



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



CO₂ AKIŞKANLI EJEKTÖR
GENLEŞTİRİCİLİ SÜPERMARKET
SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TÜRKİYE
İKLİM ŞARTLARINDA TERMODİNAMİK,
ÇEVRESEL VE TERMOEKONOMİK
ANALİZİ

Oğuz ÇALIŞKAN

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Haziran-2022
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Oğuz ÇALIŞKAN tarafından hazırlanan “CO₂ Akışkanlı Ejektör Genleştiricili Süpermarket Soğutma Sistemlerinin Türkiye İklim Şartlarında Termodinamik, Çevresel ve Termoekonomik Analizi” adlı tez çalışması 24/06/2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Prof. Dr. Rafet YAPICI

.....

Danışman

Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY

.....

Üye

Prof. Dr. Hüseyin KURT

.....

Üye

Doç. Dr. Dilek Nur ÖZEN

.....

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Nagihan BİLİR SAĞ

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN
Enstitü Müdürü

Bu tez çalışması Konya Teknik Üniversitesi Öğretim Üyesi Yetiştirme Programı Koordinatörlüğü tarafından 2016-ÖYP-046 nolu proje ile desteklenmiştir.

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Oğuz ÇALIŞKAN

Tarih: 24/06/2022

ÖZET

DOKTORA TEZİ

CO₂ AKIŞKANLI EJEKTÖR GENLEŞTİRİCİLİ SÜPERMARKET SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TÜRKİYE İKLİM ŞARTLARINDA TERMODİNAMİK, ÇEVRESEL VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Oğuz ÇALIŞKAN

Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY

2022, 85 Sayfa

Jüri

Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY
Prof. Dr. Rafet YAPICI
Prof. Dr. Hüseyin KURT
Doç. Dr. Dilek Nur ÖZEN
Dr. Öğr. Üyesi Nagihan BİLİR SAĞ

Küresel ısınma potansiyeli yüksek soğutucu akışkanlara uygulanan yasal sınırlamalar sonucu soğutma sistemlerinde karbondioksit (CO₂) kullanımı önem kazanmıştır. CO₂ çevre dostu bir akışkan olmasına karşın düşük kritik nokta sıcaklığı ve yüksek çalışma basıncı özellikle ticari soğutma sektöründe yüksek enerji tüketimine neden olmaktadır. Bu tez çalışmasında ikisi ejektörsüz, üçü ejektör genleştiricili olmak üzere beş farklı transkritik süpermarket soğutma çevrimi konfigürasyonu teorik olarak modellenerek gaz soğutucu basıncı, ejektörsüz çevrimlerde ara basınç, ejektör genleştiricili çevrimlerde emme lülesi basınç düşüşünün optimum değerleri belirlenmiş, farklı koşullar altında çevrimlerin performansı karşılaştırılmış, Türkiye'nin 7 bölgesinden toplam 11 ile ait güncel bin-saat verileri türetilerek yıllık enerji analizi, toplam eşdeğer ısınma etkisi (TEWI) yöntemiyle çevresel etki analizi, ekserji analizi ve özgül ekserji maliyeti (SPECO) yöntemiyle termoekonomik analiz gerçekleştirilmiştir. Ayrıca ejektör genleştiricili çevrimlere çoklu ejektörün uygulanabilirliği incelenmiştir. İncelenen çevre sıcaklıklarında ejektör genleştiricili çevrimlerde ejektörsüz çevrimlere oranla %37'ye kadar performans artışı elde edilmiş, farklı sekonder devreli ejektör genleştiricili çevrim konfigürasyonlarının birbirine oldukça yakın performans gösterdiği görülmüştür. İncelenen illerde yıllık enerji tüketimi ve toplam eşdeğer ısınma etkisinde %17'ye kadar, birim ekserji maliyetinde %28'e kadar iyileşme tespit edilmiştir. Yapılan ekserji analizlerinde en yüksek tersinmezliklerin yüksek basınç kompresörü, gaz soğutucu ve ejektörsüz çevrimlerde yüksek basınç valfinde meydana geldiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Çevresel Etki, Ejektör, Ekserji, Karbondioksit, Soğutma, Süpermarket, Termoekonomi.

ABSTRACT

PhD THESIS THERMODYNAMIC, ENVIRONMENTAL, AND THERMOECONOMIC ANALYSIS OF CO₂ EJECTOR EXPANSION SUPERMARKET REFRIGERATION SYSTEMS IN TÜRKİYE CLIMATIC CONDITIONS

Oğuz ÇALIŞKAN

**Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of Mechanical Engineering**

Advisor: Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY

2022, 85 Pages

Jury

**Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY
Prof. Dr. Rafet YAPICI
Prof. Dr. Hüseyin KURT
Assoc. Prof. Dr. Dilek Nur ÖZEN
Asst. Prof. Dr. Nagihan BİLİR SAĞ**

The use of carbon dioxide (CO₂) in refrigeration systems has gained importance as a result of legal restrictions applied to refrigerants with high global warming potential. Although CO₂ is an environment-friendly refrigerant, its low critical temperature and high operating pressure lead to high energy consumption, especially in commercial refrigeration. In this thesis, five different transcritical supermarket refrigeration cycle configurations, two without ejector and three with ejector expansion were theoretically modeled, optimum values for the gas cooler pressure, intermediate pressure in cycles without ejector, suction nozzle pressure drop in ejector expansion cycles were determined, performance of the cycles was compared under different conditions, annual energy analysis by deriving current bin-hour data for 11 provinces from 7 regions of Türkiye, environmental impact analysis with total equivalent warming impact (TEWI) method, exergy analysis, and thermoeconomic analysis with specific exergy costing (SPECO) method were carried out. The applicability of multi-ejectors to the ejector expansion cycles was also investigated. Up to 37% performance increase was achieved in ejector expansion cycles compared to cycles without ejector at the investigated ambient temperatures, and it was observed that ejector expansion cycle configurations with different secondary circuits perform quite close to each other. Improvement up to 17% in terms of annual energy consumption and TEWI, up to 28% in terms of specific exergy cost were determined in the investigated provinces. In the exergy analysis, it was observed that the highest irreversibilities occur in high-pressure compressor, gas cooler, and high-pressure valve in cycles without ejector.

Keywords: Carbon Dioxide, Ejector, Environmental Impact, Exergy, Refrigeration, Supermarket, Thermoeconomics.

ÖNSÖZ

Çevre kirliliği, iklim değişikliği ve enerjiye ulaşımındaki sıkıntılar enerji tüketen sistemlerde iyileştirme yapılmasını zorunlu kılmaktadır. Ticari soğutucular, dünyadaki soğutucu akışkan salınımının %40'ına sebep olmakla birlikte süpermarketlerdeki elektrik tüketiminin %25-60'ını oluşturmaktadır. Karbondioksit (CO₂) çevre dostu bir akışkan olmasına rağmen bu akışkanı kullanan soğutma çevrimlerinin performansları, özellikle yüksek çevre sıcaklıklarında diğer akışkanlı çevrimlere oranla düşük olmaktadır. Bu nedenle CO₂ soğutma çevrimlerine paralel kompresör veya ejektör genişletirici uygulaması gibi iyileştirme çalışmaları yapılmaktadır. Bu tez çalışması ile yüksek enerji tüketimine sahip ticari soğutma sektöründe yapılan iyileştirmelerin Türkiye iklimindeki potansiyeli incelenmeye çalışılmıştır.

Tez çalışması kapsamında aşağıdaki yayın çalışmaları yapılmıştır:

1. Çalışkan, O., Ersoy, H. K., 2018, Transkritik CO₂ süpermarket soğutma çevrimlerinin termodinamik analizi, *International Conference on Energy Research*, Alanya, 206-223.
2. Çalışkan, O., Ersoy, H. K., 2018, Transkritik CO₂ süpermarket soğutma sistemlerinde son gelişmeler, *International Conference on Energy Research*, Alanya, 336-348.
3. Caliskan, O., Ersoy, H. K. (in revision), Energy Analysis and Performance Comparison of Transcritical CO₂ Supermarket Refrigeration Cycles, *The Journal of Supercritical Fluids*.

Doktora eğitimim süresince bilgisini, tecrübesini ve desteklerini esirgemeyen değerli danışmanım Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY'a, değerli Tez İzleme Komitesi üyelerim Dr. Öğr. Üyesi Nagihan BİLİR SAĞ ve Doç. Dr. Dilek Nur ÖZEN'e, katkılarından dolayı değerli Jüri üyelerim Prof. Dr. Rafet YAPICI ve Prof. Dr. Hüseyin KURT'a, maddi destek sağlayan Konya Teknik Üniversitesi Öğretim Üyesi Yetiştirme Programı Koordinatörlüğü'ne ve her zaman yanımda olan sevgili aileme teşekkürlerimi sunarım.

Oğuz ÇALIŞKAN
KONYA-2022

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ	1
1.1 Türkiye’de Kurulu CO ₂ Süpermarket Soğutma Sistemleri.....	3
1.2. Soğutma Çevrimlerinde Genleştirici Olarak Ejektör Kullanımı.....	3
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	6
2.1. Ejektörün Genleştirici Olarak Kullanıldığı Tek Kademeli Çevrimlerle İlgili Çalışmalar	6
2.2. CO ₂ ’nin İkincil Akışkan Olarak Kullanıldığı Süpermarket Soğutma Çevrimleri ile İlgili Çalışmalar	7
2.3. Sadece CO ₂ Kullanılan Süpermarket Soğutma Çevrimleri İle İlgili Çalışmalar ...	8
2.4. Tez Çalışmasının Literatüre Katkısı	9
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	11
3.1. Çift Kademeli Transkritik Süpermarket Soğutma Çevrimi (ÇKÇ)	12
3.2. Paralel Kompresörlü Transkritik Süpermarket Soğutma Çevrimi (PKÇ)	14
3.3. Taze Gıda Evaporatöründen Emiş Yapılan Ejektör Genleştiricili Transkritik Süpermarket Soğutma Çevrimi (EJÇ1)	17
3.4. Taze Gıda Evaporatörü ve Alçak Basınç Kompresöründen Emiş Yapılan Ejektör Genleştiricili Transkritik Süpermarket Soğutma Çevrimi (EJÇ2).....	20
3.5. Her Kademede Ayrı Ejektör Genleştiricili Transkritik Süpermarket Soğutma Çevrimi (EJÇ3).....	22
3.6. Ejektör Modellemesi.....	25
3.7. Çevrimlerin Yıllık Enerji Tüketimi Hesaplamaları	36
3.8. Çevrimlerin Çevresel Etki Hesaplamaları	38
3.9. Çevrimlerin Ekserji Hesaplamaları.....	39
3.10. Çevrimlerin Termoeconomik (Eksergoeconomik) Hesaplamaları.....	40
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	44
4.1. Modellenen Çevrimlerin Optimum Basınç Değerlerinin Belirlenmesi	44
4.2. Modellenen Çevrimlerin Performans Karşılaştırması	52
4.2.1. Modellenen çevrimlerin literatür ile performans karşılaştırması.....	59
4.3. Ejektör Boyutlandırması ve Çoklu Ejektör Uygulaması	60
4.4. Modellenen Çevrimlerin Yıllık Enerji Analizleri	65
4.5. Modellenen Çevrimlerin Çevresel Analizleri	70

4.6. Modellenen Çevrimlerin Ekserji Analizleri.....	72
4.7. Modellenen Çevrimlerin Termoekonomik (Eksergoekonomik) Analizleri.....	74
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	78
5.1. Sonuçlar	78
5.2. Öneriler	79
KAYNAKLAR	80



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	: Alan (m^2)
a	: Karışma odasından geçen birim akışkan debisi başına alan (m^2)
c	: Birim ekserji maliyeti (TL/kWh)
$CELf$	: Sabit eskalasyon düzeltme faktörü
COP	: Soğutma performans katsayısı
CRF	: Sermaye geri dönüşüm faktörü
E	: Enerji tüketimi (kWh)
$\dot{E}$	: Ekserji hızı (kW)
f	: Eksergoekonomik faktör
GWP	: Küresel ısınma potansiyeli
H	: Çalışma süresi (h)
h	: Özgül entalpi (kJ/kg)
i	: Yıllık faiz oranı
K	: CO ₂ emisyon faktörü (kg CO ₂ /kWh)
k	: Fiyat düzeltme faktörü
L	: Akışkan sızıntı faktörü
$LMTD$	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (K)
m	: Akışkan kütlesi (kg)
$\dot{m}$	: Akışkan kütle debisi (kg/s)
N	: Bin saat adedi
n	: Sistem ömrü (yıl)
Ma	: Mach sayısı
P	: Basınç (bar)
PEC	: Ekipman satın alma fiyatı (\$)
$\dot{Q}$	: Isı transfer hızı (kW)
R^2	: Determinasyon katsayısı
r	: Enflasyon oranı
s	: Özgül entalpi (kJ/kgK)
T	: Sıcaklık (°C)
$TEWI$	: Toplam eşdeğer ısınma etkisi (kg CO ₂)
U	: Toplam ısı transfer katsayısı (kW/m ² K)
u	: Hız (m/s)
v	: Özgül hacim (m ³ /kg)
$\dot{W}$	: Güç tüketimi (kW)
$\dot{Z}$	: Maliyet akısı (TL/h)
x	: Kuruluk derecesi
α	: Geri dönüşüm faktörü
ϵ	: Boşluk oranı
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
η	: Kompresör verimi
ψ	: Ekserji verimi
ω	: Ejektör debi oranı

Kısaltmalar ve Alt İndisler

0	: Ölü hal
AB	: Alçak basınç
ABEJ	: Alçak basınç ejektörü
ABK	: Alçak basınç kompresörü
AS	: Aşırı soğutma
b	: Lüle çıkışı
çev	: Çevre
çık	: Çıkış
ÇKÇ	: Çift kademeli çevrim
D	: Ekserji yıkımı
DDE	: Derin dondurucu evaporatörü
dif	: Difüzör
doy	: Doyma
EES	: Engineering Equation Solver
eff	: Efektif
EJ	: Ejektör
EJÇ	: Ejektör genleştiricili çevrim
el	: Elektrik
EPDK	: Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu
ev	: Evaporatör
FGB	: Flaş gaz baypas
g	: Buhar
gir	: Giriş
glob	: Global
GS	: Gaz soğutucu
GV	: Genleşme valfi
H	: Sıcak kaynak
HEM	: Homojen denge modeli - homogeneous equilibrium model
HFC	: Hidroflorokarbon
İB	: İşletme ve bakım
is	: İzentropik
k	: k'ıncı eleman
komp	: Kompresör
kon	: Kondenser
L	: Soğuk kaynak
l	: Sıvı
lift	: Basınç artışı
m	: Karışma odası
max	: Maksimum
MEVBİS	: Meteorolojik Veri Bilgi Sunum ve Satış Sistemi
n	: Nominal
opt	: Optimum
p	: Primer devre
PK	: Paralel kompresör
PKÇ	: Paralel kompresörlü çevrim
s	: Sekonder devre
SPECO	: Özgül ekserji maliyeti - specific exergy costing

SY	: Sermaye yatırımı
t	: Boğaz
tas	: Tasarım
TCMB	: Türkiye Cumhuriyet Merkez Bankası
TGE	: Taze gıda evaporatörü
top	: Toplam
YB	: Yüksek basınç
YBK	: Yüksek basınç kompresörü



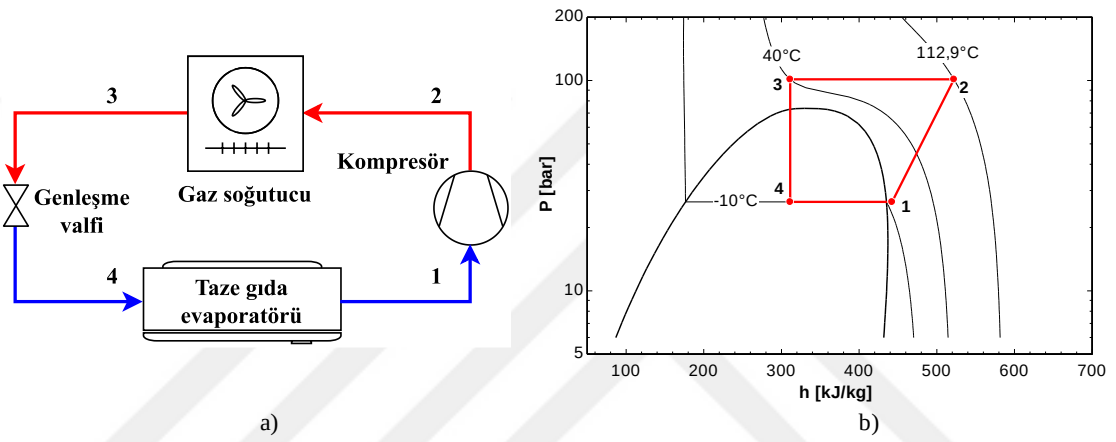
1. GİRİŞ

Ticari soğutucular taze ve dondurulmuş gıdaları uygun sıcaklıkta muhafaza eden sistemlerdir. Süpermarketlerde taze gıda ve derin dondurucu olmak üzere farklı sıcaklıkta iki tür evaporatör bulunmaktadır. 2011 verilerine göre Avrupa’da toplam 105117 adet süpermarket mevcut olup bunların toplam alanı 96301 km²’dir (EY ve ark., 2014). Ticari soğutucular süpermarketlerde tüketilen elektriğin %25-60’ını oluşturmakta ve dünyadaki tüm soğutucular arasında yıllık soğutucu akışkan salınımının %40’ına sebep olmaktadır (IPCC/TEAP, 2005, Energy Star, 2007). Soğutma sistemleri doğrudan ve dolaylı olmak üzere iki şekilde sera gazı salınımına neden olur. Doğrudan salınım sistemden soğutucu akışkan sızıntısını, dolaylı salınım ise sistemin ihtiyacı olan elektriğin üretimi sırasında çevreye olan sera gazı salınımını ifade eder. Çevreye daha zararsız soğutucu akışkanlar kullanarak doğrudan sera gazı salınımını, sistemleri daha verimli hale getirerek dolaylı sera gazı salınımını azaltmak mümkündür. Süpermarket soğutma sistemlerinde R404A (GWP=3922) ve R507A (GWP=3985) soğutucu akışkanları yaygın olarak kullanılmakla birlikte Avrupa Komisyonu, 2022 yılından itibaren yeni kurulacak merkezi soğutma sistemlerinde GWP değeri 150’den yüksek (kaskad sistemlerin üst kademesi için 1500’den yüksek) soğutucu akışkan kullanımını yasaklamıştır (EU, 2014). Benzer bir şekilde ABD Çevre Koruma Ajansı, 2017 itibariyle R404A ve R507A dahil 10 soğutucu akışkanı yeni üretilen süpermarket soğutma sistemlerinde kabul edilemez olarak sınıflandırmıştır (EPA, 2015). Bu nedenle ticari soğutma sektöründe doğal akışkanlar, hidrofloroolefinler (HFO), azeotropik veya zeotropik karışımlar gibi yasal düzenlemelere uygun soğutucu akışkan kullanılan sistemlerin geliştirilmesi ihtiyacı doğmuştur. Çizelge 1.1, GWP değeri çok düşük bazı doğal soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerini göstermektedir. Karbondioksit (CO₂) hem GWP değerinin 1 olmasıyla, hem de ucuz, yanmaz ve zehirsiz olmasıyla yasal düzenlemelere oldukça uygun bir soğutucu akışkandır. Hidroflorokarbonlara (HFC) göre dezavantajları kritik nokta sıcaklığının düşük (31 °C) ve çalışma basıncının yüksek olmasıdır. Türkiye’nin birçok bölgesi yaz mevsiminde sıcak iklime sahip olduğundan CO₂ soğutma sistemleri transkritik şartlarda çalışmaktadır. Transkritik şartlarda klasik CO₂ sistemlerinin basınç aralığı yüksek olduğundan genleşme valfinde ciddi bir iş kaybı söz konusudur. Bu kayıp sistemlerin verimsizliğine yol açmaktadır. Klasik tek kademeli transkritik CO₂ soğutma çevrimine ait tesisat şeması ve P-h diyagramı taze gıda için Şekil 1.1’de, derin dondurucu için Şekil 1.2’de verilmiştir.

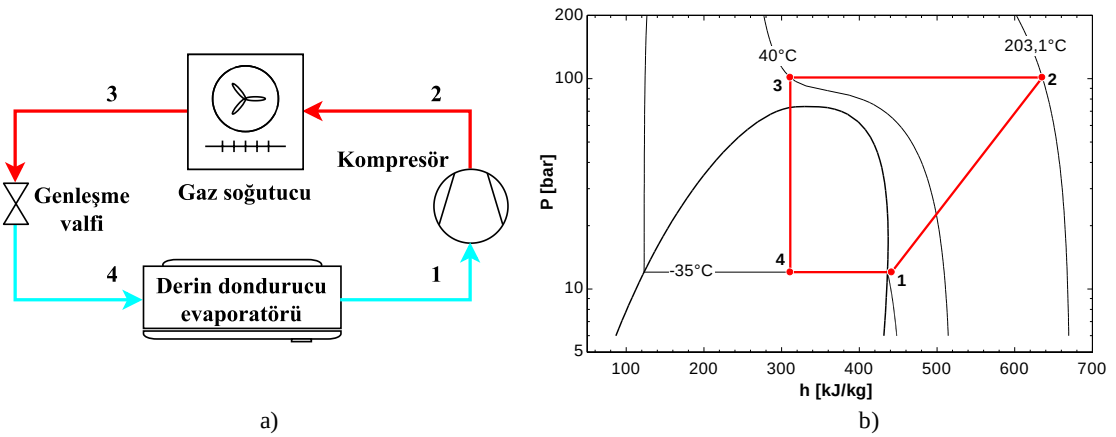
Çizelge 1.1. Bazı doğal soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri (EU, 2014, ASHRAE, 2019, Lemmon ve ark., 2022)

Soğutucu Akışkan	CO ₂	NH ₃	R290	R600a
Mol kütlesi (kg/kmol)	44,0095	17,0305	44,0956	58,1222
Kritik sıcaklık (°C)	30,9782	132,41	96,74	134,66
Kritik basınç (bar)	73,773	113,634	42,512	36,290
Normal kaynama sıcaklığı (°C)	-78,464	-33,318	-42,114	-11,749
0 °C sıcaklıkta doyma basıncı (bar)	34,851	4,2925	4,7446	1,5696
0 °C sıcaklıkta buharlaşma entalpisi (kJ/kg)	230,89	1261,8	374,87	354,34
Yanıcılık	Yok	Düşük	Yüksek	Yüksek
Zehirlilik	Yok	Var	Düşük	Düşük
Güvenlik sınıfı ¹	A1	B2L	A3	A3
GWP	1	0	3	3

¹ ASHRAE 34-2019 standardına göre



Şekil 1.1. Taze gıda için klasik tek kademeli transkritik CO₂ soğutma çevrimi a) Tesisat şeması b) P-h diyagramı



Şekil 1.2. Derin dondurucu için klasik tek kademeli transkritik CO₂ soğutma çevrimi a) Tesisat şeması b) P-h diyagramı

2013 verilerine göre Avrupa'da 2881, Türkiye'de 1 adet süpermarkette transkritik CO₂ soğutma sistemi mevcuttur (Shecco, 2013). 2016 verilerine göre Avrupa'da transkritik CO₂ soğutma sistemi kullanan süpermarket sayısı 5500'ün üzerine çıkmıştır,

dünya genelinde bu sayı 7200'ün üzerindedir (Shecco, 2016). 2022 yılı verilerine göre ise 1400 Kuzey Amerika'da, 40000 Avrupa'da, 5000 Japonya'da olmak üzere dünya genelinde toplam 46500'e yakın çift kademeli transkritik CO₂ soğutma sistemi kuruludur (Patenaude, 2022). Bu veriler, transkritik CO₂ soğutma sistemi kullanımının süpermarketlerde giderek yaygınlaştığını ve sürdürülebilir bir gelecek için bu sistemlerin performans katsayılarının iyileştirilmesi amacıyla yapılan çalışmaların önemini ortaya koymaktadır.

1.1 Türkiye'de Kurulu CO₂ Süpermarket Soğutma Sistemleri

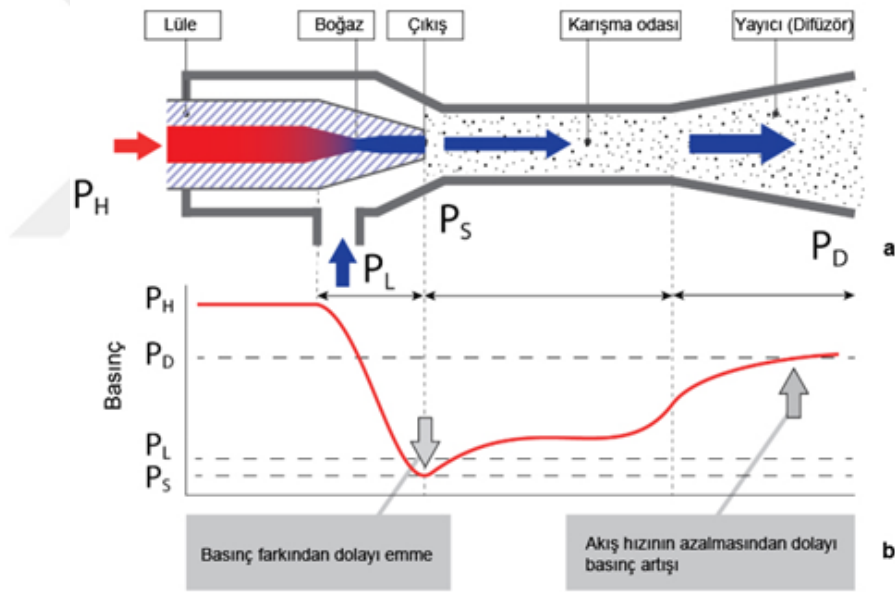
Sektörel raporlara göre Türkiye'de 2021 sonu itibariyle 43659 adet süpermarket bulunmaktadır (Anonim, 2022). Türkiye'deki ilk CO₂ süpermarket soğutma sistemi 2009 yılında İstanbul Bahçelievler CarrefourSA süpermarketinde kurulmuştur (Papazahariou, 2010). 7778 m² satış alanına sahip süpermarkette kurulan sistem CO₂-R404A kaskad şeklindedir. Derin dondurucu hatları CO₂, taze gıda hatları ve kondenser hattı R404A ile beslenmektedir. İstanbul Kurtköy'de bulunan CarrefourSA süpermarketinde ise mevcut R404A soğutma sistemi yenilenerek tamamen CO₂ ile çalışan transkritik soğutma sistemi 9 Mayıs 2012 tarihinde devreye alınmıştır (UNEP, 2016). Bu sistem, Carrefour grubunun kurduğu ilk transkritik CO₂ soğutma sistemidir. 765 m² satış alanına sahip süpermarkette taze gıda ürünlerini saklamak için 13 adet, donmuş gıda ürünlerini saklamak için ise 2 adet vitrin bulunmaktadır. Taze gıda vitrinleri için toplam 40 kW kapasiteli 4 adet kompresör, donmuş gıda vitrinleri için 4 kW kapasiteli 1 adet kompresör kullanılmıştır. Kondenser/gaz soğutucu tarafında buharlaşmalı soğutma ile çevre sıcaklığının düşürülmesi sağlanmaktadır.

1.2. Soğutma Çevrimlerinde Genleştirici Olarak Ejektör Kullanımı

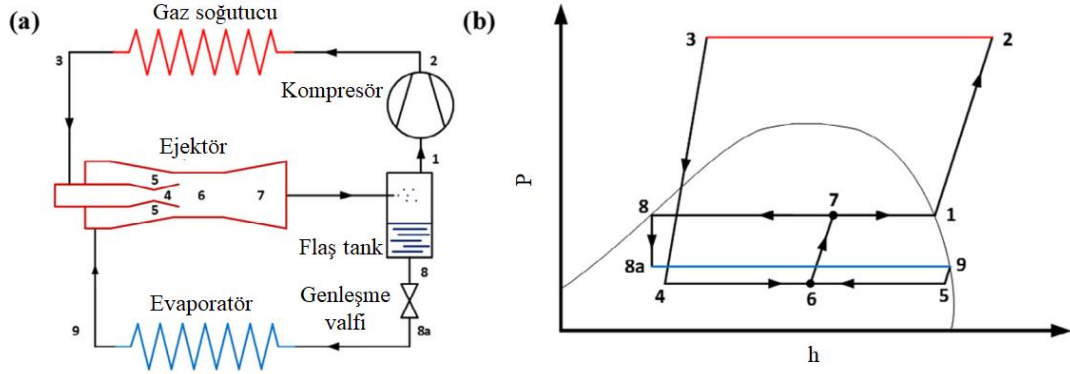
Genleşme işinin geri kazanılmasında ejektör kullanımı son zamanlarda öne çıkan bir uygulamadır. Ejektör tahrik lülesi, emme lülesi, karışma odası ve difüzör olmak üzere dört kısımdan oluşur. Kondenser veya gaz soğutucudan çıkan yüksek basınçlı akışkanın basınç enerjisi tahrik lülesinde kinetik enerjiye dönüştürülerek evaporatörden çıkan akışkanın emme lülesine doğru sürüklenmesi sağlanır. Karışma odasında bu akışkanlar karışır ve difüzörde statik basıncın geri kazanımı gerçekleşir (Şekil 1.3). Bu sayede kompresöre daha yüksek basınçta akışkan gönderilir. Ejektörler için sabit basınç (Şekil

1.4) ve sabit alan (Şekil 1.5) olmak üzere başlıca iki tür akış modeli bulunmaktadır. Sabit alan akış modelinde akışkanlar sabit kesit alanlı bir bölgede karışırken sabit basınç akış modelinde daralan kesit alanlı bir bölgede sabit basınçta karışma meydana gelir (Yapıcı ve Ersoy, 2005). Keenan ve ark. (1950) sabit basınç ejektörlerinin sabit alan ejektörlerine kıyasla daha iyi performans gösterdiğini belirlemekle birlikte sabit alan modelinde teorik ve deneysel sonuçların uyumlu olduğunu, sabit basınç modelinde ise teorik ve deneysel sonuçlar arasında doğru bir karşılaştırma yapmanın zor olduğunu saptamıştır. Yazarlar bu zorluğun nedenini sabit basınç karışma odalı ejektör geometrisinin belirlenememesi ve farklı koşullar için farklı ejektör geometrisine ihtiyaç duyulması olarak açıklamıştır.

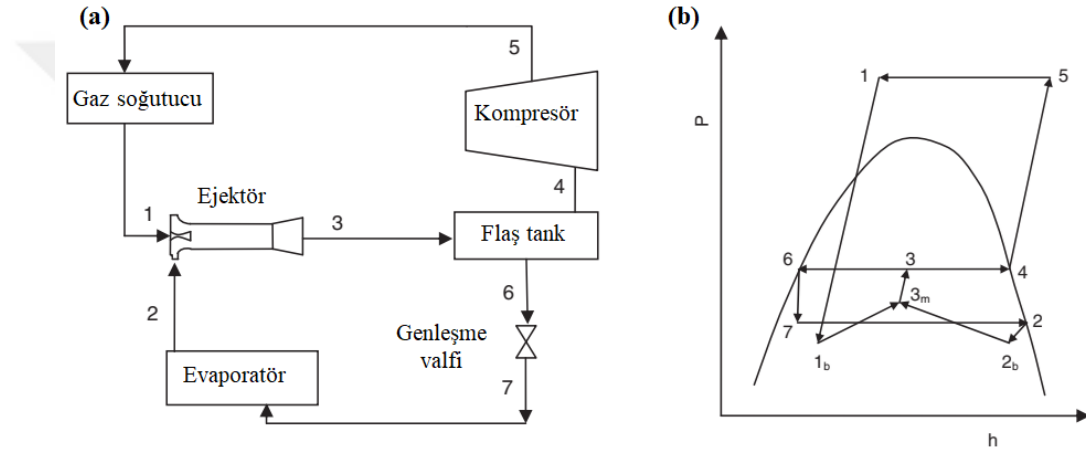
Ejektörün, buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinde genleştirici olarak kullanımının yanı sıra ısıtıcı soğutma çevrimlerinde ve güç üretimi-soğutma kombine çevrimlerde kullanımı da mevcuttur (Nemati ve ark., 2018, Tolu ve ark., 2018, Tian ve ark., 2020, Ding ve ark., 2021).



Şekil 1.3. Ejektör çalışma prensibi a) Kesit görünüşü b) Basınç grafiği (Madsen, 2017)



Şekil 1.4. Sabit basınç modelli ejektörlü transkritik çevrim a) Tesisat şeması b) P-h diyagramı (Elbel ve Lawrence, 2016)



Şekil 1.5. Sabit basınç modelli ejektörlü transkritik çevrim a) Tesisat şeması b) P-h diyagramı (Ersoy ve Bilir, 2012)

Bu tez çalışmasında ikisi ejektörsüz, üçü ejektör genleştiricili olmak üzere beş farklı transkritik CO₂ süpermarket soğutma çevrimi konfigürasyonu teorik olarak modellenerek optimum basınç değerleri belirlenmiş, farklı koşullar altında performans karşılaştırmaları ve ekserji analizleri yapılmış, Türkiye'nin 7 bölgesinden 11 ile ait saatlik sıcaklık değerlerinden türetilen bin-saat verileri kullanılarak yıllık enerji, TEWI ve ekserji maliyeti analizleri yapılmıştır. Ayrıca ejektör genleştiricili çevrimlerde çoklu ejektörün uygulanabilirliği incelenmiş olup çeşitli kombinasyonlarla hesaplamalar yapılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Kaynak araştırması ejektörün genleştirici olarak kullanıldığı tek kademeli çevrimlerle ilgili yapılan çalışmalar, CO₂'nin ikincil akışkan olarak kullanıldığı süpermarket soğutma çevrimleriyle ilgili yapılan çalışmalar ve tamamen CO₂ kullanılan süpermarket soğutma çevrimleri ile ilgili yapılan çalışmalar olarak üç kısım olarak yürütülmüştür.

2.1. Ejektörün Genleştirici Olarak Kullanıldığı Tek Kademeli Çevrimlerle İlgili Çalışmalar

Soğutma çevrimlerinde ejektörlü genleşme uygulaması, son yıllarda araştırmacıların dikkatini çeken bir konudur. Gerek kritik nokta altı gerekse de transkritik şartlarda genleşme işinin geri kazanımı için ejektör kullanımı önem kazanmaya başlamıştır.

Ersoy ve Bilir Sag (2014) yaptıkları deneysel çalışmada hem ejektörlü hem de klasik olarak çalıştırılabilen R134a soğutma çevriminde aynı kapasite ve dış koşullar altında %14-17 arasında genleşme işi geri kazanımı, %6,2-14,5 arasında COP artışı ve evaporatör basınç kaybında %96-98 arasında azalma elde etmiştir. Benzer bir çalışmada Bilir Sag ve ark. (2015) ejektörlü R134a çevrimde klasik çevrime oranla %7,34-12,87 arasında COP artışı ve %6,6-11,24 arasında ekserji verimi artışı elde etmiştir.

Elbel ve Hrnjak (2008) ayarlanabilir ejektör genleştiricili transkritik CO₂ soğutma çevrimini deneysel olarak inceleyerek klasik çevrime oranla soğutma kapasitesinde %8'e kadar, COP değerinde %7'ye kadar artış gözlemlemiştir. COP değerinin aynı kapasite için %18'e kadar yükseltilebileceği yazarların tespitleri arasındadır. Yazarlara göre klasik çevrimdeki genleşme valfine benzer şekilde ejektörde yüksek basınç ayarı yaparak maksimum COP değerinin elde edilmesi mümkündür. Liu ve ark. (2012) benzer şekilde ayarlanabilir yakınsayan ejektörlü transkritik CO₂ klima sistemini deneysel olarak inceleyip çevre sıcaklığı arttıkça %36'ya kadar, kompresör frekansı düştükçe 50 Hz frekanslı kompresörle çalışan klasik çevrime oranla %147'ye kadar, ses üstü lüle boğaz çapı azaltıldıkça %60'a kadar COP artışı gözlemlemiştir. Yazarlar ses üstü lüle çıkışı ile karışma odası girişi arasındaki mesafenin, karışma odası çapının üç katı olduğu durumda en yüksek COP değerini elde etmişlerdir. Ersoy ve Bilir (2012) tek kademeli, ejektör genleştiricili transkritik CO₂ soğutma çevrimini sayısal olarak modelleyerek 40 °C gaz

soğutucu çıkış sıcaklığı, 9,5 MPa gaz soğutucu basıncı, 5 °C evaporatör sıcaklığı ve 3,5 kW soğutma kapasitesi için toplam tersinmezlik miktarında klasik çevrime göre %39,1 azalma, türbin genleştiricili çevrime göre ise %5,46 azalma tespit etmiştir. Yazarlar ayrıca bu koşullar altında maksimum COP değerini elde edebilmek için ejektörde meydana gelmesi gereken basınç düşüşünün 0,469-0,869 MPa aralığında olduğunu belirlemiştir. Deng ve ark. (2007) tek kademeli, tek ejektörlü CO₂ transkritik soğutma çevrimini teorik olarak inceleyerek ejektör debi oranının sistem performansına ciddi oranda bağlı olduğunu vurgulamış, ejektör genleştiricili çevrim COP değerinin iç ısı değiştiricili çevrime göre %18,6'ya kadar, klasik çevrime göre %22'ye kadar yüksek olduğunu belirlemiştir. Yazarlar yaptıkları ekserji analizi ile ejektör kullanımının kısılma kayıplarını büyük ölçüde azalttığını gözlemlemiştir.

Lawrence ve Elbel (2015) literatürde yapılan çalışmaları karşılaştırarak R134a kullanılan çevrimlerde ejektör veriminin %20'den az olduğunu, CO₂ kullanılan çevrimlerde ise %20-30 aralığında ejektör verimi elde edildiğini tespit etmiştir. CO₂ çevrimin basınç aralığının yüksek olmasının yanında R134a çevrimde sıvı ve buhar fazları arasındaki yoğunluk farkı CO₂ çevrime oranla oldukça yüksek olduğundan karışma verimsizliğine yol açması, R134a çalışma basıncı CO₂'ye göre düşük olduğundan basınç kayıplarına karşı daha hassas olması verim farkının sebeplerini oluşturmaktadır.

İşkan ve Direk (2022) R134a yerine kullanılabilecek, düşük GWP değerlerine sahip çeşitli akışkanları tek kompresörlü, çift evaporatörlü, ejektör genleştiricili çevrimde deneysel olarak incelemiş, R515A, R516A ve R1234ze akışkanlarının R134a'ya göre sırasıyla %1, %7 ve %9 daha iyi COP değerine sahip olduğunu tespit etmiştir.

2.2. CO₂'nin İkincil Akışkan Olarak Kullanıldığı Süpermarket Soğutma Çevrimleri ile İlgili Çalışmalar

Literatürde R290 (propan) gibi akışkanlar ile mekanik aşırı soğutma yapılan, birinci kademedede daha yüksek GWP değerine sahip fakat yasal sınırlar içerisinde izin verilen veya R290 gibi yanıcı akışkanların kullanıldığı kaskad/ikincil çevrimlerle yapılan çalışmalar mevcuttur.

Zhang (2006) R404A ve CO₂ kullanılan çeşitli süpermarket soğutma sistemlerini modelleyerek enerji verimliliği, küresel ısınma etkisi ve yıllık işletme maliyeti açısından karşılaştırmış olup CO₂ kullanılan sistemlerin en düşük küresel ısınma etkisine sahip

olduğunu tespit etmiştir. Yazar ayrıca birincil akışkan olarak R290 kullanılan CO₂ kaskad/ikincil çevrimlerin enerji tüketimi açısından R404A paralel raf sistemleri ile karşılaştırılabilir olduğunu ortaya çıkarmıştır. Bertelsen ve Haugsdal (2015) yaptıkları tez çalışmasında R290 birleşik mekanik aşırı soğutmalı CO₂ çevrimi deneysel olarak inceleyerek aşırı soğutmanın devreye gireceği optimum çevre sıcaklığını 23,5 °C olarak tespit etmiştir. Yazarlar ayrıca kondenser ve gaz soğutucu için optimizasyon uygulamış olup Oslo, Londra, Paris, Budapeşte ve Madrid şehirleri için yıllık enerji analizi yaparak 2,85-3,22 arasında sezonsal COP değerleri elde etmiştir. Mekanik aşırı soğutmanın çalışma süresinin artmasıyla yıllık enerji tüketiminin arttığı yazarların tespitleri arasındadır. Purohit ve ark. (2017) süpermarket soğutmasında R404A kullanılan çok rafli çevrime alternatif olarak CO₂ ve R1234ze kullanılan çeşitli konfigürasyonları sıcak iklime sahip Sevilla, Tahran, Phoenix ve Yeni Delhi şehirleri için incelemiş, düşük çevre sıcaklıklarında sadece CO₂ kullanılan çevrimlerin, aşırı yüksek çevre sıcaklıklarında ise R1234ze'nin birincil akışkan olarak kullanıldığı indirekt CO₂ çevrimin en iyi performansı gösterdiğini belirlemiştir. De Min (2016) yaptığı teorik tez çalışmasında Milan ve Naples şehirleri için transkritik, paralel kompresörlü, R290 mekanik aşırı soğutmalı, R134a birincil akışkanlı kaskad ve ejektörlü CO₂ çevrimlerinin enerji analizini yaparak ejektör ve paralel kompresörlü çevrimde yıllık enerji tüketiminin R404A klasik çevrime göre %12-14,8 arasında azaltılabileceğini belirlemiştir.

2.3. Sadece CO₂ Kullanılan Süpermarket Soğutma Çevrimleri İle İlgili Çalışmalar

Transkritik CO₂ süpermarket soğutma çevrimlerinde flaş gaz baypas, paralel kompresör, ejektör genleştirici, aşırı beslenmiş evaporatör uygulaması gibi iyileştirmeler yapılarak özellikle sıcak iklimlerde enerji tüketimi ve karbon salınımında azalma elde edilmesi amaçlanmaktadır.

Shilliday (2012) yaptığı tez çalışmasında çift kademeli transkritik CO₂ soğutma çevrimi için simülasyon modelleri geliştirerek deneysel verilerle doğrulamış, gerçek bir süpermarkette R404A çevrimin yıllık enerji tüketim değerleri ile karşılaştırarak Kuzey İrlanda bölgesinde küçük bir süpermarket için R404A ile CO₂ sistemlerin yıllık enerji tüketimlerinin birbirine eşit olduğunu gözlemlemiştir. Yazar ayrıca CO₂ sistemin R404A sisteme göre çalışma ömrü boyunca %50 daha az karbon salınımına neden olduğunu ve ekipman maliyetinin %63 daha yüksek olduğunu belirlemiştir. Gullo ve ark. (2015) transkritik şartlarda çalışan paralel kompresörlü CO₂ çevrim ile klasik CO₂ çevrimi enerji

verimliliği, ekserji ve nihai maliyet açısından karşılaştırarak klasik çevrime göre yaklaşık %18,7 COP artışı, genleşme valfi kaynaklı ekserji yıkımında yaklaşık %51 azalma gözlemlemiştir. Yazarlar, paralel kompresörlü çevrimin yatırım maliyeti yüksek olmasına rağmen nihai maliyetini klasik çevrime göre yaklaşık %6,7 daha düşük olarak belirlemiştir.

Hafner ve ark. (2014) çoklu ejektör ve ısı geri kazanımlı CO₂ süpermarket soğutma sistemini Frankfurt, Atina ve Trondheim şehirleri için teorik olarak incelemiş, klasik R404A çevrime göre %30'a kadar enerji tasarrufu tespit etmiştir. Haida (2015) yaptığı tez çalışmasında çoklu ejektör kullanımının tek kademeli, paralel kompresörlü CO₂ soğutma çevrimine etkisini deneysel olarak inceleyerek kritik nokta çevresinde ejektörsüz çevrime kıyasla %7'ye kadar COP artışı ile %13'e kadar ekserji verimi artışı gözlemlemiştir. Gullo (2016) yaptığı teorik tez çalışmasında Güney Avrupa'da bulunan Roma, Lizbon, Valencia, Atina ve Sevilla şehirleri için yıllık enerji analizi ile ekserji ve çevresel etki analizi yaparak farklı çift kademeli transkritik CO₂ konfigürasyonlarını R404A kullanılan klasik çevrim ile karşılaştırmış, paralel kompresör, çoklu ejektör ve aşırı beslemeli evaporatörler kullanılan CO₂ çevrim ile yıllık yaklaşık %25 enerji tasarrufu ve %54,1-74,6 arasında küresel ısınma faktöründe azalma elde edilebileceğini göstermiştir. Yazar, bu sisteme klimanın entegre edilmesiyle enerji tasarrufunun %16,2-26,2 arasında olduğunu tespit etmiştir. Bu sistemde en yüksek önlenebilir ekserji yıkımının paralel kompresörde meydana geldiği yazarın tespitleri arasındadır. Tsimpoukis ve ark. (2021) Atina'da bulunan bir süpermarketten elde edilen verileri kullanarak yaptıkları simülasyonda, çıkışında yeraltı suyu ile aşırı soğutma uygulanan adyabatik soğutmalı gaz soğutucu, mekan ısıtması, aşırı beslenmiş evaporatörler ve çoklu ejektörün kombine olarak kullanıldığı transkritik CO₂ çevrimin klasik HFC çevrimlere kıyasla %20,9 daha az enerji tükettiğini ve %34,7 daha az eşdeğer CO₂ emisyonuna sebep olduğunu tespit etmiştir.

2.4. Tez Çalışmasının Literatüre Katkısı

Açık literatürde Türkiye'de bulunan illere ait yıllık sıcaklık ve gerçekleşme saat adetlerinin (bin-saat) oldukça eski olduğu görülmüştür (Bulut ve ark., 2001, Özyurt ve ark., 2009). Türkiye'nin 7 bölgesinden toplam 11 ile ait güncel bin-saat verileri türetilmiştir.

Açık literatür incelendiğinde Türkiye’de CO₂ soğutma sistemi kurulu sadece 2 süpermarket tespit edilmiştir. HFC akışkanlarla ilgili yasal düzenlemeler sonucunda CO₂ soğutma çevrimlerinin Türkiye pazarında daha çok önem kazanacağı düşünülmektedir. Transkritik CO₂ süpermarket soğutma çevrimlerinin Türkiye’nin 7 bölgesinde 11 ile ait yıllık enerji, TEWI analizleri ve termoeconomik (eksergoekonomik) analizler tez çalışmasının özgün yönleridir. Bu çalışmanın hem mühendisler hem de süpermarket işletmecileri için yol gösterici nitelikte olduğu değerlendirilmektedir.

Taze gıda evaporatöründen emiş yapılan çift kademeli, ejektör genleştiricili transkritik süpermarket soğutma çevrimine (EJÇ1) benzer bir çevrimin Carrier (2017) tarafından ticari üretimi yapılmakla birlikte teorik analizlere açık literatürde rastlanmamıştır. Her kademede ejektör genleştiricili, çift evaporatörlü transkritik süpermarket soğutma çevrimiyle (EJÇ3) ilgili patent bulunmakla birlikte (Zimmermann, 2016) bu çevrime ait teorik analizlere açık literatürde rastlanmamıştır. Bu çevrimlerin modellenerek analizlerinin yapılması ve literatüre kazandırılması tez çalışmasının özgün bir yönüdür.

Tek evaporatörlü, ejektör genleştiricili transkritik CO₂ soğutma çevrimlerinde emme lülesindeki basınç düşüşünün optimum değerinin belirlenmesine ait çalışma bulunmakla birlikte (Ersoy ve Bilir, 2012) çift evaporatörlü, ejektör genleştiricili transkritik CO₂ süpermarket soğutma çevrimlerinde emme lülesindeki basınç düşüşünün optimum değerinin belirlenmesine ait çalışmalara açık literatürde rastlanmamıştır. Çift evaporatörlü, ejektör genleştiricili transkritik CO₂ süpermarket soğutma çevrimlerinde optimum emme lülesi basınç düşüşünün belirlenerek literatüre kazandırılması tez çalışmasının özgün bir yönüdür.

Tek evaporatörlü, ejektörsüz (Fazelpour ve Morosuk, 2014, Gullo ve ark., 2015) veya tek evaporatörlü, ejektör genleştiricili (Behbahani-nia ve Shams, 2016, Gullo ve Cortella, 2016, Nemati ve ark., 2017, Khosravi ve ark., 2018, Belman-Flores ve ark., 2020) transkritik CO₂ soğutma çevrimlerinin termoeconomik (eksergoekonomik) analiziyle ilgili çalışmalar bulunmakta olup çift evaporatörlü, ejektör genleştiricili süpermarket soğutma çevrimlerinin termoeconomik (eksergoekonomik) analiziyle ilgili çalışmalara açık literatürde rastlanmamıştır. Çift evaporatörlü, ejektör genleştiricili transkritik CO₂ süpermarket soğutma çevrimlerine ait termoeconomik (eksergoekonomik) analizler tez çalışmasının özgün bir yönüdür.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Engineering Equation Solver (EES) birçok akışkana ait termodinamik özellik fonksiyonlarını bünyesinde barındıran, çeşitli optimizasyon algoritmaları içeren, lineer olmayan denklem takımlarını sayısal olarak çözebilen bir programdır (Klein, 2019). EES programında iki adet ejektörsüz, üç adet ejektörlü olmak üzere beş farklı transkritik süpermarket soğutma çevrimi konfigürasyonu modellenmiştir. Çevrim modellemelerinde aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Çevrimler kararlı rejimde çalışmaktadır.
- Borularda basınç ve ısı kayıpları yoktur.
- Isı değiştiricilerinde basınç kayıpları yoktur.
- Genleşme valflerindeki kısılma işlemi izentalpiktir.
- Taze gıda evaporatörünün (TGE) sıcaklığı $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, tasarım kapasitesi 120 kW olarak alınmıştır (Giroto ve ark., 2004, Gullo ve ark., 2019).
- Derin dondurucu evaporatörünün (DDE) sıcaklığı $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$, tasarım kapasitesi 25 kW olarak alınmıştır (Giroto ve ark., 2004, Gullo ve ark., 2019).
- Evaporatörlerde 5 K faydalı aşırı kızdırma uygulanmıştır.
- Flaş tankların sıvı-buhar ayırma verimi %100 olarak alınmıştır.
- Isı değiştirici fanlarının güç tüketimi, ilgili elemandaki ısı transferinin %3'ü olarak alınmıştır (Karampour ve Sawalha 2015, Gullo ve ark., 2019).
- Ejektörlerde tahrik lülesi, emme lülesi ve difüzörün izentropik verimleri sırasıyla %90, %90 ve %80 olarak alınmıştır (Li ve Groll, 2005, Liu, 2014).
- Tüm kompresörlerin izentropik verim hesaplamalarında (3.1) denklemi kullanılmıştır (Brown ve ark., 2002).

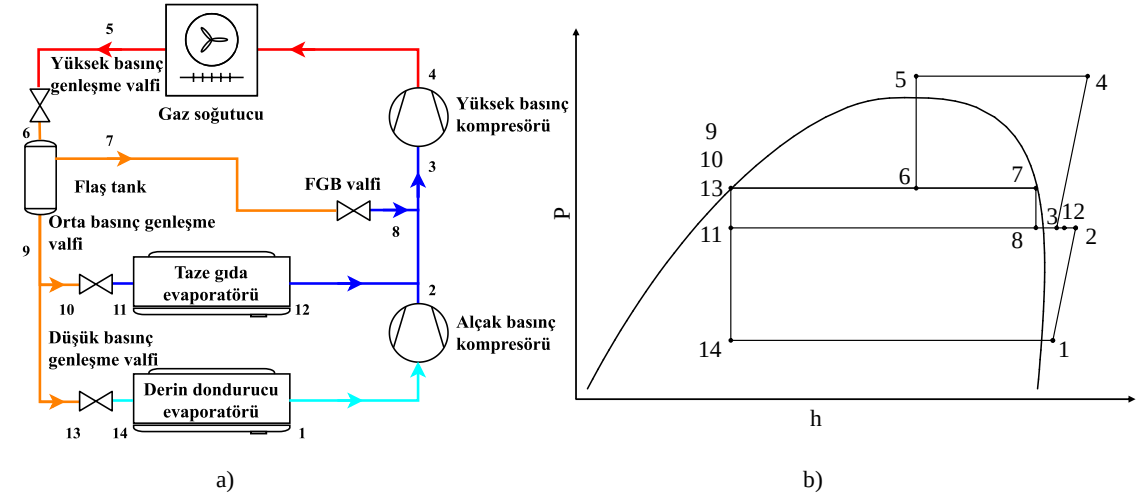
$$\eta_{komp,is} = -0,04478 \frac{P_{komp,çık}}{P_{komp,gir}} + 0,9343 \quad (3.1)$$

Tüm çevrimlerin COP hesabı (3.2) denklemi ile yapılmaktadır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{DDE} + \dot{Q}_{TGE}}{\dot{W}_{top}} \quad (3.2)$$

3.1. Çift Kademeli Transkritik Süpermarket Soğutma Çevrimi (ÇKÇ)

Çift kademeli transkritik süpermarket soğutma çevriminde (ÇKÇ) taze gıda ve derin dondurucu olmak üzere 2 adet evaporatör, alçak ve yüksek basınç olmak üzere 2 adet kompresör, 1 adet gaz soğutucu/kondenser, 3 adet genleşme valfi, 1 adet flaş gaz baypas (FGB) valfi ve 1 adet flaş tank bulunmaktadır. Şekil 3.1 ÇKÇ'nin tesisat şemasını ve basınç-entalpi diyagramını göstermektedir. Gaz soğutucudan çıkan yüksek basınç ve sıcaklıktaki buhar yüksek basınç genleşme valfinde ara kademe basıncına genişletildikten sonra flaş tankta sıvı ve buhar akışkanları birbirinden ayrılır. Buhar fazındaki akışkan FGB valfi ile taze gıda evaporatör basıncına genişletilirken sıvı fazdaki akışkan, evaporatörlerin genleşme valflerine gönderilir. Genleşme valflerinde evaporatörlerin basıncına genişleyen akışkanlar, evaporatörlerde çevreden ısı çekerek buhar fazına geçer. Derin dondurucu evaporatöründen çıkan akışkan alçak basınç kompresörü tarafından taze gıda evaporatör basıncına sıkıştırılır. Taze gıda evaporatöründen çıkan akışkan, alçak basınç kompresöründen çıkan akışkan ve FGB valfinden çıkan akışkan karışarak yüksek basınç kompresörü tarafından gaz soğutucu basıncına sıkıştırılır. Çevrimin modellenmesi (3.3)-(3.28) denklemleri ile yapılmıştır.



Şekil 3.1. Çift kademeli transkritik süpermarket soğutma çevrimi (ÇKÇ) a) Tesisat şeması b) P-h diyagramı

Alçak basınç kompresörü (ABK):

$$h_{2,is} = h(P_{TGE}, s_1) \quad (3.3)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2,is} - h_1}{\eta_{ABK,is}} \quad (3.4)$$

$$\dot{W}_{ABK} = \frac{\dot{m}_{DDE}(h_{2,is} - h_1)}{\eta_{ABK,glob}} \quad (3.5)$$

Yüksek basınç kompresörü (YBK):

$$\dot{m}_{YBK} = \dot{m}_{DDE} + \dot{m}_{TGE} + \dot{m}_{FGB} \quad (3.6)$$

$$h_3 = \frac{\dot{m}_{DDE}h_2 + \dot{m}_{TGE}h_{12} + \dot{m}_{FGB}h_8}{\dot{m}_{YBK}} \quad (3.7)$$

$$s_3 = s(P_{TGE}, h_3) \quad (3.8)$$

$$h_{4,is} = h(P_{GS}, s_3) \quad (3.9)$$

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{4,is} - h_3}{\eta_{YBK,is}} \quad (3.10)$$

$$\dot{W}_{YBK} = \frac{\dot{m}_{YBK}(h_{4,is} - h_3)}{\eta_{YBK,glob}} \quad (3.11)$$

Kompresörlerin genel verimleri (Gullo ve ark., 2017):

$$\eta_{ABK,glob} = -0,0012 \left(\frac{P_{TGE}}{P_{DDE}} \right)^2 - 0,0087 \left(\frac{P_{TGE}}{P_{DDE}} \right) + 0,6992 \quad (3.12)$$

$$\eta_{YBK} = -0,0021 \left(\frac{P_{GS}}{P_{TGE}} \right)^2 - 0,0155 \left(\frac{P_{GS}}{P_{TGE}} \right) + 0,7325 \quad (3.13)$$

Derin dondurucu evaporatörü (DDE):

$$\dot{m}_{DDE} = \frac{\dot{Q}_{DDE}}{h_1 - h_{14}} \quad (3.14)$$

$$h_1 = h(P_{DDE}, (T_{DDE} + \Delta T_{AS,DDE})) \quad (3.15)$$

$$s_1 = h(P_{DDE}, (T_{DDE} + \Delta T_{AS,DDE})) \quad (3.16)$$

Taze gıda evaporatörü (TGE):

$$\dot{m}_{TGE} = \frac{\dot{Q}_{TGE}}{h_{12} - h_{11}} \quad (3.17)$$

$$h_{12} = h(P_{TGE}, (T_{TGE} + \Delta T_{AS,TGE})) \quad (3.18)$$

Genleşme valfleri:

$$h_5 = h_6 \quad (3.19)$$

$$h_9 = h_{10} = h_{11} = h_{13} = h_{14} \quad (3.20)$$

Flaş gaz baypas valfi (FGB):

$$h_7 = h_8 \quad (3.21)$$

Flaş tank:

$$h_7 = h(P_{FGB}, x = 1) \quad (3.22)$$

$$h_9 = h(P_{FGB}, x = 0) \quad (3.23)$$

$$\dot{m}_{FGB} = (\dot{m}_{DDE} + \dot{m}_{TGE}) \left(\frac{h_6 - h_9}{h_7 - h_6} \right) \quad (3.24)$$

Gaz soğutucu (GS):

$$\dot{m}_{GS} = \dot{m}_{YBK} \quad (3.25)$$

$$h_5 = h(P_{GS}, T_{GS,çık}) \quad (3.26)$$

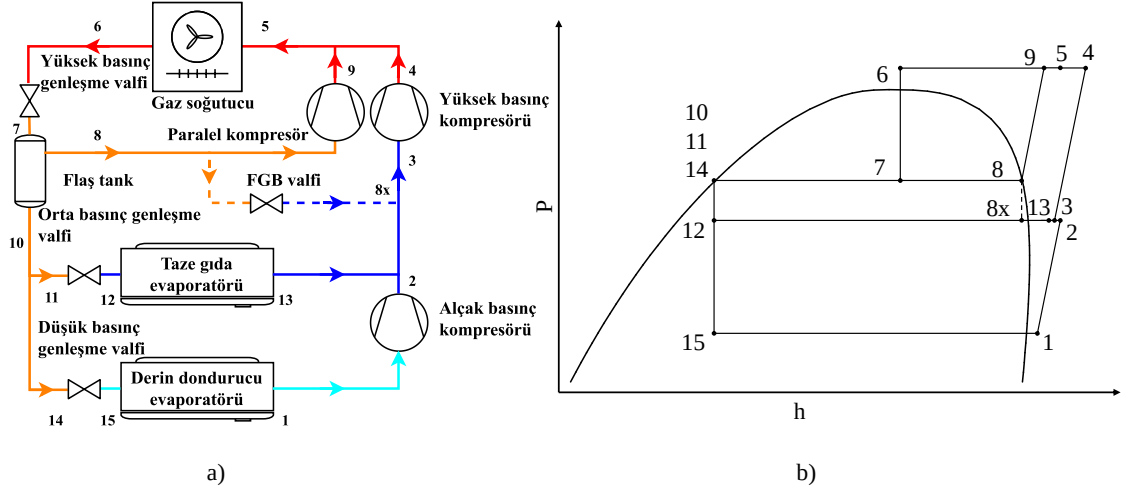
$$\dot{Q}_{GS} = \dot{m}_{GS}(h_4 - h_5) \quad (3.27)$$

Toplam güç tüketimi:

$$\dot{W}_{top} = \dot{W}_{ABK} + \dot{W}_{YBK} + \dot{W}_{fan,DDE} + \dot{W}_{fan,TGE} + \dot{W}_{fan,GS} \quad (3.28)$$

3.2. Paralel Kompresörlü Transkritik Süpermarket Soğutma Çevrimi (PKÇ)

Paralel kompresörlü transkritik süpermarket soğutma çevriminde (PKÇ) ÇKÇ'den farklı olarak flaş tanktan çıkan buhar ayrı bir paralel kompresör vasıtasıyla gaz soğutucu basıncına sıkıştırılmaktadır (Şekil 3.2). Paralel kompresörün basınç aralığı yüksek basınç kompresöründen düşük olduğu için toplam güç tüketiminde azalma meydana gelmektedir. Buhar debisinin düşük olduğu durumlarda paralel kompresör devreden çıkarılarak buhar FGB valfi ile taze gıda evaporatör basıncına genişletilmektedir. Çevrimin modellenmesi (3.29)-(3.60) denklemleri ile yapılmıştır.



Şekil 3.2. Paralel kompresörlü transkritik süpermarket soğutma çevrimi (PKÇ) a) Tesisat şeması b) P-h diyagramı

Alçak basınç kompresörü (ABK):

$$h_{2,is} = h(P_{TGE}, s_1) \quad (3.29)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2,is} - h_1}{\eta_{ABK,is}} \quad (3.30)$$

$$\dot{W}_{ABK} = \frac{\dot{m}_{DDE}(h_{2,is} - h_1)}{\eta_{ABK,glob}} \quad (3.31)$$

Yüksek basınç kompresörü (YBK):

$$\dot{m}_{YBK} = \dot{m}_{DDE} + \dot{m}_{TGE} \quad (3.32)$$

$$h_3 = \frac{\dot{m}_{DDE}h_2 + \dot{m}_{TGE}h_{13}}{\dot{m}_{YBK}} \quad (3.33)$$

$$s_3 = s(P_{TGE}, h_3) \quad (3.34)$$

$$h_{4,is} = h(P_{GS}, s_3) \quad (3.35)$$

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{4,is} - h_3}{\eta_{YBK,is}} \quad (3.36)$$

$$\dot{W}_{YBK} = \frac{\dot{m}_{YBK}(h_{4,is} - h_3)}{\eta_{YBK,glob}} \quad (3.37)$$

Paralel kompresör (PK):

$$h_{9,is} = h(P_{GS}, s_8) \quad (3.38)$$

$$h_9 = h_8 + \frac{h_{9,is} - h_8}{\eta_{PK,is}} \quad (3.39)$$

$$\dot{W}_{PK} = \frac{\dot{m}_{FGB}(h_{9,is} - h_8)}{\eta_{PK, glob}} \quad (3.40)$$

Kompresörlerin genel verimleri (Gullo ve ark., 2017):

$$\eta_{LP, glob} = -0,0114 \left(\frac{P_{TGE}}{P_{DDE}} \right)^2 + 0,0439 \left(\frac{P_{TGE}}{P_{DDE}} \right) + 0,5376 \quad (3.41)$$

$$\eta_{HP, glob} = -0,0156 \left(\frac{P_{GS}}{P_{TGE}} \right)^2 + 0,0847 \left(\frac{P_{GS}}{P_{TGE}} \right) + 0,5407 \quad (3.42)$$

$$\eta_{PC, glob} = -0,0243 \left(\frac{P_{GS}}{P_{FGB}} \right)^2 + 0,1324 \left(\frac{P_{GS}}{P_{FGB}} \right) + 0,4741 \quad (3.43)$$

Derin dondurucu evaporatörü (DDE):

$$\dot{m}_{DDE} = \frac{\dot{Q}_{DDE}}{h_1 - h_{15}} \quad (3.44)$$

$$h_1 = h(P_{DDE}, (T_{DDE} + \Delta T_{AS, DDE})) \quad (3.45)$$

$$s_1 = h(P_{DDE}, (T_{DDE} + \Delta T_{AS, DDE})) \quad (3.46)$$

Taze gıda evaporatörü (TGE):

$$\dot{m}_{TGE} = \frac{\dot{Q}_{TGE}}{h_{13} - h_{12}} \quad (3.47)$$

$$h_{13} = h(P_{TGE}, (T_{TGE} + \Delta T_{AS, TGE})) \quad (3.48)$$

Genleşme valfleri:

$$h_6 = h_7 \quad (3.49)$$

$$h_8 = h_{8x} \quad (3.50)$$

$$h_{10} = h_{11} = h_{12} = h_{14} = h_{15} \quad (3.51)$$

Flaş tank:

$$h_8 = h(P_{FGB}, x = 1) \quad (3.52)$$

$$s_8 = s(P_{FGB}, x = 1) \quad (3.53)$$

$$h_{10} = h(P_{FGB}, x = 0) \quad (3.54)$$

$$\dot{m}_{FGB} = (\dot{m}_{DDE} + \dot{m}_{TGE}) \left(\frac{h_7 - h_{10}}{h_8 - h_7} \right) \quad (3.55)$$

Gaz soğutucu (GS):

$$\dot{m}_{GS} = \dot{m}_{DDE} + \dot{m}_{TGE} + \dot{m}_{FGB} \quad (3.56)$$

$$h_5 = \frac{\dot{m}_{YBK} h_4 + \dot{m}_{FGB} h_9}{\dot{m}_{GS}} \quad (3.57)$$

$$h_6 = h(P_{GS}, T_{GS,çık}) \quad (3.58)$$

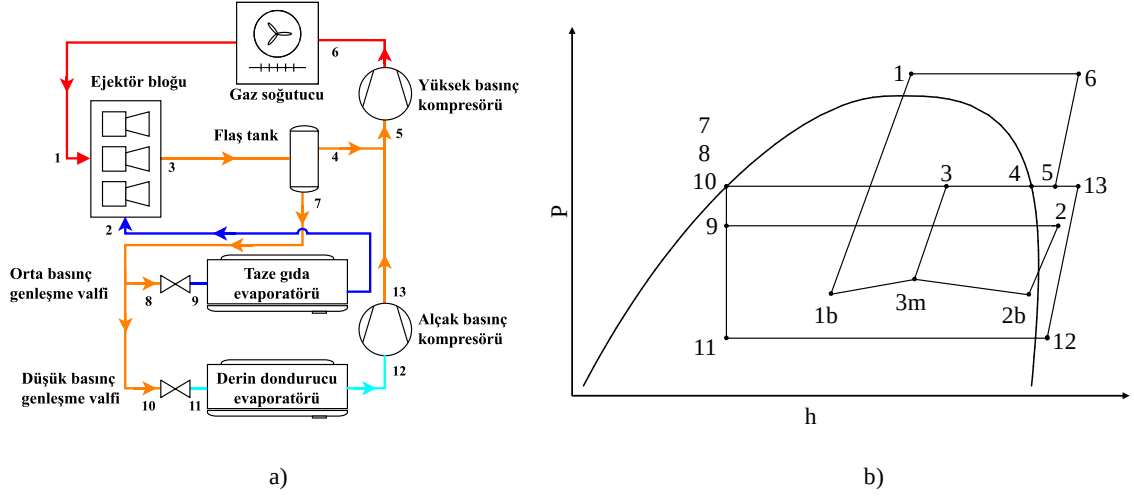
$$\dot{Q}_{GS} = \dot{m}_{GS}(h_5 - h_6) \quad (3.59)$$

Toplam güç tüketimi:

$$\dot{W}_{top} = \dot{W}_{ABK} + \dot{W}_{YBK} + \dot{W}_{PK} + \dot{W}_{fan,DDE} + \dot{W}_{fan,TGE} + \dot{W}_{fan,GS} \quad (3.60)$$

3.3. Taze Gıda Evaporatöründen Emiş Yapılan Ejektör Genleştiricili Transkritik Süpermarket Soğutma Çevrimi (EJÇ1)

Taze gıda evaporatöründen emiş yapılan ejektör genleştiricili transkritik süpermarket soğutma çevriminde (EJÇ1) ÇKÇ ve PKÇ'de bulunan yüksek basınç valfinin yerini ejektör almaktadır (Şekil 3.3). Ejektörün primer devresini gaz soğutucudan çıkan yüksek basınç ve sıcaklığa sahip akışkan, sekonder devresini ise taze gıda evaporatöründen çıkan orta basınçlı akışkan oluşturmaktadır. Soğutucu akışkan, ejektörün difüzörünü taze gıda evaporatör basıncından daha yüksek bir basınç seviyesinde terkederek flaş tanka gönderilmektedir. Flaş tankta ayrılan sıvı akışkan evaporatörleri beslerken buhar ise alçak basınç kompresöründen gelen akışkanla karışarak yüksek basınç kompresörüne gönderilmektedir. Yüksek basınç kompresörünün emiş basıncının yükselmesi dolayısıyla güç tüketiminde azalma meydana gelmektedir. Çevrimin modellenmesi (3.61)-(3.90) denklemleri ile yapılmıştır.



Şekil 3.3. Taze gıda evaporatöründen emiş yapılan transkritik süpermarket soğutma çevrimi (EJÇ1)
a) Tesisat şeması b) P-h diyagramı

Alçak basınç kompresörü (ABK):

$$h_{13,is} = h(P_{FGB}, s_{12}) \quad (3.61)$$

$$h_{13} = h_{12} + \frac{h_{13,is} - h_{12}}{\eta_{ABK,is}} \quad (3.62)$$

$$\dot{W}_{ABK} = \frac{\dot{m}_{DDE}(h_{13,is} - h_{12})}{\eta_{ABK,glob}} \quad (3.63)$$

Yüksek basınç kompresörü (YBK):

$$\dot{m}_{YBK} = \dot{m}_{DDE} + \dot{m}_{FGB} \quad (3.64)$$

$$h_5 = \frac{\dot{m}_{DDE}h_{13} + \dot{m}_{FGB}h_4}{\dot{m}_{YBK}} \quad (3.65)$$

$$s_5 = s(P_{FGB}, h_5) \quad (3.66)$$

$$h_{6,is} = h(P_{GS}, s_5) \quad (3.67)$$

$$h_6 = h_5 + \frac{h_{6,is} - h_5}{\eta_{YBK,is}} \quad (3.68)$$

$$\dot{W}_{YBK} = \frac{\dot{m}_{YBK}(h_{6,is} - h_5)}{\eta_{YBK,glob}} \quad (3.69)$$

Kompresörlerin genel verimleri (Gullo ve ark., 2017):

$$\eta_{ABK,glob} = -0,0117 \left(\frac{P_{FGB}}{P_{ABK}} \right)^2 + 0,0439 \left(\frac{P_{FGB}}{P_{ABK}} \right) + 0,5496 \quad (3.70)$$

$$\eta_{YBK, glob} = -0,0032 \left(\frac{P_{GS}}{P_{FGB}} \right)^2 + 0,0164 \left(\frac{P_{GS}}{P_{FGB}} \right) + 0,6472 \quad (3.71)$$

Derin dondurucu evaporatörü (DDE):

$$\dot{m}_{DDE} = \frac{\dot{Q}_{DDE}}{h_{12} - h_{11}} \quad (3.72)$$

$$h_{12} = h(P_{DDE}, (T_{DDE} + \Delta T_{AS, DDE})) \quad (3.73)$$

$$s_{12} = h(P_{DDE}, (T_{DDE} + \Delta T_{AS, DDE})) \quad (3.74)$$

Taze gıda evaporatörü (TGE):

$$\dot{m}_{TGE} = \frac{\dot{Q}_{TGE}}{h_2 - h_9} \quad (3.75)$$

$$h_2 = h(P_{TGE}, (T_{TGE} + \Delta T_{AS, TGE})) \quad (3.76)$$

$$s_2 = s(P_{TGE}, (T_{TGE} + \Delta T_{AS, TGE})) \quad (3.77)$$

Ejektör:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{GS} \quad (3.78)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{TGE} \quad (3.79)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (3.80)$$

$$h_3 = h(P_3, x_3) \quad (3.81)$$

Genleşme valfleri:

$$h_5 = h_6 = h_7 = h_8 = h_9 \quad (3.82)$$

Flaş tank (FGB):

$$h_4 = h(P_3, x = 1) \quad (3.83)$$

$$h_7 = h(P_3, x = 0) \quad (3.84)$$

$$\dot{m}_{FGB} = \frac{\dot{m}_{TGE}}{\omega} - \dot{m}_{DDE} \quad (3.85)$$

Gaz soğutucu (GS):

$$\dot{m}_{GS} = \dot{m}_{YBK} \quad (3.86)$$

$$h_1 = h(P_{GS}, T_{GS,çık}) \quad (3.87)$$

$$s_1 = s(P_{GS}, T_{GS,çık}) \quad (3.88)$$

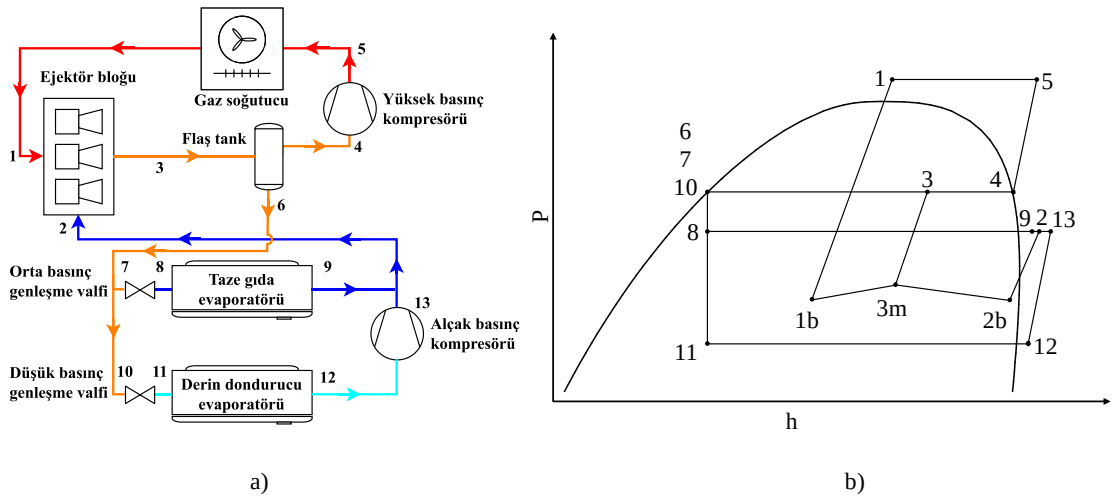
$$\dot{Q}_{GS} = \dot{m}_{GS}(h_6 - h_1) \quad (3.89)$$

Toplam güç tüketimi:

$$\dot{W}_{top} = \dot{W}_{ABK} + \dot{W}_{YBK} + \dot{W}_{fan,ABK} + \dot{W}_{fan,YBK} + \dot{W}_{fan,GS} \quad (3.90)$$

3.4. Taze Gıda Evaporatörü ve Alçak Basınç Kompresöründen Emiş Yapılan Ejektör Genleştiricili Transkritik Süpermarket Soğutma Çevrimi (EJÇ2)

Taze gıda evaporatörü ve alçak basınç kompresöründen emiş yapılan ejektör genleştiricili transkritik süpermarket soğutma çevriminde (EJÇ2) EJÇ1'den farklı olarak ejektörün sekonder devresini her iki evaporatörden çıkan akışkanların karışımı beslemektedir (Şekil 3.4). Flaş tanktan çıkan buhar yüksek basınç kompresörüne gönderilirken sıvı akışkan evaporatörlerin genleşme valflerine gönderilmektedir. Çevrimin modellenmesi (3.91)-(3.118) denklemleri ile yapılmıştır.



Şekil 3.4. Taze gıda evaporatörü ve alçak basınç kompresöründen emiş yapılan ejektör genleştiricili transkritik süpermarket soğutma çevrimi (EJÇ2) a) Tesisat şeması b) P-h diyagramı

Alçak basınç kompresörü (ABK):

$$h_{13,is} = h(P_{TGE}, s_{12}) \quad (3.91)$$

$$h_{13} = h_{12} + \frac{h_{13,is} - h_{12}}{\eta_{ABK,is}} \quad (3.92)$$

$$\dot{W}_{ABK} = \frac{\dot{m}_{DDE}(h_{13,is} - h_{12})}{\eta_{ABK,glob}} \quad (3.93)$$

Yüksek basınç kompresörü (YBK):

$$\dot{m}_{YBK} = \dot{m}_{FGB} \quad (3.94)$$

$$h_{5,is} = h(P_{GS}, s_4) \quad (3.95)$$

$$h_5 = h_4 + \frac{h_{5,is} - h_4}{\eta_{YBK,is}} \quad (3.96)$$

$$\dot{W}_{YBK} = \frac{\dot{m}_{YBK}(h_{5,is} - h_4)}{\eta_{YBK,glob}} \quad (3.97)$$

Kompresörlerin genel verimleri (Gullo ve ark., 2017):

$$\eta_{ABK,glob} = -0,0117 \left(\frac{P_{TGE}}{P_{ABK}} \right)^2 + 0,0439 \left(\frac{P_{TGE}}{P_{ABK}} \right) + 0,5496 \quad (3.98)$$

$$\eta_{YBK,glob} = -0,0032 \left(\frac{P_{GS}}{P_{FGB}} \right)^2 + 0,0164 \left(\frac{P_{GS}}{P_{FGB}} \right) + 0,6472 \quad (3.99)$$

Derin dondurucu evaporatörü (DDE):

$$\dot{m}_{DDE} = \frac{\dot{Q}_{DDE}}{h_{12} - h_{11}} \quad (3.100)$$

$$h_{12} = h(P_{DDE}, (T_{DDE} + \Delta T_{AS,DDE})) \quad (3.101)$$

$$s_{12} = s(P_{DDE}, (T_{DDE} + \Delta T_{AS,DDE})) \quad (3.102)$$

Taze gıda evaporatörü (TGE):

$$\dot{m}_{TGE} = \frac{\dot{Q}_{TGE}}{h_9 - h_8} \quad (3.103)$$

$$h_9 = h(P_{TGE}, (T_{TGE} + \Delta T_{AS,TGE})) \quad (3.104)$$

$$s_9 = s(P_{TGE}, (T_{TGE} + \Delta T_{AS,TGE})) \quad (3.105)$$

Ejektör:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{GS} \quad (3.106)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{DDE} + \dot{m}_{TGE} \quad (3.107)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (3.108)$$

$$h_3 = h(P_3, x_3) \quad (3.109)$$

Genleşme valfleri:

$$h_6 = h_7 = h_8 = h_{10} = h_{11} \quad (3.110)$$

Flaş tank (FGB):

$$h_4 = h(P_3, x = 1) \quad (3.111)$$

$$h_6 = h(P_3, x = 0) \quad (3.112)$$

$$\dot{m}_{FGB} = \frac{\dot{m}_{DDE} + \dot{m}_{TGE}}{\omega} \quad (3.113)$$

Gaz soğutucu (GS):

$$\dot{m}_{GS} = \dot{m}_{FGB} \quad (3.114)$$

$$h_1 = h(P_{GS}, T_{GS,çık}) \quad (3.115)$$

$$s_1 = s(P_{GS}, T_{GS,çık}) \quad (3.116)$$

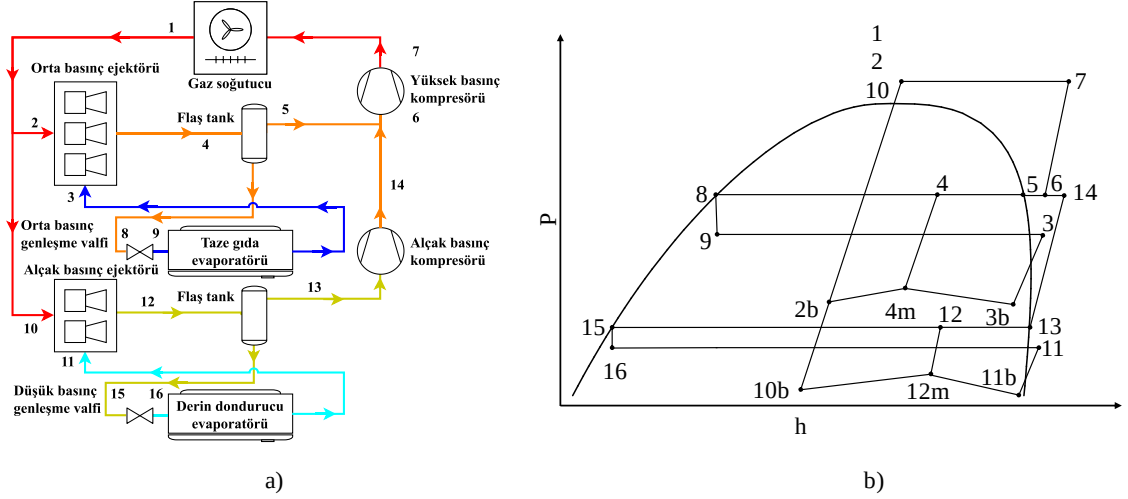
$$\dot{Q}_{GS} = \dot{m}_{GS}(h_5 - h_1) \quad (3.117)$$

Toplam güç tüketimi:

$$\dot{W}_{top} = \dot{W}_{ABK} + \dot{W}_{YBK} + \dot{W}_{fan,DDE} + \dot{W}_{fan,TGE} + \dot{W}_{fan,GS} \quad (3.118)$$

3.5. Her Kademedeki Ayrı Ejektör Genleştiricili Transkritik Süpermarket Soğutma Çevrimi (EJC3)

Her kademedeki ayrı ejektör genleştiricili transkritik süpermarket soğutma çevriminde (EJC3) her evaporatör için ayrı ejektör ve flaş tank bulunmakta olup orta basınç ejektörü taze gıda evaporatöründen, alçak basınç ejektörü ise derin dondurucu evaporatöründen beslenmektedir (Şekil 3.5). Çevrim modellenmesi (3.119)-(3.157) denklemleriyle yapılmıştır.



Şekil 3.5. Her kademedede ayrı ejektör genişletiricili transkritik süpermarket soğutma çevrimi (EJÇ3)
a) Tesisat şeması b) P-h diyagramı

Alçak basınç kompresörü (ABK):

$$h_{14,is} = h(P_{12}, s_{13}) \quad (3.119)$$

$$h_{14} = h_{13} + \frac{h_{14,is} - h_{13}}{\eta_{ABK,is}} \quad (3.120)$$

$$\dot{W}_{ABK} = \frac{\dot{m}_{FGB,ABEJ}(h_{14,is} - h_{13})}{\eta_{ABK,glob}} \quad (3.121)$$

Yüksek basınç kompresörü (YBK):

$$\dot{m}_{YBK} = \dot{m}_{FGB,ABEJ} + \dot{m}_{FGB,OBEJ} \quad (3.122)$$

$$h_6 = \frac{\dot{m}_{FGB,ABEJ}h_{14} + \dot{m}_{FGB,OBEJ}h_5}{\dot{m}_{FGB,ABEJ} + \dot{m}_{FGB,OBEJ}} \quad (3.123)$$

$$s_6 = s(P_5, h_6) \quad (3.124)$$

$$h_{7,is} = h(P_{GS}, s_6) \quad (3.125)$$

$$h_7 = h_6 + \frac{h_{7,is} - h_6}{\eta_{YBK,is}} \quad (3.126)$$

$$\dot{W}_{YBK} = \frac{\dot{m}_{YBK}(h_{7,is} - h_6)}{\eta_{YBK,glob}} \quad (3.127)$$

Kompresörlerin genel verimleri (Gullo ve ark., 2017):

$$\eta_{ABK,glob} = -0,0117 \left(\frac{P_{FGB,OBEJ}}{P_{FGB,ABEJ}} \right)^2 + 0,0439 \left(\frac{P_{FGB,OBEJ}}{P_{FGB,ABEJ}} \right) + 0,5496 \quad (3.128)$$

$$\eta_{YBK, glob} = -0,0032 \left(\frac{P_{GS}}{P_{FGB, OBEJ}} \right)^2 + 0,0164 \left(\frac{P_{GS}}{P_{FGB, OBEJ}} \right) + 0,6472 \quad (3.129)$$

Derin dondurucu evaporatörü (DDE):

$$\dot{m}_{DDE} = \frac{\dot{Q}_{DDE}}{h_{11} - h_{16}} \quad (3.130)$$

$$h_{12} = h(P_{DDE}, (T_{DDE} + \Delta T_{AS, DDE})) \quad (3.131)$$

$$s_{12} = s(P_{DDE}, (T_{DDE} + \Delta T_{AS, DDE})) \quad (3.132)$$

Taze gıda evaporatörü (TGE):

$$\dot{m}_{TGE} = \frac{\dot{Q}_{TGE}}{h_3 - h_9} \quad (3.133)$$

$$h_3 = h(P_{TGE}, (T_{TGE} + \Delta T_{AS, TGE})) \quad (3.134)$$

$$s_3 = s(P_{TGE}, (T_{TGE} + \Delta T_{AS, TGE})) \quad (3.135)$$

Ejektörler:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_{10} \quad (3.136)$$

$$\dot{m}_{10} = \frac{\dot{m}_{DDE}}{\omega_{ABEJ}} \quad (3.137)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{DDE} \quad (3.138)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (3.139)$$

$$h_{12} = h(P_{12}, x_{12}) \quad (3.140)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_{TGE}}{\omega_{OBEJ}} \quad (3.141)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{TGE} \quad (3.142)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (3.143)$$

$$h_4 = h(P_4, x_4) \quad (3.144)$$

Genleşme valfleri:

$$h_8 = h_9 \quad (3.145)$$

$$h_{15} = h_{16} \quad (3.146)$$

Flaş tanklar:

$$h_5 = h(P_4, x = 1) \quad (3.147)$$

$$h_8 = h(P_4, x = 0) \quad (3.148)$$

$$\dot{m}_{FGB,OBEJ} = \frac{\dot{m}_{TGE}}{\omega_{OBEJ}} \quad (3.149)$$

$$h_{13} = h(P_{12}, x = 1) \quad (3.150)$$

$$h_{15} = h(P_{12}, x = 0) \quad (3.151)$$

$$\dot{m}_{FGB,ABEJ} = \frac{\dot{m}_{DDE}}{\omega_{ABEJ}} \quad (3.152)$$

Gaz soğutucu (GS):

$$\dot{m}_{GS} = \dot{m}_{YBK} \quad (3.153)$$

$$h_1 = h_2 = h_{10} = h(P_{GS}, T_{GS,\text{çık}}) \quad (3.154)$$

$$s_1 = s_2 = s_{10} = s(P_{GS}, T_{GS,\text{çık}}) \quad (3.155)$$

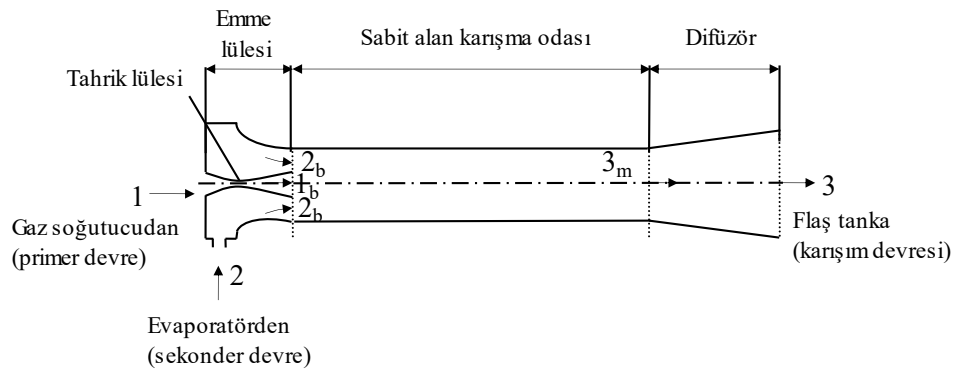
$$\dot{Q}_{GS} = \dot{m}_{GS}(h_7 - h_1) \quad (3.156)$$

Toplam güç tüketim:

$$\dot{W}_{top} = \dot{W}_{ABK} + \dot{W}_{YBK} + \dot{W}_{fan,DDE} + \dot{W}_{fan,TGE} + \dot{W}_{fan,GS} \quad (3.157)$$

3.6. Ejektör Modellemesi

Ejektör modellemesinde sabit alan modeli kullanılmış olup (Şekil 3.6) karışma odası çıkışında birim akışkan debisi için (3.158)-(3.181) denklemleri ile hesaplamalar yapılmıştır (Ersoy ve Bilir, 2012).



Şekil 3.6. Sabit alan modelli ejektör kesit görünüşü (Ersoy ve Bilir, 2012)

$$\dot{m}_s + \dot{m}_p = 1 \quad (3.158)$$

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (3.159)$$

$$\dot{m}_s = \frac{\omega}{1 + \omega} \quad (3.160)$$

$$\dot{m}_p = \frac{1}{1 + \omega} \quad (3.161)$$

Tahrik lülesi (primer devre):

$$h_{1b,is} = h(P_{1b} = P_b, s_1) \quad (3.162)$$

$$h_{1b} = h_1 - \eta_p(h_1 - h_{1b,is}) \quad (3.163)$$

$$v_{1b} = v(P_b, h_{1b}) \quad (3.164)$$

$$u_{1b} = \sqrt{2000(h_1 - h_{1b})} \quad (3.165)$$

$$a_{1b} = \frac{1}{1 + \omega} \cdot \frac{v_{1b}}{u_{1b}} \quad (3.166)$$

Emme lülesi (sekonder devre):

$$h_{2b,is} = h(P_{2b} = P_b, s_2) \quad (3.167)$$

$$h_{2b} = h_2 - \eta_s(h_2 - h_{2b,is}) \quad (3.168)$$

$$v_{2b} = v(P_b, h_{2b}) \quad (3.169)$$

$$u_{2b} = \sqrt{2000(h_2 - h_{2b})} \quad (3.170)$$

$$a_{2b} = \frac{\omega}{1 + \omega} \cdot \frac{v_{2b}}{u_{2b}} \quad (3.171)$$

Sabit alan karışma odası:

$$a_{3m} = a_{1b} + a_{2b} \quad (3.172)$$

$$u_{3m} = P_b \cdot 10^5 \cdot a_{3m} + \frac{1}{1 + \omega} \cdot u_{1b} + \frac{\omega}{1 + \omega} \cdot u_{2b} - P_m \cdot 10^5 \cdot a_{3m} \quad (3.173)$$

$$h_{3m} = \frac{1}{1 + \omega} \cdot h_1 + \frac{\omega}{1 + \omega} \cdot h_2 - \frac{(u_{3m})^2}{2000} \quad (3.174)$$

$$s_{3m} = s(P_m, h_{3m}) \quad (3.175)$$

$$v_{3m} = v(P_m, h_{3m}) \quad (3.176)$$

Difüzör:

$$h_3 = \frac{1}{1 + \omega} \cdot h_1 + \frac{\omega}{1 + \omega} \cdot h_2 \quad (3.177)$$

$$h_{3,is} = h_{3m} + \eta_{dif} \cdot (h_3 - h_{3m}) \quad (3.178)$$

$$P_3 = P(h_{3,is}, s_{3m}) \quad (3.179)$$

$$x_3 = x(P_3, h_3) \quad (3.180)$$

$$P_{lift} = P_3 - P_2 \quad (3.181)$$

Karışma odası basıncının (3.182) denklemini sağlayacak şekilde belirlenmesi, debi oranının ise EJÇ1 için (3.183), EJÇ2 için (3.184), EJÇ3 orta basınç ejektörü (OBEJ) için (3.185), EJÇ3 alçak basınç ejektörü (ABEJ) için (3.186) denklemini sağlayacak şekilde belirlenmesi gereklidir. EJÇ1 için Şekil 3.7, EJÇ2 için Şekil 3.8, EJÇ3 için Şekil 3.9'daki algoritmalar oluşturulmuştur. EJÇ2'de emme lülesi giriş koşullarının belirlenebilmesi amacıyla difüzör çıkış basıncı tahmin edilmekte ve ejektör hesaplamaları sonunda bu tahmin doğrulanmaktadır.

$$\frac{u_{3m} a_{3m}}{v_{3m}} = 1 \quad (3.182)$$

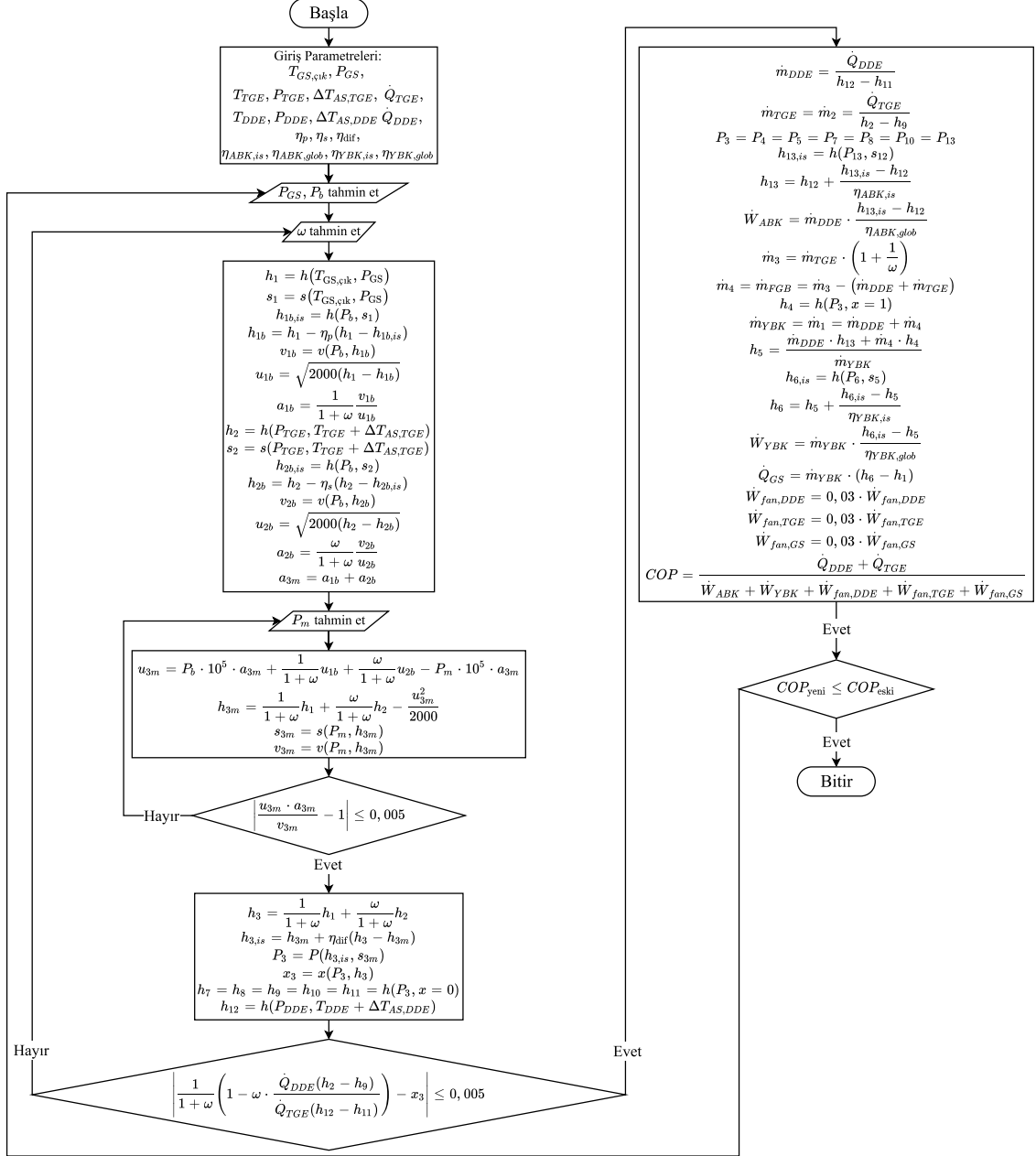
$$(x_{dif,çık})_{EJÇ1} = \frac{1}{1 + \omega} \left[1 - \omega \frac{\dot{Q}_{DDE}(h_{TGE,çık} - h_{TGE,gir})}{\dot{Q}_{TGE}(h_{DDE,çık} - h_{DDE,gir})} \right] \quad (3.183)$$

$$(x_{dif,çık})_{EJÇ2} = \frac{1}{1 + \omega} \quad (3.184)$$

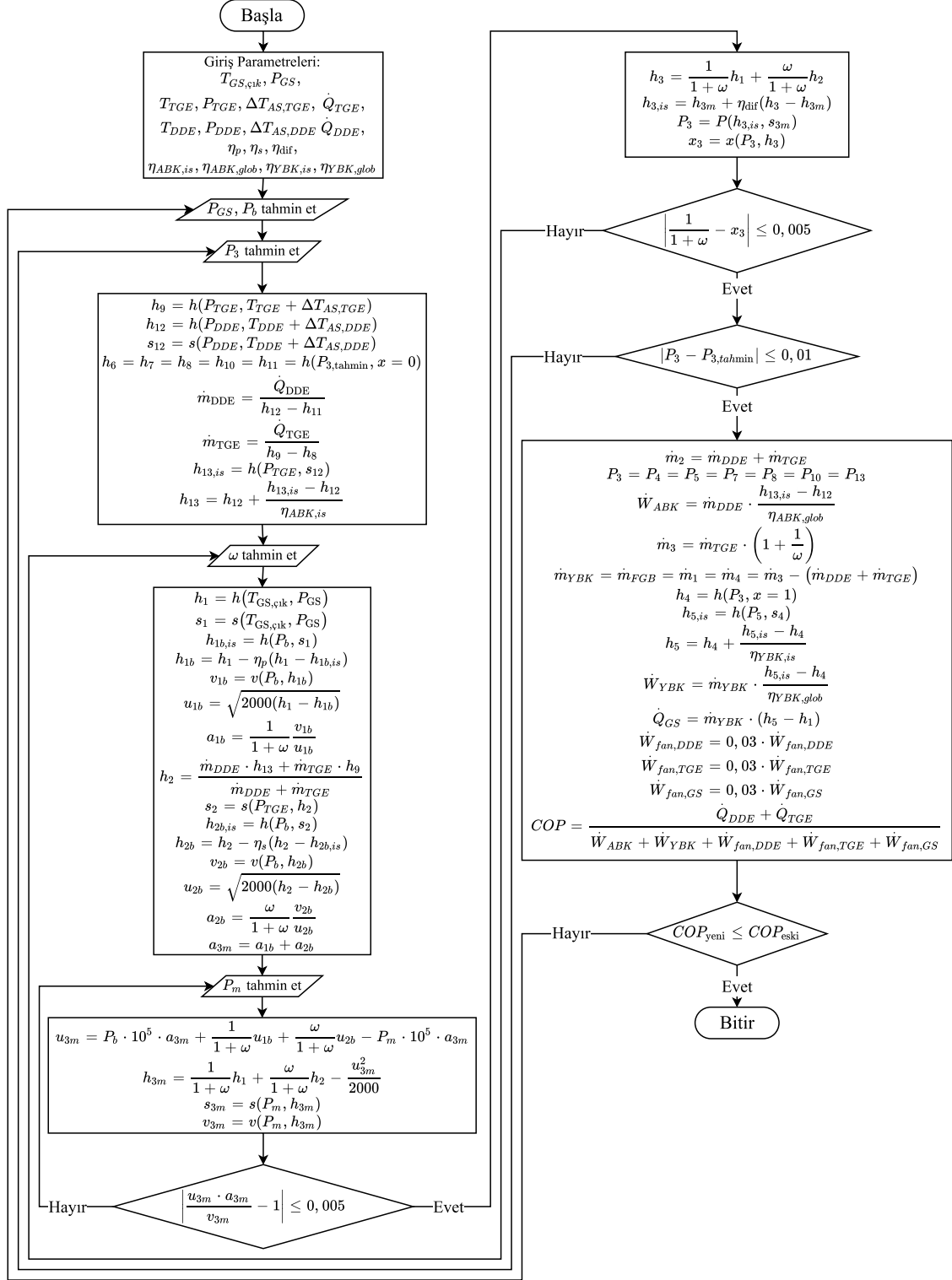
$$(x_{dif,çık})_{OBEJ,EJÇ3} = \left(\frac{1}{1 + \omega} \right)_{OBEJ} \quad (3.185)$$

$$(x_{dif,çık})_{ABEJ,EJÇ3} = \left(\frac{1}{1 + \omega} \right)_{ABEJ} \quad (3.186)$$

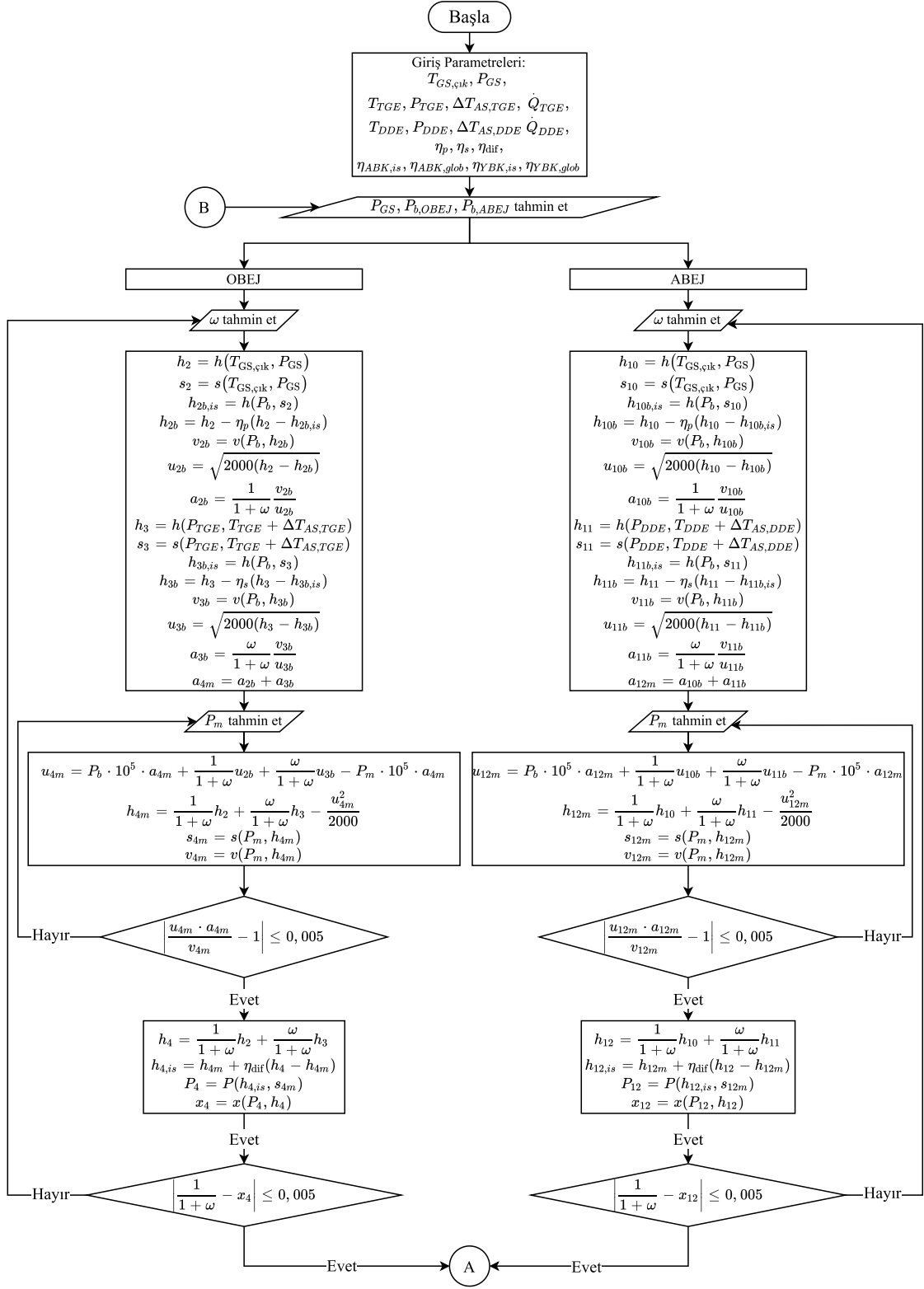
Lüle, karışma odası ve boğaz çaplarının belirlenmesi için homojen denge modeli (HEM) kullanılmıştır (Sher ve ark., 2008, Bilir Sağ, 2015). Lüle ve karışma odası çıkış kesitleri (3.187)-(3.192) denklemleri ile hesaplanmaktadır.



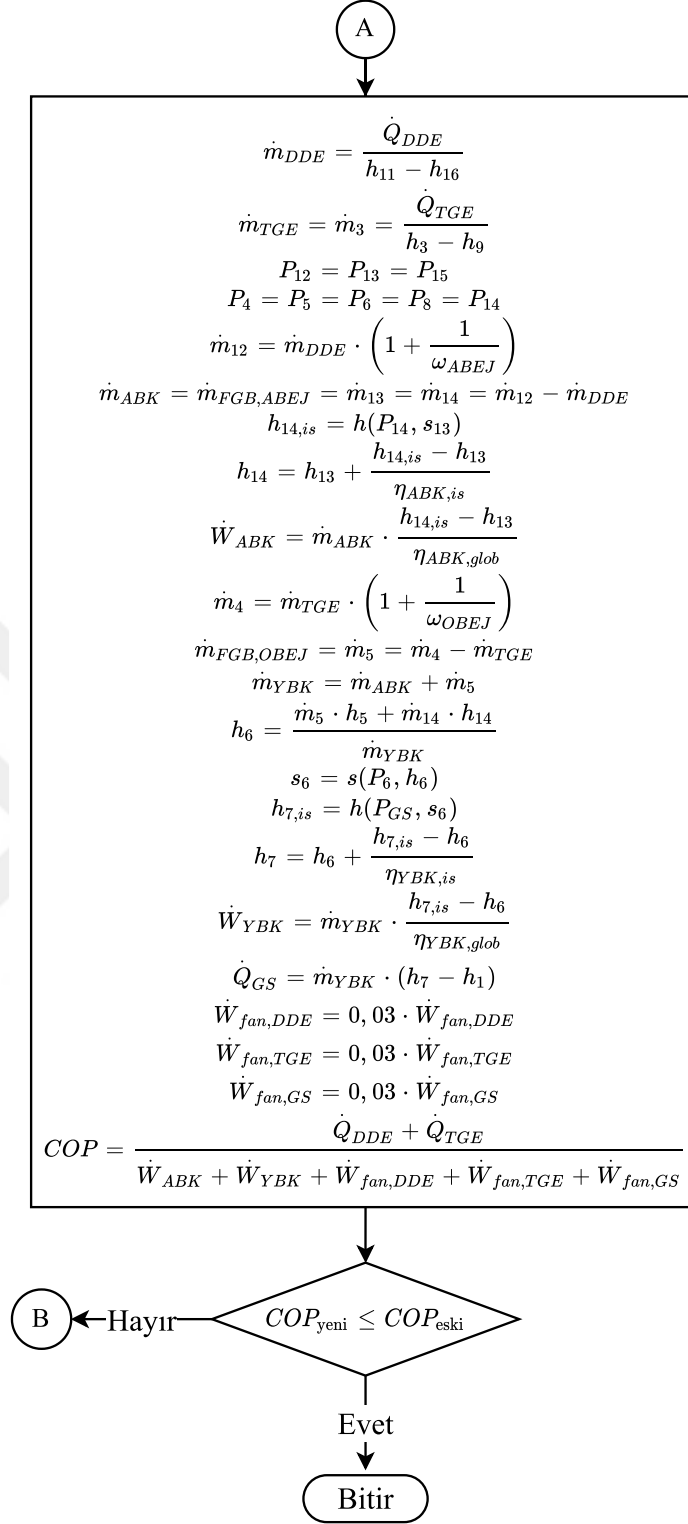
Şekil 3.7. EJÇ1 hesaplamalarına ait algoritma akış şeması



Şekil 3.8. EJC2 hesaplamalarına ait algoritma akış şeması



Şekil 3.9. EJÇ3 hesaplamalarına ait algoritma akış şeması



Şekil 3.9. (devamı) EJÇ3 hesaplamalarına ait algoritma akış şeması

$$A_{1b} = \frac{\dot{m}_1 v_{1b}}{u_{1b}} \quad (3.187)$$

$$d_{1b} = \sqrt{\frac{4A_{1b}}{\pi}} \quad (3.188)$$

$$A_{2b} = \frac{\dot{m}_2 v_{2b}}{u_{2b}} \quad (3.189)$$

$$d_{2b} = \sqrt{\frac{4A_{2b}}{\pi}} \quad (3.190)$$

$$A_{3m} = \frac{\dot{m}_3 v_{3m,çık}}{u_{3m,çık}} \quad (3.191)$$

$$d_{3m} = \sqrt{\frac{4A_{3m}}{\pi}} \quad (3.192)$$

(3.193)-(3.202) denklemleri ile tahrik lülesi çıkışındaki Mach sayısı kontrol edilir. $Ma < 1$ ise tahrik lülesi sadece daralan şekilde tasarlanır. $Ma \geq 1$ olması durumunda tahrik lülesi daralan-genişleyen şekilde tasarlanır.

$$h_{t,is} = h(P_t, s_1) \quad (3.193)$$

$$h_t = h_1 - \eta_p(h_1 - h_{t,is}) \quad (3.194)$$

$$\rho_{t,g} = \rho(P_t, x = 1) \quad (3.195)$$

$$u_{ses,t,g} = u_{ses}(P_t, x = 1) \quad (3.196)$$

$$\rho_{t,m} = \rho(P_t, h_t) \quad (3.197)$$

$$x_t = x(P_t, h_t) \quad (3.198)$$

$$\epsilon_t = x_t \left(\frac{\rho_{t,m}}{\rho_{t,g}} \right) \quad (3.199)$$

$$u_t = \sqrt{2000(h_1 - h_t)} \quad (3.200)$$

$$u_{ses,t} = \sqrt{\frac{\rho_{t,g} \times u_{ses,t,g}^2}{\rho_{t,m} \times \epsilon_t}} \quad (3.201)$$

$$Ma_t = \frac{u_t}{u_{ses,t}} \quad (3.202)$$

Daralan-genişleyen tahrik lülesine ait hesaplamalar (3.203)-(3.211) denklemleri ile yapılmakta olup $Ma = 1$ eşitliğini sağlayan bir boğaz kesiti vardır. Boğaz için bir basınç değeri tahmin edilerek $Ma = 1$ eşitliğini sağlayacak şekilde tahmin yenilenir. Boğaz alanı (A_t) tahrik lülesinden geçebilecek maksimum debiyi belirlediğinden dolayı önemli bir faktördür.

$$\rho_{1b,g} = \rho(P_b, x = 1) \quad (3.203)$$

$$u_{ses,1b,g} = u_{ses}(P_b, x = 1) \quad (3.204)$$

$$\rho_{1b,m} = \rho(P_b, h_{1b}) \quad (3.205)$$

$$x_{1b} = x(P_b, h_{1b}) \quad (3.206)$$

$$\epsilon_{1b} = x_{1b} \left(\frac{\rho_{1b,m}}{\rho_{1b,g}} \right) \quad (3.207)$$

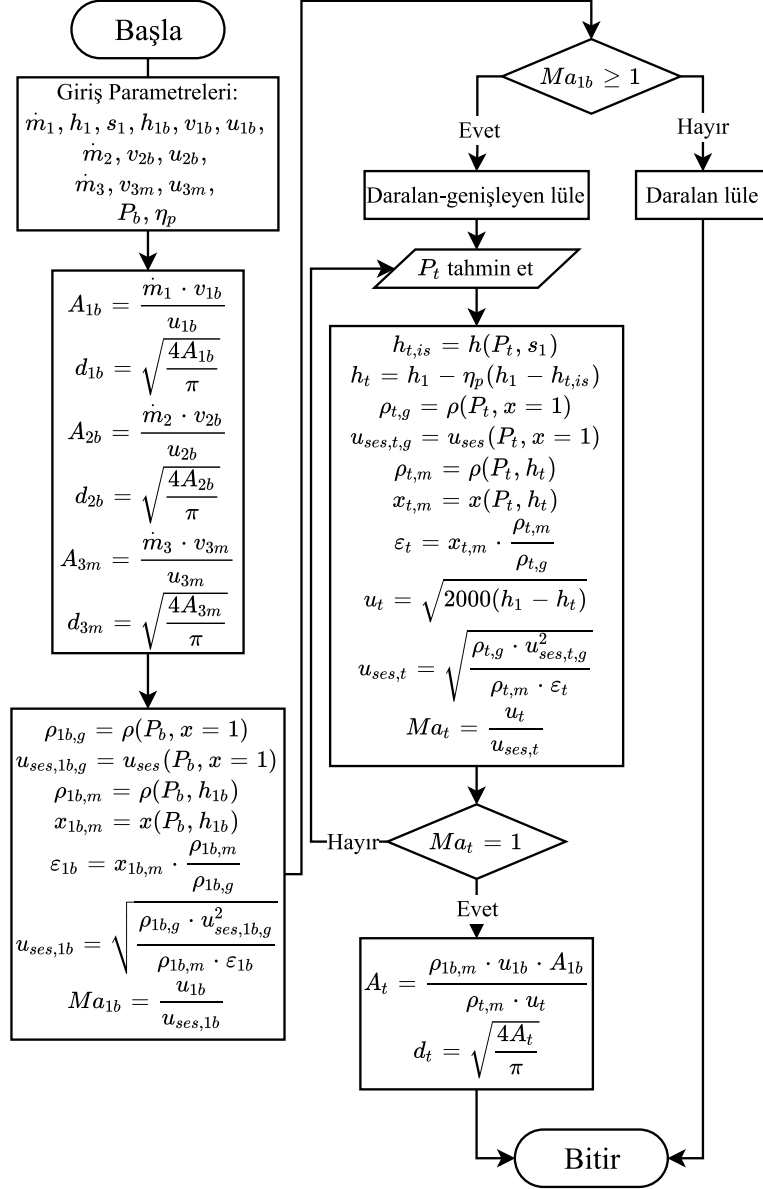
$$u_{ses,1b} = \sqrt{\frac{\rho_{1b,g} \times u_{ses,1b,g}^2}{\rho_{1b,m} \times \epsilon_{1b}}} \quad (3.208)$$

$$Ma_{1b} = \frac{u_{1b}}{u_{ses,1b}} \quad (3.209)$$

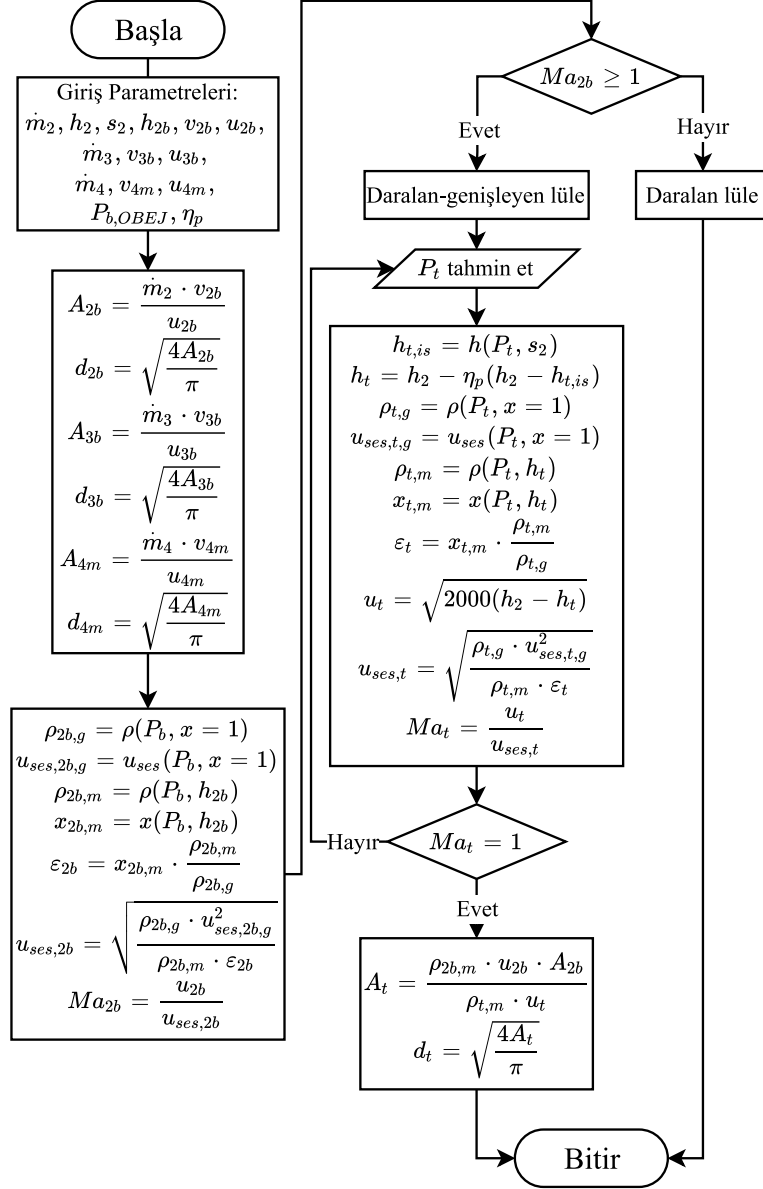
$$A_t = \frac{\left(\frac{1}{v_{1b}} \right) \times u_{1b} \times A_{1b}}{\rho_{t,m} \times u_t} \quad (3.210)$$

$$d_t = \sqrt{\frac{4A_t}{\pi}} \quad (3.211)$$

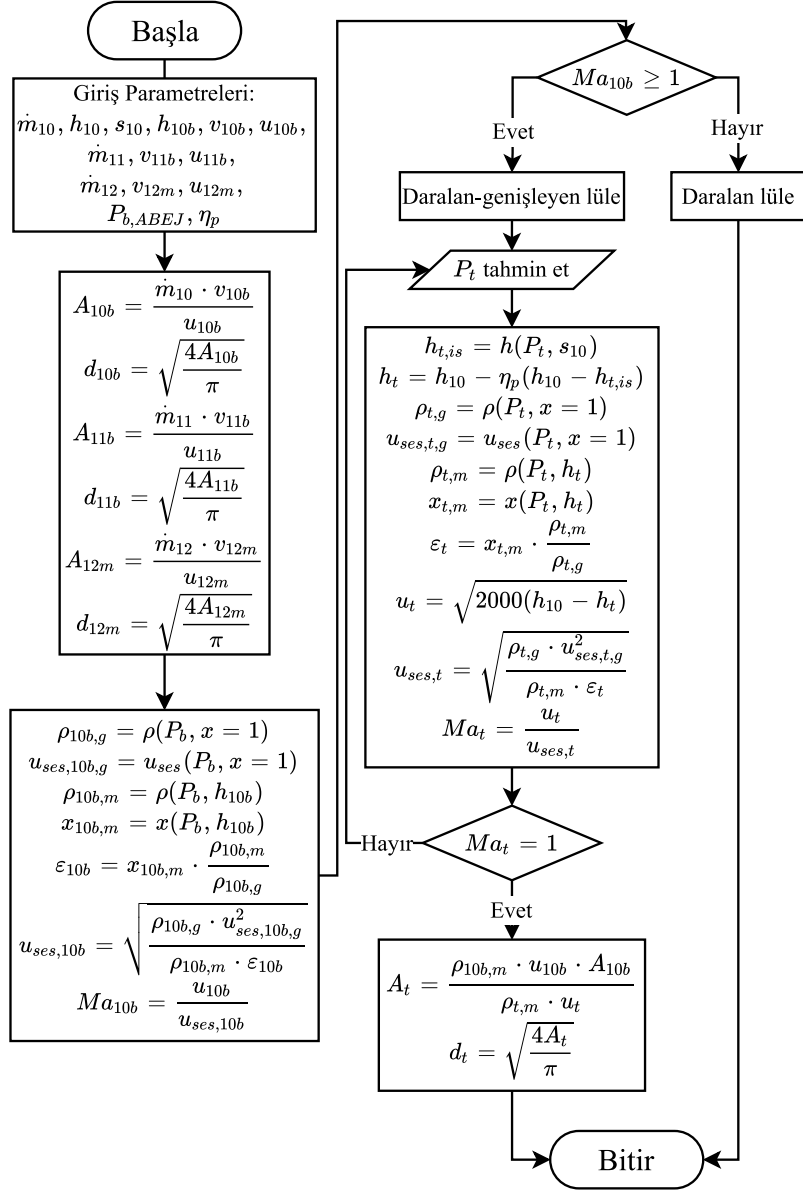
Lüle kesit hesaplamalarına ait algoritma akış şemaları EJÇ1 ve EJÇ2 için Şekil 3.10'da, EJÇ3 OBEJ için Şekil 3.11'de, EJÇ3 ABEJ için Şekil 3.12'de verilmiştir.



Şekil 3.10. EJÇ1 ve EJÇ2 için lüle ve boğaz kesitleri hesaplarına ait algoritma akış şeması



Şekil 3.11. EJÇ3 için orta basınç ejektörü (OBEJ) lüle ve boğaz kesitleri hesaplarına ait algoritma akış şeması



Şekil 3.12. EJÇ3 için alçak basınç ejektörü (ABEJ) lüle ve boğaz kesitleri hesaplarına ait algoritma akış şeması

3.7. Çevrimlerin Yıllık Enerji Tüketimi Hesaplamaları

Çevrimlere ait kondenser/gaz soğutucu koşulları çevre sıcaklığına göre Çizelge 3.1'deki korelasyonlar kullanılarak belirlenmiştir (Tsimpoukis ve ark., 2021). Çevrimler 27 °C çevre sıcaklığında ve altında kritik altı, üzerinde transkritik olarak çalışmaktadır.

Çizelge 3.1. Kondenser/gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ve basıncı için korelasyonlar (Tsimpoukis ve ark., 2021)

$T_{\text{cev}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{GS/kon,çık}} [^{\circ}\text{C}]$	$P_{\text{GS/kon}} [\text{bar}]$
$T_{\text{cev}} \leq 5 ^{\circ}\text{C}$	11 $^{\circ}\text{C}$	$P_{\text{doy}}@ (13 ^{\circ}\text{C})$
$5 < T_{\text{cev}} \leq 14 ^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{cev}} + 6 ^{\circ}\text{C}$	$P_{\text{doy}}@ (T_{\text{cev}} + 8 ^{\circ}\text{C})$
$14 < T_{\text{cev}} \leq 27 ^{\circ}\text{C}$	$0,7692T_{\text{cev}} + 9,23$	$1,397T_{\text{GS/kon,çık}} + 32,09$
$T_{\text{cev}} > 27 ^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{cev}} + 3 ^{\circ}\text{C}$	Optimize edilmiş

Evaporatör soğutma yüklerinin hesabında Çizelge 3.2'deki korelasyonlar kullanılmıştır. Soğutma yükleri çevre sıcaklığına bağlı olarak minimum değer ve tasarım değeri arasında değişmektedir. Soğutma yükleri 5 $^{\circ}\text{C}$ veya daha düşük çevre sıcaklıklarında minimum değerlerinde, 30 $^{\circ}\text{C}$ veya daha yüksek çevre sıcaklıklarında ise tasarım değerlerindedir. Ara sıcaklıklarda yükler lineer bir davranış izlemektedir (Zhang, 2006, Tsimpoukis ve ark., 2021). Taze gıda evaporatörü (TGE) genellikle açık vitrin şeklinde tasarlandığından dolayı çevre koşullarından daha fazla etkilenmekte ve bu nedenle yük değişimi derin dondurucu evaporatörüne (DDE) göre fazla olmaktadır (Gullo, 2016).

Çizelge 3.2. Evaporatör kapasiteleri için korelasyonlar (Zhang, 2006)

$T_{\text{cev}} (^{\circ}\text{C})$	$\dot{Q}_{\text{TGE}} [\text{kW}]$	$\dot{Q}_{\text{DDE}} [\text{kW}]$
$T_{\text{cev}} < 5 ^{\circ}\text{C}$	$0,66\dot{Q}_{\text{TGE,tas}}$	$0,80\dot{Q}_{\text{DDE,tas}}$
$5 \leq T_{\text{cev}} \leq 30 ^{\circ}\text{C}$	$\left[1 - (1 - 0,66) \left(\frac{30 - T_{\text{cev}}}{30 - 5}\right)\right] \dot{Q}_{\text{TGE,tas}}$	$\left[1 - (1 - 0,80) \left(\frac{30 - T_{\text{cev}}}{30 - 5}\right)\right] \dot{Q}_{\text{DDE,tas}}$
$T_{\text{cev}} > 30 ^{\circ}\text{C}$	$\dot{Q}_{\text{TGE,tas}}$	$\dot{Q}_{\text{DDE,tas}}$

Isıtma-soğutma-iklimlendirme sistemlerinin yıllık enerji tüketimi hesaplamalarında derece-gün yöntemi yaygın olarak kullanılan pratik bir yöntemdir. Bu yöntem farklı lokasyonlardaki binaların aylık ve yıllık ısıtma-soğutma ihtiyacının tahmin edilebilmesi amacıyla 1920'li yılların sonlarında geliştirilmiştir. Bu yöntemde binanın enerji ihtiyacının temel sıcaklık ve ortalama sıcaklık farkı ile orantılı olduğu kabul edilmektedir. Derece-gün yöntemi, bina kullanımı ve ekipmanların verimi sabit olduğu durumda uygun olan basit bir yöntemdir. Sistem veriminin sabit olmadığı durumlarda derece-gün yönteminin kullanımı uygun değildir. Bu durumda bin-saat yöntemi yıllık enerji tüketimi hesaplarında iyi sonuçlar vermektedir. Bin-saat yönteminde farklı çevre sıcaklıklarında enerji tüketimleri belirlenir ve tüketimler her sıcaklığın gerçekleşme saat adedi ile çarpılır (Said ve ark., 2003). Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde sıcaklık aralıklarının (bin) 1, 2, 3, 4 $^{\circ}\text{C}$ gibi çeşitli değerlerde belirlendiği görülmüştür. Türkiye'de

yapılan çalışmalarda genellikle 3'er °C'lik bin'ler kullanılmaktadır (Bulut ve ark., 2001, Özyurt ve ark., 2009).

Bin-saat verilerinin hesaplama prosedürü aşağıdaki şekilde gerçekleştirilmiştir:

1. Meteoroloji Genel Müdürlüğü Meteorolojik Veri Bilgi Sunum ve Satış Sistemi (MEVBİS) üzerinden Türkiye'nin 7 bölgesinde toplam 11 ile ait 2016-2020 yılları arasındaki saatlik kuru termometre sıcaklıklarını içeren veri seti sipariş ile temin edilmiştir.
2. Veri seti incelendiğinde birçok eksik parametre tespit edilmiş olup bu parametreler, ilgili saatin bir gün öncesi ve bir gün sonrasına ait sıcaklık değerlerinin ortalaması alınarak tamamlanmıştır.
3. Saatlik sıcaklık parametrelerinin 5 yıllık ortalaması alınarak veri seti her il için 8760 parametreye indirgenmiştir.
4. Microsoft Excel programında bir kod yazılarak indirgenmiş veri setindeki sıcaklık parametreleri, 3'er °C aralıklı sıcaklık bin'lerine dağıtılmış ve her sıcaklık aralığının gerçekleşme saat adedi (bin-saat) hesaplanmıştır.

Çevrimlerin yıllık enerji tüketimleri her sıcaklık bin'indeki orta noktayı çevre sıcaklığı kabul ederek (3.212) denklemi ile hesaplanmıştır.

$$E_{top} = \sum (\dot{W}_{top} N_{bin})_{@T_{\text{cev}}} \quad (3.212)$$

3.8. Çevrimlerin Çevresel Etki Hesaplamaları

Çevrimlerin çevresel etki hesaplamalarında çalışma ömrü boyunca meydana gelen akışkan sızıntısı, çalışma ömrü sonunda akışkanın imhası ve çalışma sırasında tüketilen enerjinin üretiminden kaynaklı emisyonların dikkate alındığı toplam eşdeğer ısınma etkisi (TEWI) yöntemi kullanılmıştır. EN378 standardına göre TEWI hesaplamaları (3.213)-(3.215) denklemleri ile yapılmıştır (Zottl ve ark., 2011). CO₂ için GWP değeri 1, yıllık soğutucu akışkan sızıntısı (L) %15, sistem ömrü (n) 10 yıl, geri dönüşüm faktörü (α) %90 alınmıştır (Shilliday, 2012, Gullo, 2016). Soğutucu akışkan şarjı (m) her evaporatör için 3 kg/kW alınmış olup (Karampour ve Sawalha, 2018) her çevrim için 435 kg olarak hesaplanmıştır. Türkiye için CO₂ emisyon faktörü (K) 0,551 kg CO₂/kWh alınmıştır (Dulkadiroğlu, 2018).

$$TEWI_{Doğrudan} = GWP \times m \times [L \times n + (1 - \alpha)] \quad (3.213)$$

$$TEWI_{Dolaylı} = E \times K \times n \quad (3.214)$$

$$TEWI = TEWI_{Doğrudan} + TEWI_{Dolaylı} \quad (3.215)$$

3.9. Çevrimlerin Ekserji Hesaplamaları

Ekserji analizi, sistemlerdeki tersinmezliklerin miktarını ve yerini belirlemek için kullanılan bir yöntemdir. Çevrimlerin kimyasal, kinetik ve potansiyel ekserji değişimleri fiziksel ekserji değişimlerinin yanında çok küçük olduğundan ihmal edilmiştir. Ekserji analizleri (3.216)-(3.221) denklemleri ile yapılmıştır (Kotas, 1985). Havanın gaz soğutucudan (GS) çıkış sıcaklığı, giriş sıcaklığının 5 °C fazlası alınmıştır. Taze gıda evaporatörü (TGE) hava giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla +2 ve 0 °C, derin dondurucu evaporatörü (DDE) hava giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla -23 ve -25 °C alınmıştır (Gullo ve ark., 2019). Kaynak sıcaklıkları, ilgili ısı değiştiricideki hava giriş ve çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalaması olarak alınmıştır.

Kütle akış ekserjisi:

$$\dot{E}_{k\ddot{u}t\ddot{u}l\ddot{e}} = \dot{m}[h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (3.216)$$

Evaporatörler ve gaz soğutucudan transfer edilen ısı ekserjileri:

$$\dot{E}_{TGE}^Q = \dot{Q}_{TGE} \left(\frac{T_0}{T_{L,TGE}} - 1 \right) \quad (3.217)$$

$$\dot{E}_{DDE}^Q = \dot{Q}_{DDE} \left(\frac{T_0}{T_{L,DDE}} - 1 \right) \quad (3.218)$$

$$\dot{E}_{GS}^Q = \dot{Q}_{GS} \left(1 - \frac{T_0}{T_{H,GS}} \right) \quad (3.219)$$

Çevrim genelinde ekserji dengesi:

$$\sum \dot{E}_{k\ddot{u}t\ddot{u}l\ddot{e},gir} + \sum \dot{W}_{gir} = \sum \dot{E}_{k\ddot{u}t\ddot{u}l\ddot{e},çık} + \sum \dot{E}_{çık}^Q + \sum \dot{E}_D \quad (3.220)$$

Çevrim genelinde ekserji verimi:

$$\psi = 1 - \frac{\dot{E}_{D,top} + \dot{E}_{GS}^Q}{\dot{W}_{top}} \quad (3.221)$$

3.10. Çevrimlerin Termoekonomik (Eksergoekonomik) Hesaplamaları

Termoekonomik (eksergoekonomik) analizlerde özgül ekserji maliyeti (SPECO) yöntemi kullanılmıştır. SPECO yönteminde sistemdeki tüm ekserji giriş ve çıkışları dikkate alınarak bileşenlerin yakıt ve ürün terimleri belirlenmekte, maliyetler işletme yönetiminin temel ilkeleri uygulanarak hesaplanmaktadır. Bu yöntem, bir ısıl sistemin ve bileşenlerinin ekserji verimlerini geliştirmek için genel, sistematik, basit ve açık bir yaklaşım sunarak herhangi bir sistemle ilişkili yardımcı maliyet denklemlerini geliştirmek için genel kriterler sağlar. Bu kriterler genel ticari uygulamalarla uyumludur ve dolayısıyla bu denklemlerin kabulünü artırır (Bejan ve ark., 1996, Lazzaretto ve Tsatsaronis, 2006). Termoekonomik (eksergoekonomik) analizlerde ekipman maliyetlerinin yanısıra ekipmanların tersinmezliklerinden kaynaklı maliyetler de dikkate alınmaktadır.

Sermaye yatırımı ile bakım ve işletme maliyetleri ekserji dışı maliyetleri oluşturmaktadır. Paranın zaman değeri dikkate alınarak ekipman satın alma fiyatları, sermaye geri dönüşüm faktörü (CRF) ile çarpılmaktadır. Saatlik sermaye yatırımı ile bakım ve işletme maliyetleri (3.222)-(3.224) denklemleri ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{SY} + \dot{Z}_k^{IB} \quad (3.222)$$

$$\dot{Z}_k^{SY} = PEC \times \frac{CRF}{H} \quad (3.223)$$

$$CRF = \frac{i_{eff}(1 + i_{eff})^n}{(1 + i_{eff})^n - 1} \quad (3.224)$$

EPDK 1 Ocak 2022 alçak gerilim ticarethane tarifesine göre elektrik birim fiyatı vergiler dahil 2,74 TL/kWh (EPDK, 2022) olarak alınmış olup yıllık enflasyon oranına göre seviyelendirilmiş elektrik birim fiyatı (3.225)-(3.227) denklemleri ile hesaplanmıştır.

$$c_{el} = \text{Elektrik birim fiyatı} \times CELF \quad (3.225)$$

$$CELF = \frac{k(1 - k^n)}{1 - k} \times CRF \quad (3.226)$$

$$k = \frac{1 + r_n}{1 + i_{eff}} \quad (3.227)$$

31 Aralık 2021 sonu TCMB verilerine göre yıllık enflasyon %36 (TCMB, 2022c), faiz %14 (TCMB, 2022a), Amerikan Doları kuru 13 TL (TCMB, 2022b) olarak alınmıştır. Ekipman satın alma maliyetlerine vergiler dahil edilmemiştir.

Ekipmanların ekserji maliyetleri (3.228)-(3.233) denklemleri ile hesaplanmıştır.

$$c_{komp,gir}\dot{E}_{komp,gir} + c_{el}\dot{W}_{komp} + \dot{Z}_{komp} = c_{komp,\text{çık}}\dot{E}_{komp,\text{çık}} \quad (3.228)$$

$$c_{ev,gir}\dot{E}_{ev,gir} + c_{Q_{ev}}\dot{Q}_{ev}\left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) + c_{el}\dot{W}_{fan,ev} + \dot{Z}_{ev} = c_{ev,\text{çık}}\dot{E}_{ev,\text{çık}} \quad (3.229)$$

$$c_{GS,gir}\dot{E}_{GS,gir} + c_{el}\dot{W}_{fan,GS} + \dot{Z}_{GS} = c_{GS,\text{çık}}\dot{E}_{GS,\text{çık}} + c_{Q_{GS}}\dot{Q}_{GS}\left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \quad (3.230)$$

$$c_{GV,gir}\dot{E}_{GV,gir} + \dot{Z}_{GV} = c_{GV,\text{çık}}\dot{E}_{GV,\text{çık}} \quad (3.231)$$

$$c_{flaş,gir}\dot{E}_{flaş,gir} + \dot{Z}_{flaş} = c_{flaş,\text{çık},l}\dot{E}_{flaş,\text{çık},l} + c_{flaş,\text{çık},g}\dot{E}_{flaş,\text{çık},g} \quad (3.232)$$

$$c_{p,gir}\dot{E}_{p,gir} + c_{s,gir}\dot{E}_{s,gir} + \dot{Z}_{EJ} = c_{dif,\text{çık}}\dot{E}_{dif,\text{çık}} \quad (3.233)$$

Denklem sayısını bilinmeyen parametre sayısına eşitlemek için (3.234)-(3.236) yardımcı bağıntıları kullanılmıştır (Gullo ve ark., 2015).

$$c_{ev,gir} = c_{ev,\text{çık}} \quad (3.234)$$

$$c_{GS,gir} = c_{GS,\text{çık}} \quad (3.235)$$

$$c_{flaş,\text{çık},l} = c_{flaş,\text{çık},g} \quad (3.236)$$

Çevrim genelinde birim ürün maliyeti (3.237)-(3.238) denklemleri ile yazılabilir.

$$\sum c_{yakıt}\dot{E}_{yakıt} + \sum \dot{Z}_k = \sum c_{ürün}\dot{E}_{ürün} \quad (3.237)$$

$$c_{ürün} = \frac{c_{Q_{DDE}}\dot{E}_{DDE}^Q + c_{Q_{TGE}}\dot{E}_{TGE}^Q + c_{Q_{GS}}\dot{E}_{GS}^Q}{\dot{E}_{DDE}^Q + \dot{E}_{TGE}^Q} = \frac{c_{el}\sum \dot{W} + \sum \dot{Z}}{\dot{E}_{DDE}^Q + \dot{E}_{TGE}^Q} \quad (3.238)$$

Her bir ekipmana ait eksergoekonomik faktör hesabı (3.239) denklemiyle yapılmıştır. Eksergoekonomik faktör bir ekipmanın ekserji dışı (sermaye yatırımı, bakım ve işletme) maliyetlerinin o ekipmanın toplam maliyetine oranını vermektedir.

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{yakıt,k} \dot{E}_{D,k}} \quad (3.239)$$

Çevrim bileşenlerinin yakıt ve ürün terimleri Çizelge 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3.3. Çevrim bileşenlerinin yakıt ve ürün terimleri

Bileşen	Yakıt	Ürün
Kompresör	$\dot{W}_{komp,el}$	$\dot{E}_{komp,çık} - \dot{E}_{komp,gir}$
Gaz soğutucu	$\dot{E}_{GS,gir} - \dot{E}_{GS,çık} + \dot{W}_{fan,GS}$	$\dot{Q}_{GS} \left(1 - \frac{T_0}{T_{H,GS}}\right)$
Evaporatör	$\dot{E}_{ev,gir} - \dot{E}_{ev,çık} + \dot{W}_{fan,ev}$	$\dot{Q}_{ev} \left(\frac{T_0}{T_{L,ev}} - 1\right)$
Genleşme valfi	$\dot{E}_{GV,gir}$	$\dot{E}_{GV,çık}$
Flaş tank	$\dot{E}_{flaş,gir}$	$\dot{E}_{flaş,çık,l} + \dot{E}_{flaş,çık,g}$
Ejektör	$\dot{E}_{p,gir} + \dot{E}_{s,gir}$	$\dot{E}_{dif,çık}$

Kompresörlerin satın alma maliyetleri (3.240) denklemi ile hesaplanmıştır (Rezayan ve Behbahaninia, 2011, Fazelpour ve Morosuk, 2014)

$$PEC_{komp} = 10167,5 \dot{W}_{el,komp}^{0,46} \quad (3.240)$$

Gaz soğutucu (GS) satın alma maliyeti, toplam ısı transfer alanı ve fan gücüne göre (3.241) denklemiyle hesaplanmıştır (Fazelpour ve Morosuk, 2014). Toplam ısı transfer alanı kapasite, ısı transfer katsayısı ve logaritmik ortalama sıcaklık farkına (LMTD) göre (3.242)-(3.243) denklemleriyle hesaplanmıştır. GS için toplam ısı transfer katsayısı 575 W/m²K alınmıştır (Santosa ve ark., 2019).

$$PEC_{GS} = 1397 A_{GS}^{0,89} + 629,05 \dot{W}_{fan,GS}^{0,76} \quad (3.241)$$

$$A_{GS} = \frac{\dot{Q}_{GS}}{U \times LMTD} \quad (3.242)$$

$$LMTD = \frac{(T_{GS,gir} - T_{hava,çık}) - (T_{GS,çık} - T_{hava,gir})}{\ln \left(\frac{T_{GS,gir} - T_{hava,çık}}{T_{GS,çık} - T_{hava,gir}} \right)} \quad (3.243)$$

Tüm iller ve çevrimler için üretici seçim programından derin dondurucu evaporatörü (DDE) satın alma maliyeti 48645 TL, taze gıda evaporatörü (TGE) satın alma maliyeti 288390 TL olarak alınmıştır (Friterm, 2022).

Genleşme valflerinin satın alma maliyetleri (3.244) denklemi ile hesaplanmıştır (Mosaffa ve ark., 2016)

$$PEC_{GV} = 114,5\dot{m}_{GV} \quad (3.244)$$

Flaş tank satın alma maliyeti (3.245) denklemi ile hesaplanmıştır (Mosaffa ve ark., 2016).

$$PEC_{flaş} = 280,3\dot{m}_{flaş}^{0,67} \quad (3.245)$$

Ejektör satın alma maliyeti (3.246) denklemi ile hesaplanmıştır (El-Sayed, 2001, Khosravi ve ark., 2018)

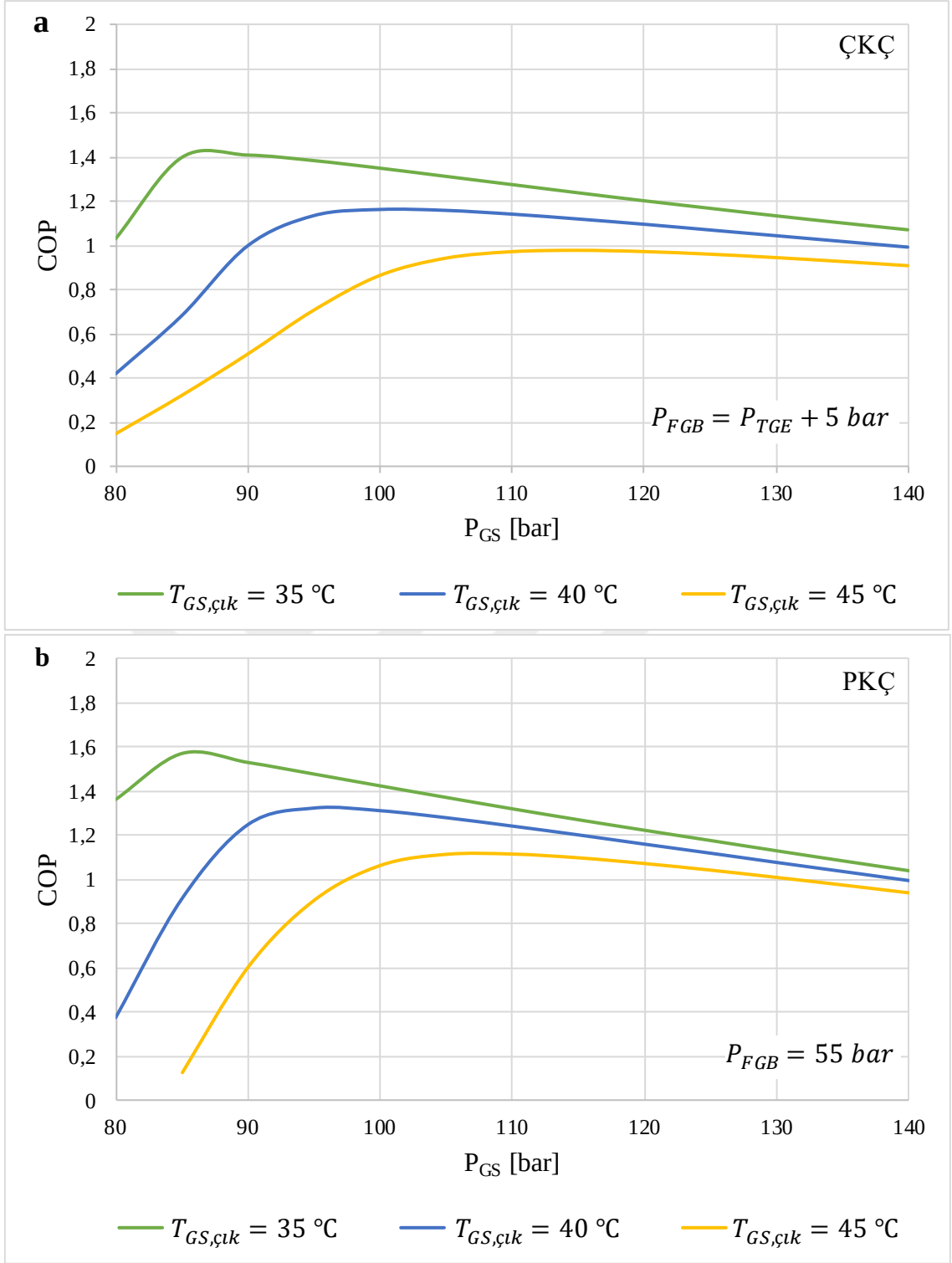
$$PEC_{EJ} = 750\dot{m}_p \left(\frac{T_{s,gir} + 273}{P_{s,gir} \times 0,1} \right)^{0,05} (P_{dif,çlk} \times 0,1)^{-0,75} \quad (3.246)$$

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

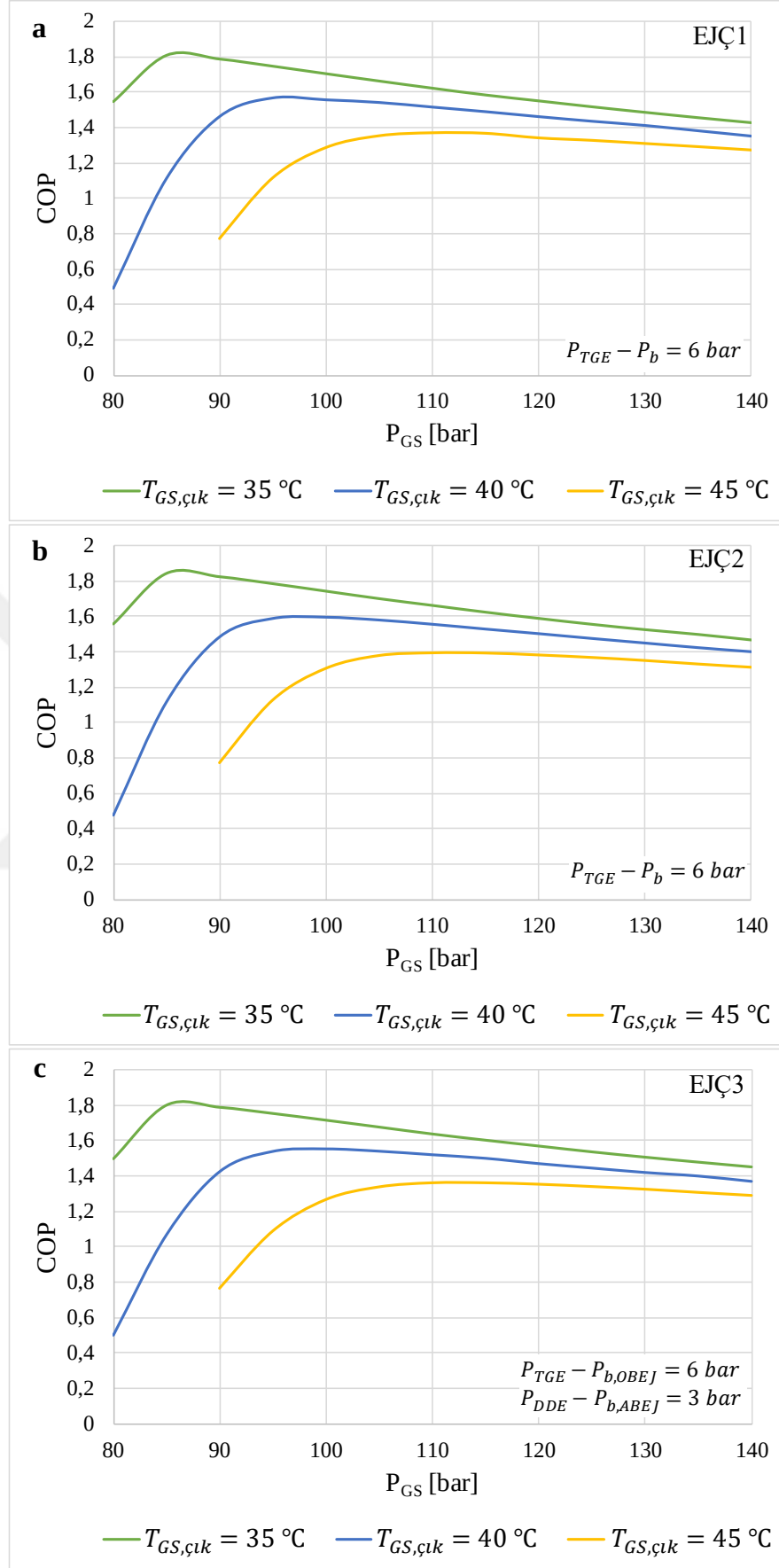
Modellenen çevrimlerden maksimum performansı elde edebilmek amacıyla optimum basınç değerleri belirlenmiş ve ardından enerji, TEWI, ekserji ve termoeconomik (eksergoekonomik) analizler gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalar EES programında (Klein, 2019) yapılmış olup grafikler Microsoft Excel programında hazırlanmıştır.

4.1. Modellenen Çevrimlerin Optimum Basınç Değerlerinin Belirlenmesi

Gaz soğutucu (GS) basıncının çevrimlerin COP değerlerine etkisi çift kademeli çevrim (ÇKÇ) ve paralel kompresörlü çevrim (PKÇ) için Şekil 4.1’de, ejektör genişletirici çevrimler (EJÇ1, EJÇ2 ve EJÇ3) için Şekil 4.2’de incelenmiştir. Her gaz soğutucu çıkış sıcaklığında COP değerini maksimum yapan bir optimum gaz soğutucu basıncı bulunduğu tespit edilmiştir. Optimum noktadan daha düşük basınç değerleri, yüksek değerlere kıyasla çevrimlerin performansına daha olumsuz etki etmektedir. -10 °C taze gıda evaporatörü (TGE) ve -35 °C derin dondurucu evaporatörü (DDE) sıcaklıklarında, 31-50 °C gaz soğutucu (GS) çıkış sıcaklık aralığında 1’er °C adımlarla optimum gaz soğutucu basınçları Altın Bölüm Arama (Golden Section Search) yöntemi ile belirlenmiş olup eğri uydurma ile (4.1)-(4.5) korelasyon denklemleri oluşturulmuştur. Korelasyonların R^2 değerleri sırasıyla %100, %100, %98,76, %98,24 ve %99,70 olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.1. Gaz soğutucu (GS) basıncının çift kademeli çevrim (ÇKÇ) ve paralel kompresörlü çevrim (PKÇ) COP değerlerine etkisi



Şekil 4.2. Gaz soğutucu (GS) basıncının ejektör genişletiricili çevrimlerin (EJÇ1, EJÇ2 ve EJÇ3) COP değerlerine etkisi

$$P_{GS,opt,\text{ÇKÇ}} = 2,6529T_{GS,\text{çlık}} - 4,80083 \quad (4.1)$$

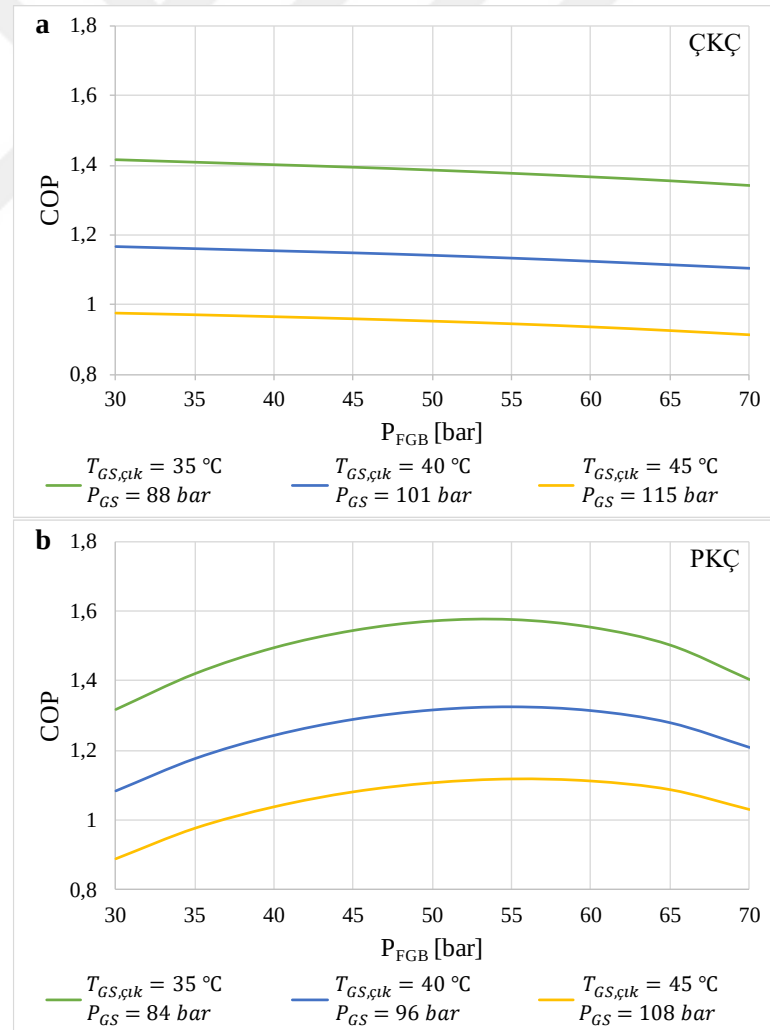
$$P_{GS,opt,\text{PKÇ}} = 2,35073T_{GS,\text{çlık}} + 1,85568 \quad (4.2)$$

$$P_{GS,opt,EJ\text{Ç}_1} = 2,57526T_{GS,\text{çlık}} - 4,81248 \quad (4.3)$$

$$P_{GS,opt,EJ\text{Ç}_2} = 2,50721T_{GS,\text{çlık}} - 1,08404 \quad (4.4)$$

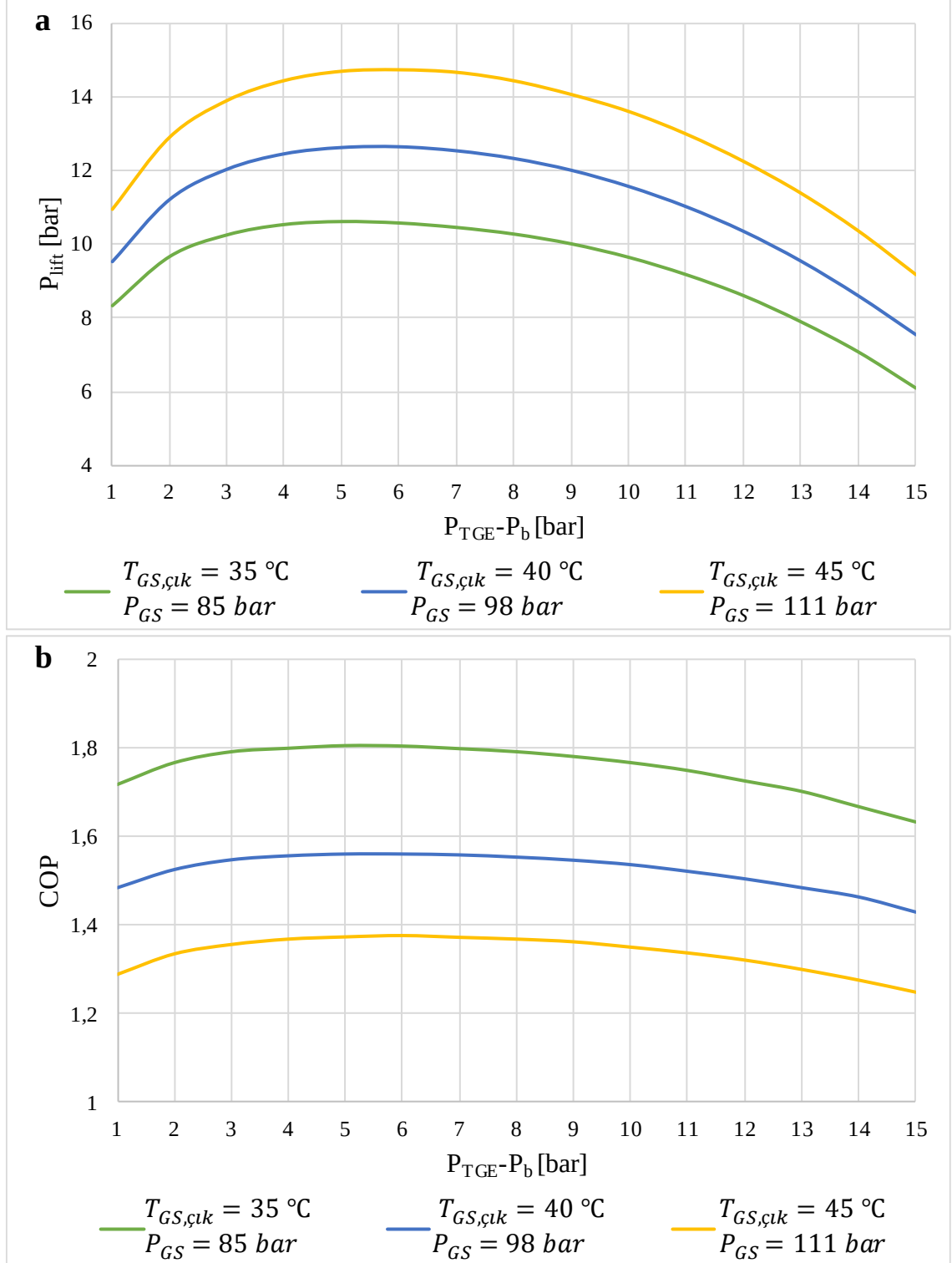
$$P_{GS,opt,EJ\text{Ç}_3} = 2,65955T_{GS,\text{çlık}} - 6,80622 \quad (4.5)$$

ÇKÇ ve PKÇ için flaş gaz baypas (FGB) basıncının etkisi Şekil 4.3’de incelenmiştir. ÇKÇ’de FGB basıncının artması çevrim performansını olumsuz etkilemekle birlikte PKÇ’de 50-60 bar aralığında maksimum COP değerlerinin elde edilebildiği görülmüştür. Optimum noktadan daha düşük FGB basınç değerleri, yüksek değerlere kıyasla PKÇ performansına daha olumsuz etki etmektedir. Transkritik çalışma şartlarında FGB basıncı ÇKÇ için $P_{TGE}+5$ bar, PKÇ için 55 bar olarak alınmıştır.



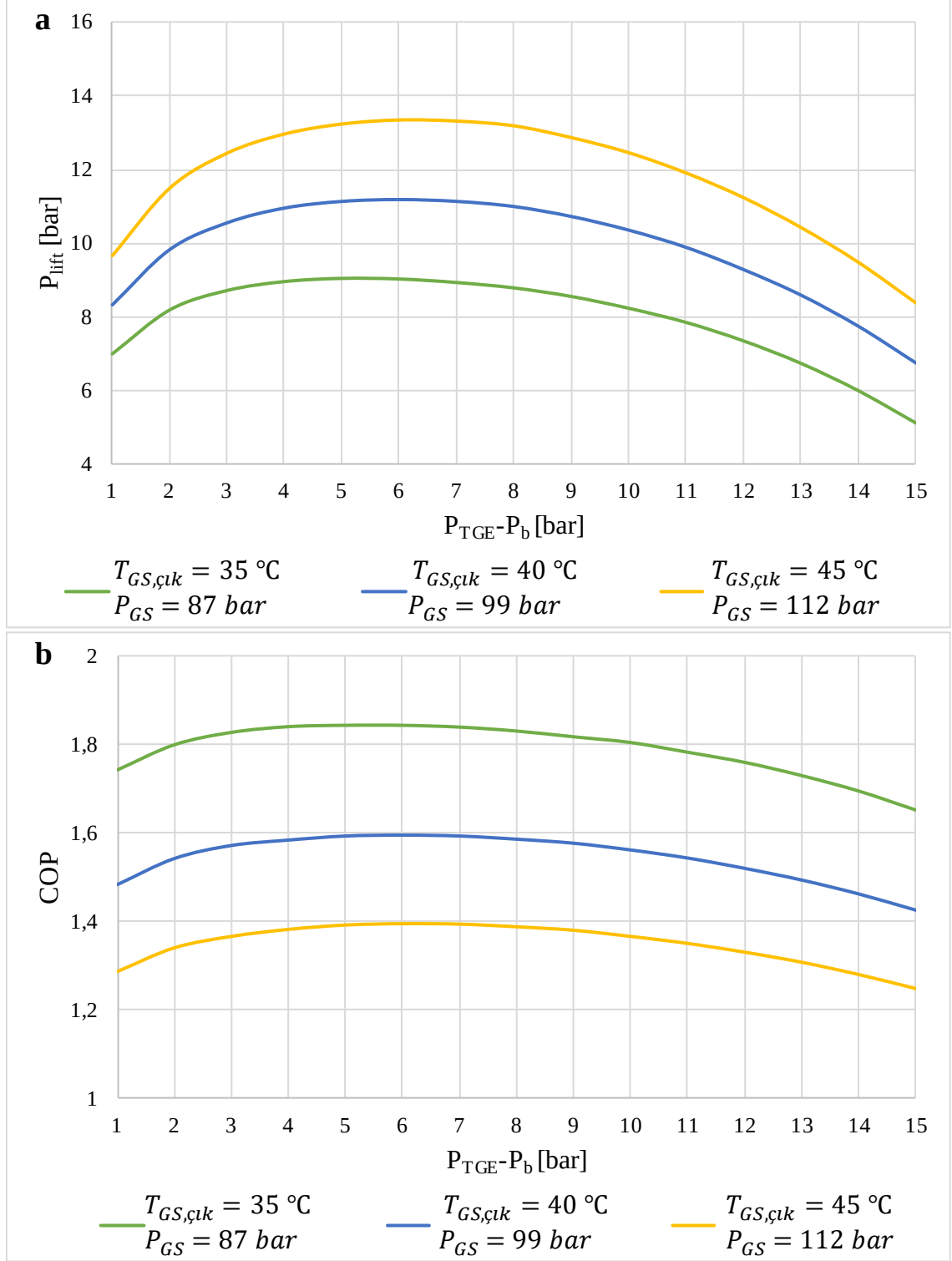
Şekil 4.3. Çift kademeli çevrim (ÇKÇ) ve paralel kompresörlü çevrimde (PKÇ) flaş gaz baypas (FGB) basıncının COP değerlerine etkisi

EJÇ1’de emme lülesi basınç düşüşünün çevrim performansına etkisi Şekil 4.4’de incelenmiştir. 4-8 bar aralığında maksimum difüzör basınç artışı ve COP değerlerinin elde edilebildiği görülmüştür. Transkritik çalışma şartlarında basınç düşüşü 6 bar olarak alınmıştır.



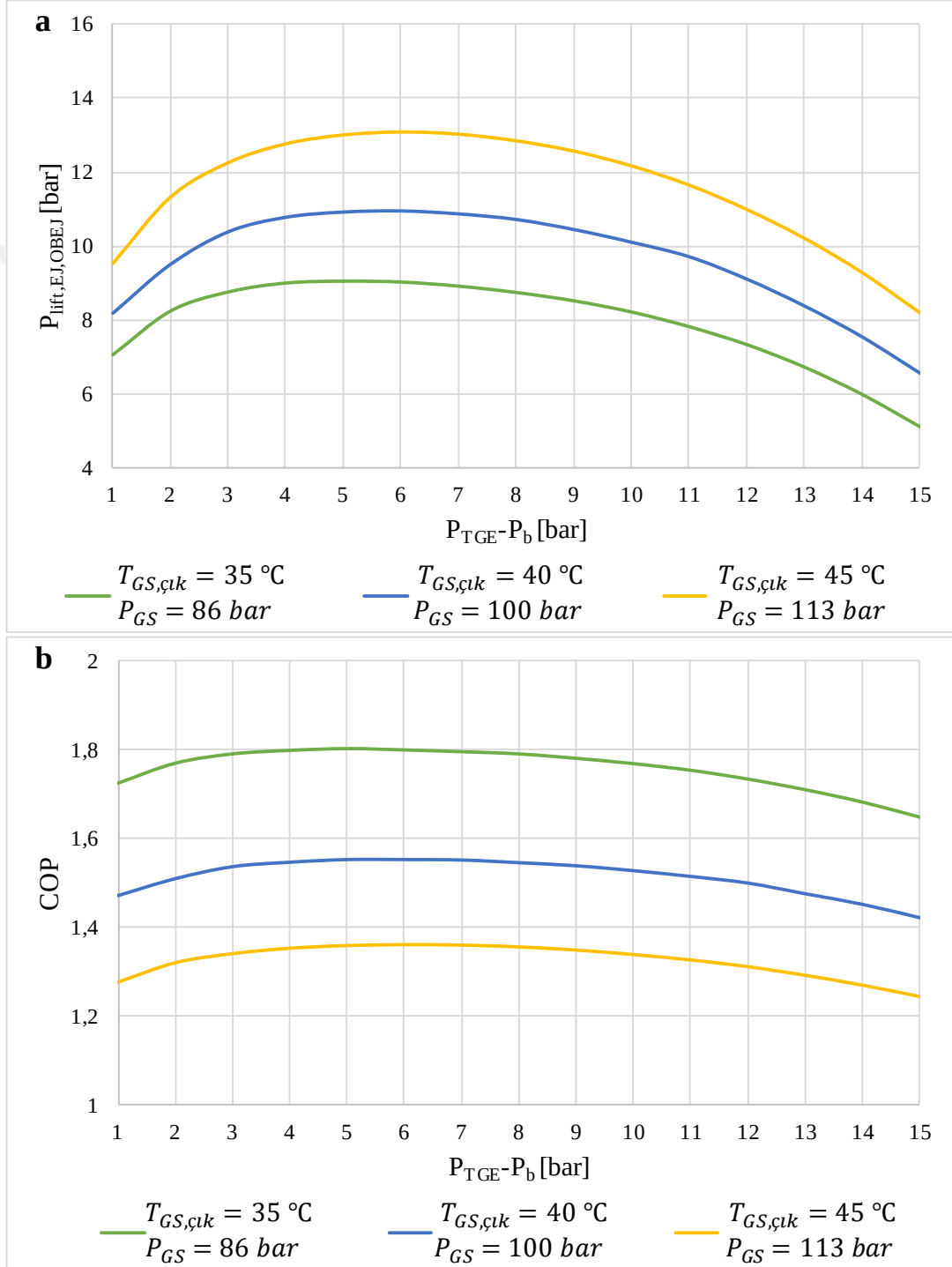
Şekil 4.4. EJÇ1’de lüle basınç düşüşünün difüzör basınç artışı ve çevrim COP değerine etkisi

EJÇ2’de emme lülesi basınç düşüşünün çevrim performansına etkisi Şekil 4.5’de incelenmiştir. EJÇ1’e benzer şekilde 4-8 bar aralığında maksimum difüzör basınç artışı ve COP değerlerinin elde edilebildiği görülmüştür. Transkritik çalışma şartlarında basınç düşüşü 6 bar olarak alınmıştır.

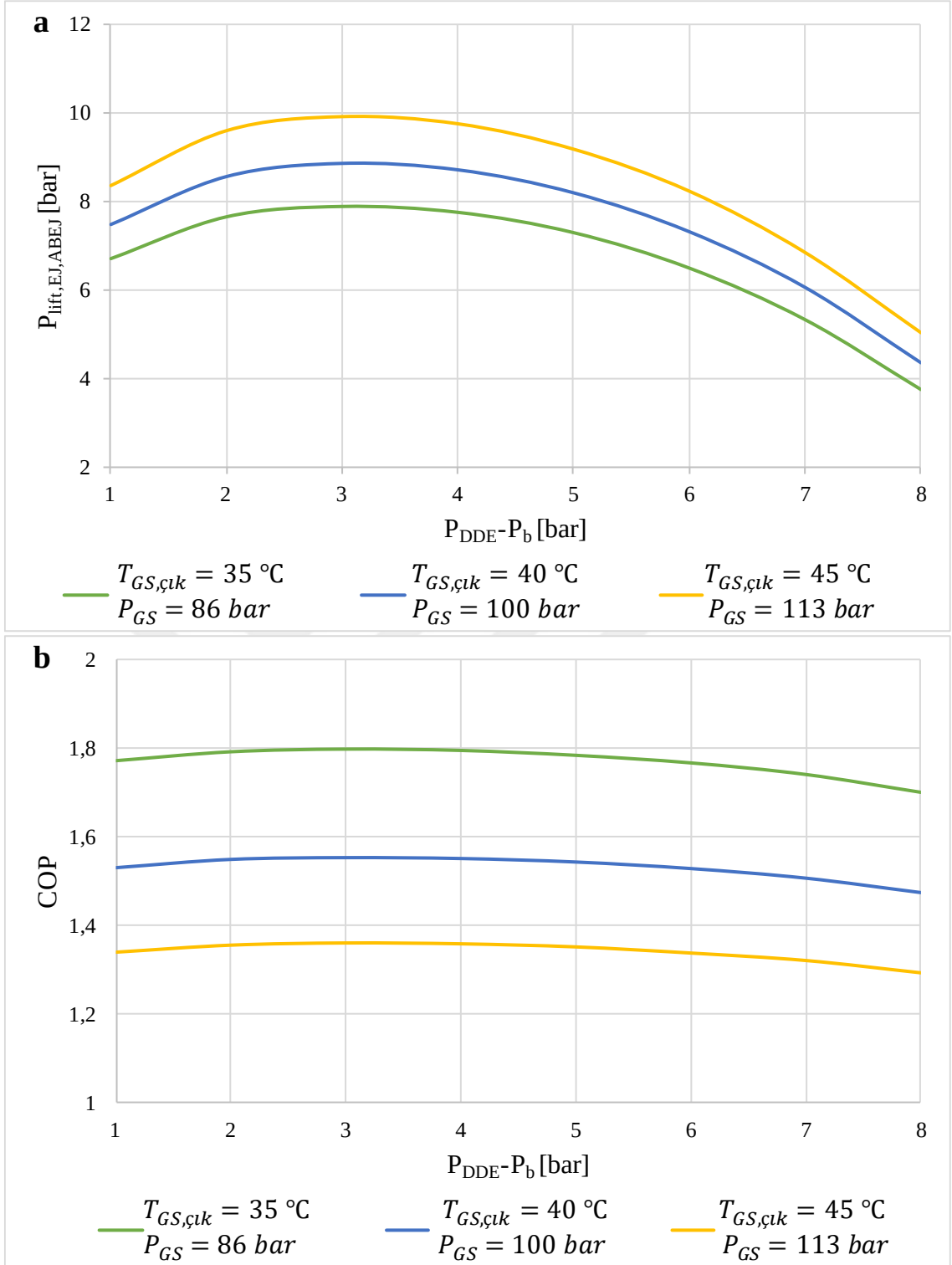


Şekil 4.5. EJÇ2’de lüle basınç düşüşünün difüzör basınç artışı ve çevrim COP değerine etkisi

EJÇ3’de her iki ejektöre ait emme lülesi basınç düşüşlerinin çevrim performansına etkisi Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’de incelenmiştir. OBEJ için EJÇ1 ve EJÇ2’ye benzer şekilde 4-8 bar, ABEJ için 2-4 bar aralığında maksimum difüzör basınç artışı ve COP değerlerinin elde edilebildiği görülmüştür. Transkritik çalışma şartlarında OBEJ basınç düşüşü 6 bar, ABEJ basınç düşüşü 3 bar olarak alınmıştır.



Şekil 4.6. EJÇ3 orta basınç ejektörü (OBEJ) lüle basınç düşüşünün difüzör basınç artışı ve çevrim COP değerine etkisi

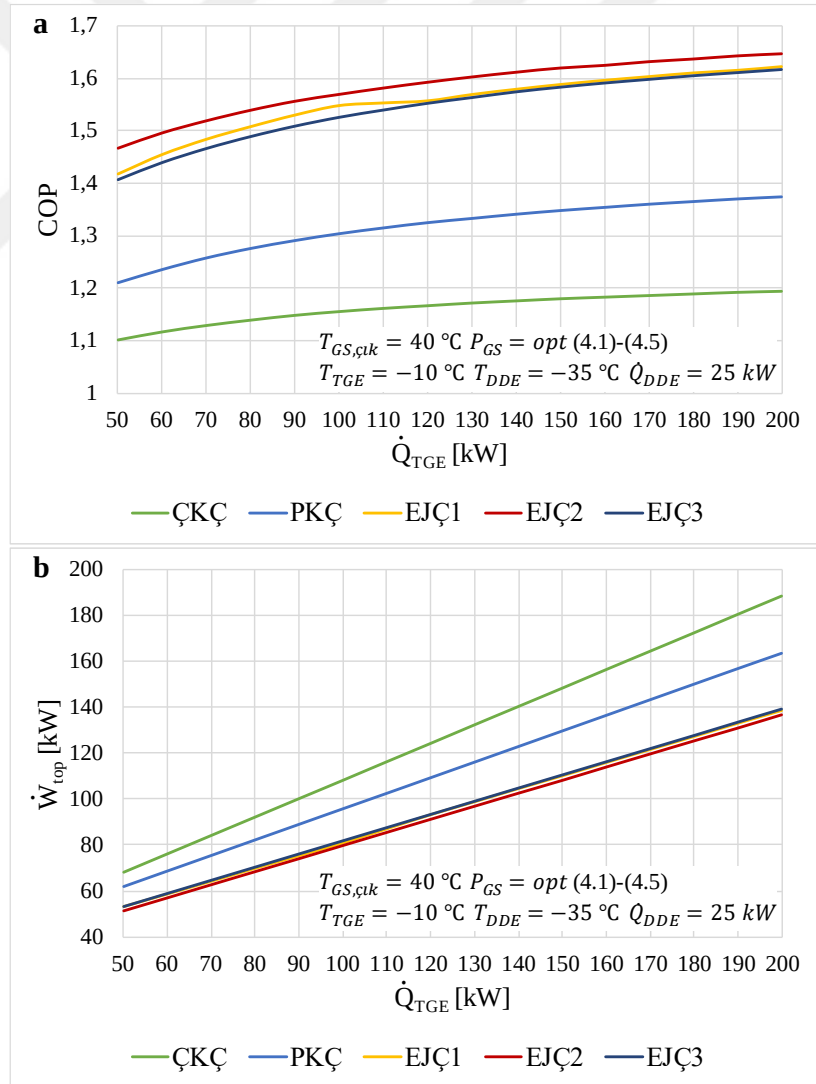


Şekil 4.7. EJÇ3 alçak basınç ejektörü (ABEJ) lüle basınç düşüşünün difüzör basınç artışı ve çevrim COP değerine etkisi

EJÇ1, EJÇ2 ve EJÇ3 OBEJ optimum basınç düşüşü değerleri Ersoy ve Bilir (2012) tarafından yapılan çalışmayla benzerlik göstermiştir.

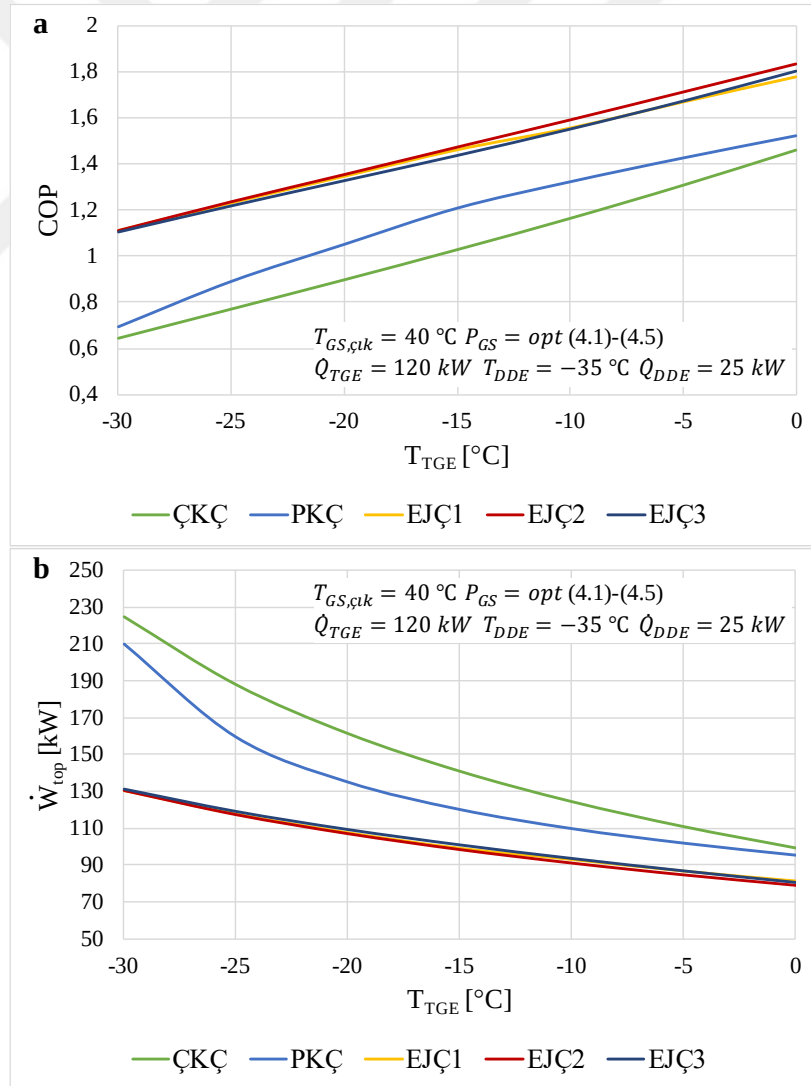
4.2. Modellenen Çevrimlerin Performans Karşılaştırması

40 °C gaz soğutucu (GS) çıkış sıcaklığında taze gıda evaporatörü (TGE) kapasitesinin modellenen çevrimlerin performansına etkisi Şekil 4.8’de incelenmiştir. TGE kapasitesinin artmasıyla tüm çevrimlerin hem COP hem de güç tüketimlerinde artış meydana gelmektedir. TGE kapasitesindeki artış güç tüketimindeki artıştan fazla olduğundan çevrimlerin COP değerleri pozitif etkilenmektedir. İncelenen TGE kapasitelerinde PKÇ’de ÇKÇ’ye kıyasla %10-15 daha fazla COP değeri elde edilmiştir. EJÇ1’de PKÇ’ye kıyasla %17-19, ÇKÇ’ye kıyasla %29-36, EJÇ2’de PKÇ’ye kıyasla %20-21, ÇKÇ’ye kıyasla %33-38, EJÇ3’de PKÇ’ye kıyasla %16-18, ÇKÇ’ye kıyasla %28-36 COP artışı tespit edilmiştir. Modellenen çevrimler arasında en iyi performansı EJÇ2 göstermiştir. EJÇ1 ve EJÇ3 performansları birbirine çok yakındır.



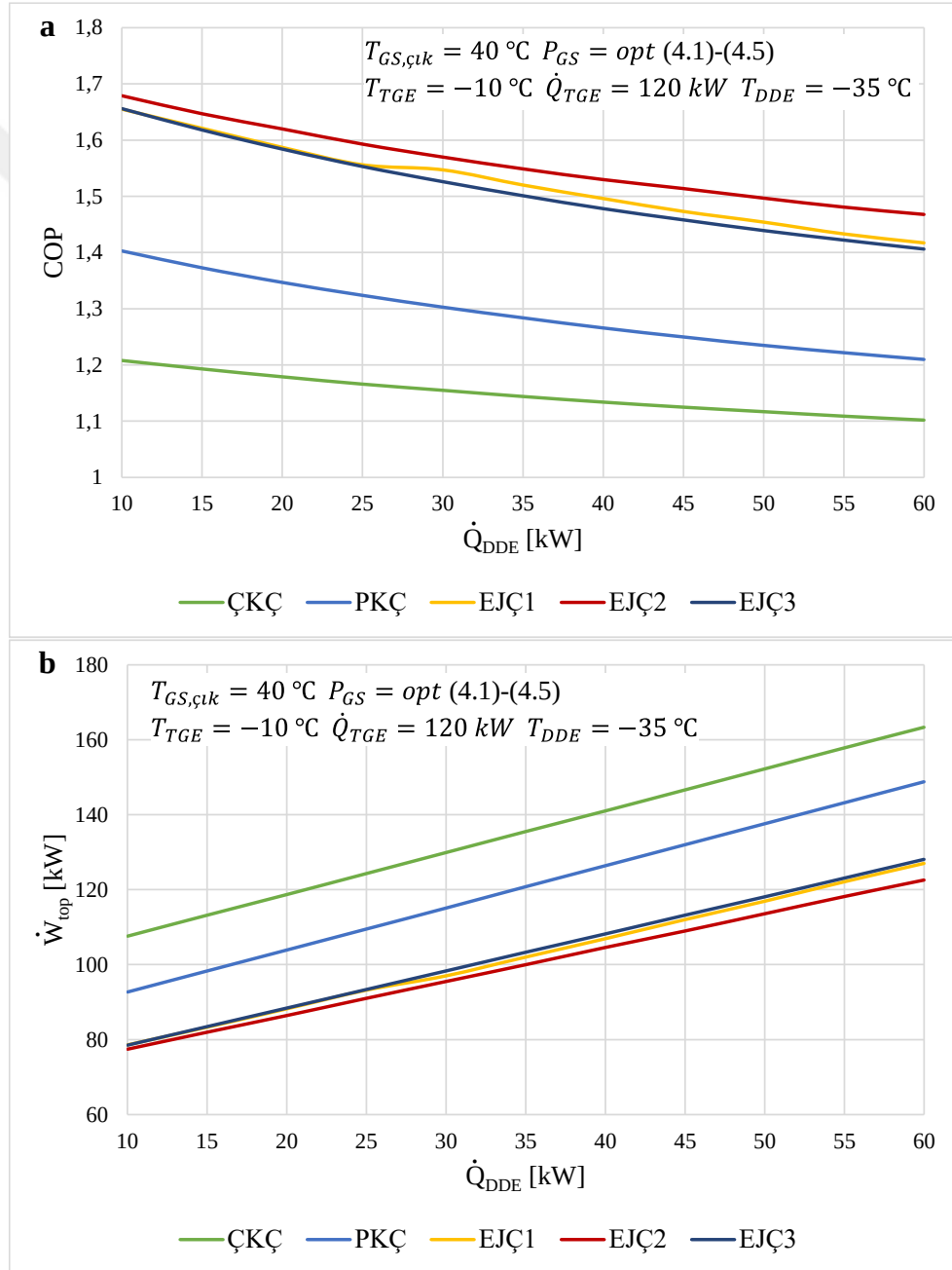
Şekil 4.8. Taze gıda evaporatörü (TGE) kapasitesinin çevrimlerin performansına etkisi

40 °C GS çıkış sıcaklığında TGE sıcaklığının modellenen çevrimlerin performansına etkisi Şekil 4.9'da incelenmiştir. PKÇ'de ÇKÇ'ye kıyasla %4-17 daha yüksek COP değeri elde edilmiştir. EJÇ1'de PKÇ'ye kıyasla %17-61, ÇKÇ'ye kıyasla %22-72, EJÇ2'de PKÇ'ye kıyasla %20-60, ÇKÇ'ye kıyasla %26-72, EJÇ3'de PKÇ'ye kıyasla %17-60, ÇKÇ'ye kıyasla %23-72 COP artışı tespit edilmiştir. TGE sıcaklığının artması alçak basınç kompresörü (ABK) basınç aralığının artmasına, yüksek basınç kompresörü (YBK) basınç aralığının ise azalmasına neden olmaktadır. YBK debisi ABK'den fazla olduğu için çevrimlerin performansı pozitif etkilenmektedir. TGE sıcaklığının artmasıyla ÇKÇ'nin performansı PKÇ'ye yaklaşmaktadır. YBK debisi PK'den fazla olduğundan dolayı basınç aralığındaki azalma ÇKÇ performansını pozitif anlamda daha fazla etkilemektedir. Ejektörlü çevrimlerin performansı birbirine çok yakın olmakla birlikte modellenen çevrimler arasında en iyi performansı göstermiştir.



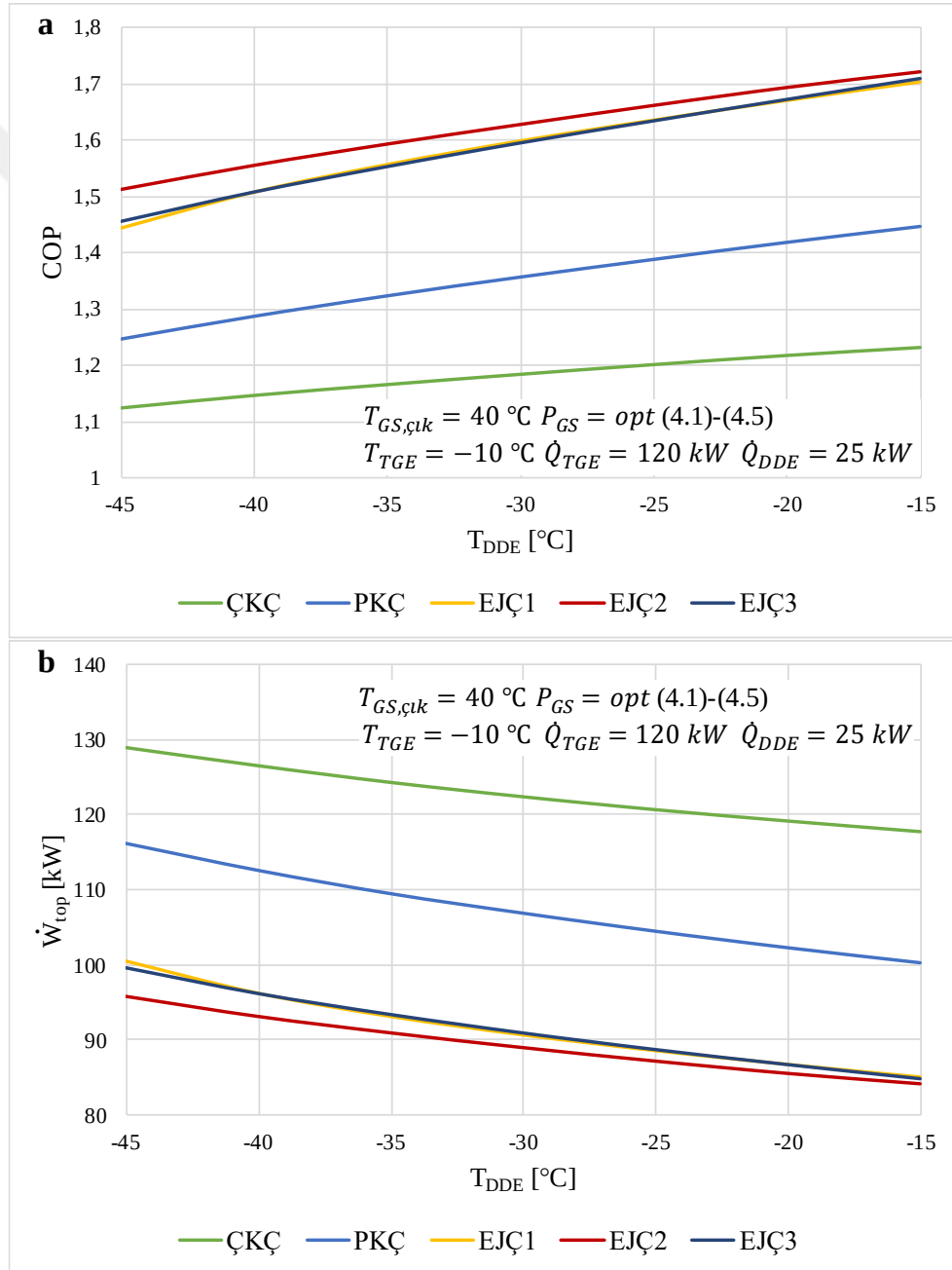
Şekil 4.9. Taze gıda evaporatörü (TGE) sıcaklığının çevrimlerin performansına etkisi

40 °C GS çıkış sıcaklığında derin dondurucu evaporatörü (DDE) kapasitesinin modellenen çevrimlerin performansına etkisi Şekil 4.10'da incelenmiştir. DDE kapasitesindeki artış ABK debisini artırdığından dolayı tüm çevrimlerin performansını olumsuz etkilemektedir. PKÇ'de ÇKÇ'ye kıyasla %10-16 daha yüksek COP değeri elde edilmiştir. EJÇ1'de PKÇ'ye kıyasla %17-19, ÇKÇ'ye kıyasla %29-37, EJÇ2'de PKÇ'ye kıyasla %20-21, ÇKÇ'ye kıyasla %33-39, EJÇ3'de PKÇ'ye kıyasla %16-18, ÇKÇ'ye kıyasla %28-37 COP artışı tespit edilmiştir. Modellenen çevrimler arasında en iyi performansı EJÇ2 göstermiştir. EJÇ1 ve EJÇ3 performansları birbirine çok yakındır.



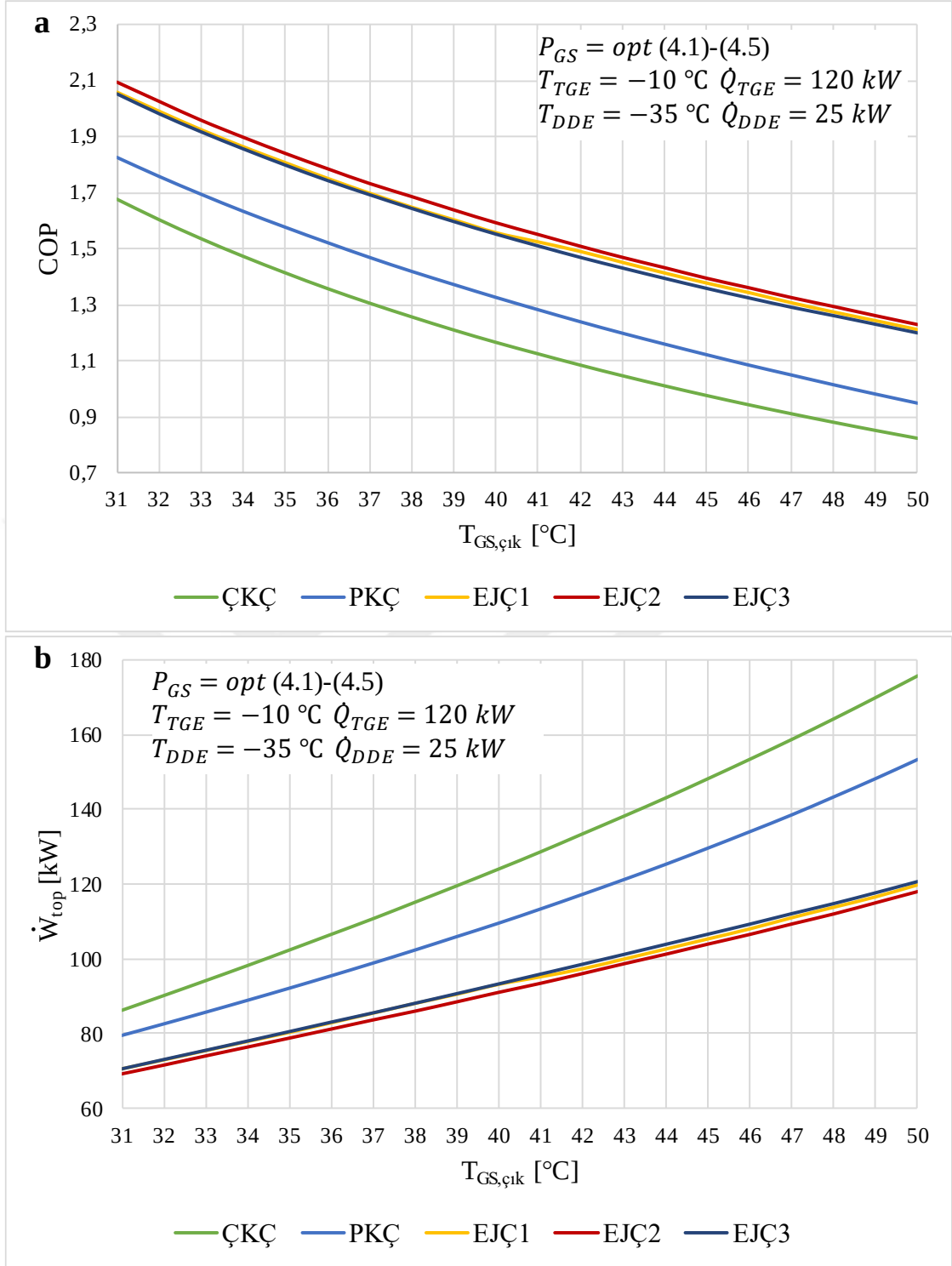
Şekil 4.10. Derin dondurucu evaporatörü (DDE) kapasitesinin çevrimlerin performansına etkisi

40 °C GS çıkış sıcaklığında DDE sıcaklığının modellenen çevrimlerin performansına etkisi Şekil 4.11’de incelenmiştir. DDE sıcaklığının artması ABK basınç aralığının azalmasını sağlayarak çevrimlerin performansını pozitif etkilemektedir. PKÇ’de ÇKÇ’ye kıyasla %11-18 daha yüksek COP değeri elde edilmiştir. EJÇ1’de PKÇ’ye kıyasla %16-18, ÇKÇ’ye kıyasla %28-38, EJÇ2’de PKÇ’ye kıyasla %19-21, ÇKÇ’ye kıyasla %34-40, EJÇ3’de PKÇ’ye kıyasla %17-18, ÇKÇ’ye kıyasla %29-39 COP artışı tespit edilmiştir. Modellenen çevrimler arasında en iyi performans EJÇ2 göstermiştir. EJÇ1 ve EJÇ3 performansları birbirine çok yakındır.



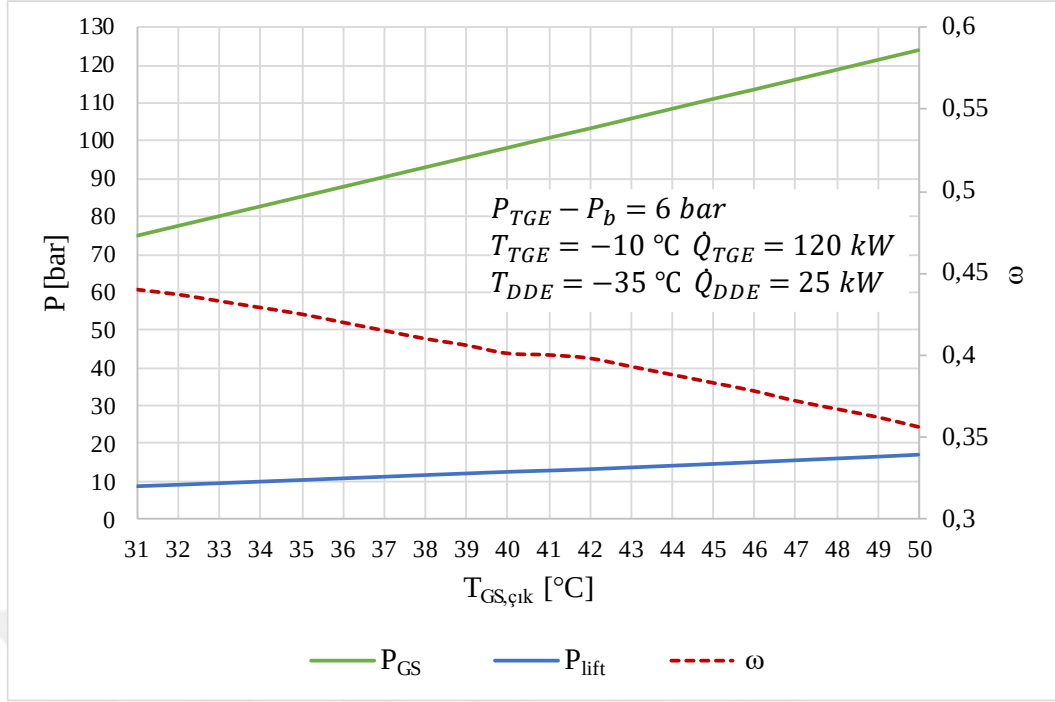
Şekil 4.11. Derin dondurucu evaporatörü (DDE) sıcaklığının çevrimlerin performansına etkisi

GS çıkış sıcaklığının modellenen çevrimlerin performansına etkisi Şekil 4.12’de incelenmiştir. GS çıkış sıcaklığının artmasıyla tüm çevrimlerin performansı olumsuz etkilenmekle birlikte ÇKÇ ve diğer çevrimler arasındaki fark açılmaktadır. Ejektör genleştiricili çevrimler ÇKÇ ve PKÇ’den önemli derecede daha iyi performans göstermektedir. İncelenen GS çıkış sıcaklıklarında ÇKÇ, PKÇ, EJÇ1, EJÇ2 ve EJÇ3 COP değerleri sırasıyla 1,68-0,82 aralığında, 1,83-0,95 aralığında, 2,06-1,21 aralığında, 2,10-1,23 aralığında ve 2,06-1,20 aralığında değişmektedir. PKÇ’de ÇKÇ’ye kıyasla %9-15 daha yüksek COP değeri elde edilmiştir. EJÇ1’de PKÇ’ye kıyasla %13-28, ÇKÇ’ye kıyasla %23-47, EJÇ2’de PKÇ’ye kıyasla %15-30, ÇKÇ’ye kıyasla %25-49, EJÇ3’de PKÇ’ye kıyasla %13-27, ÇKÇ’ye kıyasla %23-46 COP artışı tespit edilmiştir. Ejektör genleştiricili çevrimlerin performansları birbirine çok yakın olmakla birlikte en iyi performansı EJÇ2 göstermiştir.



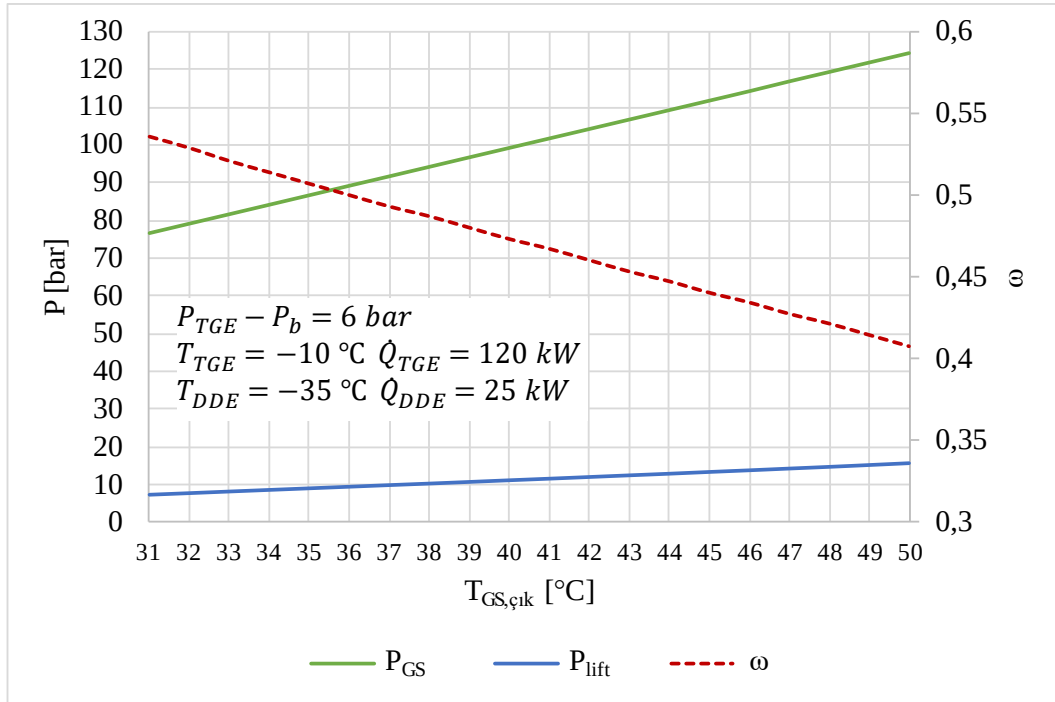
Şekil 4.12. Gaz soğutucu (GS) çıkış sıcaklığının çevrimlerin performansına etkisi

EJÇ1 debi oranı ve difüzör basınç artışının GS çıkış sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.13’de incelenmiştir. GS sıcaklığının artmasıyla birlikte GS ve TGE arasında artan basınç farkı nedeniyle difüzör basıncının yükseldiği, buna karşın debi oranının düştüğü görülmüştür. İncelenen GS çıkış sıcaklıklarında difüzör basınç artışı 9-17 bar aralığında, debi oranı ise 0,44-0,36 aralığında değişmektedir.



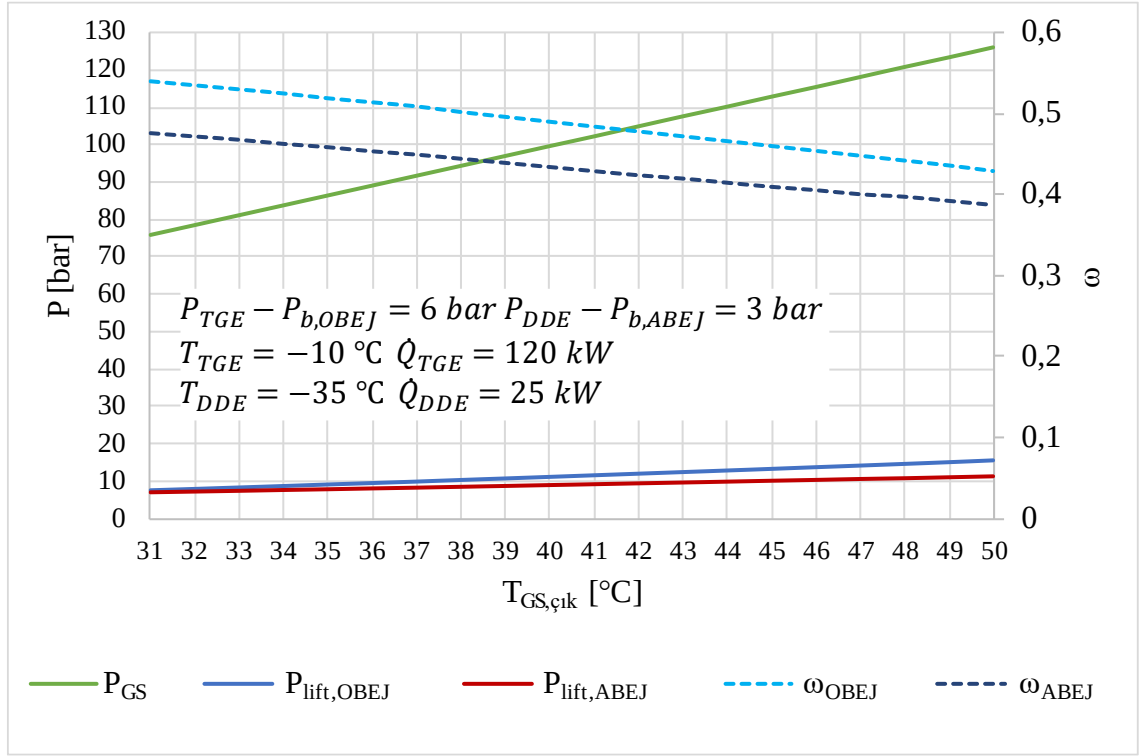
Şekil 4.13. EJÇ1 difüzör basınç artışı ve debi oranının gaz soğutucu (GS) çıkış sıcaklığına göre değişimi

EJÇ2 debi oranı ve difüzör basınç artışının GS çıkış sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.14’de incelenmiştir. İncelenen GS çıkış sıcaklıklarında difüzör basınç artışı 7-16 bar aralığında, debi oranı ise 0,54-0,41 aralığında değişmektedir. EJÇ1’e kıyasla basınç artışı benzer olmakla birlikte debi oranı daha yüksektir.



Şekil 4.14. EJÇ2 difüzör basınç artışı ve debi oranının gaz soğutucu (GS) çıkış sıcaklığına göre değişimi

EJÇ3 orta basınç ejektörü (OBEJ) ve alçak basınç ejektörü (ABEJ) debi oranları ve difüzör basınç artışlarının GS çıkış sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.15’de incelenmiştir. İncelenen GS çıkış sıcaklıklarında OBEJ difüzör basınç artışı 7-15 bar aralığında, debi oranı ise 0,54-0,43 aralığında değişmektedir. ABEJ difüzör basınç artışı 7-11 bar aralığında, debi oranı ise 0,48-0,39 aralığında değişmektedir.



Şekil 4.15. EJÇ3 difüzör basınç artışı ve debi oranlarının gaz soğutucu (GS) çıkış sıcaklığına göre değişimi

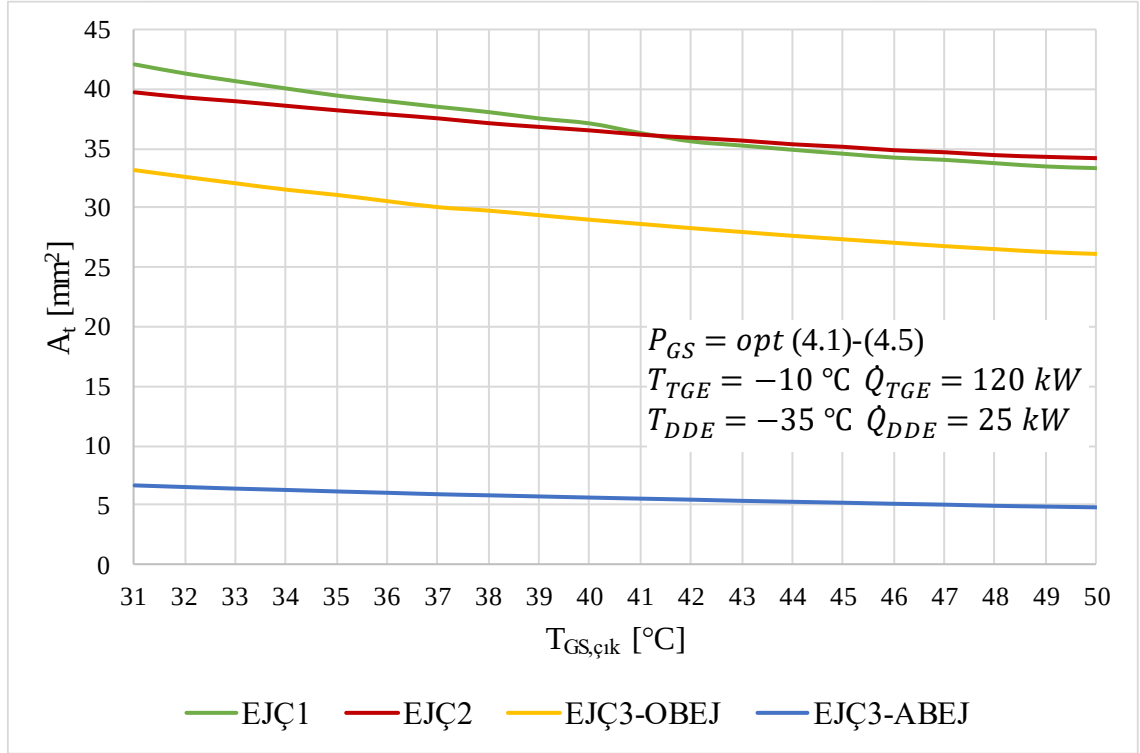
4.2.1. Modellenen çevrimlerin literatür ile performans karşılaştırması

Elde edilen sonuçlar literatür ile karşılaştırılmış olup 31-42 °C gaz soğutucu (GS) çıkış sıcaklık aralığında çift kademeli çevrim (ÇKÇ), paralel kompresörlü çevrim (PKÇ) ve ejektör genişletiricili çevrimlerin (EJÇ1, EJÇ2 ve EJÇ3) COP değerleri sırasıyla 1,68-1,17 aralığında, 1,83-1,32 aralığında, 2,06-1,56 aralığında, 2,10-1,59 aralığında ve 2,06-1,55 aralığında elde edilmiştir. Gullo ve ark. (2017) tarafından yapılan çalışmada aynı evaporatör kapasiteleri ve GS çıkış sıcaklık aralığında ÇKÇ, PKÇ ve bu tez çalışmasında modellenen EJÇ2’ye nispeten benzeyen ejektör genişletiricili çevrime ait COP değerleri sırasıyla 1,60-1,10 aralığında, 1,80-1,20 aralığında ve 2,20-1,50 aralığında tespit edilmiş olup sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. Yazarlar kompresör genel verimlerinin

hesaplanmasında üretici seçim programlarından elde edilen korelasyonları, ejektör modellemesinde ise deneysel verilerden elde edilen korelasyonları kullanmıştır.

4.3. Ejektör Boyutlandırması ve Çoklu Ejektör Uygulaması

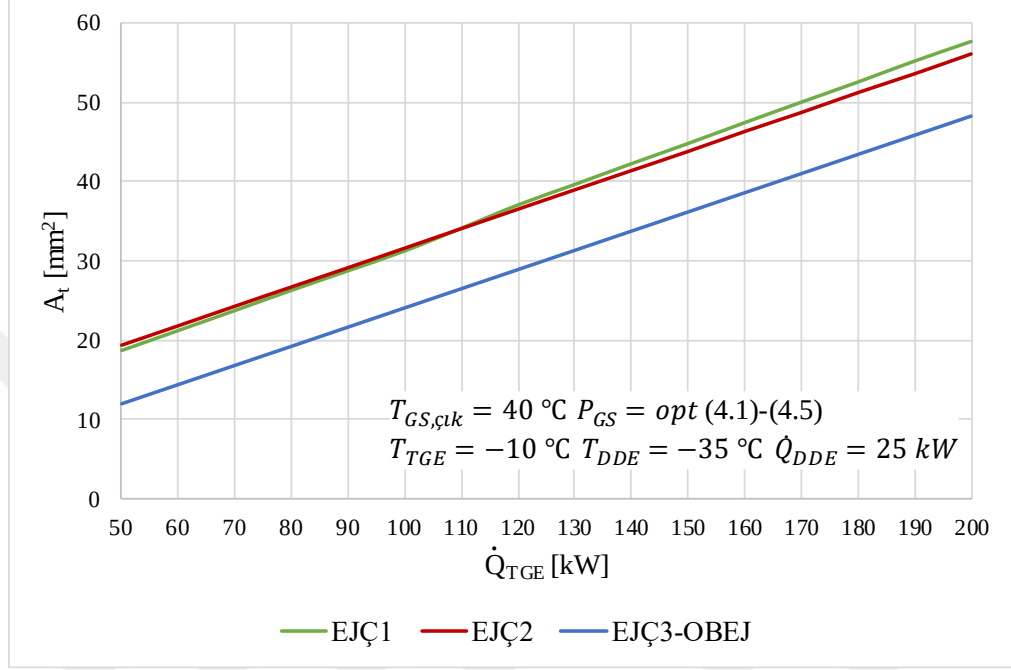
Ejektör genişletiricili çevrimlerde optimum boğaz kesit alanlarının gaz soğutucu (GS) çıkış sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.16'da incelenmiştir. İncelenen GS çıkış sıcaklarında boğaz kesit alanlarının EJÇ1'de 42-33 mm², EJÇ2'de 38-34 mm², EJÇ3 orta basınç ejektöründe (OBEJ) 33-26 mm², EJÇ3 alçak basınç ejektöründe (ABEJ) 7-5 mm² aralığında değiştiği görülmüştür.



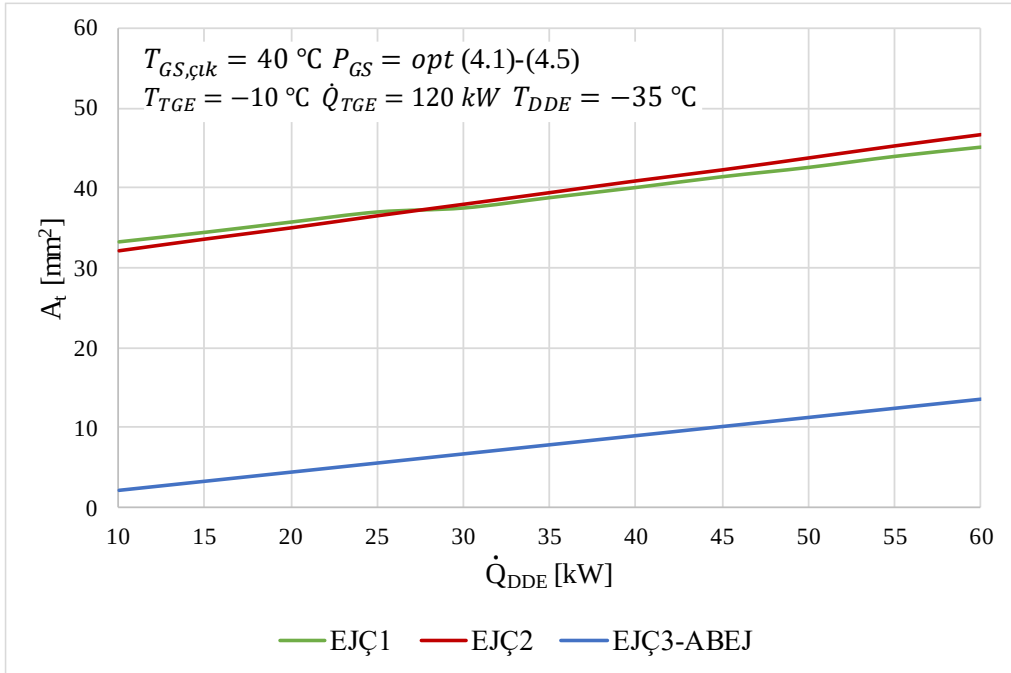
Şekil 4.16. Ejektör genişletiricili çevrimlere (EJÇ1, EJÇ2 ve EJÇ3) ait boğaz alanlarının gaz soğutucu (GS) çıkış sıcaklığına göre değişimi

Optimum boğaz kesit alanlarının taze gıda evaporatörü (TGE) kapasitesi ile değişimi Şekil 4.17'de, derin dondurucu evaporatörü (DDE) kapasitesi ile değişimi Şekil 4.18'de incelenmiştir. İncelenen TGE kapasitelerinde boğaz kesit alanlarının EJÇ1'de 19-58 mm², EJÇ2'de 19-56 mm², EJÇ3 OBEJ'de 12-48 mm² aralığında değiştiği görülmüştür. EJÇ3 ABEJ TGE'den emiş yapmadığı için TGE kapasite değişiminin etkisi yoktur. İncelenen DDE kapasitelerinde boğaz kesit alanlarının EJÇ1'de 33-45 mm²,

EJÇ2’de 32-47 mm², EJÇ3 ABEJ’de 2-14 mm² aralığında değiştiği görülmüştür. EJÇ3 OBEJ DDE’den emiş yapmadığı için DDE kapasite değişiminin etkisi yoktur. Evaporatör kapasitelerinin boğaz kesit alanlarına etkisi, GS çıkış sıcaklığına kıyasla çok daha fazladır.



Şekil 4.17. Ejektör genleştiricili çevrimlere (EJÇ1, EJÇ2 ve EJÇ3) ait boğaz alanlarının taze gıda evaporatörü (TGE) kapasitesine göre değişimi



Şekil 4.18. Ejektör genleştiricili çevrimlere (EJÇ1, EJÇ2 ve EJÇ3) ait boğaz alanlarının derin dondurucu evaporatörü (DDE) kapasitesine göre değişimi

Modellenen ejektör genleştiricili her üç çevrim için çoklu ejektörün uygulanabilirliği incelenmiştir. Öncelikle sabit 25 kW DDE, 70-120 kW aralığında 10'ar kW adımlarla TGE kapasiteleri belirlenip bu kapasiteler için gerekli olan boğaz alanları ve güç tüketimleri hesaplanmıştır. Daha sonra TGE için 10'ar kW'lık adımlarla 30-120 kW, DDE için 5, 10, 15 ve 25 kW kapasitelerini karşılayacak şekilde çoklu ejektör kombinasyonları tasarlanarak bu kombinasyonların boğaz alanları ve güç tüketimleri hesaplanmıştır. Kombinasyonlardaki boğaz alanlarının toplamının istenen toplam evaporatör kapasiteleri için gerekli boğaz alanını, güç tüketimlerinin toplamının ise istenen toplam evaporatör kapasiteleri için gerekli güç tüketimini sağladığı tespit edilmiştir. Evaporatör kapasiteleri ve boğaz alanı arasında lineer bir ilişki bulunmaktadır. Çoklu ejektör kombinasyonlarına ait veriler EJÇ1 için Çizelge 4.1'de, EJÇ2 için Çizelge 4.2'de, EJÇ3 için Çizelge 4.3'de sunulmuştur. Örneğin, EJÇ1'de 70 kW TGE, 25 kW DDE kapasitesini karşılamak için gerekli boğaz alanı A ve B ejektörleri birlikte çalıştırılarak sağlanabilmektedir. 120 kW TGE, 25 kW DDE kapasitesini karşılamak için gerekli boğaz alanı G, E ve F ejektörleri birlikte çalıştırılarak sağlanabilmektedir.

Çizelge 4.1. EJÇ1 için çoklu ejektör kombinasyonları

$T_{GS,çık} = 40\text{ °C}$ $P_{GS} = 99,2\text{ bar}$ $T_{TGE} = -10\text{ °C}$ $T_{DDE} = -35\text{ °C}$						
Tek Ejektör			Çoklu Ejektör Kombinasyonu			
$\dot{Q}_{MT}/\dot{Q}_{LT}$ [kW]	A_t [mm ²]	$\dot{W}_{top}$ [kW]	Ejektör	$\dot{Q}_{MT}/\dot{Q}_{LT}$ [kW]	A_t [mm ²]	$\dot{W}_{top}$ [kW]
70/25	23,84	64,04	A	30/10	10,04	26,73
			B	40/15	13,83	37,35
			A+B	70/25	23,87	64,08
80/25	26,38	69,68	A	30/10	10,04	26,73
			C	50/15	16,3	42,88
			A+C	80/25	26,34	69,61
90/25	28,84	75,22	A	30/10	10,04	26,73
			D	60/15	18,8	48,49
			A+D	90/25	28,84	75,22
100/25	31,33	80,82	E	40/10	12,53	32,33
			D	60/15	18,8	48,49
			E+D	100/25	31,33	80,82
110/25	34,18	86,99	F	50/10	15,38	38,44
			D	60/15	18,8	48,49
			F+D	110/25	34,18	86,93
120/25	37,1	93,18	G	30/5	8,97	22,05
			E	40/10	12,53	32,33
			F	50/10	15,38	38,44
			G+E+F	120/25	36,88	92,82

Çizelge 4.2. EJÇ2 için çoklu ejektör kombinasyonları

$T_{GS,çık} = 40\text{ °C}$ $P_{GS} = 99,2\text{ bar}$ $T_{TGE} = -10\text{ °C}$ $T_{DDE} = -35\text{ °C}$						
Tek Ejektör			Çoklu Ejektör Kombinasyonu			
$\dot{Q}_{MT}/\dot{Q}_{LT}$ [kW]	A_t [mm ²]	$\dot{W}_{top}$ [kW]	Ejektör	$\dot{Q}_{MT}/\dot{Q}_{LT}$ [kW]	A_t [mm ²]	$\dot{W}_{top}$ [kW]
70/25	24,33	62,51	A	30/10	10,22	26,15
			B	40/15	14,08	36,33
			A+B	70/25	24,3	62,48
80/25	26,76	68,2	A	30/10	10,22	26,15
			C	50/15	16,53	42,04
			A+C	80/25	26,75	68,19
90/25	29,18	73,86	A	30/10	10,22	26,15
			D	60/15	18,99	47,76
			A+D	90/25	29,21	73,91
100/25	31,64	79,6	E	40/10	12,66	31,84
			D	60/15	18,99	47,76
			E+D	100/25	31,65	79,6
110/25	34,1	85,32	F	50/10	15,09	37,52
			D	60/15	18,99	47,76
			F+D	110/25	34,08	85,28
120/25	36,54	91,03	G	30/5	8,76	21,61
			E	40/10	12,66	31,84
			F	50/10	15,09	37,52
			G+E+F	120/25	36,51	90,97

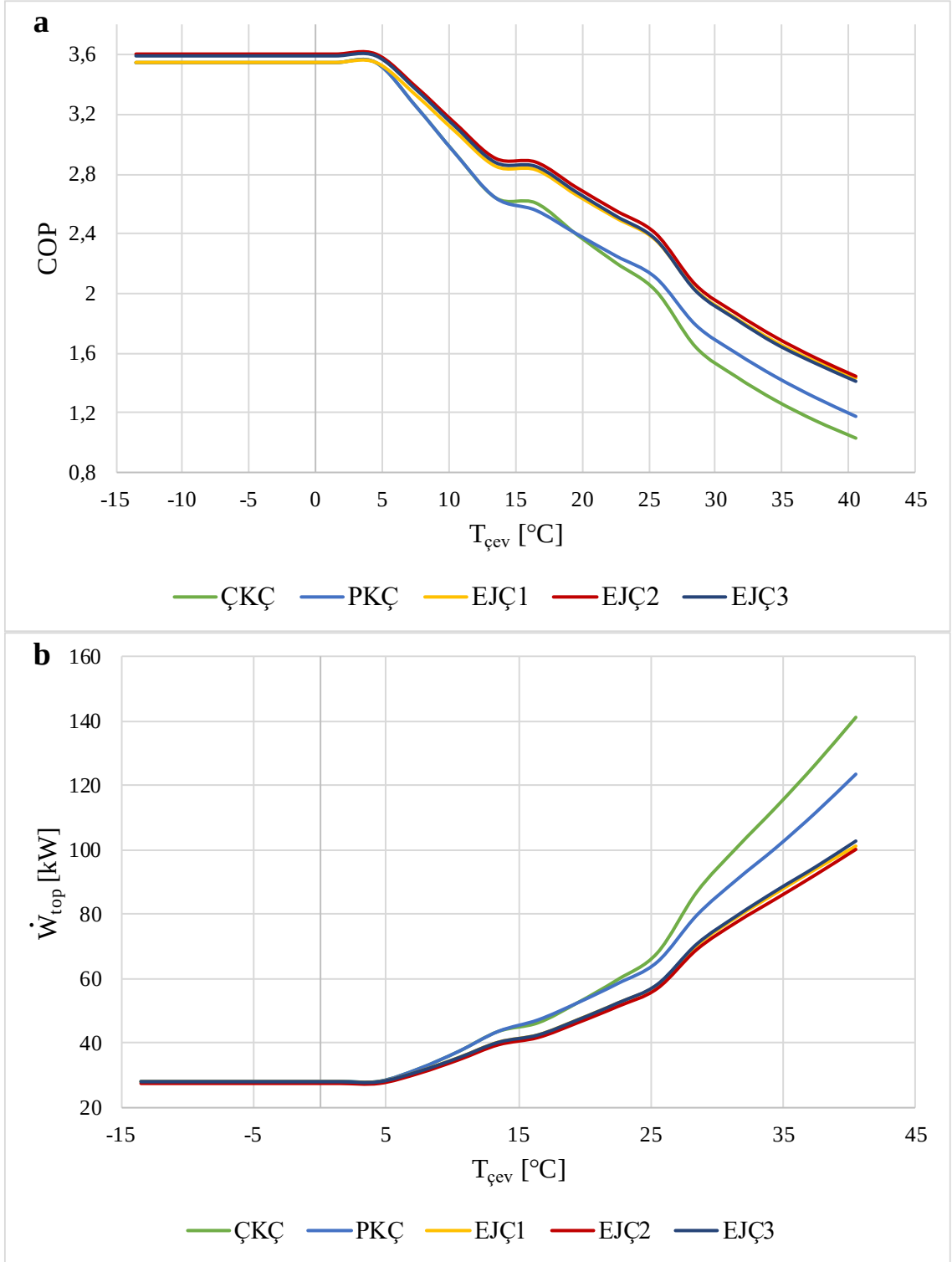
Çizelge 4.3. EJÇ3 için çoklu ejektör kombinasyonları

$T_{GS,çık} = 40\text{ °C}$ $P_{GS} = 99,2\text{ bar}$ $T_{TGE} = -10\text{ °C}$ $T_{DDE} = -35\text{ °C}$										
Tek Ejektör				Çoklu Ejektör Kombinasyonu						
$\dot{Q}_{MT}/\dot{Q}_{LT}$ [kW]	OBEJ A_t [mm ²]	ABEJ A_t [mm ²]	$\dot{W}_{top}$ [kW]	OBEJ	$\dot{Q}_{MT}$ [kW]	OBEJ A_t [mm ²]	ABEJ	$\dot{Q}_{LT}$ [kW]	ABEJ A_t [mm ²]	$\dot{W}_{top}$ [kW]
70/25	16,93	5,671	64,79	A	30	7,26	E	10	2,27	27,06
				B	40	9,67	F	15	3,40	37,73
				A+B	70	16,93	E+F	25	5,67	64,79
80/25	19,34	5,671	70,5	A	30	7,26	E	10	2,27	27,06
				C	50	12,09	F	15	3,40	43,44
				A+C	80	19,35	E+F	25	5,67	70,05
90/25	21,76	5,671	76,22	A	30	7,26	E	10	2,27	27,06
				D	60	14,51	F	15	3,40	49,16
				A+D	90	21,77	E+F	25	5,67	76,22
100/25	24,18	5,671	81,93	B	40	9,67	E	10	2,27	32,77
				D	60	14,51	F	15	3,40	49,16
				B+D	100	24,18	E+F	25	5,67	81,93
110/25	26,6	5,671	87,65	C	5	12,09	E	10	2,27	38,49
				D	60	14,51	F	15	3,40	49,16
				C+D	110	26,6	E+F	25	5,67	87,65
120/25	29,01	5,671	93,36	A	30	7,25	G	5	1,13	22,1
				B	40	9,67	E	10	2,27	32,77
				C	50	12,09	E	10	2,27	38,49
				A+B+C	120	29,01	G+E+E	25	5,67	93,36

4.4. Modellenen Çevrimlerin Yıllık Enerji Analizleri

Çevre sıcaklığına göre kondenser/gaz soğutucu koşulları Çizelge 3.1, evaporatör kapasiteleri Çizelge 3.2’de verilen korelasyonlar kullanılarak belirlenmiştir. 20 °C altındaki gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında (14 °C altı çevre sıcaklıklarında) paralel kompresörlü çevrimde (PKÇ) flaş gaz baypas (FGB) hattındaki debi düşüklüğünden dolayı paralel kompresör devre dışı bırakılarak flaş tanktan gelen buhar FGB valfine aktarılmış ve çift kademeli çevrim (ÇKÇ) ile aynı şekilde modellenmiştir (Tsimpoukis ve ark., 2021). Kritik nokta altındaki kondenser/gaz soğutucu çalışma koşullarında PKÇ ara basıncı 45 bar, ejektör genişletirici çevrimlerde (EJÇ1, EJÇ2 ve EJÇ3) orta basınç ejektörü (OBEJ) emme lülesi basınç düşüşü 4 bar olarak alınmıştır.

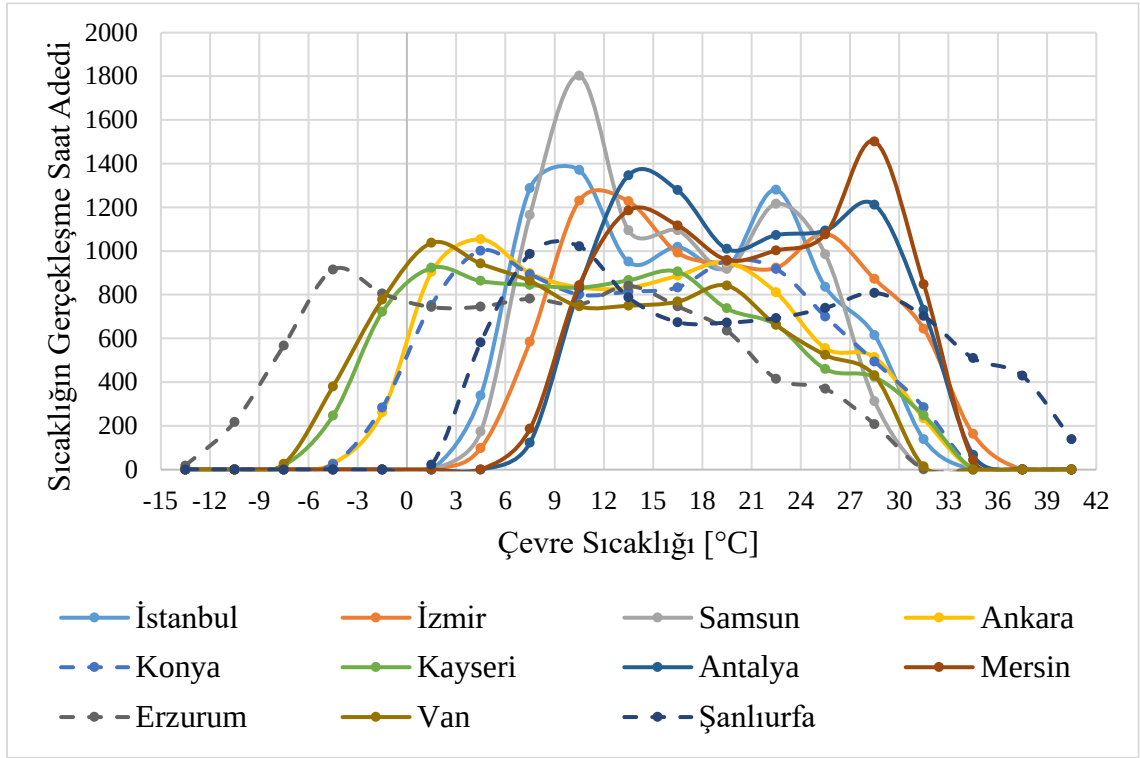
Şekil 4.19, modellenen çevrimlerin COP ve güç tüketimi değerlerinin -13,5/40,5 °C çevre sıcaklığı aralığında değişimini göstermektedir. İncelenen çevre sıcaklıklarında COP değerleri ÇKÇ’de 3,55-1,03 aralığında, PKÇ’de 3,55-1,18 aralığında, EJÇ1’de 3,55-1,43 aralığında, EJÇ2’de 3,60-1,45 aralığında, EJÇ3’de 3,59-1,41 aralığındadır. Güç tüketimleri ÇKÇ’de 28-141 kW, PKÇ’de 28-123 kW, EJÇ1’de 28-101 kW, EJÇ2’de 28-100 kW, EJÇ3’de 28-103 kW aralığındadır. 5 °C çevre sıcaklığına kadar tüm çevrimler aynı performansı göstermekle birlikte çevre sıcaklığının artmasıyla performans farkları belirginleşmektedir. İncelenen çevre sıcaklıklarında PKÇ’de ÇKÇ’ye kıyasla %14’e kadar daha yüksek COP değeri elde edilmiştir. EJÇ1’de PKÇ’ye kıyasla %18’e kadar, ÇKÇ’ye kıyasla %35’e kadar, EJÇ2’de PKÇ’ye kıyasla %21’e kadar, ÇKÇ’ye kıyasla %37’ye kadar, EJÇ3’de PKÇ’ye kıyasla %18’e kadar, ÇKÇ’ye kıyasla %34’e kadar COP artışı tespit edilmiştir. Ejektör genişletirici çevrimler yüksek çevre sıcaklıklarında hem PKÇ hem de ÇKÇ’den önemli derecede iyi performans göstermektedir.



Şekil 4.19. Modellenen çevrimlerin COP ve güç tüketimi değerlerinin çevre sıcaklığına göre değişimi

Türkiye'nin 7 bölgesinden 11 ile ait türetilmiş bin-saat verileri Çizelge 4.4'de, yıllık sıcaklık ve gerçekleşme saat adetlerinin dağılımı Şekil 4.20'de sunulmuştur. İllere ait sıcaklık aralıklarının en fazla gerçekleştiği saat adetleri incelendiğinde İstanbul'da 9/12 $^{\circ}\text{C}$ aralığının 1371 saat, İzmir'de 9/12 $^{\circ}\text{C}$ aralığının 1230 saat, Samsun'da 9/12 $^{\circ}\text{C}$

aralığının 1802 saat, Ankara'da 3/6 °C aralığının 1054 saat, Konya'da 3/6 °C aralığının 1001 saat, Kayseri'de 0/3 °C aralığının 923 saat, Antalya'da 12/15 °C aralığının 1346 saat, Mersin'de 27/30 °C aralığının 1501 saat, Erzurum'da -6/-3 °C aralığının 915 saat, Van'da 0/3 °C aralığının 1037 saat, Şanlıurfa'da 9/12 °C aralığının 1021 saat gerçekleştiği görülmüştür. Maksimum çevre sıcaklığı Samsun için 27/30 °C aralığında, İstanbul, Erzurum ve Van için 30/33 °C aralığında, İzmir, Ankara, Konya, Kayseri ve Mersin için 33/36 °C aralığında, Antalya için 36/39 °C aralığında, Şanlıurfa için 39/42 °C aralığında tespit edilmiştir.

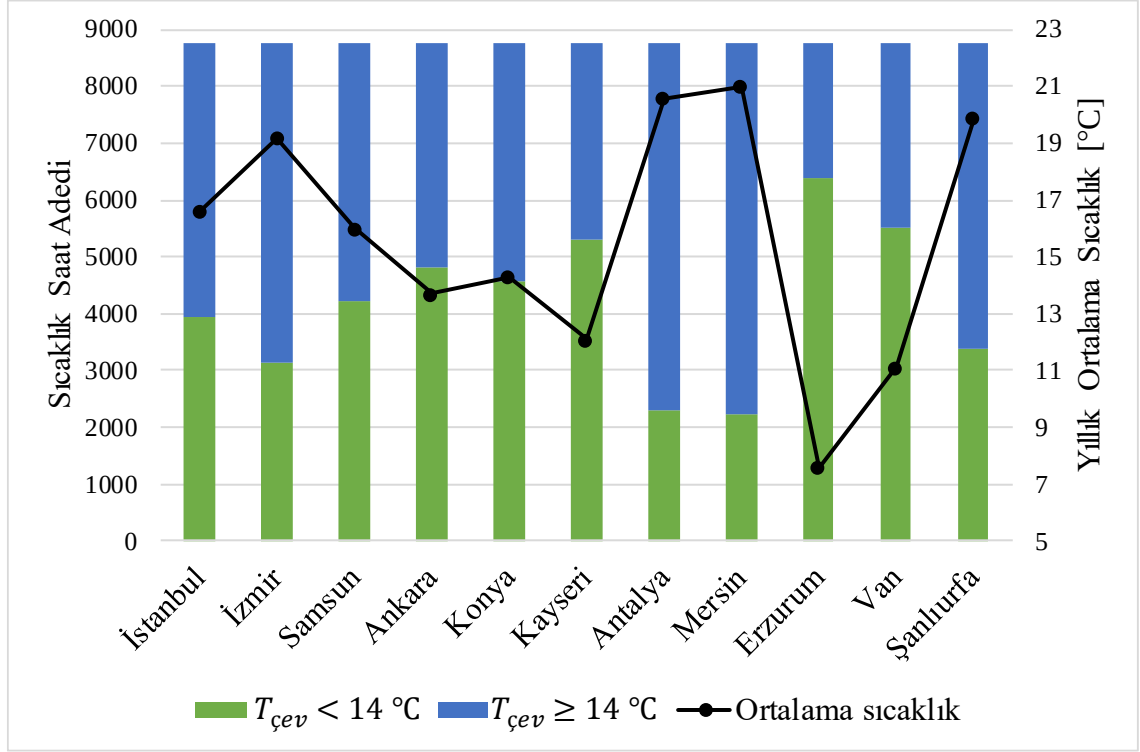


Şekil 4.20. 11 ile ait sıcaklıklar ve yıllık gerçekleşme saat adetleri

Çizelge 4.4. 11 ile ait bin-saat verileri

Sıcaklık [°C]																			
İl	-15/ -12	-12/ -9	-9/-6	-6/-3	-3/0	0/3	3/6	6/9	9/12	12/15	15/18	18/21	21/24	24/27	27/30	30/33	33/36	36/39	39/42
İstanbul	0	0	0	0	0	0	338	1287	1371	951	1018	926	1280	836	615	138	0	0	0
İzmir	0	0	0	0	0	4	97	584	1230	1228	992	943	923	1080	872	644	163	0	0
Samsun	0	0	0	0	0	0	173	1164	1802	1095	1095	917	1216	985	313	0	0	0	0
Ankara	0	0	0	27	261	904	1054	899	834	832	887	948	811	555	514	233	1	0	0
Konya	0	0	0	24	283	753	1001	893	800	813	833	954	918	700	494	285	9	0	0
Kayseri	0	0	20	247	721	923	863	845	833	866	906	737	663	460	424	248	4	0	0
Antalya	0	0	0	0	0	0	0	123	828	1346	1278	1009	1073	1093	1212	730	67	1	0
Mersin	0	0	0	0	0	0	0	186	843	1185	1117	959	1002	1076	1501	848	43	0	0
Erzurum	17	217	567	915	805	743	745	781	755	840	746	636	415	369	207	2	0	0	0
Van	0	0	26	380	777	1037	942	863	746	750	768	842	661	524	430	14	0	0	0
Şanlıurfa	0	0	0	0	0	21	581	986	1021	787	674	672	692	739	808	702	509	429	139
İstanbul	0	0	0	0	0	0	338	1287	1371	951	1018	926	1280	836	615	138	0	0	0

Paralel kompresör (PK) çalışma süresini etkilemesinden dolayı 11 ile ait 14 °C altı ve üstü sıcaklıkların gerçekleşme saat adetleri ayrıca hesaplanmıştır. Şekil 4.21’de 11 ile ait 14 °C altı ve üstü sıcaklıkların gerçekleşme saat adetleri ile yıllık ortalama sıcaklıkları göstermektedir. En düşük ortalama sıcaklığa sahip il Erzurum (7,6 °C), en yüksek ortalama sıcaklığa sahip il ise Mersin (21 °C) olarak tespit edilmiştir.

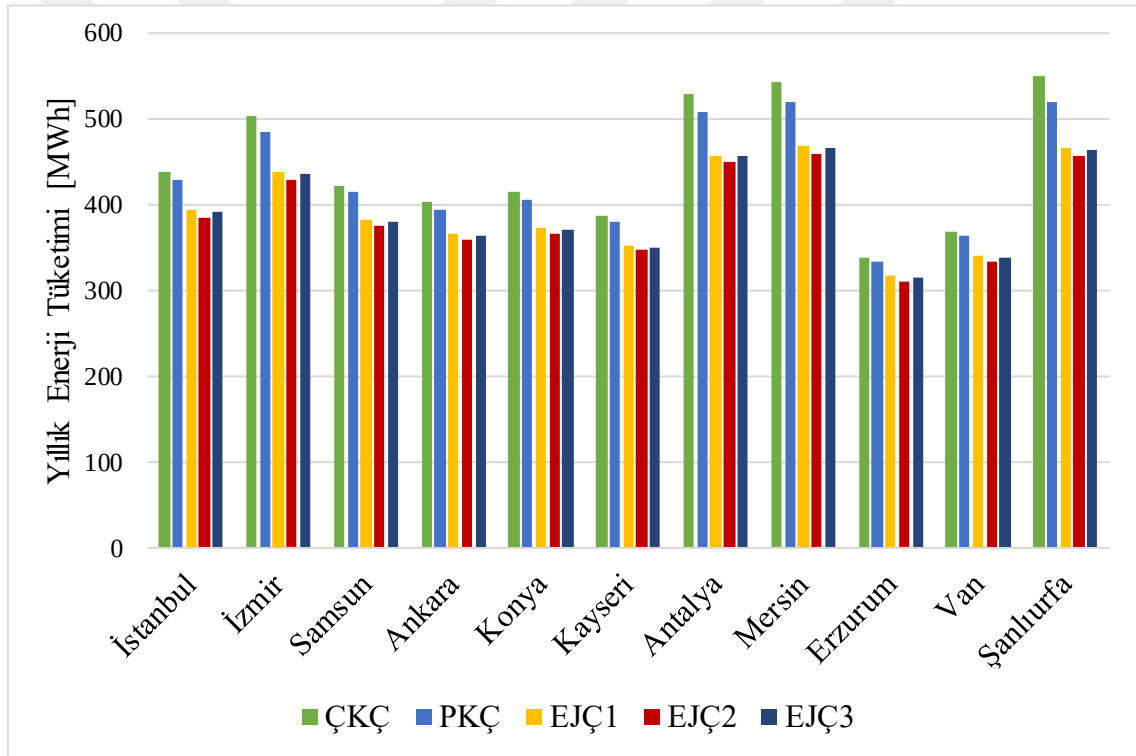


Şekil 4.21. 11 ile ait yıllık ortalama sıcaklık ve 14 °C altı ve üstü gerçekleşme saat adetleri

Çizelge 4.5, modellenen çevrimlerin 11 ile ait yıllık enerji tüketimlerini göstermektedir. İllerin ve çevrimlerin enerji tüketimi karşılaştırması Şekil 4.22’de verilmiştir. En yüksek tüketim ÇKÇ, en düşük tüketim EJÇ2’de meydana gelmiş olup ejektör genleştiricili çevrimlerin tüketimleri birbirine oldukça yakındır. Yıllık enerji tüketimleri ÇKÇ’de 337-550 MWh, PKÇ’de 335-520 MWh, EJÇ1’de 317-468 MWh, EJÇ2’de 311-459 MWh, EJÇ3’de 314-466 MWh aralığındadır. Ortalama sıcaklığı düşük illerde çevrimler arasındaki fark, yüksek illere göre daha azdır. Bu durum, çevrim performanslarının iyileştirilmesi için uygulanan yöntemlerin yüksek çevre sıcaklıklarında daha çok etkili olduğunu göstermektedir.

Çizelge 4.5. Modellenen çevrimlerin 11 ile ait yıllık enerji tüketimi değerleri

İller	Yıllık Enerji Tüketimi [MWh]				
	ÇKÇ	PKÇ	EJÇ1	EJÇ2	EJÇ3
İstanbul	438,56	429,48	393,36	385,95	391,23
İzmir	502,9	484,53	438,34	429,93	436,79
Samsun	421,63	415,86	381,98	374,79	379,63
Ankara	403,38	395,36	365,83	359,12	363,66
Konya	414,35	405,25	373,91	367,01	371,8
Kayseri	386,47	379,4	352,92	346,52	350,69
Antalya	529,42	508,92	458,02	449,19	456,63
Mersin	543,66	520,19	467,61	458,6	466,41
Erzurum	337,29	334,78	316,72	311,17	314,22
Van	369,51	364,5	340,86	334,74	338,51
Şanlıurfa	550,37	519,51	465,98	457,13	465,26

**Şekil 4.22.** Modellenen çevrimlerin 11 ile ait yıllık enerji tüketimlerinin karşılaştırması

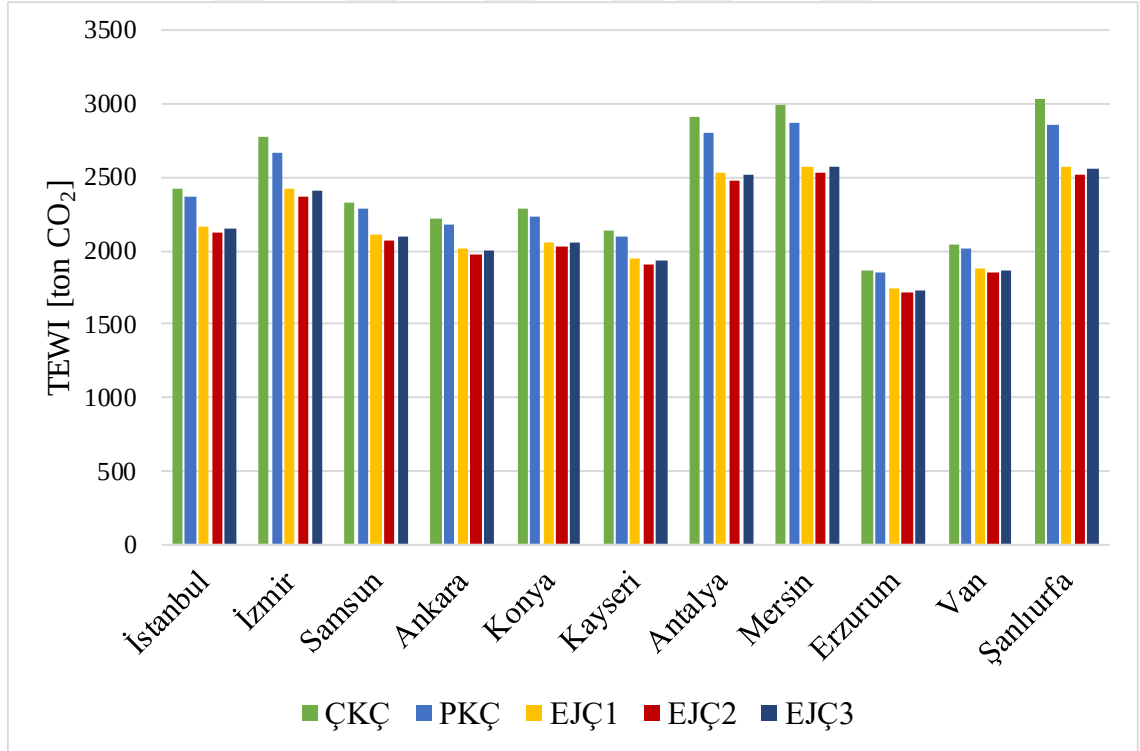
4.5. Modellenen Çevrimlerin Çevresel Analizleri

Çizelge 4.6, modellenen çevrimlerin 11 ile ait 10 yıllık TEWI değerlerini göstermektedir. İllerin ve çevrimlerin TEWI karşılaştırması Şekil 4.23’de verilmiştir. Doğrudan TEWI değeri tüm çevrimler ve iller için 696 kg CO₂ olarak hesaplanmıştır. Bu değer dolaylı TEWI yanında ihmal edilebilir seviyededir. Çevrimlerin yıllık enerji

tüketimi TEWI değerini etkileyen en önemli faktördür. TEWI değerleri ÇKÇ'de 1859-3059 ton CO₂, PKÇ'de 1845-2863 ton CO₂, EJÇ1'de 1746-2577 ton CO₂, EJÇ2'de 1715-2528 ton CO₂, EJÇ3'de 1732-2571 ton CO₂ aralığındadır.

Çizelge 4.6. Modellenen çevrimlerin 11 ile ait 10 yıllık TEWI değerleri

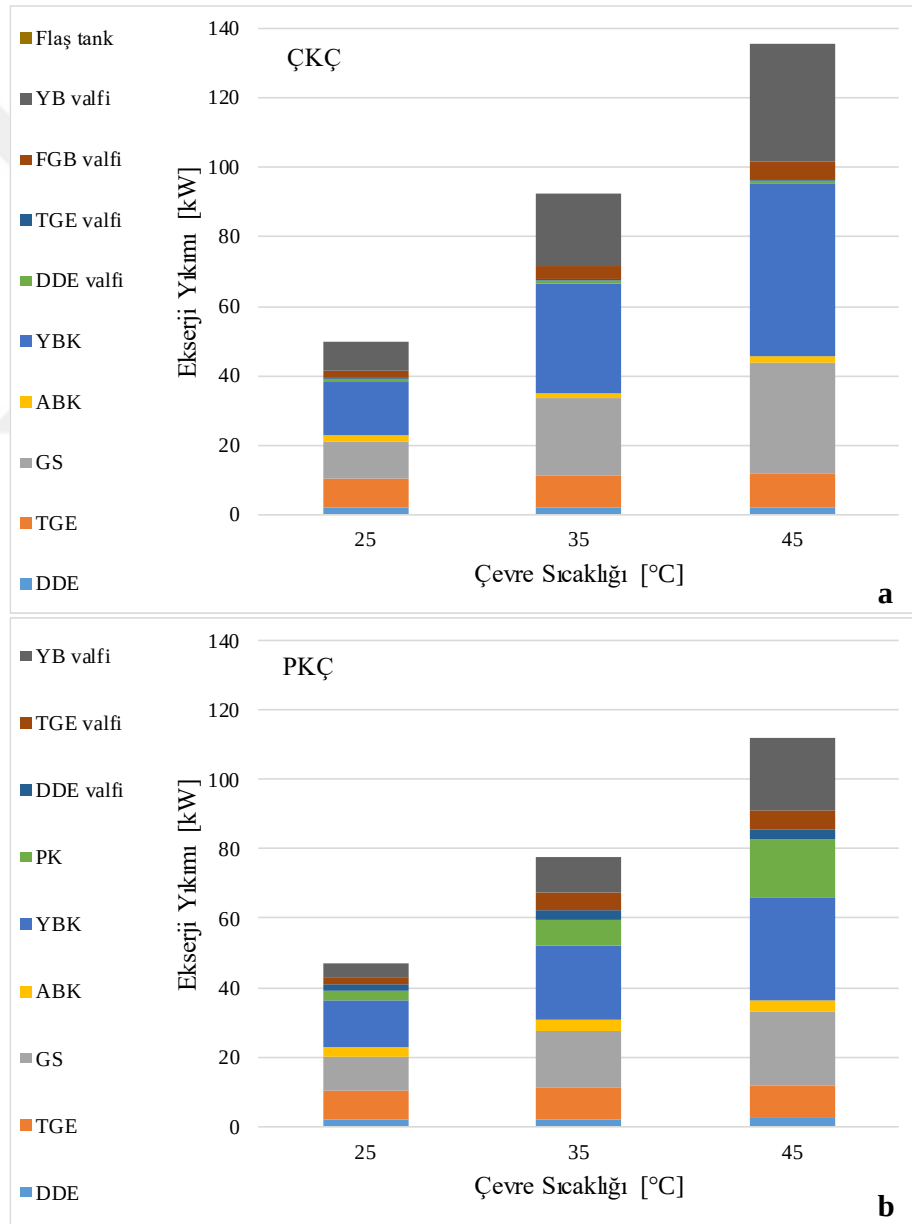
İller	TEWI [ton CO ₂]				
	ÇKÇ	PKÇ	EJÇ1	EJÇ2	EJÇ3
İstanbul	2417,2	2367,1	2168,1	2127,3	2156,4
İzmir	2771,7	2670,5	2415,9	2369,6	2407,4
Samsun	2323,9	2292,1	2105,4	2065,8	2092,5
Ankara	2223,3	2179,1	2016,4	1979,4	2004,5
Konya	2283,8	2233,6	2060,9	2022,9	2049,3
Kayseri	2130,1	2091,2	1945,3	1910	1933
Antalya	2917,8	2804,8	2524,4	2475,7	2516,7
Mersin	2996,3	2866,9	2577,2	2527,6	2570,6
Erzurum	1859,2	1845,3	1745,8	1715,2	1732
Van	2036,7	2009,1	1878,8	1845,1	1865,9
Şanlıurfa	3033,2	2863,2	2568,2	2519,5	2564,3



Şekil 4.23. Modellenen çevrimlerin 11 ile ait 10 yıllık TEWI değerlerinin karşılaştırması

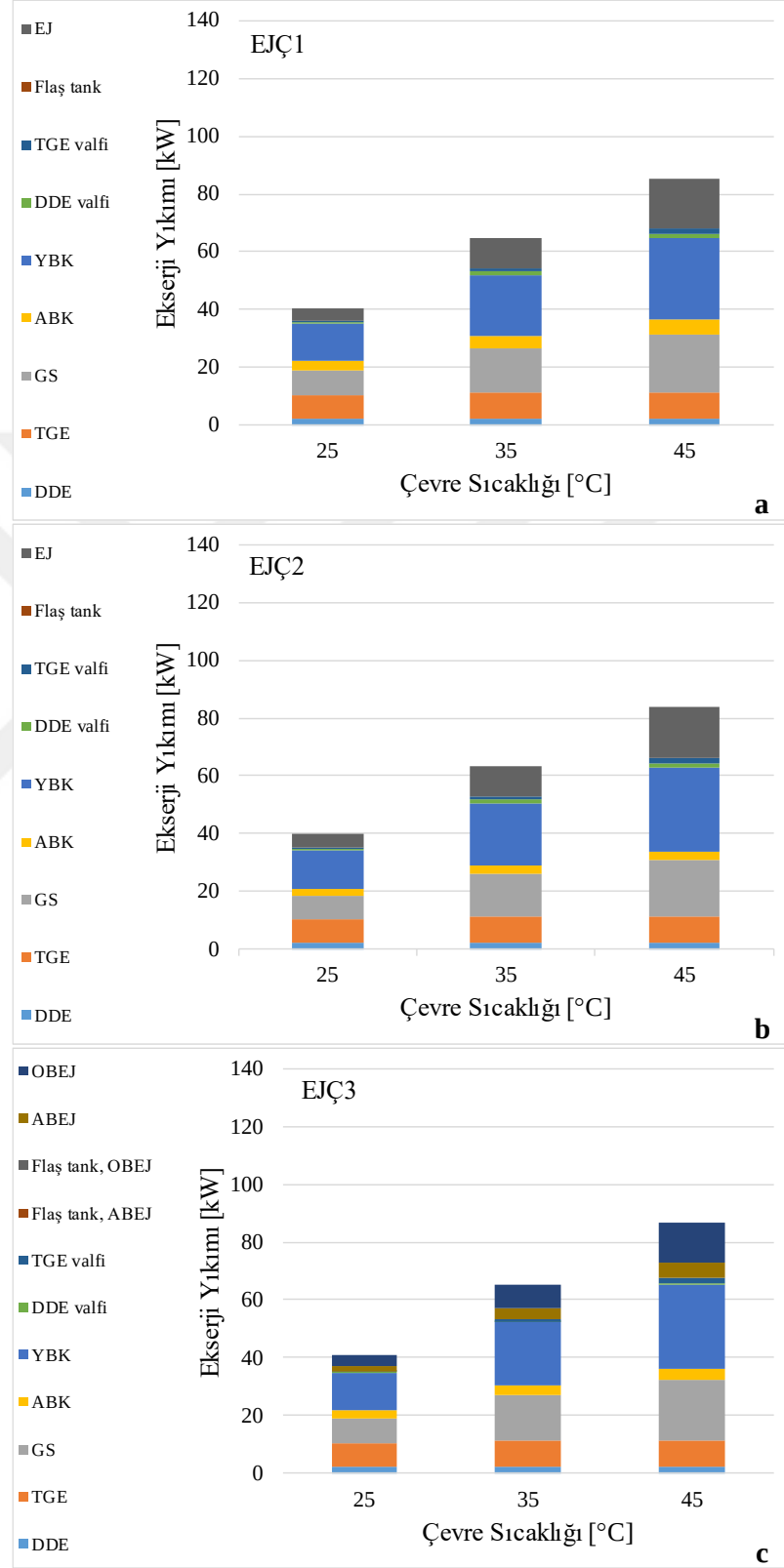
4.6. Modellenen Çevrimlerin Ekserji Analizleri

Modellenen çevrimlerin 25, 35 ve 45 °C çevre sıcaklıklarında ekserji analizleri yapılmış olup tersinmezlik miktarları ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Ölü hal sıcaklığı çevre sıcaklığı, ölü hal basıncı 1,01325 bar olarak alınmıştır. Şekil 4.24 ejektörsüz çevrimlerin tersinmezlik miktarlarını göstermektedir. ÇKÇ ve PKÇ’de en büyük tersinmezliklerin YBK, YB valfi ve GS’de meydana geldiği görülmüştür. Çevre sıcaklığının artmasıyla ÇKÇ’de YB valfinin tersinmezlik miktarı ciddi oranda artmaktadır.



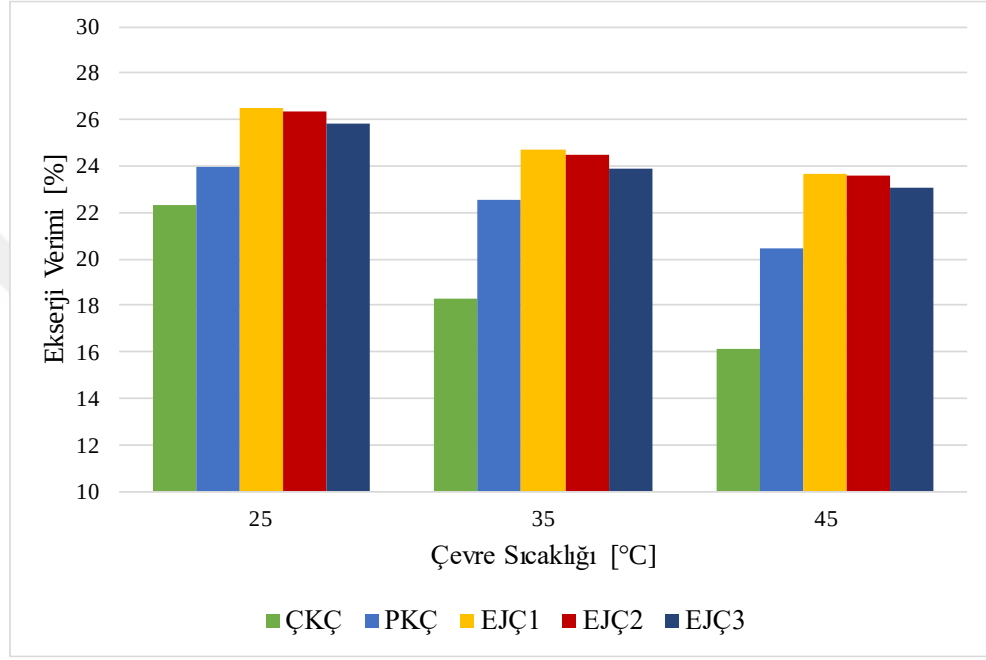
Şekil 4.24. Modellenen çift kademeli çevrim (ÇKÇ) ve paralel kompresörlü çevrimin (PKÇ) farklı çevre sıcaklıklarındaki tersinmezlik miktarları

Ejektör genişletiricili çevrimlerin tersinmezlik miktarları Şekil 4.25’de verilmiştir. Bu çevrimlerde en büyük tersinmezlikler YBK ve GS’de meydana gelmektedir.



Şekil 4.25. Modellenen ejektör genişletiricili çevrimlerin (EJÇ1, EJÇ2 ve EJÇ3) farklı çevre sıcaklıklarındaki tersinmezlik miktarları

Modellenen çevrimlerin ekserji verimleri Şekil 4.26’da karşılaştırılmıştır. EJÇ1 ve EJÇ2 incelenen tüm çevre sıcaklıklarında en yüksek ekserji verimi değerlerine sahip olmakla birlikte ejektör genleştiricili çevrimlerle ejektörsüz çevrimler arasındaki fark çevre sıcaklığının artmasıyla belirginleşmektedir. Genleşme işi geri kazanımı sayesinde ejektör genleştiricili çevrimlerin ekserji verimlerindeki düşüş ejektörsüz çevrimlere kıyasla daha azdır.

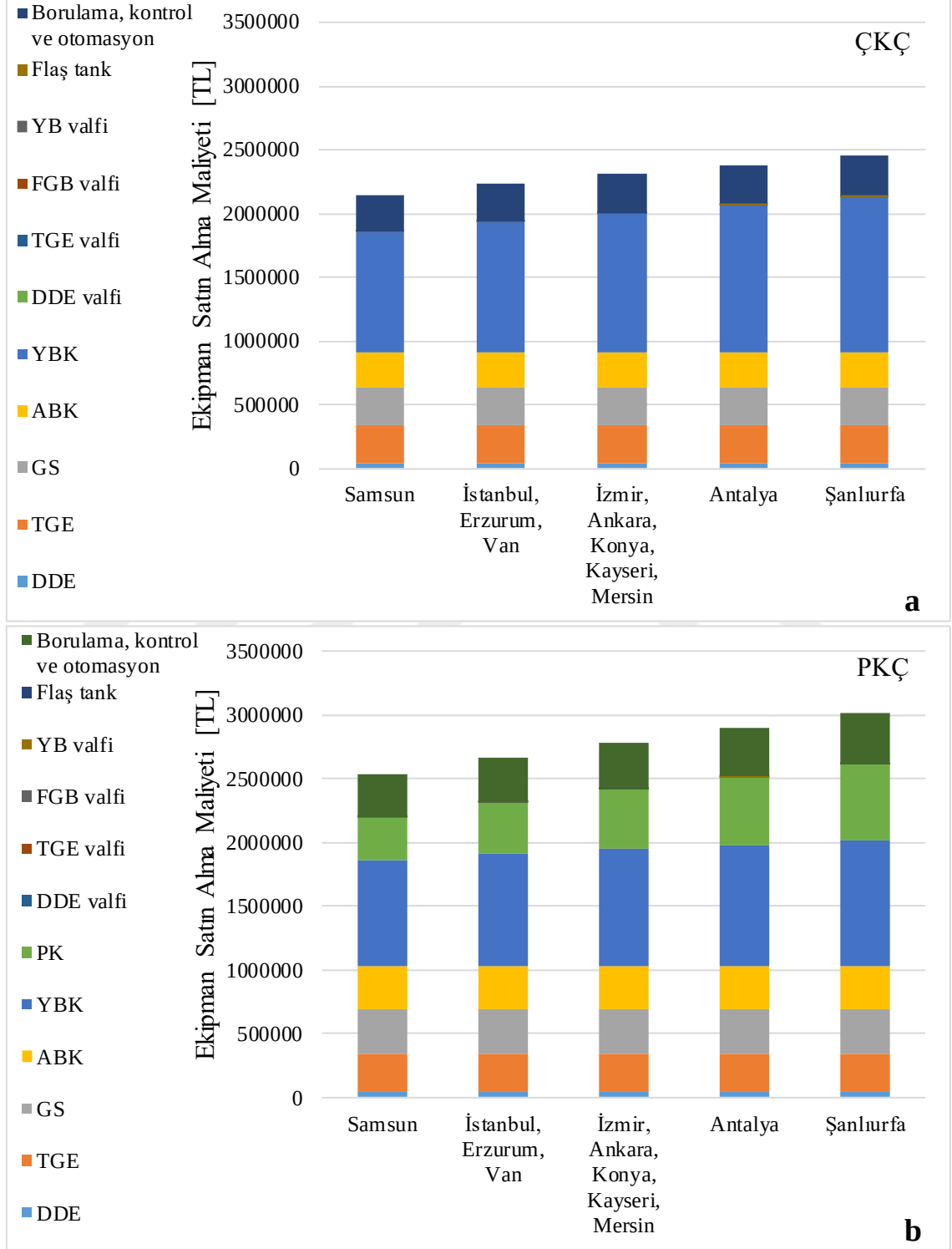


Şekil 4.26. Modellenen çevrimlere ait ekserji verimlerinin farklı çevre sıcaklıklarında karşılaştırması

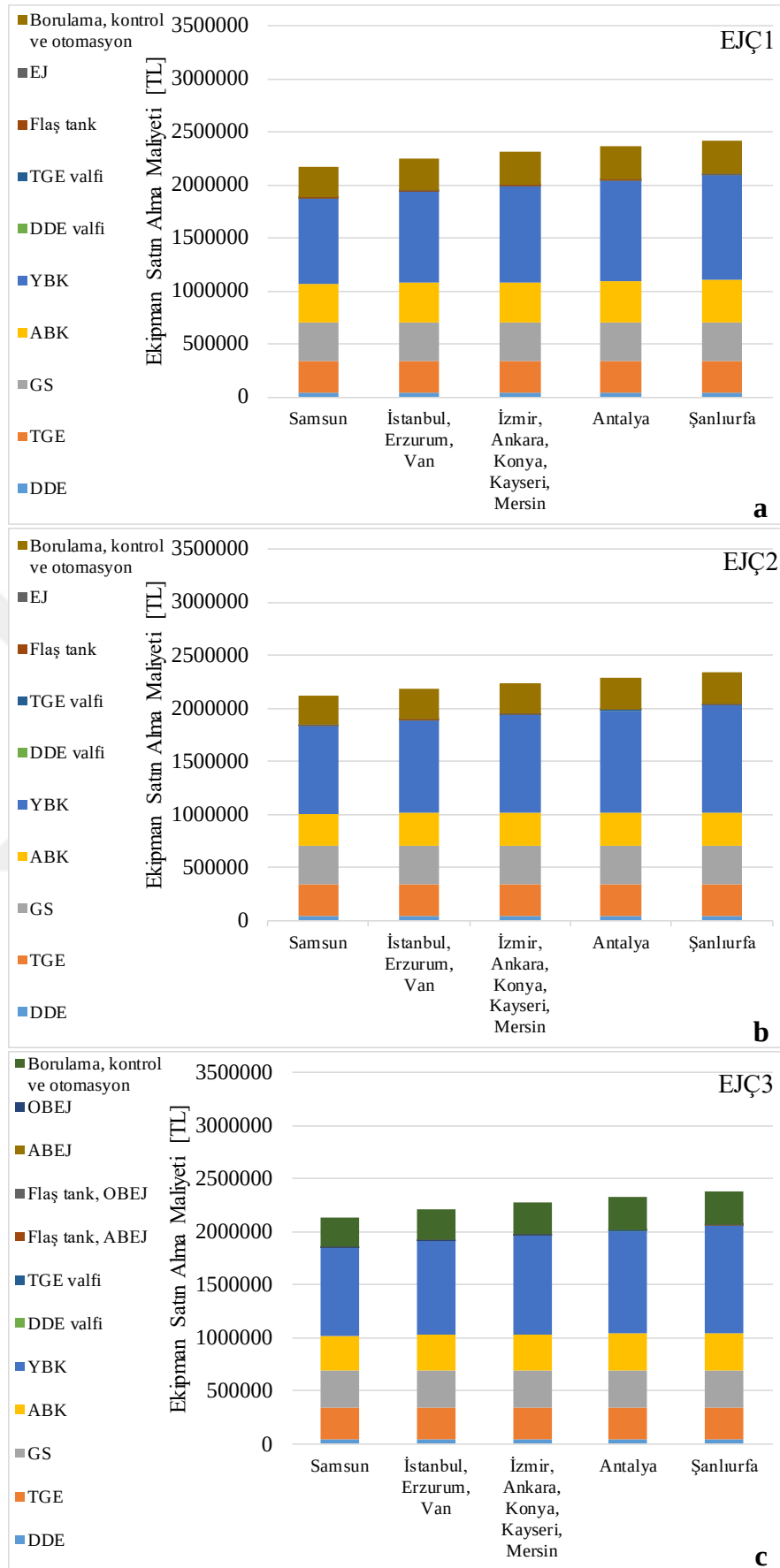
4.7. Modellenen Çevrimlerin Termoekonomik (Eksergoekonomik) Analizleri

Termoekonomik (eksergoekonomik) analizlerde bakım ve işletme maliyetleri dikkate alınmamış olup sermaye yatırımı maliyetlerine borulama, otomasyon ve kontrol elemanları için %15 ilave yapılmıştır (Fazelpour ve Morosuk, 2014). 11 ile ait ekipman satın alma maliyetleri ÇKÇ ve PKÇ için Şekil 4.27’de, ejektör genleştiricili çevrimler için Şekil 4.28’de verilmiştir. Ekipman maliyeti hesaplarında ilgili ilde çevre sıcaklığına göre meydana gelebilecek maksimum akışkan debileri, kompresör tüketimleri ve ısı transfer alanları dikkate alınmıştır. İncelenen iller arasında maksimum çevre sıcaklığı en düşük olan Samsun’da en düşük, maksimum çevre sıcaklığı en yüksek il olan Şanlıurfa’da en yüksek ekipman maliyetleri ortaya çıkmaktadır. İncelenen illere göre toplam ekipman satın alma maliyetleri ÇKÇ için 2,14-2,45 milyon TL, PKÇ için 2,53-3,01 milyon TL, EJÇ1 için 2,17-2,42 milyon TL, EJÇ2 için 2,12-2,35 milyon TL, EJÇ3 için 2,14-2,38

milyon TL aralığındadır. Tüm ekipmanlar arasında en yüksek maliyeti YBK oluşturmaktadır. İlave kompresörden dolayı PKÇ tüm çevrimler arasında en yüksek toplam ekipman satın alma maliyetine sahiptir.



Şekil 4.27. Modellenen çift kademeli çevrim (ÇKÇ) ve paralel kompresörlü çevrimin (PKÇ) 11 ile ait ekipman satın alma maliyetleri



Şekil 4.28. Modellenen ejektör genişletirici çevrimlerin (EJÇ1, EJÇ2 ve EJÇ3) 11 ile ait ekipman satın alma maliyetleri

10 yıllık periyotta enflasyona göre seviyelendirilmiş elektrik maliyeti 15,71 TL/kWh olarak hesaplanmıştır. Çizelge 4.7, modellenen çevrimlerin 11 ile ait maksimum çevre sıcaklıklarında birim ürün ekserji maliyetlerini göstermektedir. En yüksek maliyetin 83-95 TL/kWh aralığında ÇKÇ, en düşük maliyetin 68-70 TL/kWh aralığında ejektör genleştiricili çevrimlere ait olduğu tespit edilmiştir.

Çizelge 4.7. Modellenen çevrimlerin 11 ile ait maksimum çevre sıcaklıklarında birim ekserji maliyetleri

İl	$T_{\text{cev,max}}$ [°C]	Birim Ürün Ekserji Maliyeti [TL/kWh]				
		ÇKÇ	PKÇ	EJÇ1	EJÇ2	EJÇ3
İstanbul	31,5	86,01	78,61	68,21	66,83	68,38
İzmir	34,5	89,03	80,19	68,74	67,24	69,12
Samsun	28,5	82,97	77,18	67,81	66,52	67,95
Ankara	34,5	89,03	80,56	68,74	67,24	69,12
Konya	34,5	89,03	80,49	68,74	67,24	69,12
Kayseri	34,5	89,03	80,75	68,74	67,24	69,12
Antalya	37,5	92,14	82,08	69,06	67,68	69,41
Mersin	34,5	89,03	80,06	68,74	67,24	69,12
Erzurum	31,5	86,01	79,6	68,21	66,83	68,38
Van	31,5	86,01	79,08	68,21	66,83	68,38
Şanlıurfa	40,5	95,42	84,63	69,14	68,25	70,02

Modellenen çevrimlere ait ekipmanların Konya ili için eksergoekonomik faktörleri Çizelge 4.8'de verilmiştir. Diğer ekipmanlara kıyasla ekserji dışı maliyetlerin en fazla etki ettiği ekipmanlar kompresörler, ekserji yıkımı kaynaklı yakıt maliyetlerinin en fazla etki ettiği ekipmanlar ise genleşme valfleri ve ejektörler olarak tespit edilmiştir. Flaş tanklarda ekserji yıkımı meydana gelmediğinden dolayı eksergoekonomik faktörleri %100 olmaktadır.

Çizelge 4.8. Modellenen çevrimlere ait ekipmanların Konya ili için eksergoekonomik faktörleri

$T_{\text{cev}} = 34,5 \text{ °C}$ $\dot{Q}_{TGE} = 120 \text{ kW}$ $\dot{Q}_{DDE} = 25 \text{ kW}$					
Eksergoekonomik Faktör (f_k)					
Ekipman	ÇKÇ	PKÇ	EJÇ1	EJÇ2	EJÇ3
DDE	%1,514	%1,454	%1,737	%1,771	%1,751
TGE	%2,104	%2,021	%2,411	%2,458	%2,432
GS	%1,177	%0,7391	%2,389	%2,492	%2,199
ABK	%21,06	%14,16	%12,83	%16,09	%14,41
YBK	%5,352	%6,435	%6,53	%6,442	%6,444
PK	-	%18,07	-	-	-
DDE valfi	%0,012	%0,0045	%0,0102	%0,0112	%0,0464
TGE valfi	%0,124	%0,0125	%0,0499	%0,0607	%0,0612
FGB valfi	%0,028	-	-	-	-
YB valfi	%0,003	%0,0019	-	-	-
ABEJ	-	-	-	-	%0,0343
OBEJ	-	-	%0,0453	%0,0459	%0,0453

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Modellenen transkritik süpermarket soğutma çevrimlerinin performansları incelendiğinde -13,5/40,5 °C çevre sıcaklığı aralığında paralel kompresörlü çevrimde (PKÇ) çift kademeli çevrimden (ÇKÇ) %14'e kadar daha yüksek COP değeri elde edilmiştir. Taze gıda evaporatöründen emiş yapılan ejektör genleştircili çevrimde (EJÇ1) COP artışı PKÇ'ye kıyasla %18'e kadar, ÇKÇ'ye kıyasla %35'e kadardır. Taze gıda evaporatörü ve alçak basınç kompresöründen emiş yapılan ejektör genleştircili çevrimde (EJÇ2) COP artışı PKÇ'ye kıyasla %21'e kadar, ÇKÇ'ye kıyasla %37'ye kadardır. Her kademedeki ayrı ejektör genleştircili çevrimde (EJÇ3) COP artışı PKÇ'ye kıyasla %18'e kadar, ÇKÇ'ye kıyasla %34'e kadardır. Çevre sıcaklığının artmasıyla ejektör genleştircili çevrimler hem ÇKÇ hem de PKÇ'ye kıyasla önemli ölçüde iyi performans göstermektedir. Özellikle sıcak iklimler için ejektör genleştircinin önemli bir performans iyileştirmesi sağladığı görülmüştür.

Tüm çevrimler arasında taze gıda evaporatörü ve alçak basınç kompresöründen emiş yapılan ejektör genleştircili transkritik süpermarket soğutma çevrimi (EJÇ2) en iyi performansı göstermekle birlikte ejektör genleştircili çevrimlerin performansları birbirine oldukça yakındır. Sekonder devrenin farklılığı çevrim performansını fazla etkilememektedir.

Modellenen çevrimlerin 11 ile ait yıllık enerji tüketimleri incelendiğinde PKÇ'de ÇKÇ'ye kıyasla %6'ya kadar, EJÇ1'de PKÇ'ye kıyasla %10'a kadar, ÇKÇ'ye kıyasla %15'e kadar, EJÇ2'de PKÇ'ye kıyasla %12'ye kadar, ÇKÇ'ye kıyasla %17'ye kadar, EJÇ3'de PKÇ'ye kıyasla %10'a kadar, ÇKÇ'ye kıyasla %15'e kadar enerji tasarrufu tespit edilmiştir.

CO₂'nin GWP değerinin 1 olması nedeniyle doğrudan TEWI miktarı, dolaylı TEWI miktarının yanında ihmal edilebilir seviyededir. Bu nedenle çevrimlerin enerji tasarrufu oranı kadar TEWI tasarrufu elde edilmiştir.

Modellenen çevrimlerin ekserji analizleri yapılmış olup özellikle yüksek çevre sıcaklıklarında ejektör genleştircili çevrimlerin, ejektörsüz çevrimlerden %47'ye kadar çok daha yüksek ekserji verimine sahip olduğu görülmüştür. Çevre sıcaklığının artmasıyla birlikte genleşme işi geri kazanımı sayesinde ejektör genleştircili çevrimlerin ekserji verimlerindeki düşüş ejektörsüz çevrimlere kıyasla daha azdır.

Modellenen çevrimlerin 11 ile ait termoekonomik (eksergoekonomik) analizleri yapılmış olup PKÇ'de ÇKÇ'ye kıyasla %11'e kadar, EJÇ1'de PKÇ'ye kıyasla %18'e kadar, ÇKÇ'ye kıyasla %28'e kadar, EJÇ2'de PKÇ'ye kıyasla %19'a kadar, ÇKÇ'ye kıyasla %28'e kadar, EJÇ3'de PKÇ'ye kıyasla %17'ye kadar, ÇKÇ'ye kıyasla %27'ye kadar ekserji maliyeti tasarrufu tespit edilmiştir.

Modellenen çevrimlere ait ekipmanların Konya ili için eksergoekonomik faktörleri hesaplanmış olup diğer ekipmanlara kıyasla ekserji dışı maliyetlerin en fazla etki ettiği ekipmanlar kompresörler, ekserji yıkımı kaynaklı yakıt maliyetlerinin en fazla etki ettiği ekipmanlar ise genişleme valfleri ve ejektörler olarak tespit edilmiştir.

Ejektör genişletirici çevrimlerde evaporatör kapasitesi ile optimum boğaz alanı arasında lineer bir ilişki bulunduğu tespit edilmiştir. İstenen evaporatör kapasitelerini karşılayacak çoklu ejektör kombinasyonları uygulanarak ejektörler optimum tasarım parametrelerinde çalıştırılabilmektedir.

5.2. Öneriler

Yapılan ekserji analizlerinde en yüksek tersinmezliğin kompresörler, gaz soğutucu ve yüksek basınç valfinde meydana geldiği tespit edilmiştir. Yüksek basınç valfinin ejektörle değiştirilmesi buradaki tersinmezliği ciddi oranda azaltmakla birlikte kompresör ve gaz soğutucu verimlerinin artırılması çevrimlerin ekserji verimlerine önemli katkı yapacaktır.

Türkiye'nin farklı bölgelerinden süpermarketlere ait sıcaklık ve kapasite verileri toplanarak gerçek verilerle çevrimlerin simülasyonunun yapılması ve üreticilerden güncel fiyatlar alınarak ekipman maliyetlerinin belirlenmesi daha gerçekçi sonuçlar elde edilmesine olanak sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

- Anonim, Dünya Gazetesi, 2022, İndirim marketleri, sektörü zirveye taşıdı.
- ASHRAE, 2019, ANSI/ASHRAE Standard 34-2019: Designation and Safety Classification of Refrigerants, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*.
- Behbahani-nia, A. ve Shams, S., 2016, Thermoeconomic optimization and exergy analysis of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector, *Energy Equipment and Systems*, 4 (1), 43-52.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G. ve Moran, M., 1996, Thermal design & optimization, *John Wiley & Sons*, 333-462.
- Belman-Flores, J. M., Rangel-Hernández, V. H., Pérez-García, V., Zaleta-Aguilar, A., Fang, Q. ve Méndez-Méndez, D., 2020, An Advanced Exergoeconomic Comparison of CO₂-Based Transcritical Refrigeration Cycles, *Energies*, 13 (23).
- Bertelsen, S. K. ve Haugsdal, S. B., 2015, Design and measurement of a CO₂ refrigeration system with integrated propane subcooler at high air temperature operations, Yüksek lisans, *Norwegian University of Science and Technology*.
- Bilir Sag, N., Ersoy, H. K., Hepbasli, A. ve Halkaci, H. S., 2015, Energetic and exergetic comparison of basic and ejector expander refrigeration systems operating under the same external conditions and cooling capacities, *Energy Conversion and Management*, 90, 184-194.
- Bilir Sağ, N., 2015, Soğutma çevriminde genleşme işi geri kazanımı için ejektörün kullanılabilirliğinin deneysel araştırılması, Doktora, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya.
- Brown, J. S., Yana-Motta, S. F. ve Domanski, P. A., 2002, Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a, *International Journal of Refrigeration*, 25 (1), 19-32.
- Bulut, H., Büyükalaca, O. ve Yılmaz, T., 2001, Bin weather data for Turkey, *Applied Energy*, 70, 135-155.
- Carrier, 2017, CO₂OLtec Evo, *Carrier Corporation*.
- De Min, A., 2016, Yearly analysis of CO₂ refrigeration systems, Yüksek lisans, *University of Padova*.
- Deng, J.-q., Jiang, P.-x., Lu, T. ve Lu, W., 2007, Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector, *Applied Thermal Engineering*, 27 (2-3), 381-388.
- Ding, P., Zhang, K., Yuan, Z., Wang, Z., Li, D., Chen, T., Shang, J. ve Shofahaei, R., 2021, Multi-objective optimization and exergoeconomic analysis of geothermal-

- based electricity and cooling system using zeotropic mixtures as the working fluid, *Journal of Cleaner Production*, 294.
- Dulkadiroğlu, H., 2018, Türkiye'de elektrik üretiminin sera gazı emisyonları açısından incelenmesi, *Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 7 (1), 67-74.
- El-Sayed, Y. M., 2001, Designing desalination systems for higher productivity, *Desalination*, 134, 129-158.
- Elbel, S. ve Hrnjak, P., 2008, Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation, *International Journal of Refrigeration*, 31 (3), 411-422.
- Elbel, S. ve Lawrence, N., 2016, Review of recent developments in advanced ejector technology, *International Journal of Refrigeration*, 62, 1-18.
- Energy Star, 2007, Putting energy into profits: Energy Star guide for small business.
- EPA, 2015, Protection of stratospheric ozone: Change of listing status for certain substitutes under the significant new alternatives policy program; final rule, *40 CFR Part 82, US Environmental Protection Agency*.
- EPDK, 2022, Elektrik Faturalarına Esas Tarife Tabloları [online], Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu, www.epdk.gov.tr/Detay/Icerik/3-1327/elektrik-faturalarina-esas-tarife-tablolari, [Ziyaret Tarihi: 15 Mayıs 2022].
- Ersoy, H. K. ve Bilir, N., 2012, Performance characteristics of ejector expander transcritical CO₂ refrigeration cycle, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 226 (5), 623-635.
- Ersoy, H. K. ve Bilir Sag, N., 2014, Preliminary experimental results on the R134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expander, *International Journal of Refrigeration*, 43, 97-110.
- EU, 2014, Fluorinated greenhouse gases and repealing regulation 517/2014, *European Commission*.
- EY, Cambridge Econometrics Ltd. ve Arcadia International, 2014, The economic impact of modern retail on choice and innovation in the EU food sector, final report, *European Union*.
- Fazelpour, F. ve Morosuk, T., 2014, Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines, *International Journal of Refrigeration*, 38, 128-139.
- Friterm, 2022, Friterm Product Selection Software.
- Giroto, S., Minetto, S. ve Neksa, P., 2004, Commercial refrigeration system using CO₂ as the refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, 27 (7), 717-723.

- Gullo, P., 2016, Thermodynamic and environmental comparison of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in Southern Europe, Doktora, *University of Udine*.
- Gullo, P. ve Cortella, G., 2016, Comparative exergoeconomic analysis of various transcritical R744 commercial refrigeration systems, *ECOS 2016 - Proceedings of the 29th International Conference on Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, Portoroz.
- Gullo, P., Elmegaard, B. ve Cortella, G., 2015, Energetic, Exergetic and Exergoeconomic Analysis of CO₂ Refrigeration Systems, *28th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, France.
- Gullo, P., Hafner, A. ve Banasiak, K., 2019, Thermodynamic Performance Investigation of Commercial R744 Booster Refrigeration Plants Based on Advanced Exergy Analysis, *Energies*, 12 (3).
- Gullo, P., Hafner, A. ve Cortella, G., 2017, Multi-ejector R744 booster refrigerating plant and air conditioning system integration – A theoretical evaluation of energy benefits for supermarket applications, *International Journal of Refrigeration*, 75, 164-176.
- Hafner, A., Försterling, S. ve Banasiak, K., 2014, Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration, *International Journal of Refrigeration*, 43, 1-13.
- Haida, M. P., 2015, Experimental analysis of the R744 vapour compression rack equipped with the multi-ejector expansion work recovery module, Yüksek lisans, *Norwegian University of Science and Technology*.
- IPCC/TEAP, 2005, Safeguarding the ozone layer and the global climate system: Issues related to hydrofluorocarbons and perfluorocarbons, *Intergovernmental Panel on Climate Change Technology and Economic Assessment Panel*.
- İşkan, Ü. ve Direk, M., 2022, Experimental performance evaluation of the dual-evaporator ejector refrigeration system using environmentally friendly refrigerants of R1234ze(E), ND, R515a, R456a, and R516a as a replacement for R134a, *Journal of Cleaner Production*, 352.
- Karampour, M. ve Sawalha, S., 2015, Theoretical analysis of CO₂ trans-critical system with parallel compression for heat recovery and air conditioning in supermarkets, *24th IIR International Congress of Refrigeration*, Yokohama, Japan.
- Karampour, M. ve Sawalha, S., 2018, State-of-the-art integrated CO₂ refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis, *International Journal of Refrigeration*, 86, 239-257.
- Keenan, J. H., Neumann, E. P. ve Lustwerk, F., 1950, An investigation of ejector design by analysis and experiment, *Journal of Applied Mechanics*, 299-309.

- Khosravi, A., Koury, R. N. N. ve Machado, L., 2018, Thermo-economic analysis and sizing of the components of an ejector expansion refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, 86, 463-479.
- Klein, S. A., 2019, Engineering Equation Solver, *F-Chart Software*.
- Kotas, T. J., 1985, The exergy method of thermal plant analysis, *Butterworths*, 63-84.
- Lawrence, N. ve Elbel, S., 2015, Analysis of two-phase ejector performance metrics and comparison of R134a and CO₂ ejector performance, *Science and Technology for the Built Environment*, 21 (5), 515-525.
- Lazzaretto, A. ve Tsatsaronis, G., 2006, SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems, *Energy*, 31 (8-9), 1257-1289.
- Lemmon, E. W., Bell, I. H., Huber, M. L. ve McLinden, M. O., 2022, Thermophysical Properties of Fluid Systems, NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69, Eds: Linstrom, P. J. ve Mallard, W. G., *National Institute of Standards and Technology*, Gaithersburg MD.
- Li, D. ve Groll, E. A., 2005, Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device, *International Journal of Refrigeration*, 28 (5), 766-773.
- Liu, F., 2014, Review on Ejector Efficiencies in Various Ejector Systems, *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, 2580, 1-10.
- Liu, F., Li, Y. ve Groll, E. A., 2012, Performance enhancement of CO₂ air conditioner with a controllable ejector, *International Journal of Refrigeration*, 35 (6), 1604-1616.
- Madsen, K. B., 2017, Optimalisatie CO₂ systemen m.b.v. ejecteur, *Danfoss A/S*.
- Mosaffa, A. H., Farshi, L. G., Infante Ferreira, C. A. ve Rosen, M. A., 2016, Exergoeconomic and environmental analyses of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers, *Energy Conversion and Management*, 117, 442-453.
- Nemati, A., Mohseni, R. ve Yari, M., 2018, A comprehensive comparison between CO₂ and Ethane as a refrigerant in a two-stage ejector-expansion transcritical refrigeration cycle integrated with an organic Rankine cycle (ORC), *The Journal of Supercritical Fluids*, 133, 494-502.
- Nemati, A., Nami, H. ve Yari, M., 2017, A comparison of refrigerants in a two-stage ejector-expansion transcritical refrigeration cycle based on exergoeconomic and environmental analysis, *International Journal of Refrigeration*, 84, 139-150.
- Özyurt, Ö., Bakirci, K., Erdoğan, S. ve Yilmaz, M., 2009, Bin weather data for the provinces of the Eastern Anatolia in Turkey, *Renewable Energy*, 34 (5), 1319-1332.

- Papazahariou, C., 2010, Natural refrigerants faster to market, commercial refrigeration with low gwp alternatives, *Joint Meeting of the Regional Ozone Networks for Europe & Central Asia and South Asia, Shecco, Istanbul*.
- Patenaude, A., Supermarket News, 2022, CO2 refrigeration on the rise.
- Purohit, N., Gullo, P. ve Dasgupta, M. S., 2017, Comparative Assessment of Low-GWP Based Refrigerating Plants Operating in Hot Climates, *Energy Procedia*, 109, 138-145.
- Rezayan, O. ve Behbahaninia, A., 2011, Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO2/NH3 cascade refrigeration systems, *Energy*, 36 (2), 888-895.
- Said, S. A. M., Habib, M. A. ve Iqbal, M. O., 2003, Database for building energy prediction in Saudi Arabia, *Energy Conversion and Management*, 44 (1), 191-201.
- Santosa, I. M. C., Tsamos, K. M., Gowreesunker, B. L. ve Tassou, S. A., 2019, Experimental and CFD investigation of overall heat transfer coefficient of finned tube CO2 gas coolers, *Energy Procedia*, 161, 300-308.
- Shecco, 2013, Natural refrigerants solutions for Europe, *ATMOsphere Europe*.
- Shecco, 2016, Guide to natural refrigerants in Japan: State of the industry, *Accelerate Magazine*, Special Edition June 2016.
- Sher, E., Bar-Kohany, T. ve Rashkovan, A., 2008, Flash-boiling atomization, *Progress in Energy and Combustion Science*, 34 (4), 417-439.
- Shilliday, J. A., 2012, Investigation and optimisation of commercial refrigeration cycles using the natural refrigerant CO2, Doktora, *Brunel University*.
- TCMB, 2022a, 1 Hafta Repo [online], Türkiye Cumhuriyet Merkez Bankası, www.tcmb.gov.tr/wps/wcm/connect/TR/TCMB+TR/Main+Menu/Temel+Faaliyetler/Para+Politikasi/Merkez+Bankasi+Faiz+Oranlari/1+Hafta+Repo, [Ziyaret Tarihi: 15 Mayıs 2022].
- TCMB, 2022b, Gösterge Niteliğindeki Merkez Bankası Kurları [online], Türkiye Cumhuriyet Merkez Bankası, www.tcmb.gov.tr/wps/wcm/connect/TR/TCMB+TR/Main+Menu/Istatistikler/Doviz+Kurlari/Gosterge+Niteligindeki+Merkez+Bankasi+Kurlarii/, [Ziyaret Tarihi: 15 Mayıs 2022].
- TCMB, 2022c, Tüketici Fiyatları [online], Türkiye Cumhuriyet Merkez Bankası, <https://www.tcmb.gov.tr/wps/wcm/connect/TR/TCMB+TR/Main+Menu/Istatistikler/Enflasyon+Verileri/Tuketici+Fiyatlari>, [Ziyaret Tarihi: 15 Mayıs 2022].
- Tian, M.-W., Parikhani, T., Jermisittiparsert, K. ve Ashraf, M. A., 2020, Exergoeconomic optimization of a new double-flash geothermal-based combined cooling and power (CCP) system at two different cooling temperatures assisted by boosters, *Journal of Cleaner Production*, 261.

- Tolu, M. E., Özen, D. N. ve Köklü, U., 2018, Thermodynamic analysis of an ejector cooling system using R123 as refrigerant under different working conditions, *International Journal of Energy Applications and Technologies*, 5 (2), 61-67.
- Tsimpoukis, D., Syngounas, E., Petsanas, D., Mitsopoulos, G., Anagnostatos, S., Bellos, E., Tzivanidis, C. ve Vrachopoulos, M. G., 2021, Energy and environmental investigation of R744 all-in-one configurations for refrigeration and heating/air conditioning needs of a supermarket, *Journal of Cleaner Production*, 279.
- UNEP, 2016, Lower-GWP alternatives in commercial and transport refrigeration: An expanded compilation of propane, CO₂, ammonia and HFO case studies, *United Nations Environment Programme*.
- Yapıcı, R. ve Ersoy, H. K., 2005, Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model, *Energy Conversion and Management*, 46 (18-19), 3117-3135.
- Zhang, M., 2006, Energy Analysis of Various Supermarket Refrigeration Systems, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue.
- Zimmermann, A. J. P., 2016, Transcritical carbondioxide refrigeration system with multiple ejectors, US 2016/0138847 A1.
- Zottl, A., Lindahl, M., Nordman, R., Rivière, P. ve Miara, M., 2011, Evaluation method for comparison of heat pump systems with conventional heating systems, D4.3. Concept for evaluation of CO₂-reduction potential, *European Commission*.