cycle using hydrocarbon mixture R290/R600a. *Applied Thermal Engineering*, 164, 1-9.
- Chen, W., Bai, Y. (2016). Thermal performance of an absorption-refrigeration system with [emim] Cu₂Cl₅/NH₃ as working fluid. *Energy*, 112, 332-341.
- Chen, X., Liang, K., Li, Z., Zhao, Y., Xu, J., Jian, H. (2020). Experimental assessment of alternative low global warming potential refrigerants for automotive air conditioners application. *Case Studies in Thermal Engineering*, 22, 1-10.
- Chen, Q., Yan, G., Yu, J. (2017). Performance analysis of an ejector enhanced refrigeration cycle with R290/R600a for application in domestic refrigerator/freezers. *Applied Thermal Engineering*, 120, 581-592.
- Chen, Q., Yu, M., Yan, G., Yu, J. (2022). Thermodynamic analyses of a modified ejector enhanced dual temperature refrigeration cycle for domestic refrigerator/freezer application. *Energy*, 244, 1-10.
- Cheng, Y., Wang, M., Yu, J. (2021). Thermodynamic analysis of a novel solar-driven booster-assisted ejector refrigeration cycle. *Solar Energy*, 218, 85-94.
- Cho, Y., Han, S., Seo, H., Shin, M., Woo, S., Jeong, S. (2019). Corrosion and inhibition process of carbon steel in LiBr-H₂O solution. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33, 2995-3000.
- Cimşit, C. (2018). Thermodynamic performance analysis of the double effect absorption-vapour compression cascade refrigeration cycle. *Journal of Thermal Science and Technology*, 1, 1-13.
- Cimşit, C., Öztürk, İ. T., Kıncay, O. (2015). Thermoeconomic optimization of LiBr/H₂O-R134a compression-absorption cascade refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, 76, 105-115.
- Cimşit, C. (2009). Absorbsiyonlu buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma çevrimlerinin termodinamik ve termoeconomik analizi. Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 259416.

- Cimşit, C., Öztürk, I. T. (2012). Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles. *Applied Thermal Engineering*, 40, 311-317.
- Cimşit, C., Öztürk, I. T., Hoşöz, M. (2014). Second Law Based Thermodynamic Analysis of Compression-Absorption Cascade Refrigeration Cycles. *Journal of Thermal Science & Technology*, 34(2), 9-18.
- Colorado, D., Velazquez, V. M. (2013). Exergy analysis of a compression-absorption cascade system for refrigeration. *International Journal of Energy Research*, 37(14), 1851-1865.
- Çakır, U. (2011). Isı pompalarının kondenser ve evaporatörde kullanılan akışkana göre ekserjetik olarak karşılaştırılması. Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, 284244.
- Çengel, Y.A., Cimbala, J.M. (2017). *Fluid mechanics: Fundamentals and applications* (4th ed.). United States: McGraw-Hill Education.
- d'Accadia, M. D., de Rossi, F. (1998). Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant. *International Journal of Refrigeration*, 21(1), 42-54.
- Daşkın, M., Aksoy, İ. G. (2014). İklimlendirme Amaçlı Güneş Enerjisi Destekli Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu. *Batman Üniversitesi Yaşam Bilimleri Dergisi*, 4(1), 52-65.
- de Araújo, H. V., Massuchetto, L. H. P., do Nascimento, R. B. C., de Carvalho, S. M. R., Dangelo, J. V. H. (2022). Thermodynamic performance analysis of a single-effect absorption refrigeration system operating with water and 1-ethyl-3-methylimidazolium-based ionic liquids mixtures. *Applied Thermal Engineering*, 201, 117761.
- De Lucas, A., Donate, M., Molero, C., Villaseñor, J., Rodríguez, J. F. (2004). Performance evaluation and simulation of a new absorbent for an absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 27, 324-330.
- Dinçer, İ., Rosen, M. A. (2013). *Exergy: energy, environment and sustainable development* (2nd ed.). Netherlands: Elsevier.
- Dinçer, İ. (2021). *Thermodynamics: A Smart Approach* (1st ed.). United States: John Wiley & Sons.
- Dinçer, İ., Ratlamwala, T. A. H. (2016). *Integrated absorption refrigeration systems: comparative energy and exergy analyses* (1st ed.). Switzerland: Springer.
- Dinçer, İ., Rosen, M. A., Ahmadi, P. (2017). *Optimization of energy systems* (1st ed.). United Kingdom: John Wiley & Sons.

- Disawas, S., Wongwises, S. (2004). Experimental investigation on the Performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device. *International Journal of Refrigeration*, 27(6), 587-594.
- Dixit, M., Kaushik, S. C., Arora, A. (2017). Energy and exergy analysis of absorption-compression cascade refrigeration system. *Journal of Thermal Engineering*, 3(5), 1466-1477.
- Donate, M., Rodriguez, L., De Lucas, A., Rodríguez, J. F. (2006). Thermodynamic evaluation of new absorbent mixtures of lithium bromide and organic salts for absorption refrigeration machines. *International Journal of Refrigeration*, 29(1), 30-35.
- Düzcan, A. (2019). Vakum tüplü güneş kolektörlerinin absorpsiyonlu soğutma için kullanılabilme potansiyelinin araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Bursa Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, 555001.
- Elbel, S., Lawrence, N. (2016). Review of recent developments in advanced ejector technology. *International Journal of Refrigeration*, 62, 1-18.
- El-Sayed, Y. M. (2001). Designing desalination systems for higher productivity. *Desalination*, 134(1-3), 129-158.
- El-Shaarawi, M. A. I., Al-Ugla, A. A. (2016). Hybrid storage designs for continuous operation of solar-powered LiBr–water absorption air-conditioning. *International Journal of Energy Research*, 40(6), 791-805.
- Emiroğlu, F., Aybek, A., Kuzu, H. (2021). İki farklı fotovoltaik (PV) enerji sisteminin farklı hayvancılık işletmelerinde kullanımının değerlendirilmesi. *Mustafa Kemal Üniversitesi Tarım Bilimleri Dergisi*, 26(3), 808-820.
- Enayatizade, H., Arjomand, A., Ahmadi, M. H. (2022). Design and multi-scenario optimization of a hybrid power system based on a working gas turbine: Energy, Exergy, Exergoeconomic and Environmental evaluation. *Energy Reports*, 8, 12916-12943.
- Ersoy, H. K., Bilir, N. (2010). The influence of ejector component efficiencies on performance of ejector expander refrigeration cycle and exergy analysis. *International Journal of Exergy*, 7(4), 425-438.
- Ersoy, H. K., Sağ, N. B. (2014). Preliminary experimental results on the R134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expander. *International Journal of Refrigeration*, 43, 97-110.
- Esen, A. N., Hacıyakupoglu, S., Erenturk, S. A. (2021). Assessment of different hazard indices around coal-fired power plants in Turkey. *Journal of Radioanalytical and Nuclear Chemistry*, 329(2), 601-620.

- Fangtian, S., Yitai, M. (2011). Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. *Applied Thermal Engineering*, 31(6-7), 1184-1189.
- Farshi, L. G., Mahmoudi, S. S., Rosen, M. A. (2011). Analysis of crystallization risk in double effect absorption refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, 31, 1712-1717.
- Farshi, L. G., Ferreira, C. I., Mahmoudi, S. S., Rosen, M. A. (2014). First and second law analysis of ammonia/salt absorption refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 40, 111-121.
- Florides, G. A., Kalogirou, S. A., Tassou, S. A., Wrobel, L. C. (2003). Design and construction of a LiBr–water absorption machine. *Energy Conversion and Management*, 44, 2483-2508.
- Gado, M. G., Ookawara, S., Nada, S., Hassan, H. (2022). Renewable energy-based cascade adsorption-compression refrigeration system: Energy, exergy, exergoeconomic and enviroeconomic perspectives. *Energy*, 253, 124127.
- Gage S., Sharan P., Turchi C., Netter J. (2021). Evaluation of Formate Salt PCM's for Latent Heat Thermal Energy Storage. *Energies*, 14(3), 1-10.
- Galindo Luna, Y. R., Gómez Franco, W. R., Dehesa Carrasco, U., Romero Domínguez, R. J., Jiménez García, J. C. (2018). Integration of The Experimental Results of a Parabolic Trough Collector (PTC) Solar Plant to an Absorption Air-Conditioning System. *Applied Sciences*, 8(11), 1-24.
- Gao, Y., He, G., Cai, D., Fan, M. (2020). Performance evaluation of a modified R290 dual-evaporator refrigeration cycle using two-phase ejector as expansion device. *Energy*, 212, 1-14.
- Garimella, S., Brown, A. M., Nagavarapu, A. K. (2011). Waste heat driven absorption/vapor-compression cascade refrigeration system for megawatt scale, high-flux, low-temperature cooling. *International Journal of Refrigeration*, 34(8), 1776-1785.
- Ghaddar, N. K., Shihab, M., Bdeir, F. (1997). Modeling and Simulation of Solar Absorption System Performance in Beirut. *Renewable Energy*, 10(4), 539-558.
- Ghafoor, A., Munir, A. (2015). Design and economics analysis of an off-grid PV system for household electrification. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 42, 496-502.
- Gilani, S. I. U. H., Ahmed, M. S. M. S. (2015). Solution crystallization detection for double-effect LiBr-H₂O steam absorption chiller. *Energy Procedia*, 75, 1522-1528.

- Gkouletsos, D., Papadopoulos, A. I., Seferlis, P., Hassan, I. (2019). Systematic modeling under uncertainty of single, double and triple effect absorption refrigeration processes. *Energy*, 183, 262-278.
- Goralı, E. (2007). Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi. Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, İstanbul, 185606.
- Grover, G. S., Devotta, S., Holland, F. A. (1989). Performance of an experimental absorption cooler using aqueous lithium chloride and lithium chloride/lithium bromide solutions. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 28, 250-253.
- Gündüz, A. H. (2020). Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik analizi. Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 651209.
- Hang, Y., Qu, M., Zhao, F. (2011). Economical and Environmental Assessment of an Optimized Solar Cooling System for a Medium-Sized Benchmark Office Building in Los Angeles, California. *Renewable Energy*, 36(2), 648-658.
- Hassanain, M., Elgendy, E., Fatouh, M. (2015). Ejector expansion refrigeration system: Ejector design and performance evaluation. *International Journal of Refrigeration*, 58, 1-13.
- Herrera-Romero, J. V., Colorado-Garrido, D. (2020). Comparative Study of a Compression–Absorption Cascade System Operating with NH₃-LiNO₃, NH₃-NaSCN, NH₃-H₂O, and R134a as Working Fluids. *Processes*, 8(7), 1-17.
- Hirmiz, R., Lightstone, M. F., Cotton, J. S. (2018). Performance Enhancement of Solar Absorption Cooling Systems Using Thermal Energy Storage with Phase Change Materials. *Applied Energy*, 223, 11-29.
- Hou, F., Guo, Y., Wu, W., Yan, Z., Wang, J. (2020). Thermodynamic Analysis and Optimization of a Solar-Powered Organic Rankine Cycle with Compound Parabolic Collectors. *Journal of Energy Engineering*, 146(6), 1-11.
- Inada, T., Tomita, H., Takemura, F., Tsubouchi, O., Hihara, E. (2019). Crystallization temperature, vapor pressure, density and viscosity of lithium bromide+ lithium iodide+ ethylene glycol+ water system for absorption refrigerators for automotive use. *International Journal of Refrigeration*, 100, 274-283.
- Jain, V., Colorado, D. (2020). Thermoeconomic and feasibility analysis of novel transcritical vapor compression-absorption integrated refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, 224, 1-15.
- Jain, V., Sachdeva, G., Kachhwaha, S. S. (2015c). NLP model based thermoeconomic optimization of vapor compression–absorption cascaded refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, 93, 49-62.

- Jain, V., Kachhwaha, S. S., Sachdeva, G. (2013). Thermodynamic performance analysis of a vapor compression-absorption cascaded refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, 75, 685-700.
- Jain, V., Sachdeva, G., Kachhwaha, S. S. (2015a). Thermodynamic modelling and parametric study of a low temperature vapour compression-absorption system based on modified Gouy-Stodola equation. *Energy*, 79, 407-418.
- Jain, V., Sachdeva, G., Kachhwaha, S. S. (2015b). Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses based comparative performance study and optimization of vapor compression-absorption integrated refrigeration system. *Energy*, 91, 816-832.
- Jain, V., Sachdeva, G., Kachhwaha, S. S. (2018). Comparative performance study and advanced exergy analysis of novel vapor compression-absorption integrated refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, 172, 81-97.
- Jain, V., Sachdeva, G., Kachhwaha, S. S. (2021). Thermodynamic analysis of ejector-assisted vapour compression-absorption hybrid refrigeration system. *International Journal of Ambient Energy*, 42(5), 576-585.
- Jang, S. P., Choi, S. U. (2004). Role of Brownian motion in the enhanced thermal conductivity of nanofluids. *Applied Physics Letters*, 84, 4316-4318.
- Jian, S., Lin, F., Shigang, Z. (2010). Performance calculation of single effect absorption heat pump using LiBr+ LiNO₃+ H₂O as working fluid. *Applied Thermal Engineering*, 30(17-18), 2680-2684.
- Jiang, X., Xiong, W., Li, Y., Zheng, D., Wang, X., Shi, L. (2014). Vapor pressure measurement of two quaternary systems LiBr+ LiNO₃+ LiCl+ H₂O and LiBr+ LiCl+ 1, 3-propanediol+ H₂O. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 4, 1320-1325.
- Jiang, W., Li, S., Yang, L., Du, K. (2019). Experimental investigation on performance of ammonia absorption refrigeration system with TiO₂ nanofluid. *International Journal of Refrigeration*, 98, 80-88.
- Jordehi, A. R. (2016). Parameter estimation of solar photovoltaic (PV) cells: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 61, 354-371.
- Joybari, M. M., Haghighat, F. (2016). Exergy analysis of single effect absorption refrigeration systems: The heat exchange aspect. *Energy Conversion and Management*, 126, 799-810.
- Kabeel, A. E., Abou El Maaty, T., El Samadony, Y. (2013). The effect of using nanoparticles on corrugated plate heat exchanger performance. *Applied Thermal Engineering*, 52(1), 221-229.

- Kadam, S. T., Gkouletsos, D., Hassan, I., Rahman, A., Kyriakides, A. S., Papadopoulos, A. I., Seferlis, P. (2020). Investigation of binary, ternary and quaternary mixtures across solution heat exchanger used in absorption refrigeration and process modifications to improve cycle performance. *Energy*, 198, 1-12.
- Kairouani, L., Nehdi, E. (2006). Cooling performance and energy saving of a compression-absorption refrigeration system assisted by geothermal energy, *Applied Thermal Engineering*, 26, 288-294.
- Kannan, N., Vakeesan, D. (2016). Solar energy for future world:-A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 62, 1092-1105.
- Karakuzu, E. (2007). Buz çözücülerin incelenmesi ve geliştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, 467422.
- Karamangil, M. I., Coskun, S., Kaynakli, O., 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(7), 1969-1978.
- Kathiravan, A., Karthikeyan, E., Mariappan, V., Muthiah, C. T. (2014). Thermodynamic Analysis of Heat and Mass Transfer Enhancement for R134a-DMAC/CNT Vapour Absorption Refrigeration System. *Applied Mechanics and Materials*, 592, 1832-1836.
- Kaushik, S. C., Hans, R., Manikandan, S. (2016). Theoretical and experimental investigations on solar photovoltaic driven thermoelectric cooler system for cold storage application. *International Journal of Environmental Science and Development*, 7(8), 615-620.
- Kavasoğulları, B., Cihan, E., Demir, H. (2021). Energy and Exergy Analyses of a Refrigerant Pump Integrated Dual-Ejector Refrigeration (DER) System. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 46(12), 11633-11644.
- Kaynaklı, O., Kılıç, M. (2007). Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, 48, 599-607.
- Keblinski, P., Phillpot, S. R., Choi, S. U. S., Eastman, J. A. (2002). Mechanisms of heat flow in suspensions of nano-sized particles (nanofluids). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(4), 855-863.
- Kelly, S., Tsatsaronis, G., Morosuk, T. (2009). Advanced exergetic analysis: Approaches for splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts, *Energy*, 34(3), 384-391.

- Kent, E. F., Kaptan, İ. N. (2009a). İzmir İlindeki Elli Yataklı Bir Otel için Güneş Enerjisi Destekli Isıtma ve Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Teorik İncelenmesi, *IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, Türkiye, 06-09 Mayıs 2009.
- Kent, E. F., Kaptan, İ. N. (2009b). Güneş Enerjisi Destekli Isıtma ve Absorbsiyonlu Soğutma Uygulaması. *5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu*, Karabük, Türkiye, 13-15 Mayıs 2009.
- Kocamaz, M. İ. (2020). İnönü üniversitesi merkezi ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, İnönü Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Malatya, 666590.
- Kornhauser, A. A. (1990). The use of an ejector as a refrigerant expander. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Indiana, USA, 17-20 Jul 1990.
- Kosmadakis, G., Neofytou, P. (2019). Investigating the effect of nanorefrigerants on a heat pump performance and cost-effectiveness. *Thermal Science and Engineering Progress*, 13, 1-21.
- Kosmadakis, G., Neofytou, P. (2020). Investigating the performance and cost effects of nanorefrigerants in a low-temperature ORC unit for waste heat recovery. *Energy*, 204, 1-14.
- Kotas, Y.J. (1995). The Exergy Method for Thermal Plant Analysis (reprint ed.). United Kingdom: Paragon Publishing.
- Kumar, L., Hasanuzzaman, M., Rahim, N. A. (2019). Global advancement of solar thermal energy technologies for industrial process heat and its future prospects: A review. *Energy Conversion and Management*, 195, 885-908.
- Kurtulmuş, N., Bilgili, M., Şahin, B. (2018). Performance Evolution of Solar-Powered Vapor Absorption Refrigeration System. *16th International Conference on Clean Energy, Famagusta, N.Cyprus*, 9-11 May 2018.
- Kutlu, Ç. (2015). R134a ve R744 ile çalışan otobüs klimalarında iki fazlı ejektörün genleşme valfi olarak kullanılması durumunda sistemin çeşitli parametrelere göre analizi. Yüksek Lisans Tezi, Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Osmaniye, 423988.
- Kuyumcu, M. E., Şahin, H. E., Yumrutaş, R. (2015b). Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi ile Buz Pistinin Soğutulmasının Teorik İncelenmesi. *TTMD Isıtma, Soğutma, Havalandırma, Klima, Yangın ve Sıhhi Tesisat Dergisi*, 96, 24-31.
- Kuyumcu, M. E., Şahin, H. E., Yumrutaş, R., İmal, M. (2015a). Kahramanmaraş Kentinde Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Kullanılarak Bir Apartman Dairesinin Soğutulması, *Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 18(2), 25-32.

- Lazzaretto, A., Tsatsaronis, G. (2006). SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy*, 31(8-9), 1257-1289.
- Li, Z., Liu, L., Jing, Y. (2017). Exergoeconomic analysis of solar absorption-subcooled compression hybrid cooling system. *Energy Conversion and Management*, 144, 205-216.
- Li, D., Groll, E. A. (2005). Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. *International Journal of Refrigeration*, 28(5), 766-773.
- Li, H., Cao, F., Bu, X., Wang, L., Wang, X. (2014). Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle. *Applied Energy*, 121, 96-103.
- Li, N., Luo, C., Su, Q. (2018). A Working Pair of CaCl₂-LiBr-LiNO₃/H₂O and Its Application in a Single-Stage Solar-Driven Absorption Refrigeration Cycle. *International Journal of Refrigeration*, 86, 1-13.
- Li, Y., Li, N., Luo, C., Su, Q. (2019). Study on a Quaternary Working Pair of CaCl₂-LiNO₃-KNO₃/H₂O for an Absorption Refrigeration Cycle. *Entropy*, 21(6), 1-22.
- Li, Z. F., Sumathy, K. (2001). Experimental Studies on a Solar Powered Air Conditioning System with Partitioned Hot Water Storage Tank. *Solar Energy*, 71(5), 285-297.
- Li, Z. F., Sumathy, K. (2002). Performance Study of a Partitioned Thermally Stratified Storage Tank in a Solar Powered Absorption Air Conditioning System, *Applied Thermal Engineering*, 22(11), 1207-1216.
- Liao, X., Radermacher, R. (2007). Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems. *International Journal of Refrigeration*, 30, 904-911.
- Lima, A. A., Leite, G. D. N., Ochoa, A. A., dos Santos, C. A., da Costa, J. A., Michima, P. S., Caldas, A. (2021). Absorption Refrigeration Systems Based on Ammonia as Refrigerant Using Different Absorbents: Review and Applications. *Energies*, 14, 1-41.
- Lin, C., Xu C., Yue B., Jiang C., Omori H., Deng J. (2019). Experimental study on the separator in ejector-expansion refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 100, 307-314.
- Liu Y., Yu J. (2019). Performance evaluation of an ejector subcooling refrigeration cycle with zeotropic mixture R290/R170 for low-temperature freezer applications. *Applied Thermal Engineering*, 161, 114128.
- Lizarte, R., Izquierdo, M., Marcos, J. D., Palacios, E. (2012). An Innovative Solar-Driven Directly Air-Cooled LiBr-H₂O Absorption Chiller Prototype for Residential Use. *Energy and Buildings*, 47, 1-11.

- Lu, Y., Bai, T., Yu, J. (2020). Experimental investigation on a -40°C low-temperature freezer using ejector-expansion refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 118, 230-237.
- Lu, Z. (2018). Technical engineering design, thermal experimental and economic simulation analysis of absorption cooling/heating systems in China. *Energy Conversion and Management*, 172, 155-163.
- Luo, C., Su, Q., Mi, W. (2013). Thermophysical properties and application of $\text{LiNO}_3\text{--H}_2\text{O}$ working fluid. *International Journal of Refrigeration*, 36, 1689-1700.
- Ma, Z., Bao, H., Roskilly, A. P. (2017). Thermodynamic modelling and parameter determination of ejector for ejection refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 75, 117-128.
- Maalem, Y., Fedali, S., Madani, H., Tamene, Y. (2020). Performance analysis of ternary azeotropic mixtures in different vapor compression refrigeration cycles. *International Journal of Refrigeration*, 119, 139-151.
- Mahbubul, I. M., Saadah, A., Saidur, R., Khairul, M. A., Kamyar, A. (2015). Thermal performance analysis of $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{R}-134\text{a}$ nanorefrigerant. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 85, 1034-1040.
- Mahmoud, M. M., Ibrik, I. H. (2006). Techno-economic feasibility of energy supply of remote villages in Palestine by PV-systems, diesel generators and electric grid. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 10(2), 128-138.
- Mazloumi, M., Naghashzadegan, M., Javaherdeh, K. J. E. C. (2008). Simulation of Solar Lithium Bromide–Water Absorption Cooling System with Parabolic Trough Collector, *Energy Conversion and Management*, 49(10), 2820-2832.
- 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 of Refrigeration*, 26, 158-169.
- Modi, N., Pandya, B., Hosseinpour, J., Amidpour, M. (2019a). Thermodynamic and Economic Contrast of an Ionic Solution Operated Solar Absorption Cooling System with $\text{Li Br} + \text{H}_2\text{O}$ Pair for a Business Building in India. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 27(4), 1-37.
- Modi, N., Pandya, B., Kumar, V., Patel, J. (2020). Dynamic Performance Investigation of Single-Effect $\text{NH}_3 + \text{LiNO}_3$ and $\text{NH}_3 + \text{NaSCN}$ Solar Cooling Cycles: a Case Study for Western Indian Climate. *Journal of Solar Energy Engineering*, 142(5), 1-8.
- Modi, N., Pandya, B., Patel, J. (2019b). Comparative Analysis of a Solar-Driven Novel Salt-Based Absorption Chiller with The Implementation of Nanoparticles. *International Journal of Energy Research*, 43(4), 1563-1577.

- Mohamed, S. A., Karimi, M. N. (2019). Simulation of Lithium Bromide-Water (LiBr-H₂O) Vapor Absorption System (VAS) powered by Solar Flat Plate Collector (SFPC). *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 691(1), 1-12.
- Molés, F., Navarro-Esbrí, J., Peris, B., Mota-Babiloni, A., & Barragán-Cervera, Á. (2014). Theoretical energy performance evaluation of different single stage vapour compression refrigeration configurations using R1234yf and R1234ze (E) as working fluids. *International Journal of Refrigeration*, 44, 141-150.
- Mongkoldhumrongkul, K. (2023). Techno-economic analysis of photovoltaic rooftop system on car parking area in Rayong, Thailand. *Energy Reports*, 9, 202-212.
- Monné, C., Alonso, S., Palacín, F., Serra, L. (2011). Monitoring and Simulation of an Existing Solar Powered Absorption Cooling System in Zaragoza (Spain). *Applied Thermal Engineering*, 31(1), 28-35.
- Nagraj, M. S., Maharana, D., Kotecha, P., Anandalakshmi, R. (2022). Thermoeconomic optimization of cascade refrigeration system using computational intelligence techniques. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 147, 3805-13827.
- Nehdi, E., Kairouani, L., Bouzaina, M. (2007). Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander. *International Journal of Energy Research*, 31(4), 364-375.
- Nellis, G.F., Klein, S.A. (2002). The Application of vortex tubes to refrigeration cycles. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Indiana, USA, 10-14 July 2002.
- Onan, C., Ozkan, D. B., Erdem, S. (2010). Exergy Analysis of a Solar Assisted Absorption Cooling System on an Hourly Basis in Villa Applications. *Energy*, 35(12), 5277-5285.
- Özcan, R. (2020). Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımı, modellenmesi ve analizi. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 620403.
- Özgoren, M., Bilgili, M., Babayigit, O. (2012). Hourly performance prediction of ammonia-water solar absorption refrigeration. *Applied Thermal Engineering*, 40, 80-90.
- Pandya, B., Kumar, V., Matawala, V., Patel, J. (2018b). Thermal Comparison and Multi-Objective Optimization of Single-Stage Aqua-Ammonia Absorption Cooling System Powered by Different Solar Collectors. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 133(3), 1635-1648.
- Pandya, B., Kumar, V., Patel, J., Matawala, V. (2018a). Optimum Heat Source Temperature and Performance Comparison of LiCl-H₂O and LiBr-H₂O Type Solar Cooling System. *Journal of Energy Resources Technology*, 140(5), 1-12.

- Pandya, B., Modi, N., Kumar, V., Upadhyai, R., Patel, J. (2019). Performance Comparison and Optimal Parameters Evaluation of Solar-Assisted NH₃-NaSCN and NH₃-LiNO₃ Type Absorption Cooling System. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 135(6), 3437-3452.
- Parida, B., Iniyar, S., Goic, R. (2011). A review of solar photovoltaic technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(3), 1625-1636.
- Pataskar, S. G., Adyanthaya, S. D., Devotta, S., Holland, F. A. (1990). Performance of an experimental absorption heat transformer using aqueous lithium bromide, lithium chloride, and lithium bromide/lithium chloride solutions. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 29, 1658-1662.
- Patil, K. R., Kim, M. N., Eisa, M. A. R., Holland, F. A. (1989). Experimental evaluation of aqueous lithium halides as single-and double-salt systems in absorption heat-pumps. *Applied Energy*, 34, 99-111.
- Peng, Z., Li, Z., Zeng, J., Yu, J., Lv, S. (2022). Thermo-economic analysis of absorption-compression hybrid cooling systems with parallel subcooling and recooling for small scale low-grade heat source and low temperature application. *International Journal of Refrigeration*, 138, 220-232.
- Ravul, H.B. (2017). İklimlendirme uygulamaları için optimum absorpsiyonlu soğutucu dizayn ve imalatı. Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 470578.
- Rejeb, O., Ghenai, C., Bettayeb, M. (2020). Modeling and Simulation Analysis of Solar Absorption Chiller Driven by Nanofluid-Based Parabolic Trough Collectors (PTC) under Hot Climatic Conditions. *Case Studies in Thermal Engineering*, 19, 1-10.
- Ren, J., Qian, Z., Yao, Z., Gan, N., Zhang, Y. (2019). Thermodynamic evaluation of LiCl-H₂O and LiBr-H₂O absorption refrigeration systems based on a novel model and algorithm. *Energies*, 12(15), 3037.
- Rodríguez-Muñoz, J. L., Pérez-García, V., Belman-Flores, J. M., Ituna-Yudonago, J. F., Gallegos-Muñoz, A. (2018). Energy and exergy performance of the IHX position in ejector expansion refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 93, 122-131.
- Romero, R. J., Rivera, W., Best, R. (2000). Comparison of The Theoretical Performance of a Solar Air Conditioning System Operating with Water/Lithium Bromide and an Aqueous Ternary Hydroxide. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 63(4), 387-399.
- Rosiek, S., Batlles, F. J. (2009). Integration of The Solar Thermal Energy in The Construction: Analysis of The Solar-Assisted Air-Conditioning System Installed in CIESOL Building. *Renewable Energy*, 34(6), 1423-1431.

- Sabiha, M. A., Saidur, R., Mekhilef, S., Mahian, O. (2015). Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 1038-1054.
- Sachdeva, G., Jain, V., Kachhwaha, S. S. (2014). Energy analysis of a vapor compression system cascaded with ammonia–water absorption system. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 22(01), 1-12.
- Sadeghi, S., Ahmadi, P. (2021). Thermo-economic optimization of a high-performance CCHP system integrated with compressed air energy storage (CAES) and carbon dioxide ejector cooling system. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 45, 101112.
- Sag, N. B., Ersoy, H. K., Hepbasli, A. (2017). An experimental investigation on exergy analysis of an ejector expansion refrigeration system. *International Journal of Exergy*, 24(2-4), 201-215.
- Sağ, N. B., Ersoy, H. K. (2016). Experimental investigation on motive nozzle throat diameter for an ejector expansion refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, 124, 1-12.
- Said, S. A., El-Shaarawi, M. A., Siddiqui, M. U. (2012). Alternative Designs for a 24-h Operating Solar-Powered Absorption Refrigeration Technology. *International Journal of Refrigeration*, 35(7), 1967-1977.
- Salameh, W., Nuwayhid, R., Al Shaer, A., Gad El-Rab, M. (2019). Preliminary Assessment of Parabolic Solar Trough-Driven Ammonia-Water Absorption Cooling System for Beirut, Energy Sources. *Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 44(01), 1-15.
- Salavera, D., Esteve, X., Patil, K. R., Mainar, A. M., Corona, A. (2004). Solubility, heat capacity, and density of lithium bromide+ lithium iodide+ lithium nitrate+ lithium chloride aqueous solutions at several compositions and temperatures, *Journal of Chemical & Engineering Data*, 49, 613-619.
- Saleh, A., Mosa, M. (2014). Optimization study of a single-effect water–lithium bromide absorption refrigeration system powered by flat-plate collector in hot regions. *Energy Conversion and Management*, 87, 29-36.
- Salhi, K., Korichi, M., Ramadan, K. M. (2018). Thermodynamic and thermo-economic analysis of compression–absorption cascade refrigeration system using low-GWP HFO refrigerant powered by geothermal energy. *International Journal of Refrigeration*, 94, 214-229.
- Salilih, E. M., Birhane, Y. T. (2019). Modelling and performance analysis of directly coupled vapor compression solar refrigeration system. *Solar Energy*, 190, 228-238.

- Saravanan, R., Maiya, M. P. (1998). Thermodynamic comparison of water-based working fluid combinations for a vapour absorption refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 18, 553-568.
- Saravanan, R., Maiya, M. P. (1999). Influence of thermodynamic and thermophysical properties of water-based working fluids for bubble pump operated vapour absorption refrigerator, *Energy Conversion and Management*, 40, 845-860.
- Sarkar, J. (2009). Performance characteristics of natural-refrigerants-based ejector expansion refrigeration cycles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 223(5), 543-550.
- Sarkar, J. (2010). Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants. *International Journal of Energy Research*, 34(1), 84-94.
- Sarkar, J., Bhattacharyya, S., Gopal, M.R. (2005). Transcritical CO₂ heat pump systems: exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects. *Energy Conversion and Management*, 46(13-14), 2053-2067.
- Seçkin, C. (2017). Parametric analysis and comparison of ejector expansion refrigeration cycles with constant area and constant pressure ejectors. *Journal of Energy Resources Technology*, 139(4), 1-10.
- Selbaş, R. (2006). Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Absorber Sıcaklığının Etkisinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi. *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 10, 136-143.
- Sevinç, K., Güngör, A. (2012). Güneş enerjisi kaynaklı soğutma sistemleri ve bu alandaki yeni uygulamalar. *Mühendis ve Makina*, 53(635), 59-70.
- Sheikhani, H., Barzegarian, R., Heydari, A., Kianifar, A., Kasaeian, A., Gróf, G., Mahian, O. (2018). A Review of Solar Absorption Cooling Systems Combined with Various Auxiliary Energy Devices. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 134(3), 2197-2212.
- Shirazi, A., Taylor, R. A., Morrison, G. L., White, S. D. (2018). Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review. *Energy Conversion and Management*, 171, 59-81.
- Shirazi, A., Taylor, R. A., White, S. D., Morrison, G. L. (2016). A systematic parametric study and feasibility assessment of solar-assisted single-effect, double-effect, and triple-effect absorption chillers for heating and cooling applications. *Energy Conversion and Management*, 114, 258-277.
- Srikhirin, P., Aphornratana, S., Chungpaibulpatana, S. (2001). A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5(4), 343-372.

- Sokhansefat, T., Mohammadi, D., Kasaeian, A., Mahmoudi, A. R. (2017). Simulation and Parametric Study of a 5-ton Solar Absorption Cooling System in Tehran, *Energy Conversion and Management*, 148, 339-351.
- Sokolov, M., Hershtal, D. (1990). Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Systems characterization. *International Journal of Refrigeration*, 13, 351-356.
- Somers, C., Mortazavi, A., Hwang, Y., Radermacher, R., Rodgers, P., Al-Hashimi, S. (2011). Modeling water/lithium bromide absorption chillers in ASPEN Plus. *Applied Energy*, 88, 4197-4205.
- Song, R., Zou, T., Chen, J., Hou, X., Han, X. (2019). Study on the Physical Properties of LiCl Solution. *7th Annual International Conference on Materials Science and Engineering*, Hubei, China, 19-20 April 2019.
- Sudhakar, K., Srivastava, T. (2014). Energy and exergy analysis of 36 W solar photovoltaic module. *International Journal of Ambient Energy*, 35(1), 51-57.
- Sumeru, K., Nasution, H., Ani, F. N. (2012). A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 4927-4937.
- Sun, Z., Liang, Y., Liu, S., Ji, W., Zang, R., Liang, R., Guo, Z. (2016). Comparative analysis of thermodynamic performance of a cascade refrigeration system for refrigerant couples R41/R404A and R23/R404A. *Applied Energy*, 184, 19-25.
- Sutthivirode, K., Thongtip, T. (2022). Experimental investigation of a two-phase ejector installed into the refrigeration system for performance enhancement. *Energy Reports*, 8, 7263-7273.
- Şahin, B., Bilgili, M., Çetingöz, A., Kurtulmuş, N. (2016). Performance Analysis of Solar Powered Absorption Refrigeration System for Mersin Province. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 31(1), 371-379.
- Şanlı, B. (2019). Design and Analysis of a Solar Powered Absorption Refrigeration System for Cooling a House in Isparta Province. *European Mechanical Science*, 3(3), 112-117.
- Şanlı, B., Dilsel, E. T. (2018). Mersin İlindeki Bir Otelin Soğutulması için Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Tasarımı ve Teorik Analizleri. *Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 7(2), 301-310.
- Takleh, H. R., Zare, V. (2019a). Performance improvement of ejector expansion refrigeration cycles employing a booster compressor using different refrigerants: Thermodynamic analysis and optimization. *International Journal of Refrigeration*, 101, 56-70.

- Takleh, H. R., Zare, V. (2019b). Employing thermoelectric generator and booster compressor for performance improvement of a geothermal driven combined power and ejector-refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, 186, 120-130.
- Talpada, J. S., Ramana, P. V. (2020). Experimental analysis of H₂O–LiBr absorption refrigeration system using Al₂O₃ nanoparticles. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 28(02), 1-18.
- Tenkeng, M., Wouagfack, P. A. N., Lissouck, D., Tchinda, R. (2017). Exergy Analysis of a Solar Absorption Refrigeration System in Ngaoundere. *Journal of Power and Energy Engineering*, 5(10), 1-18.
- Toprak, K., Ouedraogo, K. E. (2020). Effect of storage tanks on solar-powered absorption chiller cooling system performance. *International Journal of Energy Research*, 44(6), 4366-4375.
- Tsatsaronis, G. (1993). Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 19(3), 227-257.
- Tsatsaronis, G., Park, M. H. (2002). On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems. *Energy Conversion and Management*, 43(9-12), 1259-1270.
- Uçkan, İ., Yousif, A. A. (2020). Simulation of a solar absorption cooling system in Dohuk city of the Northern Iraq. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 42(14), 1716-1732.
- Uçkan, İ., Yousif, A. A. (2021). Investigation of the effect of various solar collector types on a solar absorption cooling system. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 43(7), 875-892.
- URL-1: <https://www.materials.sandvik/en/materials-center/corrosion-tables/potassium-nitrate/>, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).
- URL-2: <https://nj.gov/health/eoh/rtkweb/documents/fs/2036.pdf/>, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).
- URL-3: <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/>, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).
- URL-4: <https://www.tib-chemicals.com/>, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).
- URL-5: <https://www.cdc.gov/niosh/topics/sodium-hydroxide/>, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).
- URL-6: <https://nj.gov/health/eoh/rtkweb/documents/fs/1571.pdf>, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).

- URL-7: <https://www.chemtura.com/>, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).
- URL-8: <https://ussalt.com/info/ice-melters/calcium-chloride/>, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).
- URL-9: https://tr.wikipedia.org/wiki/Çözünürlük_tablosu/, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).
- URL-10: <https://www.kimyaborsasi.com.tr/>, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).
- URL-11: <https://www.sigmaaldrich.com/>, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).
- URL-12: <https://www.sciencecompany.com/>, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).
- URL-13: <https://www.fishersci.com/>, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).
- URL-14: <https://www.katkideposu.com/>, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).
- URL-15: <https://www.lepuskimya.com/>, (Ziyaret Tarihi:24 Nisan 2021).
- URL-16: <https://www.environment.gov.au/protection/ozone/hfc-phase-down/hfc-phase-down-faqs/> (Ziyaret tarihi: 20 Nisan 2021).
- URL-17: <http://www.synquestlabs.com/>, (Ziyaret Tarihi:23 Temmuz 2021).
- URL-18: <https://www.gas-uk.co.uk/>, (Ziyaret Tarihi:23 Temmuz 2021).
- URL-19: <https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/>, (Ziyaret Tarihi:25 Ekim 2022).
- URL-20: <https://www.mgm.gov.tr/>, (Ziyaret Tarihi:25 Ekim 2022).
- URL-21: <https://www.viessmann.com.tr/>, (Ziyaret Tarihi:25 Ekim 2022).
- URL-22: <https://www.chemengonline.com/>, (Ziyaret Tarihi:25 Ekim 2022).
- URL-23: <https://www.gnssolar.com/>, (Ziyaret Tarihi:25 Ekim 2022).
- URL-24: <https://www.epdk.gov.tr/>, (Ziyaret Tarihi:08 Aralık 2022).
- URL-25: <https://www.tcmb.gov.tr/>, (Ziyaret Tarihi: 08 Aralık 2022).
- URL-26: : <https://www.botas.gov.tr/>, (Ziyaret Tarihi: 08 Aralık 2022).
- Ustaoglu, A. (2020). Parametric study of absorption refrigeration with vapor compression refrigeration cycle using wet, isentropic and azeotropic working fluids: Conventional and advanced exergy approach. *Energy*, 201, 1-15.

- Wang, F., Li, D. Y., Zhou, Y. (2016). Analysis for the ejector used as expansion valve in vapor compression refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, 96, 576-582.
- Wang, J., Dai, Y., Gao, L., Ma, S. (2009). A new combined cooling, heating and power system driven by solar energy. *Renewable Energy*, 34(12), 2780-2788.
- Wang, J., Yan, Z., Zhao, P., Dai, Y. (2014). Off-design performance analysis of a solar-powered organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 80, 150-157.
- Wang, K., Abdelaziz, O., Kisari, P., Vineyard, E. A. (2011). State-of-the-art review on crystallization control technologies for water/LiBr absorption heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 34, 1325-1337.
- Wang, L., Ma, A., Tan, Y., Cui, X., Cui, H. (2012). Study on solar-assisted cascade refrigeration system. *Energy Procedia*, 16, 1503-1509.
- Wang, M., Wang, J., Zhao, Y., Zhao, P., Dai, Y. (2013). Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic Rankine cycle (ORC) based on flat-plate solar collectors. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 816-825.
- Wang, Y., Chen, T., Liang, Y., Sun, H., Zhu, Y. (2020). A novel cooling and power cycle based on the absorption power cycle and booster-assisted ejector refrigeration cycle driven by a low-grade heat source: Energy, exergy and exergoeconomic analysis. *Energy Conversion and Management*, 204, 1-17.
- Wang, Y., Wang, C., Feng, X. (2017). Optimal match between heat source and absorption refrigeration. *Computers & Chemical Engineering*, 102, 268-277.
- Wang, D., Gu, Y., Chen, Q., Tang, Z. (2023). Direct conversion of syngas to alpha olefins via Fischer–Tropsch synthesis: Process development and comparative techno-economic-environmental analysis. *Energy*, 263, 125991.
- Wu, D., Hu B., Wang, R. Z. (2021). Vapor compression heat pumps with pure Low-GWP refrigerants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 138, 1-20.
- Xing, M., Yan, G., Yu, J. (2015). Performance evaluation of an ejector subcooled vapor-compression refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, 92, 431-436.
- Xu, Y., Jiang, N., Pan, F., Wang, Q., Gao, Z., Chen, G. (2017). Comparative study on two low-grade heat driven absorption-compression refrigeration cycles based on energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses. *Energy Conversion and Management*, 133, 535-547.
- Xu, Y., Jiang, N., Pan, F., Wang, Q., Gao, Z., Chen, G. (2017). Comparative study on two low-grade heat driven absorption-compression refrigeration cycles based on

- energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses. *Energy Conversion and Management*, 133, 535-547.
- Xu, Z. Y., Wang, R. Z. (2017). Simulation of Solar Cooling System Based on Variable Effect LiBr-Water Absorption Chiller. *Renewable Energy*, 113, 907-914.
- Yakut, A. K., Şahin, Ş. A., Selbaş, R., Dikmen, E., Görgülü, B., Dostuçok, İ., Kutlu, S. (2013). Güneş Enerjisi Destekli Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik İncelenmesi. *Soğutma Dünyası*, 16(60), 76-81.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Çoşkun, S., Yamankaradeniz, N. (2017). Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları (Dördüncü Basım). Bursa:Dora Yayınları.
- Yavuz, A. H. (2020). Isı Borulu Vakum Tüplü Termoelektrik Güneş Jeneratörü Tasarımı Ve Uygulaması. *Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 9(1), 180-185.
- Yıldız, G., Ağbulut, Ü., Gürel, A. E. (2021). A review of stability, thermophysical properties and impact of using nanofluids on the performance of refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 129, 342-364.
- Yılmaz, T., Erdiñç, M. T. (2019). Energetic and exergetic investigation of a novel refrigeration system utilizing ejector integrated subcooling using different refrigerants. *Energy*, 168, 712-727.
- Yücer, C. T., Hepbaşlı, A. (2014). Exergoeconomic and enviroeconomic analyses of a building heating system using SPECO and Lowex methods. *Energy and buildings*, 73, 1-6.
- Yüncü, H. (2010). *Ekserji Analizi İkinci Kanun Verimi & Termoekonomi* (Birinci Basım). Ankara: ODTÜ Basım İşliğı.
- Zaidan, M. H., Khalaf, H. J., Ahmed, B. A. (2018). Thermal Analysis of a Solar Absorption Cooling System with Hot and Cold Storage Tanks. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 50, 67-80.
- Zayed, M. E., Zhao, J., Du, Y., Kabeel, A. E., Shalaby, S. M. (2019). Factors affecting the thermal performance of the flat plate solar collector using nanofluids: A review. *Solar Energy*, 182, 382-396.
- Zhai, C., Wu, W. (2022). Energetic, exergetic, economic, and environmental analysis of microchannel membrane-based absorption refrigeration system driven by various energy sources. *Energy*, 239, 122193.
- Zhai, X. Q., Qu, M., Li, Y., Wang, R. Z. (2011). A review for research and new design options of solar absorption cooling systems. *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 15(9), 4416-4423.

- Zhao, H., Yuan, T., Gao, J., Wang, X., Yan, J. (2019). Conventional and advanced exergy analysis of parallel and series compression-ejection hybrid refrigeration system for a household refrigerator with R290. *Energy*, 166, 845-861.
- Zhao, H., Zhang, K., Wang, L., Ha, J. (2016). Thermodynamic investigation of a booster-assisted ejector refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 104, 274-281.
- Zhao, L., Yang, X., Deng, S., Li, H., Yu, Z. (2015). Performance analysis of the ejector-expansion refrigeration cycle using zeotropic mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 57, 197-207.



KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

- Aktemur, C., Öztürk, İ. T.** (2023). Thermodynamic optimization of utilization of LiBr+LiCl/H₂O solution mixture on a single-effect absorption chiller driven by solar energy. *Journal of Solar Energy Engineering*, 145(5), 1-8.
- Aktemur, C., Öztürk, İ. T.** (2022). Thermodynamic performance enhancement of booster assisted ejector expansion refrigeration systems with R1270/CuO nano-refrigerant. *Energy Conversion and Management*, 253, 1-20.
- Aktemur, C., Öztürk, İ. T.** (2022). Energetic and exergetic analysis of a solar-driven single-effect absorption refrigeration system using LiBr+LiCl/H₂O solution mixture. *Journal of Solar Energy Engineering*, 144(6), 1-10.
- Aktemur, C., Öztürk, İ. T., Cimşit, C.** (2021). Comparative energy and exergy analysis of a subcritical cascade refrigeration system using low global warming potential refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 184, 1-17.
- Aktemur, C., Öztürk, İ. T.** (2021). Energy and Exergy Analysis of a Subcritical Cascade Refrigeration System with Internal Heat Exchangers Using Environmentally Friendly Refrigerants. *Journal of Energy Resources Technology*, 143(10), 1-13.
- Aktemur, C., Hacıpaşaoğlu, S.G.** (2021). Assessment of an integrated organic rankine cycle (orc)-vapor compression refrigeration (vcr) system using the energy, conventional exergy, and advanced exergy analysis. *Heat Transfer Research*, 52(15), 15-39.
- Aktemur, C., Hacıpaşaoğlu, S.G.** (2021). An application of conventional and advanced exergy approaches on a R41/R1233ZD (E) cascade refrigeration system under optimum conditions. *Journal of Thermal Engineering*, 8(2), 182-201.
- Aktemur, C., Bilgin, F., Tunçkol, S.** (2021). Optimisation on the thermal insulation layer thickness in buildings with environmental analysis: an updated comprehensive study for Turkey's all provinces. *Journal of Thermal Engineering*, 7(5), 1239-1256.
- Aktemur, C., Öztürk, İ. T.** (2021). Absorbsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sistemlerinin termodinamik performansının iyileştirilmesi, 23. *Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Gaziantep, Türkiye, 08-10 Eylül 2021.
- Aktemur, C., Hacıpaşaoğlu, S.G., Akbıyık, M.** (2021). Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde R123'e alternatif olarak düşük küresel ısınma potansiyel soğutucu akışkanların termodinamik analizi, 23. *Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Gaziantep, Türkiye, 08-10 Eylül 2021.

Hacıpaşaoğlu, S.G., **Aktemur, C.**, Akbıyık, M. (2021). Düşük dereceli atık ısı ile çalışan kombine organik rankine-buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin enerji ve ekserji yaklaşımlarına dayalı termodinamik analizi, *23. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Gaziantep, Türkiye, 08-10 Eylül 2021.

Aktemur, C., Yücel, K, Öztürk, İ. T. (2019). İç ısı değiştiricisine sahip subkritik kaskad soğutma sisteminin enerji analizi, *TMOBB Makine Mühendisleri Odası V. Enerji Verimliliği Kongresi*, Kocaeli, Türkiye, 18-19 Ekim 2019.



ÖZGEÇMİŞ

İlköğretim öğrenimini 50.Yıl Cumhuriyet İlköğretim Okulu'nda ve lise öğrenimini Gazi Lisesi'nde tamamladı. 2010 yılında Doğu Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde eğitim dili %100 ingilizce olan lisans öğrenimine başladı ve 2015 yılında mezun oldu. Aynı yıl yine aynı üniversitede Lisansüstü Eğitim Öğretim ve Araştırma Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda eğitim dili %100 ingilizce olan tezli yüksek lisans öğrenimine başladı ve 2017 yılında mezun oldu. Kısa dönem askerlik hizmetini yerine getirdikten sonra 2018 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda 100/2000 YÖK doktora programını kazanarak “Yenilenebilir Enerji ve Enerji Depolama” öncelikli alanında doktora öğrenimine başlamıştır.

