



T.C.
KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ULTRA-DÜŞÜK SICAKLIKTAKI ÇALIŞAN KASKAD SOĞUTMA
SİSTEMİNİN TASARIMI, ENERJİ, EKSERJİ
VE MALİYET ANALİZİ**

HÜSAMETTİN TAN
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

DANIŞMAN
Prof. Dr. Ali ERİŞEN

KIRIKKALE-2022

HÜSAMETTİN TAN tarafından hazırlanan “ULTRA-DÜŞÜK SICAKLIKTA ÇALIŞAN KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI, ENERJİ, EKSERJİ VE MALİYET ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Ali ERİŞEN

Endüstri Mühendisliği Anabilim Dalı,
Ostim Teknik Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

Başkan: Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı,
Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

Üye: Prof. Dr. Yahya DOĞU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı,
Kırıkkale Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

Üye: Doç. Dr. M. Zeki YILMAZOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı,
Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Tolga DEMİRCAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı,
Kırıkkale Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

Tez Savunma Tarihi: 13/06/2022

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

.....

Prof. Dr. Recep ÇALIN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYANI

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

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

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

13.06.2022

HÜSAMETTİN TAN

ÖZET

ULTRA-DÜŞÜK SICAKLIKTA ÇALIŞAN KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI, ENERJİ, EKSERJİ VE MALİYET ANALİZİ

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Doktora

Danışman: Prof. Dr. Ali Erişen

Haziran 2022, 81 sayfa

Bu tez çalışmasında, ultra düşük sıcaklıkta ($-80\text{ }^{\circ}\text{C}$) çalışan, literatür dikkate alınarak belirlenen kaskad soğutma sistemi tasarımlarının enerji, ekserji ve maliyet analizleri yapılmıştır. Tasarımı yapılan modeller arasından sistem performansı ve diğer parametreler dikkate alınarak seçilen sistem için çoklu-amaç optimizasyonu yapılarak optimum çalışma şartları belirlenmiştir. Tasarımı yapılan modeller için ilk olarak farklı soğutucu akışkanların, aynı çalışma şartlarında EES paket programı kullanılarak termodinamik analizleri yapılmıştır. Yüksek sıcaklık çevriminde, çevrim için düşünülen tasarım sıcaklığı ve GWP değerlerine göre uygun olarak, R744, R290, R1270, R410A, R32, düşük sıcaklık çevriminde ise yine uygun olarak, R170, R1150, R23 ve R508B akışkanları kullanılmıştır. Akışkanların belirlenmesinde, kaynama noktası sıcaklığı ve GWP değerlerine göre Refprop 9.0 paket programının akışkan arama ara yüzü kullanılmıştır.

Termodinamik analiz sonuçlarına göre, tasarımı yapılan modellerden performans ve diğer parametrelerin değerlendirilmesi ile en olumlu sonuçların elde edildiği, R410A ve R23 akışkan çifti ile parametrik analizler yapılmıştır. Parametrik analizlerde, DSC (düşük sıcaklık çevrimi) yoğuşturucu çıkış, YSC (yüksek sıcaklık çevrimi) kaskad ısı değiştirici çıkış, YSC genişletirici çıkış sıcaklıkları ve kaskad ısı değiştirici çalışma basıncı olmak üzere dört değişken belirlenmiştir. Belirlenen değişkenlerin, seçilen uygun değer aralığında, farklı değerleri için tüm modellerde enerji ve ekserji analizleri yapılarak modellerin performans karşılaştırması yapılmıştır. Ek olarak, parametrik analiz değişkenlerinin sistem performansına etkileri sayısal olarak

incelenmiştir.

Parametrik analizler sonucunda seçilen Model 3 için tasarım parametrelerinin belirlenen değer aralıklarında, enerji, ekserji analizlerine ek olarak, maliyet analizleri de yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar arasından, çoklu-amaç optimizasyonu yapılarak, maliyet ve yok olan ekserji açısından TOPSIS yöntemi ile Model 3 için en iyi çalışma şartları belirlenmiştir. Model 3 için en iyi çalışma şartlarında ($T_2=-35$ °C, $T_9=-43$ °C ve $T_5=-9$ °C) sistem performansı, yok olan ekserji ve maliyet değeri sırasıyla 0,3661, 2,249 kW ve 14.996,42 \$ olarak hesaplanmıştır.

Anahtar kelimeler: Kaskad Soğutma, Enerji, Ekserji, Maliyet, Optimizasyon, Ultra-düşük sıcaklık



ABSTRACT

THE DESIGN, ENERGY, EXERGY AND COST ANALYSIS OF CASCADE REFRIGERATION SYSTEM AT ULTRA-LOW TEMPERATURE

Kırıkkale University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering, PhD

Supervisor: Prof. Dr. Ali Erişen

June 2022, 81 pages

In this thesis, energy, exergy and cost analyzes of cascade refrigeration system designs determined by considering the literature operating at ultra-low temperature (-80 °C) were made. Optimum working conditions were determined by performing multi-objective optimization for the selected system, according to system performance and other parameters among the designed models. For the designed models, firstly, thermodynamic analyzes were carried out using the EES package program under the same operating conditions of different refrigerants. In the high temperature cycle, R744, R290, R1270, R410A, R32 were used in accordance with the design temperature and GWP values considered for the cycle, and R170, R1150, R23 and R508B were used in the low temperature cycle. In the determination of the fluids, the fluid search interface of the Refprop 9.0 package program was used according to the boiling point temperature and GWP values.

According to the results of the thermodynamic analysis, parametric analyzes were performed with the R410A and R23 refrigerant couple, in which the most positive results were obtained by evaluating the performance and other parameters of the designed models. In parametric analyses, four variables were determined as LTC (low temperature cycle) condenser outlet, HTC (high temperature cycle) cascade heat exchanger outlet, HTC expander outlet temperatures and cascade heat exchanger operating pressure. For the different values of the determined variables, energy and exergy analyzes were made in all models and the models were compared. In addition, the effects of parametric analysis variables on system performance were investigated

as numerically.

In addition to energy and exergy analyzes, cost analyzes were also carried out for Model 3, which was selected as a result of parametric analyzes, within the specified value ranges of the design parameters. By making multi-objective optimization of the obtained analysis results, the best operating conditions for Model 3 were determined with the TOPSIS method in terms of the parameters of cost and destroyed exergy. For Model 3, system performance, exergy destroyed and cost were determined as 0.3661, 2.249 kW and 14,996.42 \$, respectively, under the best operating conditions ($T_2=-35$ °C, $T_9=-43$ °C ve $T_5=-9$ °C).

Keywords: Cascade Refrigeration, Energy, Exergy, Cost, Optimization, Ultra-low Temperature

TEŞEKKÜR

Doktora tez çalıŐmalarım esnasında, yardım ve katkılarıyla bana desteklerini esirgemeyen, kariyerimde bana yol gösteren ve bu günlere gelmemi sağlayan, danışman hocam Prof. Dr. Ali ERİŞEN'e sonsuz teŐekkürlerimi sunuyorum.

Tez izleme komitesi üyesi Prof. Dr. Yahya DOĞU ve Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU hocalarıma tezin yürütölmesi aŐamasında vermiŐ oldukları desteklerinden dolayı teŐekkürü bir borç bilirim.

Doktora öğrenciliğim boyunca, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu'nun (TÜBİTAK) 2211-A kodlu Genel Yurt İçi Doktora Burs Programı kapsamında almıŐ olduğum burs ile desteğini esirgemeyen TÜBİTAK'a teŐekkürü bir borç bilirim.

Her daim yanımda olan, sevgi ve desteklerini hep hissettiğim aileme, eŐim Yasemin Tan ile kızım Aslı Tan'a sonsuz teŐekkürlerimi sunuyorum.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
SİMGELER DİZİNİ.....	xiii
KISALTMALAR DİZİNİ.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Soğutma Çevrimleri.....	3
1.1.1. Sürekli Akış Şartlarında Soğutma Çevrimleri	3
1.1.1.1. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimleri	4
1.1.1.2. Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimleri	7
1.1.1.3. Termo-elektrik Soğutucular	8
1.1.2. Periyodik Soğutma Sistemleri	8
1.1.2.1. Rejeneratif Soğutma Sistemleri	9
1.1.2.2. Manyetik Soğutma Sistemleri.....	11
1.1.2.3. Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemleri	12
1.2. Soğutucu Akışkanlar	13
1.3. Literatür Çalışmaları.....	15
1.4. Tezin Amacı ve Kapsamı	23
2. MATERYAL VE YÖNTEM.....	25
2.1. Kaskad Sistem Tasarımları ve Modellemeler.....	25
2.2. Kaskad Sistemin Enerji Analizi.....	32
2.3. Kaskad Sistemin Ekserji Analizi	34
2.4. Kaskad Sistem Maliyet Analizi	37
2.5. Kaskad Sistemlerin Parametrik Analizleri	39
2.6. Çoklu-Amaç Optimizasyonu	41
3. ARAŞTIRMA BULGULARI.....	44
3.1. Soğutucu Akışkan Çiftleri için Termodinamik Analizler	44
3.2. Kaskad Sistem Tasarımları için Parametrik Analizler	48

3.3. Seçilen Model Tasarım için Optimizasyon Çalışması.....	56
4. SONUÇ VE TARTIŞMA	60
KAYNAKLAR	67
EKLER.....	73
ÖZGEÇMİŞ	81



ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>ÇİZELGE</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Zeotropik ve azeotropik karışım akışkanları ve karışım içeriği.....	15
1.2. Kaskad tasarımlar için sıcaklık aralıkları[13]	16
2.1. Kullanılan akışkanların temel özellikleri	32
2.2. Sistem elemanları yatırım maliyetleri için temel değerler	37
2.3. Parametrik analizler için değişken parametrelerin değerleri (1. Model).....	40
2.4. Parametrik analizler için değişken parametrelerin değerleri (2. Model).....	40
2.5. Parametrik analizler için değişken parametrelerin değerleri (3. Model).....	40
2.6. Parametrik analizler için değişken parametrelerin değerleri (4. Model).....	41
3.1. Akışkan çiftleri için termodinamik analiz sonuçları (1. Model)	44
3.2. Akışkan çiftleri için termodinamik analiz sonuçları (2. Model)	45
3.3. Akışkan çiftleri için termodinamik analiz sonuçları (3. Model)	46
3.4. Akışkan çiftleri için termodinamik analiz sonuçları (4. Model)	47
3.5. Seçilen akışkan çifti için modellerde kullanılan izantropik verimler.....	48
3.6. Optimizasyon için tasarım parametrelerinin değerleri	56
3.7. Genleştirici çıkış sıcaklığı (T_9) için TOPSIS yöntemi sonuçları, ($T_2=-30$ °C), ($T_5=-20$ °C).....	57
3.8. Optimum tasarım şartları, maliyet ve yok olan ekserji değerleri	58
3.9. Optimum şartlarda sistemin çalışma şartları	59

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>ŞEKİL</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Soğutma sıcaklıklarının sınıflandırması[1]	1
1.2. Soğutma yöntemlerinin genel sınıflandırması.....	3
1.3. İdeal tek kademeli buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı	5
1.4. Kritik üstü R744 akışkanlı buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı.....	6
1.5. Joule-Thomson soğutma çevrimi ve T-s diyagramı	6
1.6. a) Ters Brayton çevrimi, b) Claude çevrimi.....	7
1.7. Absorpsiyonlu soğutma çevrimi şematik görünüş	8
1.8. Termo-elektrik soğutucu temel çalışma prensibi şematik görünüş[10]	8
1.9. Stirling soğutma çevrimi şematik görünüş[9]	9
1.10. Gifford-McMahon soğutma çevrimi şematik görünüş[9]	10
1.11. Darbe tüp soğutucusu şematik görünüş[9]	11
1.12. Manyetik soğutma sistemi işlemleri şematik görünüş [11].....	12
1.13. Adsorpsiyonlu soğutma sistemi çalışma prensibi şematik görünüşü	13
1.14. Soğutucu akışkanların genel sınıflandırması.....	14
2.1. Kaskad sistem tasarımı şematik görünüş (1. Model)	25
2.2. Kaskad sistem tasarımı T-s diyagramı (1. Model)	26
2.3. Kaskad sistem tasarımı şematik görünüş (2. Model)	26
2.4. Kaskad sistem tasarımı T-s diyagramı (2. Model)	27
2.5. Kaskad sistem tasarımı şematik görünüş (3. Model)	27
2.6. Kaskad sistem tasarımı T-s diyagramı (3. Model)	28
2.7. Kaskad sistem tasarımı şematik görünüş (4. Model)	28
2.8. Kaskad sistem tasarımı T-s diyagramı (4. Model)	29
2.9. Soğutucu akışkan seçiminde kullanılan algoritma	31
2.10. TOPSIS yöntemi algoritması	42
3.1. DSC yoğunlaştırucu sıcaklığının sistem COP ve DSC enerji tüketimine etkisi ...	49
3.2. DSC yoğunlaştırucu sıcaklığının enerji tüketimi ve kütle debisine etkisi.....	49
3.3. DSC yoğunlaştırucu sıcaklığının DSC kompresör çıkış sıcaklığı ve sıkıştırma oranına etkisi	50
3.4. Genleştirici çıkış sıcaklığının sistem COP ve DSC enerji tüketimine etkisi.....	51
3.5. Genleştirici çıkış sıcaklığının enerji tüketimi ve kütle debisine etkisi.....	51

3.6. Genleştirici ıkış sıcaklığının gaz soğutucu kapasitesi ve sıkıştırma oranına etkisi	52
3.7. YS Kaskad ısı değiştirici çıkı sıcaklığının sistem COP ve DSG enerji tüketime etkisi	
3.8. YS Kaskad ısı değiştirici çıkı sıcaklığının enerji tüketime ve kütle debisine etkisi	53
3.9. YS Kaskad ısı değiştirici çıkı sıcaklığının kompresör çıkı sıcaklığı ve sıkıştırma oranına	54
3.10. Kaskad ısı değiştirici çalışma basıncının sistem performansına ve enerji tüketime etkisi	55
3.11. Kaskad ısı değiştirici çalışma basıncının enerji tüketime ve kütlesel debiye etkisi	55
3.12. Optimum alışma şartlarında Model 3 için P-h diyagramı	59



SİMGELER DİZİNİ

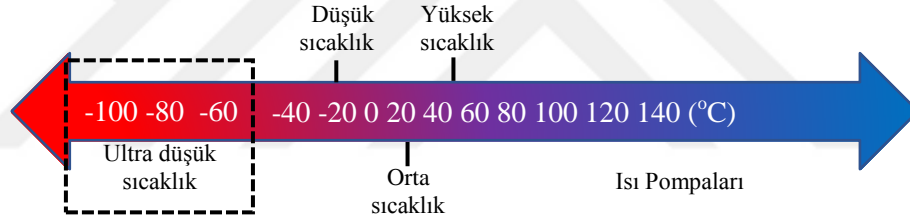
A	Alan (m^2)
c_{ss}	Soğutma suyu maliyeti (\$/GJ)
\dot{C}	Maliyet (\$/saat)
\dot{C}_{\square}	Yok olan ekserji (kW)
\square	Bakım maliyet faktörü
F_{ij}	Optimizasyon hedef parametresi
h	Entalpi (kJ/kg)
\square	İzantropik verim
i	Faiz oranı
K	Kapasite
\dot{K}	Kütleli debi (kg/s)
$\square_{\square\square 2}$	Elektrik emisyon dönüşüm faktörü (kg/kWh)
n	Servis ömrü (saat)
N	Yıl boyunca çalışma zamanı (saat)
P	Basınç (bar)
\square	Akış ekserjisi (kJ/kg)
S_i	İdeal çözüm
s	Entropi (kJ/kg.K)
T	Sıcaklık ($^{\circ}C$)
\dot{T}	Güç (kW)
$\dot{\square}$	Isı transfer hızı (kW)
x	Buhar kalitesi
YK	İdeal çözüme yakınlık katsayısı
\square	Yatırımı ve bakım maliyeti (\$/saat)

KISALTMALAR DİZİNİ

□□□	Ara ısı değiştirici
buh	Buharlaştırıcı
CEPCI	Chemical engineering plant cost index
CFC	Kloroflorokarbon
COP	Sistem performans katsayısı
ç	Çıkan
dsç	Düşük sıcaklık çevrimi
EES	Engineering equation solver
g	Giren
gen	Genleştirici
gs	Gaz soğutucu
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
HC	Hidrokarbon
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
HFO	Hidrofloroolefin
işl	İşletme
k,dsç	Düşük sıcaklık çevrimi kompresör
k1d	Kaskad ısı değiştirici
k,ysç	Yüksek sıcaklık çevrimi kompresör
ODP	Ozon tabakası delme potansiyeli
Top	Toplam
TOPSIS	Technique for order preference by similarity
ysç	Yüksek sıcaklık çevrimi

1.GİRİŞ

Soğutma, geçmişte basit bir şekilde başlamakla birlikte günümüzde sürekli olarak gelişerek devam etmektedir. Soğutma teknolojileri, endüstriyel üretim, ticari ve günlük hayat olmak üzere insan hayatında birçok alanda hayati bir öneme sahiptir. Kullanım alanlarında istenilen sıcaklık düzeylerine göre sistem tasarımları farklılık göstermektedir. Şekil 1.1’de farklı soğutma sıcaklıklarına göre bir sınıflandırma yapılmıştır [1]. Farklı soğutma sıcaklıklarında sistemlerin seçilmesinde en önemli parametre sistemin performans değeridir. Bu yüzden farklı uygulama alanlarında kademe sayısının artırılması, farklı soğutucu akışkanların kullanımı ve farklı çevrimlerin birlikte kullanılması şeklinde çalışmalar yapılmaktadır.



Şekil 1.1. Soğutma sıcaklıklarının sınıflandırması[1]

Dünyada var olan enerji kaynaklarının sınırlı olması ve giderek azaldığı gerçeği karşısında mevcut enerjiyi etkin kullanmak için sistemlerin iyileştirilmesi son 50 yıldır giderek artan öneme sahip olmuştur. Günümüzde toplam olarak dünyada kullanılan elektriğin yaklaşık olarak %17’si soğutma çevrimlerinde harcanmaktadır [2]. Enerjinin verimli kullanılması amacıyla soğutma sistemlerinde kullanılan elektrikli cihazların enerji tüketim değerlerinin azaltılması ve buna bağlı olarak sistemin performans değerlerini artırma düşüncesi araştırmacıları sistem tasarımlarını geliştirmek, uygun soğutucu akışkanları ve karışımlarını farklı soğutma sistemlerinde kullanarak çalışmalar yapmaya yönlendirmiştir. Elektrik enerjisi tüketim değerlerinin azaltılması, sistem performansının artırılması veya çevrimde harcanan mekanik enerjinin geri kazanımı ile sağlanabilir. Bu konunun yanında bir diğer önemli husus ise çevre bilincidir. 1950’lerden itibaren kullanılan soğutucu akışkanların çevreye olan

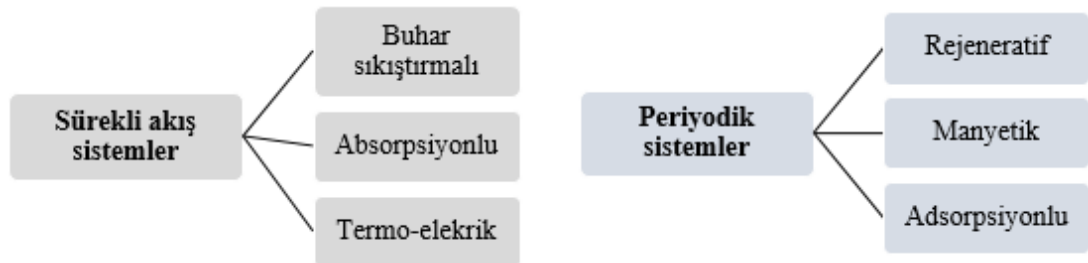
zararına, küresel ısınma (GWP) ve ozon tabakasının delinmesi (ODP) ile farkına varılmıştır. Soğutucu akışkanların küresel ısınmaya doğrudan ve dolaylı etkisini gösteren toplam eşdeğer ısıtma faktörüne (TEWI) ve yaşam çevrimi iklim performansına (LCCP) olan etkileri de dikkate alınan bir husustur [3]. Bu doğrultuda sistem iyileştirmeleri yapılırken, kullanılan akışkanların sistem performansı açısından termodinamik özelliklerinin tercih edilir olmaları yanında çevreye zarar vermemeleri de dikkate alınmalıdır.

Düşük sıcaklıkta soğutma işlemlerine endüstriyel, medikal uygulamalar ve bilimsel araştırmalar olmak üzere çeşitli alanlarda yaygın bir şekilde ihtiyaç duyulmaktadır. Örneğin, hammaddesi karbondioksit olan kuru buz üretimi işleminde yaklaşık $-78\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık değerlerine inilmesi söz konusudur. Kuru buzun kullanım alanları oldukça geniştir. Kauçuk sektöründe, bitkilerin taze tutulmasında ve yüzey temizleme işlemlerinde, soğutulmuş ve dondurulmuş gıdaların taşınmasında, hava yolu şirketlerinde, hastanelerde, trenlerde, gıda ürünlerinin saklanmasında, kimya ve gıda üretim sanayisinde doğrudan soğutma işlemlerinde, tüp bebek aşılı, organ nakli, kan plazma örneklerinin saklanmasında, metal sanayisinde soğuk büzülme ve sertleştirme işlemleri olmak üzere birçok farklı sektörde kullanılmaktadır. Çeşitli petrol ürünlerinin sıvılaştırılmasında (Taşınması ve depolamanın kolaylaştırılması için LPG sıvılaştırılması $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklığa düşürülerek) [4], yanma ve patlamalara önlem olarak kimyasalların depolanmasında, gıdaların dondurulması ve taşınmasında, metallerin sıkı geçmesi işlemlerinde, kimyasal araç kullanımında, güvenlik amacıyla sıvı patlayıcıların üzerinin örtülmesinde, uzay ve uçak endüstrisinde parçaların ve elektronik cihazların test edilmesinde, kan, kemik iliği, yumurta, dokular ve kök hücre kültürlerinin saklanmasında kullanılan azotun $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de sıvılaştırılması, düşük sıcaklık ihtiyacının olduğu farklı uygulamalardır. Karmaşık elektronik cihazlar için düşük sıcaklık seviyelerinde soğutma yapılması ile süper iletkenlik sağlanabilmektedir [5]. Medikal uygulamalarda ihtiyaç duyulan sıcaklıklara göre $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-86\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ seviyelerinde çalışan cihazlar kullanılmaktadır. Endüstride üretimi yapılan numunelerin ($-86\text{ }^{\circ}\text{C}$)-($-35\text{ }^{\circ}\text{C}$) arasında ultra düşük sıcaklıklara maruz bırakılması sonucunda testler yapılmaktadır. Yaygın olarak, farklı alanlarda düşük ve ultra düşük sıcaklıkta soğutma ihtiyacı söz konusudur.

Düşük ve ultra düşük sıcaklıklarda soğutma işleminin, tek kademeli buhar sıkıştırmalı çevrimler ile sağlanması zor ve fiziksel olarak mümkün değildir. Kullanılan soğutucu akışkanların kritik nokta ve atmosfer basıncındaki kaynama sıcaklıkları ve sistem performans değerinin (COP) düşük olması sebebiyle ekonomik açıdan uygun değildir. Bu duruma sebebiyet veren koşullar, yoğuşma ve buharlaşma basınçları arasındaki farkın artması nedeniyle kompresörün sıkıştırma oranının yeterli olmaması veya kompresör veriminin azalması, sistemlerin çalışma şartları ve soğutucu akışkanın yoğuşmasını sağlayacak çevre koşulları olarak sıralanabilir. Tek kademeli soğutma sistemlerinde ulaşılabilecek en düşük sıcaklık değeri $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ civarındadır [6]. Fakat tek kademede bu kadar düşük soğutma sıcaklıklarına inilmesi sistemin performansını olumsuz etkilemektedir. Bu yüzden sistem performansını düşüren olumsuz etkiyi ortadan kaldırmak üzere kaskad soğutma sisteminin kullanılması avantajlı hale gelmektedir. Kaskad soğutma sistemleri sadece düşük ve ultra düşük sıcaklıklarda soğutma işleminin yapılmasında kullanılmamaktadır. Bu sistemler $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ aralıklarında soğutma uygulamalarında tek kademeli soğutma sistemine göre sistem performansı açısından daha iyi olması ve çalışma maliyetlerinin ucuz olması bakımından da tercih edilmektedir. Esas olarak düşük ve ultra düşük sıcaklıklarda soğutma işlemi yaygın bir şekilde kaskad sistemler ile yapılmaktadır [7,8]. Kaskad soğutma sistemleri iki veya daha fazla soğutma çevriminin kademeli olarak bir araya getirilmesiyle oluşturulan tasarımlardır.

1.1. Soğutma Çevrimleri

Soğutma yöntemleri en genel haliyle sürekli akış ve periyodik sistemler olmak üzere Şekil 1.2’de verildiği gibi iki grup halinde sınıflandırılabilir [9].



Şekil 1.2. Soğutma yöntemlerinin genel sınıflandırması

1.1.1. Sürekli Akış Şartlarında Soğutma Çevrimleri

Sistemde işlemler sırasında zamanla basınç ve debi değerinin sabit kaldığı soğutma

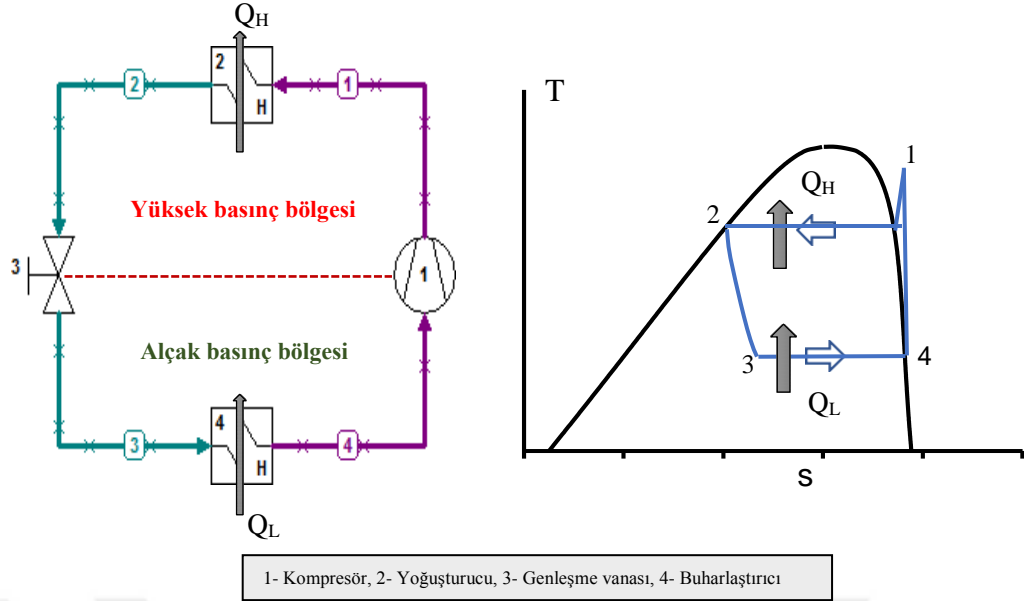
çevrimleridir. Sıkıştırılmalı, absorpsiyonlu ve termo-elektrik olmak üzere üç gruba ayrılmaktadır. Soğutma çevrimlerinin performansları büyük oranda sistem elemanlarının verimi ve soğutucu akışkanlara bağlıdır [9].

1.1.1.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimleri

Sıkıştırılmalı soğutma yöntemleri genel olarak kritik altı buhar sıkıştırılmalı (tek kademe, kaskad, karışım akışkan tek ve çok kademe), kritik üstü buhar sıkıştırılmalı (Joule-Thomson, CO₂ akışkanlı) ve turbo-genleştirici (Brayton ve Claude) çevrimler olmak üzere 3'e ayrılır. Temel olarak düşük basınçtaki akışkanın bir kompresör aracılığıyla yüksek basınca çıkartma esasına dayanmaktadır. Kullanılan soğutma çevrimlerine göre akışkan tek ve iki faz halinde bulunmaktadır.

➤ Kritik altı buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimleri

Soğutma işlemin kompresör basma hattındaki akışkanın basıncı kritik basınçtan küçük olan sistemlerdir. Uygulamada oldukça yaygın bir şekilde kullanılan soğutma çevrimleridir. Temel olarak ortamdan ısının çekilerek, düşük basınçtaki akışkanın enerjisinin dışardan iş girişi ile yüksek basınca çıkartılması prensibine dayanmaktadır. Şekil 1.3'de tek kademeli temel bir buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin şematik görünüşü ve T-s diyagramı verilmiştir. Ortamdan buharlaştırıcı ile çekilen ısı ile soğutma işlemi yapılır. Soğutma çevrimi temel olarak sırasıyla, 4-1 kompresörde izentropik sıkıştırma, 1-2 sabit basınçta çevreye ısı atılımı, 2-3 genişleme vanasında kısılma, 3-4 sabit basınçta ısı girişi işlemlerinde oluşmaktadır. Akışkanın işlemler sırasında faz değişimi söz konusudur. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimleri yaygın olarak farklı alanlarda ve farklı soğutma sıcaklıklarında kullanılmaktadır. Değişken olan ihtiyaçlara göre tek kademeli buhar sıkıştırma çevrimlerinde sistem elemanlarının değişmesi, farklı soğutucu akışkanlar ve sistem tasarımları kullanılmaktadır.

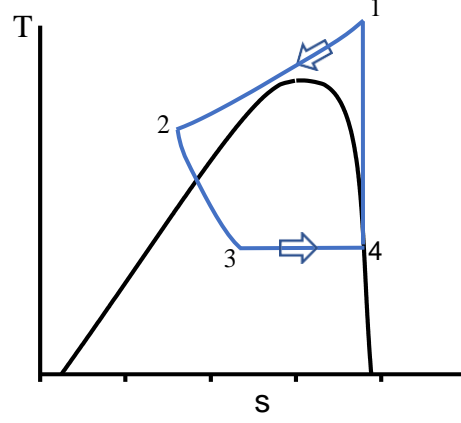
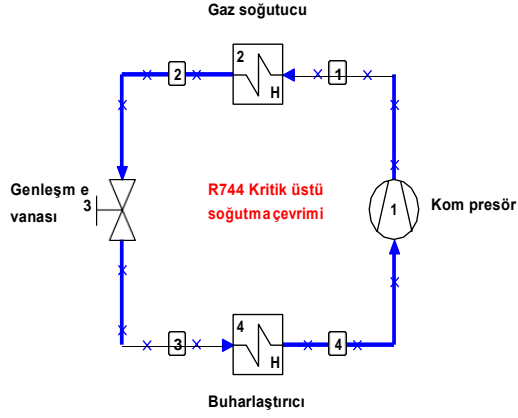


Şekil 1.3. İdeal tek kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı

➤ Kritik üstü buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri

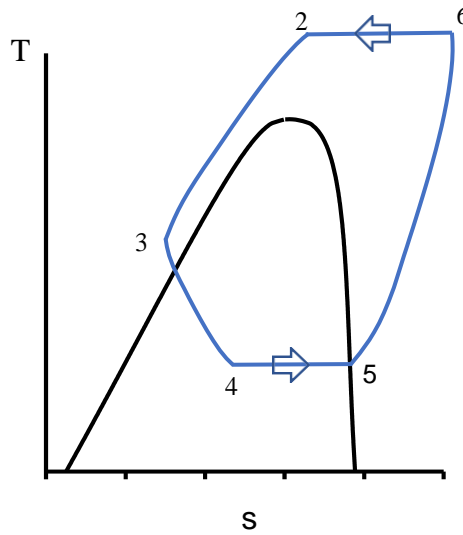
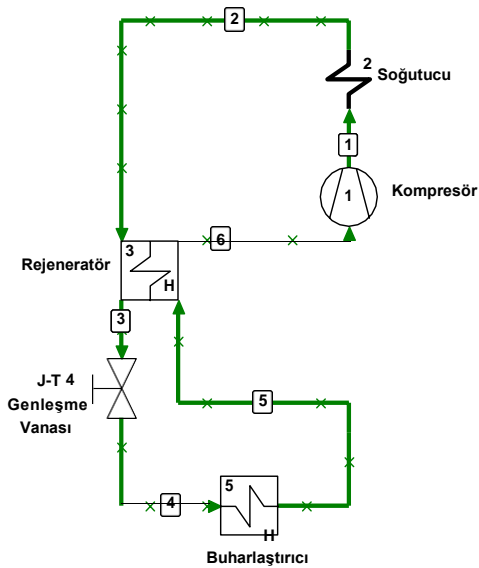
Soğutma işlemin kompresör basma hattındaki akışkanın basıncı kritik basınçtan büyük olması halindeki sistemlerdir. Basma hattından çıkan akışkanın soğuması sırasında yoğuşma işlemi olmamaktadır. Soğutucu olarak CO₂ (R744) akışkanlı soğutma çevrimleri ve Joule Thomson soğutma çevrimleri olmak üzere iki farklı uygulaması vardır.

R744 akışkanları kritik üstü buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde soğutulan ortamdan çekilen ısı ile buharlaşan akışkan (#4), kompresör ile kritik basıncın üzerinde bir değere sıkıştırılmaktadır (#1). Kritik noktanın üzerindeki kızgın buhar fazındaki akışkan gaz soğutucu ile sabit basınçta çevreye ısı vermektedir (#2). Isı atılması işlemi sırasında faz değişimi meydana gelmemektedir. Gaz soğutucudan çıkan akışkan yüksek basınç genleşme elemanı ile sıvı-buhar karışımı olarak buharlaştırıcıya gönderilmektedir (#3). Çevrimin temel şematik görünüşü ve T-s diyagramı Şekil 1.4'de verilmiştir.



Şekil 1.4. Kritik üstü R744 akışkanlı buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı

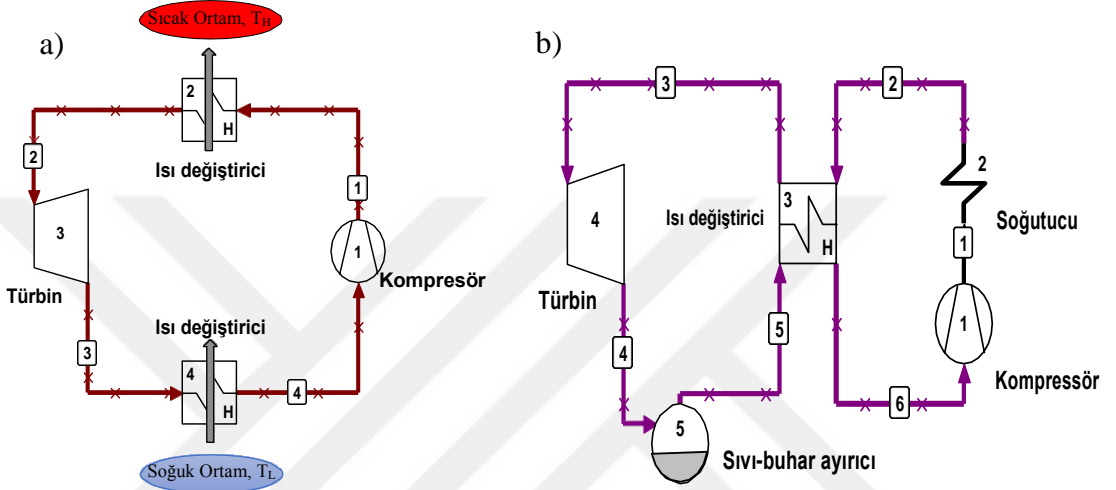
Joule-Thomson soğutma çevrimlerinde soğutucu akışkan yüksek basınçta sıkıştırılır (#1), bir ara soğutucu ile ortaya çıkan ısı atılır (#2), yüksek basınç ve oda sıcaklığındaki akışkan buharlaştırıcıdan gelen soğuk akışkan ile bir ısı değiştirici yardımıyla ön soğutma işlemi sabit basınçta olur (#3). Daha sonra JT vanası ile izentalpik genleşme sonrası soğutucu akışkan sıcaklığı azalmaktadır (#4). Sıcaklığı azalan soğutucu akışkan buharlaştırıcıda çevreden ısı alarak buharlaşmaktadır (#5). Düşük basınçtaki akışkan tekrar kompresöre giderek çevrimi tamamlamaktadır. Şekil 1.5’de Joule-Thomson soğutma çevrimi için şematik görünüş ve T-s diyagramı verilmiştir.



Şekil 1.5. Joule-Thomson soğutma çevrimi ve T-s diyagramı

➤ Turbo-genleştirici soğutma çevrimleri

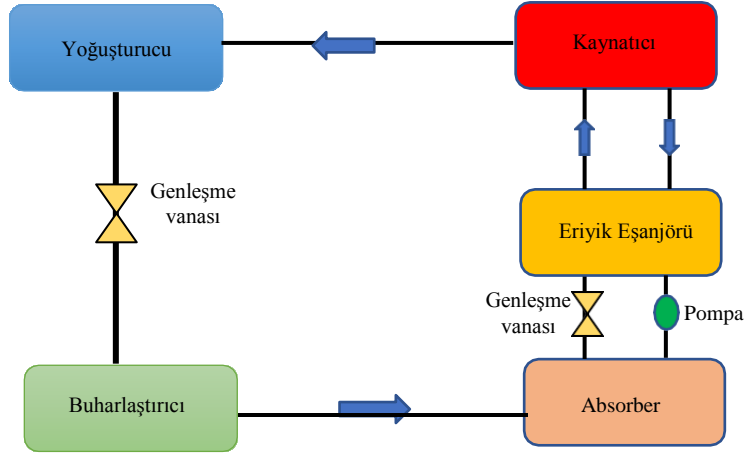
Soğutma çevriminde genişleme sırasında entalpi azalması sonucunda genleştirici eleman aracılığıyla iş çıktısı elde edilen sistemlerdir. Çevrim temel olarak soğutucu akışkanın kompresörde sıkıştırılması, sıkıştırılan gazın yoğuşma işlemi olmadan soğutulması ve genleştirici eleman ile entalpi azalması sonucunda elde edilen iş elde edilmesi işlemlerinden oluşur. Ters Brayton ve Claude çevrimleri olmak üzere iki uygulaması vardır. Bu çevrimlere ait şematik görünüşler Şekil 1.6'da verilmiştir.



Şekil 1.6. a) Ters Brayton çevrimi, b) Claude çevrimi

1.1.1.2 Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimleri

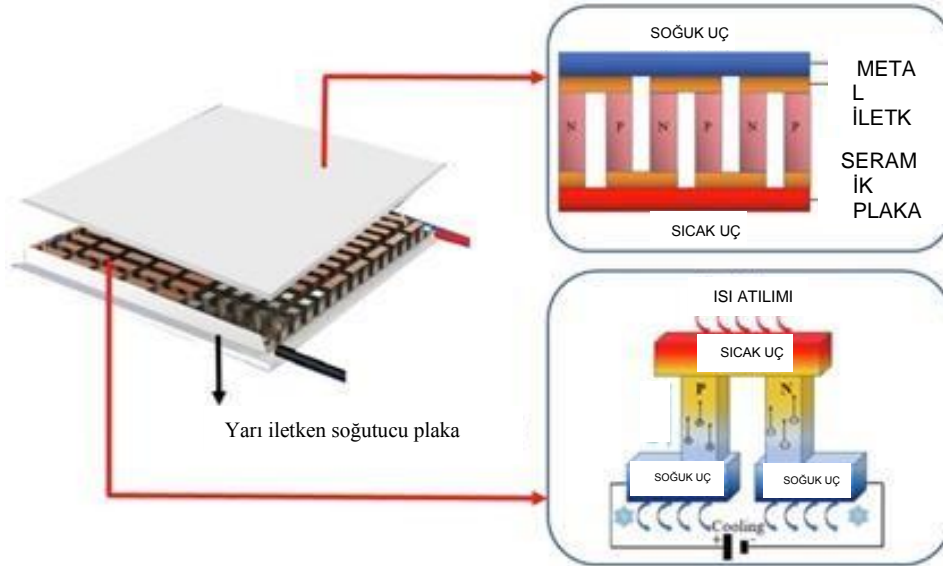
Absorpsiyonlu soğutma sistemleri dış kaynaktan aldığı ısı ile basınç yükselmesi sağlanmaktadır. Tek etkili ve çift etkili olmak üzere 2'ye ayrılır. Kompresör yerine absorber, pompa, ısı değiştirici ve kaynatıcı sistem elemanlarından oluşmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde iki farklı akışkan dolaşmaktadır. Kaynatıcıda dış kaynaktan alınan ısı yüksek basınçlı fakir eriyik karışıma aktarılarak soğutucu akışkan buharın tamamı buharlaşır. Buharlaşan akışkan daha sonra yoğuşturucudan dışarıya ısı vermektedir. İçindeki soğutucu akışkanın buharlaşması ile zengin eriyik, fakir eriyiğe ısı değiştiricide ısı vererek absorbere geri döner. Yoğuşturucudan bir kısılma vanası ile buharlaştırıcıya giren akışkan ortamdan soğutma için gerekli ısıyı çeker. Buharlaştırıcıdan çıkan akışkan absorbere girer. Kaynatıcıdan gelen fakir eriyik gelen soğutucu akışkan buharını yutar. Absorberde oluşan fakir eriyik karışımı bir pompa vasıtası ile tekrar kaynatıcıya gönderilerek çevrim tamamlanır. Şekil 1.7'de temel absorpsiyonlu soğutma çevrimi için şematik görünüş verilmiştir.



Şekil 1.7. Absorpsiyonlu soğutma çevrimi şematik görünüş

1.1.1.3 Termo-elektrik Soğutucular

Termal çiftleri tahrik etmesi soğutma işleminin gerçekleşmesinin temel ilkesidir. Metallerden oluşan devreden geçirilen akım etkisi ile sıcaklık farkı oluşur (Peltier etkisi). Bir yüzeyin soğuk, bir yüzeyin sıcak olması sebebiyle kullanım amacına göre iki yönlü çalışabilmektedir. Daha çok küçük ölçekteki uygulamalarda ve sistem performansının önemli olmadığı şartlarda tercih edilmektedir. Uygulamalarda COP değeri genellikle 1 değerinin altındadır [9]. Şekil 1.8'de termo-elektrik soğutucuların çalışma prensibi için şematik görünüş verilmiştir.



Şekil 1.8. Termo-elektrik soğutucunun temel çalışma prensibinin şematik görünüşü[10]

1.1.2. Periyodik Soğutma Sistemleri

Sistemde işlemler sırasında zamanla basınç ve debi değerinin değişken olduğu

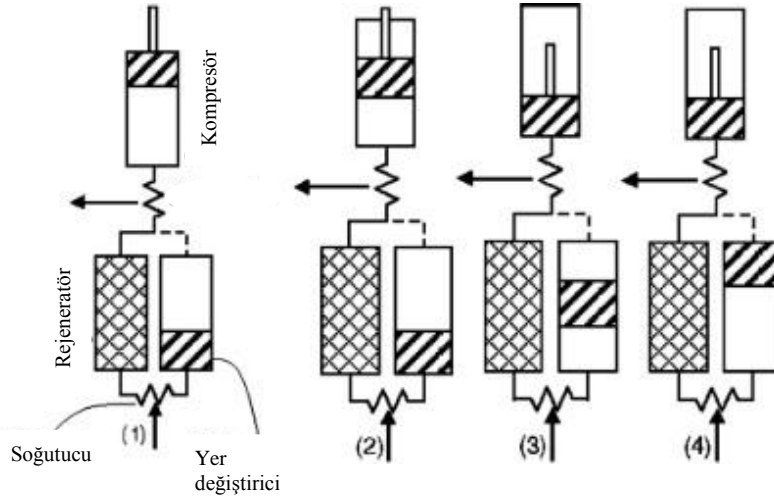
soğutma çevrimleridir. Rejeneratif, manyetik ve adsorpsiyonlu olmak üzere üç gruba ayrılmaktadır. Periyodik soğutma sistemleri çoğunlukla kriyojenik uygulamalarda kullanılmaktadır [9].

1.1.2.1. Rejeneratif Soğutma Sistemleri

Rejeneratif soğutma sıkıştırılan gazın genişmesi sağlanarak soğutulduğu ve çevreden ısı aldığı bir olaydır. Genleşerek soğutulan gaz bir ısı değiştiriciden geçerek sıkıştırılan gazı soğutmaktadır. Stirling çevrimi, Gifford-McMahon çevrimi ve darbe tüp soğutucular olmak üzere 3'e ayrılır. Tüm sistemler için soğutucu akışkan helyum veya hidrojen gazıdır.

➤ Stirling soğutma çevrimi

Sistemde dolaşan akışkanın gaz olduğu ve çevrim sırasında faz değişiminin olmadığı çevrimdir. Çevrim sırasında izotermal genişleme sırasında ortamdan soğutma için gerekli ısıyı çekmekte, izotermal sıkıştırma esnasında bu ısıyı çevreye atmaktadır. Stirling soğutma çevrimi 1-2: İzotermal sıkıştırma, 2-3: Rejeneratif sabit hacimde soğutma, 3-4: İzotermal genişleme, 4-1: Rejeneratif sabit hacimde ısıtma işlemlerinden oluşmaktadır. Stirling çevrimi için işlemlerin gösterildiği şematik görünüş Şekil 1.9'da verilmiştir.

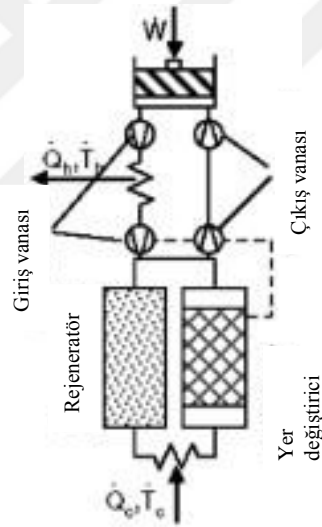


Şekil 1.9. Stirling soğutma çevrimi şematik görünüşü[9]

➤ Gifford-McMahon soğutma çevrimi

Sıkıştırma ve genişleme bölgesi, rejeneratör ve yer değiştirici sistem elemanlarından

oluşmaktadır. Soğuk oda bölgesinde basınç değişimleri periyodik olarak kompresör tarafından oluşturulan alçak ve yüksek basınç hatlarına bağlanan döner valf ile sağlanmaktadır. Çevrim 4 işlemten oluşmaktadır. 1-2: yer değiştirici sola hareket ederek kompresörün yüksek basınç tarafına bağlıdır. Gaz rejeneratörden geçerken çevre sıcaklığında ısı değiştirici malzemesine ısı vermektedir. 2-3: yüksek basınç hattı kapatılarak düşük basınç hattına açılır. Yer değiştirici bu işlem sırasında sabit durmaktadır. Sistemdeki gaz düşük basınca izotermal olarak genişlemektedir. İzotermal işlem sırasında çevreden ısı çekerek soğutma için gerekli yük karşılanmaktadır. 3-4: yer değiştirici sağa doğru hareket ederek düşük basınç tarafındaki soğuk gaz rejeneratörden geçerek ısı almaktadır. 4-1: düşük basınç vanası kapatılarak yüksek basınç vanası açılır. Soğuk bölmedeki sıcak gaz sıkıştırılarak çevreye ısı atılarak başlangıç şartlarına geri gelerek çevrim tamamlanır. Şekil 1.10'da soğutma çevrimi için şematik görünüş verilmiştir.

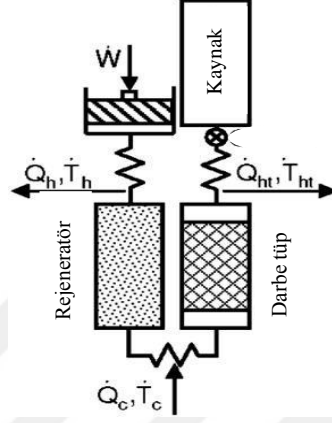


Şekil 1.10. Gifford-McMahon soğutma çevrimi şematik görünüşü[9]

➤ Darbe tüp soğutma çevrimi

Stirling çevriminin modifikasyonu şeklindeki sistemlerdir. Stirling çevriminde yer alan yer değiştirici eleman burada darbe tüpü elemanı olmaktadır. 3 bölümden oluşmaktadır. Darbe tüpünün olduğu orta bölüm ve diğer iki tarafında yer alan soğuk ve sıcak bölümlerden oluşmaktadır. Gaz sıkıştırıldığında, darbe tüp sistemindeki basınç yükselir. Daha yüksek basınç, darbe tüpünden gelen gazı, ağız yoluyla hazneye akmaya zorlar. Darbe tüpündeki gazın sıkıştırılması ile ortaya çıkan ısı, darbe tüpünün sıcak ucundaki ısı değiştirici tarafından çıkarılır. İki taraftaki basınçların eşitlenmesi

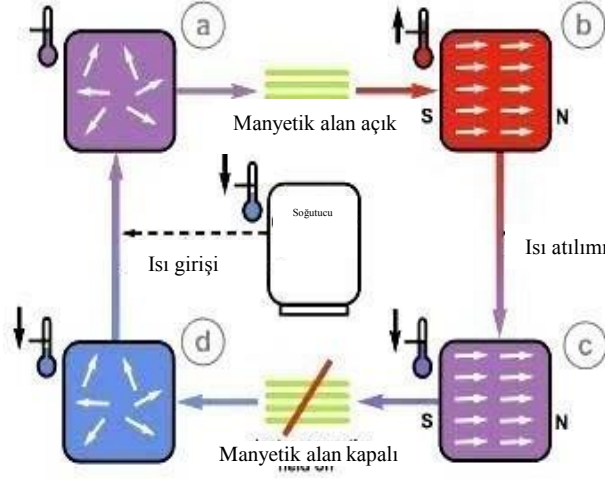
ile hareket durmaktadır. Ardından kompresördeki piston hareketi tersine çevrildiğinde, gaz darbe borusunda genişir ve aynı zamanda soğur. Basınç düştüğünde, gaz rezervuardan darbe tüpüne akar ve darbe tüpündeki gazı soğuk uç tarafına gitmeye zorlar. Burada soğuk uç istenilen soğutma yükünü sağlayacak ortamdan ısı çekilmesi sağlamaktadır. Basınçlar eşitlendiğinde akış yine durmaktadır. Şekil 1.11’de darbe tüp soğutucusu için şematik görünüş verilmiştir.



Şekil 1.11. Darbe tüp soğutucusu şematik görünüş[9]

1.1.2.2. Manyetik Soğutma Sistemleri

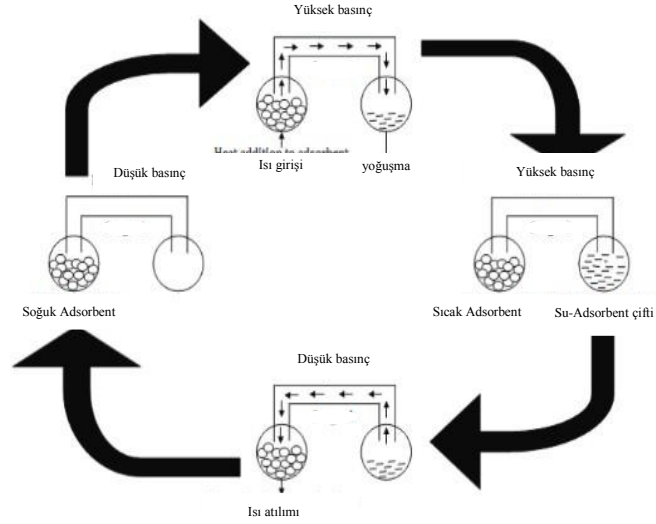
Manyetik soğutma, manyetik alan değişiklikleri sonucunda malzemelerin yüzeylerinde sıcaklık değişimleri yaşaması durumuna dayanır. Manyetik soğutma çevrimleri temel olarak 1-2: adyabatik manyetize işlemi ile alaşımın sabit entropide sıcaklığı artışı, 2-3: sabit manyetik alanda alaşımdan çevreye ısı atılımı, 3-4: adyabatik demanyetize ile sabit entropide alaşımın sıcaklığının azalması, 4-1: sabit manyetik alanda ısıyı çekerek alaşımın ısınması işlemlerinden oluşmaktadır. Manyetik soğutma sistemi için şematik olarak işlemlere ait görünüş Şekil 1.12’de verilmiştir. Çevre dostu, yüksek termodinamik verim, sessiz çalışma ve toplam maliyetin az olması nedeniyle bu sistemler araştırmacıların ilgilendiği bir soğutma sistemidir [9,11].



Şekil 1.12. Manyetik soğutma sistemi işlemleri şematik görünüş [11]

1.1.2.3. Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemleri

Çalışma prensibi mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerine benzer şekildedir. Tek farkı sıkıştırma tekniği olarak bu sistemlerde kompresör kullanımı yoktur. Sıcaklık değişimlerine göre çalışan termal kompresör kullanımı söz konusudur. Termal kompresör adsorbent yataklardan oluşmaktadır. Buharlaştırıcı, termal kompresör, yoğuşturucu ve genişleme vanası ana sistem elemanlarıdır. Temel olarak 1-2 (izosterik ısıtma ve basınçlandırma): adsorbent yataktaki sıcaklığın artırılarak, buharlaştırıcı ile yoğuşturucu arasındaki basınç farkı artmaktadır. 2-3 (izobarik ısıtma ve yoğuşturma): sabit basınçta adsorbent yatak ısıtılmaya devam eder. Yoğuşturucuya bağlı olan yataktaki buhar desorpsiyonu ile sıcaklık artmaya devam etmektedir. Desorbe edilen buhar yoğuşturucu sıvılaştırılmaktadır. 3-4 (izosterik soğutma ve basınçsızlaştırma): adsorbent yataktan ısı atılımı ile yoğuşturucu basıncından buharlaştırıcı basıncına düşüş olmaktadır. 4-1 (izobarik soğutma ve buharlaştırma): buharlaştırıcıya bağlı olan adsorbent yataktaki sabit basınçta ısı atılımı olur. Yatak sıcaklığı buhar absorpsiyonu ile düşmeye devam eder. Absorbe edilen buhar buharlaştırıcıda buharlaştırılarak çevrim tamamlanır. Şekil 1.13’de adsorpsiyonlu soğutma sistemi ve işlemlere ait şematik görünüş verilmiştir.



Şekil 1.13. Adsorpsiyonlu soğutma sistemi çalışma prensibi şematik görünüşü[9]

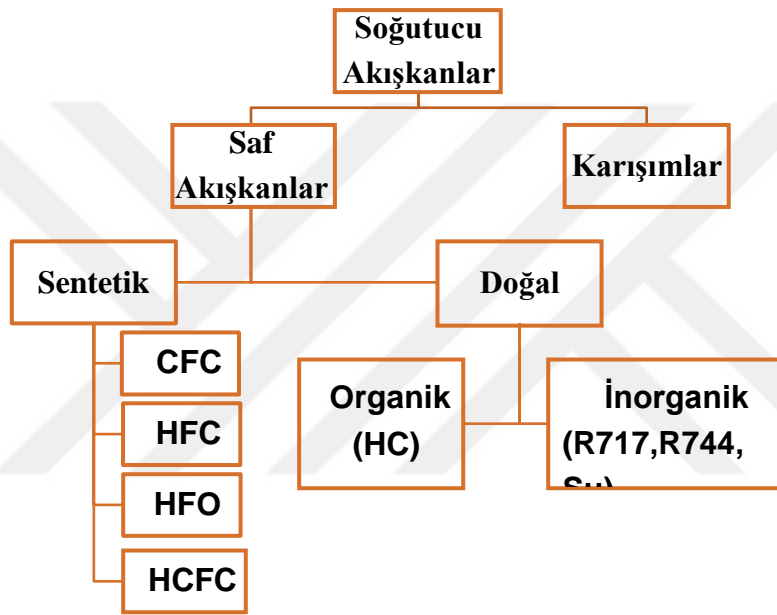
1.2. Soğutucu Akışkanlar

Soğutma sistemlerinde sahip oldukları özellikler sayesinde istenilen bölgeden ısıyı çekerek yüksek sıcaklıktaki ortama ileten madde soğutucu akışkandır. Soğutma işleminin etkin bir şekilde yapılması için akışkanların sahip olması gereken genel özellikler aşağıda verilmiştir.

- ⇒ Dış ortamdan hava sızıntısını önlemek için çalışma sıcaklığı ve basınç şartlarında atmosfer basıncı üzerinde bir değere sahip olmalıdır.
- ⇒ Sistem maliyetlerinin azalması amacıyla yoğuşma sıcaklığında düşük basınca sahip olmalıdır.
- ⇒ Buharlaştırıcı sıcaklığında yüksek gizli ısıya sahip olmalıdır. Bu durumda sabit bir soğutma yükü için kullanılacak akışkan miktarı azalacaktır.
- ⇒ Kimyasal olarak sistemde kullanılan elemanlar, bağlantı parçaları ve yağlama yağının özelliklerine zarar vermemelidir.
- ⇒ Küresel ısınma değeri ve ozon tabakasını delme potansiyeli düşük olmalıdır.
- ⇒ Yanıcı, patlayıcı ve zehirli olmamalıdır.
- ⇒ Dielektrik ve ısı iletim katsayısı yüksek olmalıdır.
- ⇒ Soğutma sıcaklıklarına göre düşük kaynama ve donma noktası sıcaklığına sahip olmalıdır.

- ⇒ Kritik sıcaklık ve basıncı yüksek olmalıdır.
- ⇒ Kompresör girişlerinde buharın özgül hacmi enerji tüketiminin azaltmak için düşük olmalıdır.
- ⇒ Viskozitesi düşük olmalıdır.

İlk uygulamalarda soğutma amacıyla yapılan işlemlerde kullanılan akışkanların yanıcı ve zehir olmasından dolayı farklı akışkanlar ortaya çıkmıştır [12]. Kimyasal yapısına göre soğutucu akışkanlar farklı şekillerde sınıflandırılmışlardır. Şekil 1.14’de soğutucu akışkanların genel olarak sınıflandırılması yapılmıştır.



Şekil 1.14. Soğutucu akışkanların genel sınıflandırması

Kloroflorokarbon (CFC) grubu içerisinde klor, flor, karbon atomları içeren bir bileşiktir. Ucuz ve kimyasal tepkimeye girmemesi oldukça uygulamada yaygın olarak kullanılmasını sağlamıştır. Fakat atmosfere yayılan klor atomları ozon tabakasının delinmesine sebep olmaktadır. R11, R12, R13, R113, R114 ve R115 başlıca CFC grubu akışkanlarıdır. Hidrokloroflorokarbon (HCFC) grubu içerisinde hidrojen, klor, flor ve karbon atomları içeren bir bileşiktir. CFC grubu akışkanlara alternatif olarak daha çevreci olarak üretilmiştir. İçerisindeki hidrojen sayesinde atmosfere ulaşmadan kimyasal bileşenlerine ayrılmaktadır. Bu yüzden klor atomlarının çoğu ozon tabakasına ulaşmamaktadır. R22, R123, R124, R225ca ve R225cb başlıca HCFC grubu akışkanlardır. Hidroflorokarbon (HFC) içerisinde hidrojen, flor ve karbon atomları içeren bir bileşiktir. Bu soğutucu akışkan gurubunda içerisinde ozon tabakası

ile kimyasal tepkimeye girip çevreye zarar veren klor bulunmamaktadır. R23, R32, R125, R134a, R141b, R142b, R143a, R152a, R227ea, R236fa, R245ca ve R245fa HFC grubu akışkanlarıdır. Hidrofloroolefin (HFO) içerik olarak HFC grubu akışkanlar ile aynıdır. Sadece karbon atomları arasında çift bağ bulunmaktadır. Çift bağ yapısı sayesinde daha kararsız olduğu için atmosferde daha kolay bir şekilde yapısı bozulmaktadır. Bu yüzden çevresel zararları HFC grubu akışkanlara göre daha azdır. R1234yf ve R1234ze başlıca HFO grubu akışkanlardır. Hidrokarbon (HC) içerisinde sadece hidrojen ve karbon atomları olan bir bileşiktir. Diğer akışkan grupları ile karşılaştırıldığında ozon tabakasına zarar vermemektedir. R290, R600a, R600, R170, RE170, R50, R601, R601a, R1150 ve R1270 başlıca HC grubu akışkanlardır. Soğutucu akışkanlar ikili, üçlü veya dörtlü olarak karıştırılarak karışım olarak da kullanılmaktadır. Bu karışımlar akışkanların olumsuz özelliklerini azaltmak amacıyla tercih edilmektedir. Soğutucu akışkan karışımları zeotropik ve azeotropik olmak üzere iki farklı şekilde sınıflandırılmıştır. Zeotropik ve azeotropik karışımların farkı faz değişimi sırasında sıcaklık kaymasıdır. Azeotropik karışımlarda sıcaklık kayması meydana gelmemektedir. Çizelge 1.1’de bazı azeotropik ve zeotropik akışkanlar ve çevresel etkilerini gösteren özellikleri verilmiştir.

Çizelge 1.1. Zeotropik ve azeotropik karışım akışkanları ve karışım içeriği

Zeotropik akışkan	Karışım oranı	Azeotropik akışkan	Karışım oranı
R402A	R125/290/22(60/2/38)	R500	R12/R152a(73.8/26.2)
R404A	R125/143a/134a(44/52/4)	R502	R22/R115(48.8/51.2)
R407A	R32/125/134a(20/40/40)	R503	R23/R13(40.1/59.9)
R410A	R22/125(50/50)	R507A	R125/R143a(50/50)
R415A	R22/152a(82/18)	R508B	R23/R116(39/61)
R418A	R290/22/152a(1.5/96/2.5)	R509A	R22/R218(44/56)

1.3. Literatür Çalışmaları

Kaskad sistemlerde kullanılan soğutma çevrimleri açısından uygulamada dört farklı tasarım bulunmaktadır. Sözü edilen tasarımlar: İki kademeli mekanik buhar sıkıştırma, mekanik buhar sıkıştırma-absorpsiyonlu, iki kademeli absorpsiyonlu ve auto-kaskad soğutma sistemleridir [13]. Farklı kaskad sistemler soğutma sıcaklığı, sistem performansı ve kullanılan sistem elemanlarının özellikleri açısından tasarlanmıştır. Kaskad sistem tasarımlarının çalıştığı sıcaklık değerleri Çizelge 1.2’de

verilmiştir.

Çizelge 1.2. Kaskad tasarımlar için sıcaklık aralıkları[13]

Kaskad sistem	Ana soğutucu akışkanlar	Sıcaklık aralığı
İki kademeli mekanik buhar sıkıştırımlı	R744, R717	-80 °C ile -40 °C
Mekanik buhar sıkıştırımlı-absorpsiyonlu	R717, LiBr-H ₂ O, R744	-40 °C ile -50 °C
İki kademeli absorpsiyonlu	NH ₃ -H ₂ O, LiBr-H ₂ O	< -40 °C
Auto-kaskad	R23, R170, R290	< -60 °C

Kaskad soğutma sistemleri ile ilgili yapılan çalışmaların çoğu mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinden oluşmaktadır. Bu çalışmaların temel konuları farklı tasarımlar, sistem elemanları ve akışkan kullanımınıdır. Nicola vd. [14], R744'ün R125, R41, R32 ve R23 soğutucu akışkanlarla karışımının, mekanik buhar sıkıştırma çevrimlerinden oluşan iki kademeli bir soğutma sisteminde -70 °C buharlaştırıcı sıcaklığında sistemin performansı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Ayrıca DSÇ yoğuşurucu çıkışındaki doymuş sıvı ile kompresör emiş hattındaki soğutucu akışkan soğutulmuş sistem performansı iyileştirilmiştir. Saf HFC soğutucu akışkanlara kıyasla R744 ile elde edilen karışımların performans değeri %5 daha azdır. Performans değerinde önemli bir düşüş olmadığı için R744 ve HFC soğutucuların karışımlarının kullanılması uygun olacağı belirlenmiştir. Lee vd. [15], R744/R717 soğutucu çiftini kullanarak bir kaskad sistemde sistem performansını en üst düzeye çıkararak optimum yoğuşma sıcaklığını belirlemek için termodinamik analizler gerçekleştirmiştir. Tasarım parametrelerine göre optimum yoğuşurucu sıcaklığını ve maksimum COP değerini belirlemek için iki ampirik denklem türetilmiştir. Niu ve Zhang [8], düşük sıcaklık çevrimi için R13'e alternatif olarak R290/R744 (29/71, mol oranı) karışımının sistem performansı üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. R290/R744'ün sistem performansının R13'ten daha yüksek olması nedeniyle -72 °C ve üzerindeki soğutucu akışkan sıcaklıklarında iyi bir alternatif olarak değerlendirilmiştir. Getu ve Bansal [16], kaskad soğutma sistemindeki R744/R717 soğutucu akışkan çiftlerinin tasarımını ve çalışma koşullarını optimize etmek için termodinamik analizler gerçekleştirmiştir. Tasarım ve çalışma parametreleri, YSC ve DSÇ'de yoğuşma, aşırı soğutma, buharlaşma ve aşırı ısınma sıcaklıkları, kademeli ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkıdır. Maksimum COP, YSC için optimum buharlaştırıcı sıcaklığı ve optimum kütle akış hızı için matematiksel ifadeler geliştirilmiştir. Bhattacharyya vd. [17], R744A'yı düşük sıcaklık çevriminde, R744'ü yüksek sıcaklık çevriminde kaskad

bir soğutma sisteminde incelemişlerdir. Sistem performansını etkileyen önemli tasarım ve çalışma koşullarının etkileri araştırılmıştır. Ayrıca maksimum COP için ara basınç optimizasyonu yapılmıştır. Sonuçlar, ara ısı değiştirici, gaz soğutucu ve buharlaştırıcının sistem performansı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Gong vd. [18], düşük sıcaklık çevriminde geri dönen akışın ekserjisini geri kazanmak ve ayrıca düşük emme sıcaklığından kaçınmak için kaskad bir sistem için bir geri kazanımlı ısı değiştirici kullanmıştır. Sistemde düşük sıcaklık çevriminde R170+R23, R170+R116 ve R170+R23+R116 ve yüksek sıcaklık çevriminde R404 kullanılmıştır. Sistemin performansı, soğutma kapasitesi ve düşük sıcaklık çevrimi kompresör çıkış sıcaklığı parametreleri incelenmiştir. Sonuçlar, -80 °C buharlaştırıcı sıcaklığında R170+R116 karışımının sistem performansının aynı sistem için R508B'den %10 daha yüksek olduğunu göstermektedir. Bingming vd. [19], kaskad bir soğutma sisteminde yüksek sıcaklık çevriminde R717 ve düşük sıcaklık çevriminde R744 için sistem performansını analiz etmişlerdir. Çalışmada, düşük sıcaklık çevrim buharlaştırıcı sıcaklığı, düşük sıcaklık çevrim yoğunlaştırıcı sıcaklığı, kaskad ısı değiştirici sıcaklık farkı ve aşırı kızdırma parametrelerinin etkileri incelenmiştir. Çalışmada yer alan tasarımın sistem performansının iki kademeli R717 sistemi ve tek kademeli R717 soğutma sistemi ile karşılaştırılarak etkin bir değere sahip olduğu tespit edilmiştir. Sonuçlar, araştırılan parametrelerin sistem performansını büyük ölçüde etkilediğini, ancak aşırı kızdırmanın etkisinin küçük olduğu belirlenmiştir. Dopazo vd. [20], düşük sıcaklık çevriminde R744 ve yüksek sıcaklık çevriminde R717 ile kaskad sistemi analiz etmişlerdir. Sistemin performans ve ekserji verimliliği, işletme ve tasarım parametrelerine göre belirlenmiştir. Ayrıca düşük sıcaklık çevrimi yoğunlaştırıcı sıcaklığı için optimizasyon çalışması yapılmıştır. Enerji ve ekserji analiz sonuçlarına göre optimum yoğunlaştırıcı sıcaklığı için matematiksel bir ifade elde edilmiştir. Kılıçarslan ve Hoşoz [21], kaskad soğutma sisteminde R290/R23, R152a/R23, R507-R23, R234a/R23, R717/R23 ve R404a/23 akışkan çiftleri için performans ve tersinmezlik analizleri yapmışlardır. Analizlerde, sistem performansı ve tersinmezlik için farklı buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı ve kaskad ısı değiştirici sıcaklık farkı parametrelerine incelenmiştir. Tüm durumlar için, R717/R23 en yüksek COP'ye ve en düşük tersinmezliğe sahip olduğu belirlenmiştir. Rezayan ve Behbahaninia [22], R744/R717 için kaskad bir soğutma sisteminde yüksek sıcaklık çevrimi yoğunlaştırıcı sıcaklığı, kaskad ısı değiştirici sıcaklık farkı, düşük sıcaklık çevrimi yoğunlaştırıcı sıcaklığı ve buharlaştırıcı sıcaklığı parametreleri için termoekonomik ve ekserji

analizleri yapmışlardır. Çalışmada maliyet analizi için bir yöntem sunulmuştur. Sonuçlar, tasarım parametrelerinin ekserji analizleri için yapılan optimizasyon çalışmaları sonucunda toplam yıllık maliyetlerin %9,34 oranında azaldığını göstermiştir. Dopazo ve Seara [23], R717/R744 ile çalışan kaskad bir soğutma sistemi için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deneysel çalışmalarda farklı düşük sıcaklık çevrimi yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında testler yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda optimum düşük sıcaklık çevrimi yoğuşturucu sıcaklığı belirlenmiş ve literatürdeki teorik çalışmaların sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, teorik çalışmalarda optimum yoğuşturucu sıcaklığı için matematiksel ifadelerin yaklaşık %8,1 hataya sahip olduğunu göstermiştir. Petrenko vd. [24], kojenerasyon ve kaskad soğutma sistemlerinden oluşan yenilikçi bir trijenerasyon sistemi tasarlamış ve teorik olarak analiz etmişlerdir. Kaskad soğutma sistemi, ejektör ve buhar sıkıştırma çevrimlerinden tasarlanmıştır. Düşük sıcaklık çevriminde kritik altı R744 buhar sıkıştırmalı çevrim için buharlaştırıcı sıcaklığının kaskad soğutma sisteminin performansa etkisi teorik olarak incelenmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla buhar sıkıştırma çevriminin performansının arttığı belirlendi. Ayrıca ejektör ve ejektör çevrim performansı için çalışmalar yapılmış ve optimum ejektör geometrisi belirlenmiştir. Colorado vd. [25], kaskad bir sistemde buharlaştırıcı çıkışlarında bir ısı değiştirici kullanan bir tasarım için farklı soğutucu akışkanların sistem performansı üzerindeki etkisini araştırdılar. Ayrıca farklı parametrelerin etkileri hesaplanarak en iyi soğutucu akışkan çifti ve optimum tasarım koşulları belirlenmiştir. Çalışmada düşük sıcaklık çevriminde R717, R134a, R290 ve R600, yüksek sıcaklık çevriminde ise R744 kullanılmıştır. Çalışmanın sonuçları, sistem performansı açısından R600/R744 soğutucu çiftinin en yüksek değere sahip olduğunu ve R717/R744 soğutucu çiftinin en düşük değere sahiptir. Kedersiz [26], kaskad bir soğutma sisteminde R407c/R404a, R407c/R507a, R404a/R407c, R134a/R410A ve R134a/R507a soğutucu çiftlerinin sistem performans ve tersinmezlik değerlerini hesaplamıştır. Enerji ve ekserji analizlerinde sonuçlar, en yüksek COP ve en düşük tersinmezlik değerinin R407c/R507a soğutucu akışkan çifti olduğunu göstermektedir. Sarkar vd. [27], ultra düşük sıcaklıklarda kullanılan kaskad soğutma sisteminin düşük sıcaklık çevriminde R170, R1150, R744A ve yüksek sıcaklık çevriminde R717, R290 ve R1270'in optimizasyon ve teorik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Ara sıcaklık için yapılan optimizasyon çalışmaları sonucunda tüm soğutucu akışkan çiftleri için korelasyon geliştirilmiştir. Düşük sıcaklık çevriminde R170, en iyi sistem

performansına sahiptir, R744A yüksek hacimsel soğutma kapasitesine sahiptir. İzentropik verimdeki artışın sistem performansını arttırdığı ancak optimum ara sıcaklık üzerinde çok küçük bir etkisinin olduğu tespit edilmiştir. Ek olarak, düşük sıcaklık çevriminde bir ara ısı değiştirici, R170 ve R1150 için COP değerini artırır, ancak R744A için COP değerini düşürdüğü belirlenmiştir. Sachdeva vd. [28], kaskad sistemdeki farklı soğutucu akışkanların sistem performansının etkisini teorik olarak araştırmışlardır. Çalışmada düşük sıcaklık çevriminde R744, yüksek sıcaklık çevriminde R717, R290, R1270, R404A ve R12 kullanılmıştır. Ayrıca kaskad ısı değiştiricideki sıcaklık farkının sistem performansı üzerindeki etkisini araştırdılar. Sonuçlar, düşük sıcaklık çevriminde R12 için elde edilen performans değerine kıyasla R717'nin en iyi alternatif olduğunu göstermiştir. Aminyavari vd. [29], R744/R717 kaskad sisteminin enerji, ekserji ve ekonomi açısından analiz etmişlerdir. Sistemin optimum tasarım parametreleri (düşük sıcaklık çevrimi buharlaştırıcı ve yoğuşurucu sıcaklığı, kaskad ısı değiştirici sıcaklık farkı ve yüksek sıcaklık çevrimi yoğuşurucu sıcaklığı), ekserji verimliliği ve toplam maliyetler dikkate alınarak belirlenmiştir. Dubey vd. [30], transkritik kaskad soğutma sisteminde R1270'i önermiştir. DSC'de R1270, YSC'de R744 kullanılmıştır. R1270/R744 transkritik çevrimin termal performansı, kritik altı çevrimden ve R744A/R744 transkritik çevrimden daha iyi olduğu belirlenmiştir. Çalışmada ara sıcaklık, kaskad ısı değiştirici sıcaklık farkı, buharlaştırıcı ve yoğuşurucu sıcaklıkları gibi parametrelerin optimizasyonu yapılmıştır. Sanz-Kock vd. [31], ultra düşük sıcaklık uygulamaları için R134a/R744 kaskad soğutma sistemini deneysel olarak analiz etmişlerdir. Deneysel çalışmalar farklı buharlaştırıcı ve yoğuşurucu sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada kompresör performansı, kaskad ısı değiştirici sıcaklık farkı, soğutma kapasitesi, COP ve kompresör çıkış sıcaklıklarının etkileri değerlendirilmiştir. Sun vd. [32], R744/R717 yerine, genleştirici ve mekanik aşırı soğutmalı altı sistem tasarımı R744/R744 için önermişlerdir. Sonuçlar, performansın yapılan tasarımlarda ortalama %13,8 ile %4,2 arasında iyileştirildiğini göstermektedir. Massuchetto vd. [33], üç farklı karışımın kaskad bir soğutma sisteminin performansını değerlendirmişlerdir: R744-R1270, R744-R717 ve R744-RE170. Çalışmadaki çıktı parametreleri kompresör gücü, kütle akış hızı, yok olan ekserji, ekserji verimi ve sistem performansıdır. R744-RE170 karışımı, COP ve ekserji verimi açısından en iyi sonuçlara sahip olduğu belirlenmiştir. Patel vd. [34], kaskad bir sisteminin termo-ekonomik optimizasyonunu incelemişlerdir. Kaskad sistemde DSC'de R744 ve

YSC'de R717, R290 kullanılmıştır. Toplam yıllık maliyetini ve yok olan ekserji miktarını en aza indirmek için optimizasyon yapmışlardır. R290/R744, R717/R744'e kıyasla %5,33 daha az maliyet ve %6,42 daha fazla yok olan ekserji değeri hesaplanmıştır.

Düşük sistem performansı nedeniyle kaskad absorpsiyonlu soğutma sistemleri konusunda sınırlı araştırma yapılmıştır. Literatürde LiBr, LiCl, NH₃ ve H₂O soğutucuları için araştırmalar mevcuttur [35–37]. NH₃/H₂O ve LiBr/H₂O çiftlerinin kullanıldığı iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile -40 °C'ye kadar düşük sıcaklıklar elde etmek için kullanılabilir [13]. LiBr kullanımı, ultra düşük sıcaklıklarda kristalleştiği için uygun değildir. İki kademeli mekanik buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sistemleri kullanılarak düşük ortam sıcaklıkları elde edilmesine rağmen, büyük miktarda elektrik enerjisi tükettikleri için etkin olarak düşünülmemektedir. Bu durumda, YSC'de absorpsiyonlu soğutma ve DSC'de mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimleri kullanılmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemi önemli miktarda elektrik enerjisini azaltmaktadır. Seara vd. [38], absorpsiyon soğutma çevrimi içinde NH₃-H₂O'yu, buhar sıkıştırma çevriminde R744 ve R717'yi analiz etmişlerdir. NH₃-H₂O/R744 ve NH₃-H₂O/R717 için sistem performansı -45 °C buharlaştırıcı sıcaklığında sırasıyla 0,253 ve 0,254 olarak hesaplanmıştır. Çimsit ve Öztürk [39], buhar sıkıştırmalı-absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansını -10 °C buharlaştırıcı sıcaklığında analiz etmişlerdir. Absorpsiyon çevriminde NH₃-H₂O ve LiBr-H₂O, buhar sıkıştırma çevriminde ise R134a, R410a, R717 kullanılmıştır. Elektrik enerjisi tüketimi, geleneksel buhar kaskad sistemine göre %48-51 daha düşük olmuştur. LiBr-H₂O'nun COP değeri NH₃-H₂O'dan %33 daha yüksektir. Sıcaklık farkı, yoğuşurucu ve ısı kaynağı parametrelerine göre sistemin COP değeri 0,398-0,592 arasındadır. Han vd. [40], orta sıcaklıktaki atık ısıdan güç alan yeni mekanik buhar sıkıştırmalı-absorpsiyonlu soğutma sistemini önermişlerdir. COP ve ekserji verimi -10 °C buharlaştırıcı sıcaklığında belirlenmiştir. Elektrik enerjisi tüketimi, iki kademeli absorpsiyonlu sisteme göre %41,9 daha düşüktür. Jain vd. [41], R22 yerine R410 A, R407c ve R134a soğutucu akışkanlar için buhar sıkıştırma-absorpsiyon soğutma sistemini analiz etmişlerdir. Absorpsiyonlu soğutma çevriminde Li-Br-H₂O çifti kullanılan sistemde, seçilen soğutucu akışkanların R22'nin yerine kullanılabilceği belirlenmiştir. Jain vd. [42], buhar sıkıştırmalı-absorpsiyonlu kaskad soğutma sisteminin termo-ekonomik optimizasyonunu araştırmışlardır. Toplam yıllık maliyeti

en aza indirmek için ekserji ve sermaye maliyetleri göz önünde bulundurulmuştur. Bu çalışmada, toplam maliyetleri en aza indirmek için buharlaştırıcı, yoğuşturucu, ısı kaynağı, absorber, kaskad ısı değiştiricisi sıcaklığının etkisi ve çözelti ısı değiştiricisinin etkinliği araştırılmıştır. Salih vd. [43], emme işleminde LiBr-H₂O ve LiCl-H₂O, sıkıştırma işleminde, düşük sıcaklık çevriminde R1234yf, R1234ze ve R1233zd için absorpsiyon-buhar sıkıştırma sistemini analiz etmişlerdir. Sonuçlar, geleneksel kaskad mekanik buhar sıkıştırma sistemi ile karşılaştırıldığında elektrik enerjisi tüketiminin %51,36-54,16 oranında azaldığını göstermektedir. 0 °C buharlaştırıcı sıcaklığında tüm soğutucu çiftleri için COP değerleri 0,432 ile 0,659 arasında değişmektedir. Jain vd. [44], 60 °C'lik daha düşük kaynak sıcaklığında yeni bir tasarım olarak soğurma-sıkıştırma bütünleşmiş sistemini önerdi. Yeni bütünleşmiş sistemin performansı, geleneksel buhar sıkıştırma sistemi ve absorpsiyon-sıkıştırma kaskad sistemi ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, yeni bütünleşmiş sistemde elektrik enerjisi tüketiminin absorpsiyon-sıkıştırma sistemine göre 21,4 daha fazla olduğunu ancak geleneksel buhar sıkıştırma sistemine göre %63 daha az olduğunu göstermektedir. Musavi vd. [45], kaskad bir mekanik buhar sıkıştırmalı-absorpsiyonlu soğutma sistemini ekserji, eksergo-ekonomik ve eksergo-çevresel bakış açılarından analiz etmişlerdir. – 54,62 °C buharlaştırıcı sıcaklığında sistemin performans katsayısı 0,226'dır. Ekserji veriminin sonucu %69 olarak hesaplanmıştır.

Kaskad soğutma sistemlerinin çalışma ve bakım maliyetleri yüksek olduğu için son yıllarda tek bir kompresör ile akışkan karışımlarının kullanıldığı auto-kaskad sistemlerin kullanımı oldukça yaygındır. Bu sistemler için soğutma sıcaklığı -60 °C sıcaklığa kadardır [13]. Kim vd. [46], R744/R134a ve R744/R290 farklı karışım oranlarında performansını auto-kaskad bir sistemde deneysel olarak incelemişlerdir. -20 °C ve -10 °C buharlaştırıcı sıcaklığında yapılan çalışmalar R744 akışkanı ile karışımların saf haldeki duruma göre soğutma kapasitesini arttırdığı, sistem performansını düşürdüğünü belirlemişlerdir. Sistem performansları R744/R134a ve R744/R290 için sırasıyla yaklaşık 1,5 ve 2,3 değerinde olduğu görülmüştür. K.Du vd. [47], R134a/R23 karışımının yaklaşık -60 °C buharlaştırıcı sıcaklığında auto-kaskad soğutma sisteminde performansını ve farklı karışım oranlarında sistem parametrelerinin değişimlerini incelemişlerdir. Sistem performansı, gaz-sıvı ayırıcı, kaskad ısı değiştirici ve akışkanların karışım oranlarına göre değiştiği belirlenmiştir. Zhang vd. [48], R744/R290 akışkan karışımının küçük kapasiteli auto-kaskad sistemde

kullanılmasını araştırmışlardır. Auto-kaskad sisteme akışkanları faz ayrılması sırasında aynı zamanda ısı vererek faz ayrılma işleminin verimini arttıran bir ısı değiştirici kullanımını da incelemiştir. Deneysel ve sayısal olarak yapılan çalışma sonuçları soğutma sıcaklığının böyle bir ısı değiştirici ile 9,1-20,3 °C daha düşük bir değerde olduğunu göstermiştir. Fakat yapılan bu çalışma ile enerji tüketimi azalmasına rağmen soğutma kapasitesinin daha yüksek oranda düşmesi sistem performansını azaltmıştır. Tan vd. [49], -30 °C soğutma sıcaklığında auto-kaskad sistemde ejektör kullanımı ile R32/R236fa karışımının performansını teorik olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada düşük sıcaklıktaki enerji kaynakları kullanılarak sistem performansı azalmasına rağmen düşük sıcaklık değerlerinde soğutma yapılabileceği belirlenmiştir. Rui vd. [50], auto-kaskad soğutma sisteminde R600a/R23/R14 akışkan karışımını -80 ile -60 °C arasında kullanımını deneysel olarak incelemiştir. Önerilen karışımın bu sistemlerde kullanımının bir alternatif olacağı ve en uygun kütle karışım oranının 0,35/0,30/0,35 olduğunu belirlemiştir. Chen vd. [51], evaporatif soğutucu sistem elemanı ile auto-kaskad soğutma sistemini revize etmişlerdir. Çalışmada -50 ile -35 °C soğutma sıcaklığında R23/R134a akışkan karışımı için sistem performansı, soğutma kapasitesi ve ekserji veriminin değişimleri araştırılmıştır. Çalışma sonuçları sırasıyla parametrelerin %37,5, %42,5 ve %34,3 oranında arttığını göstermiştir. Bai vd. [52], auto-kaskad bir sistemin ejektör ilavesi ile R134a/R23 akışkan karışımı için deneysel çalışma yapmışlardır. Yapılan tasarımın sonuçlarını iki farklı klasik auto-kaskad sistem ile aynı şartlarda deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Sonuçlar ejektör ile tasarımı yapılan auto-kaskad sistemin performansı ve ekserji verimi sırasıyla %9,6 ve %25,1 değerindedir. Ayrıca R134a/R23 karışımı için 0,70/0,30 kütle oranının optimum olduğu belirlenmiştir. Hao vd. [53], yüksek ve düşük kaynak sıcaklığında çalışacak auto-kaskad sistemine ejektör soğutma çevrimi ilavesi yapılarak yenilikçi bir tasarım oluşturmuşlardır. Çalışmada R170/R600a akışkan karışımı kullanılarak, klasik auto-kaskad sistemlere göre enerji tüketimini %50 azaltarak sistem performansını önemli ölçüde arttırdığı belirlenmiştir. Yan vd. [54], R170/R290 akışkan karışımının kullanıldığı auto-kaskad sisteme reküperatör ve genişleme vanası ekleyerek yenilikçi bir tasarım geliştirmişlerdir. -60 °C soğutma sıcaklığında yapılan tasarımı sistemin soğutma kapasitesi ve performansını sırasıyla %35 ve %18 oranında arttırdığını belirlemiştir. Ayrıca klasik auto-kaskad sisteme göre sıkıştırma oranının %23 azalmıştır. Liu vd. [55], klasik ejektörle zenginleştirilmiş auto-kaskad soğutma sistemlerindeki genişleme vanasının kaybını önlemenin yanında,

buharlaştırıcıya giden genişleme vanasındaki kaybı da önemli bir miktarda azaltacak yenilikçi bir tasarım yapmışlardır. R290/R170 akışkan karışımının kullanıldığı sistemde ejektörlü auto-kaskad sistemlere göre sistem performansı ve ekserji verimi sırasıyla %18,10 ve %17,99 daha yüksek olmuştur.

1.4. Tezin Amacı ve Kapsamı

Kaskad sistemler ile ilgili yapılan araştırmalar sonucunda, hem sistem tasarımlarının hem de sistemde kullanılan soğutucu akışkanların sistem performansına önemli bir etkisi olduğu görülmüştür. Soğutucu akışkanların seçimi öncelikli olarak sistemin çalışma sıcaklıklarına bağlıdır. Yapılacak olan tasarımlar için en uygun akışkanların belirlenmesi gerekmektedir. Literatürde yapılan çalışmalarda soğutma sıcaklıkları açısından -80 °C altında gazlı soğutma çevrimlerinin kullanıldığı, -40 °C ile -80 °C arasında mekanik buhar sıkıştırmalı çevrimler ile farklı çevrimlerin kaskad olarak kullanıldığı görülmüştür.

Bu çalışmadaki amaçlar, ultra düşük sıcaklıkta (-80 °C) çalışan, literatür dikkate alınarak belirlenen kaskad soğutma sistemi tasarımlarının yapılması ve tasarımlar için uygun akışkanların belirlenmesidir. Tez çalışmasında kaskad bir sistem olarak gaz ve mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinden oluşan tasarımlar yapılmıştır. Gazlı sistemin seçilmesinde birincil düşünce, kritik nokta sıcaklığıyla ortaya çıkabilecek sınırlamanın dışında kalabilmektir. Ayrıca, tasarımda tek fazlı bir akışın olduğu gazlı çevrimde yer alan genişletici eleman ile tüketilen enerjinin bir kısmının karşılanması hedeflenmiştir. Bu yönüyle literatür açısından yeni bir kaskad sistem tasarımının analizi gerçekleştirilmiş olacaktır.

Akışkan seçimleri için öncelikli olarak çalışma sıcaklıklarına göre belirlenen parametreler doğrultusunda Refprop 9.0 paket programının akışkan arama ara yüzü kullanılarak yapılmıştır. Tez kapsamında tasarımlar ve akışkan seçimleri yapıldıktan sonra kaskad sistemler için enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Ayrıca sabit tasarım sıcaklıkları dışındaki tasarım parametreleri parametrik analiz değişkeni olarak belirlenmiştir. Parametrik analizlerde, DSC (düşük sıcaklık çevrimi) yoğuşturucu çıkış sıcaklığı, YSC (yüksek sıcaklık çevrimi) kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığı, YSC genişletici çıkış sıcaklığı ve kaskad ısı değiştirici çalışma basıncı olmak üzere dört değişken belirlenmiştir. Analizlerin gerçekleştirilmesinde kullanılan termodinamik

bağıntıların çözümü için Engineerin Equation Solver paket programı kullanılmıştır. Elde edilen analiz sonuçlarına göre tüm sistemlerin karşılaştırılması yapılarak olumlu ve olumsuz yönleri ortaya konmuştur. Ek olarak, parametrik analiz değişkenlerinin sistem performansına etkileri sayısal olarak incelenmiştir.

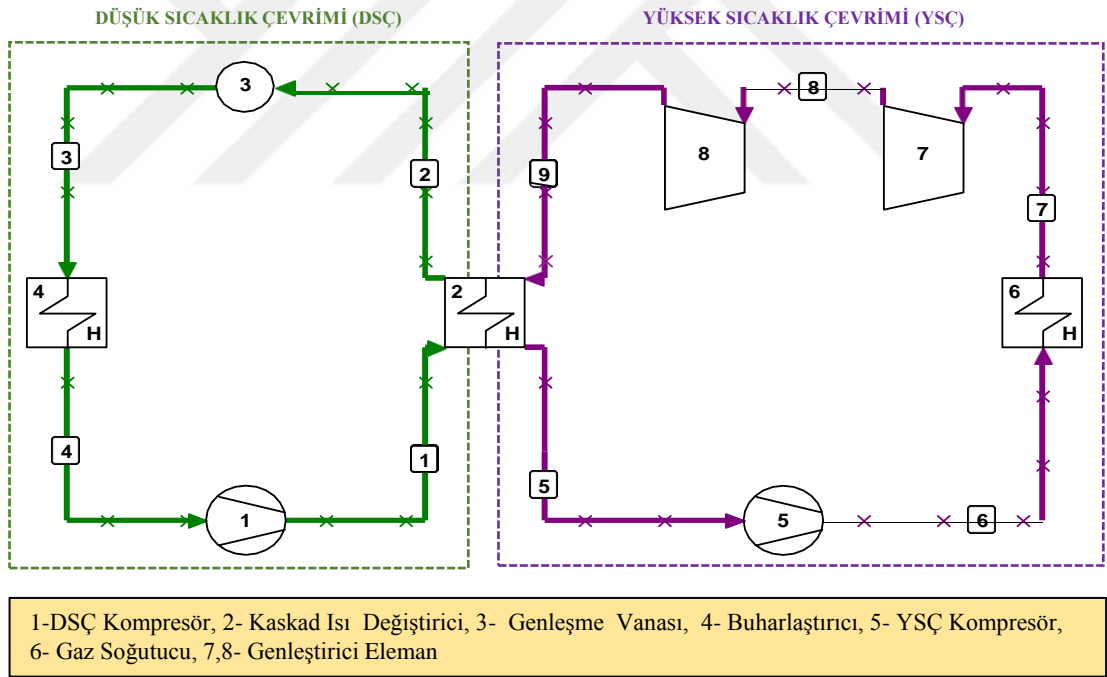
Seçilen model tasarım için, belirlenen farklı çalışma şartlarında yapılan analiz sonuçlarıyla birlikte, maliyet ve yok olan ekserji parametreleri dikkate alınarak çoklu-amaç optimizasyonu yapılmıştır. Çoklu-amaç optimizasyonu analizleri için, optimum tasarım şartlarının belirlenmesinde seçim yöntemi olarak TOPSIS (Technique for Order Preference by Similarity) kullanılmıştır.



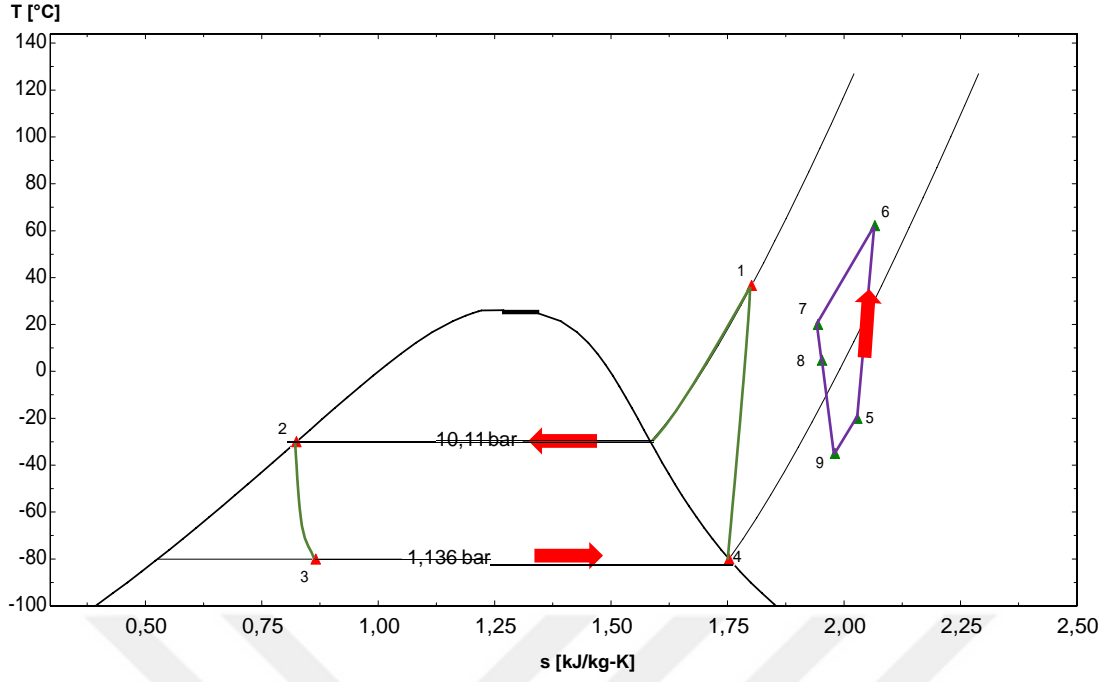
2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1. Kaskad Sistem Tasarımları ve Modellemeler

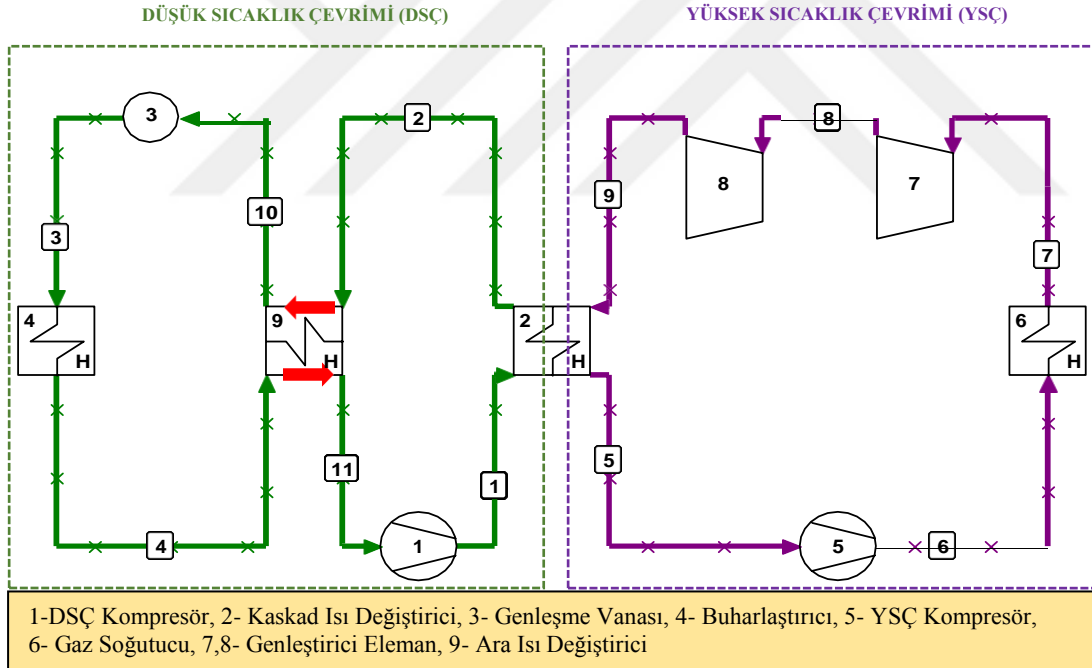
Tez çalışmasında, ultra düşük sıcaklıkta ($-80\text{ }^{\circ}\text{C}$) çalışan iki kademedeki kaskad soğutma sistemi tasarımları yapılmıştır. Kaskad sistemlerin yüksek sıcaklık çevriminde gaz sıkıştırıcı, düşük sıcaklık çevriminde mekanik kritik altı buhar sıkıştırıcı soğutma çevrimleri kullanılmıştır. Sistem elemanlarının çalışma koşullarına göre fiziksel sınırları dikkate alınarak dört farklı kaskad sistem tasarımı yapılmıştır. Kaskad sistemlere ait şematik görünüşler sırasıyla Şekil 2.1, 2.3, 2.5 ve 2.7’de verilmiştir.



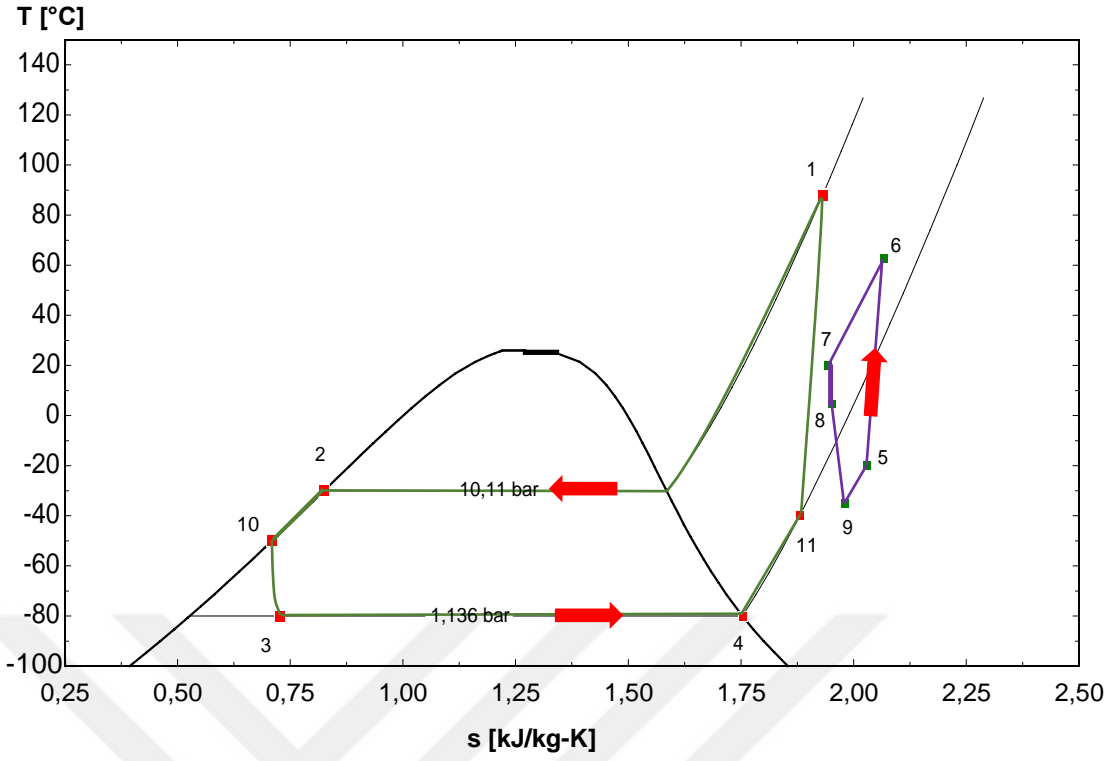
Şekil 2.1. Kaskad sistem tasarımı şematik görünüş (1. Model)



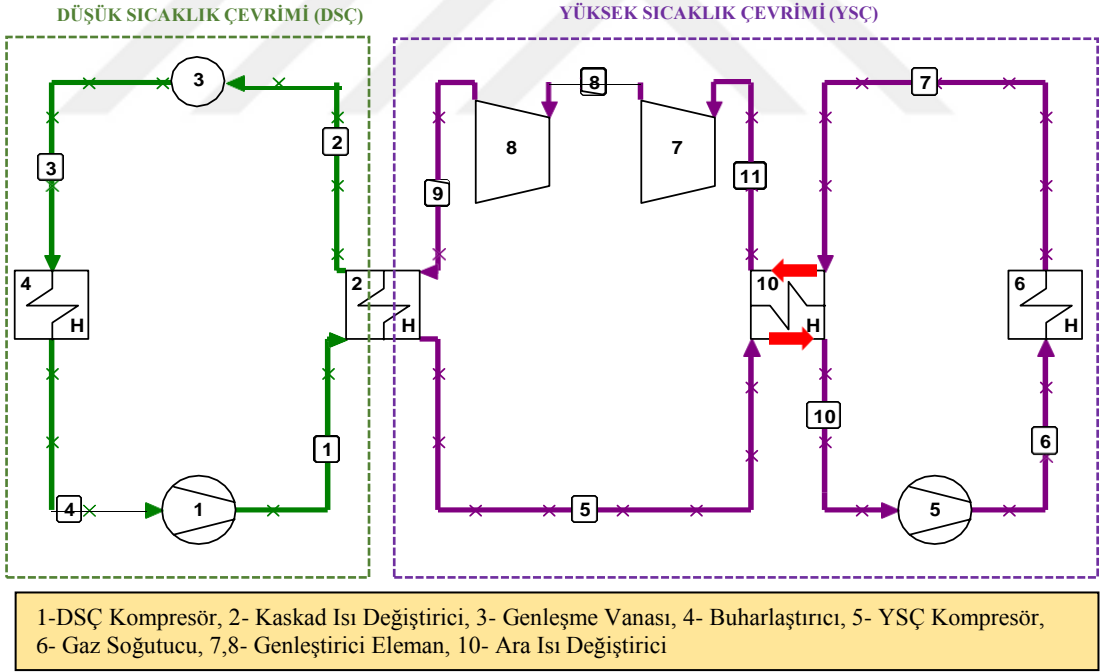
Şekil 2.2. Kaskad sistem tasarımı T-s diyagramı (1. Model)



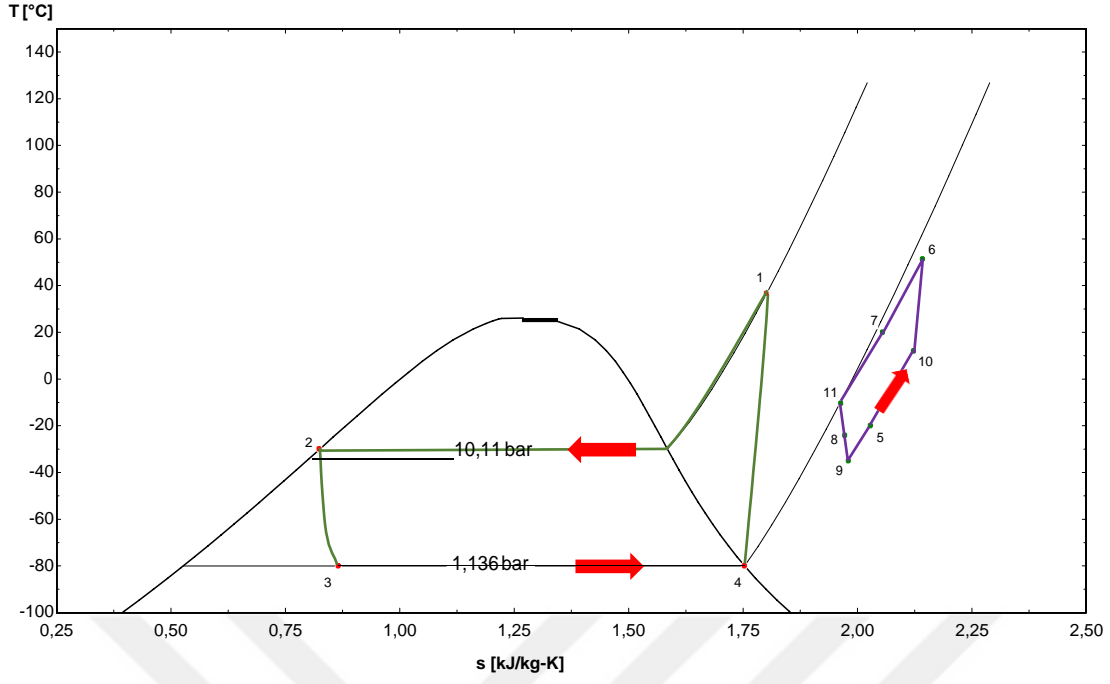
Şekil 2.3. Kaskad sistem tasarımı şematik görünüş (2. Model)



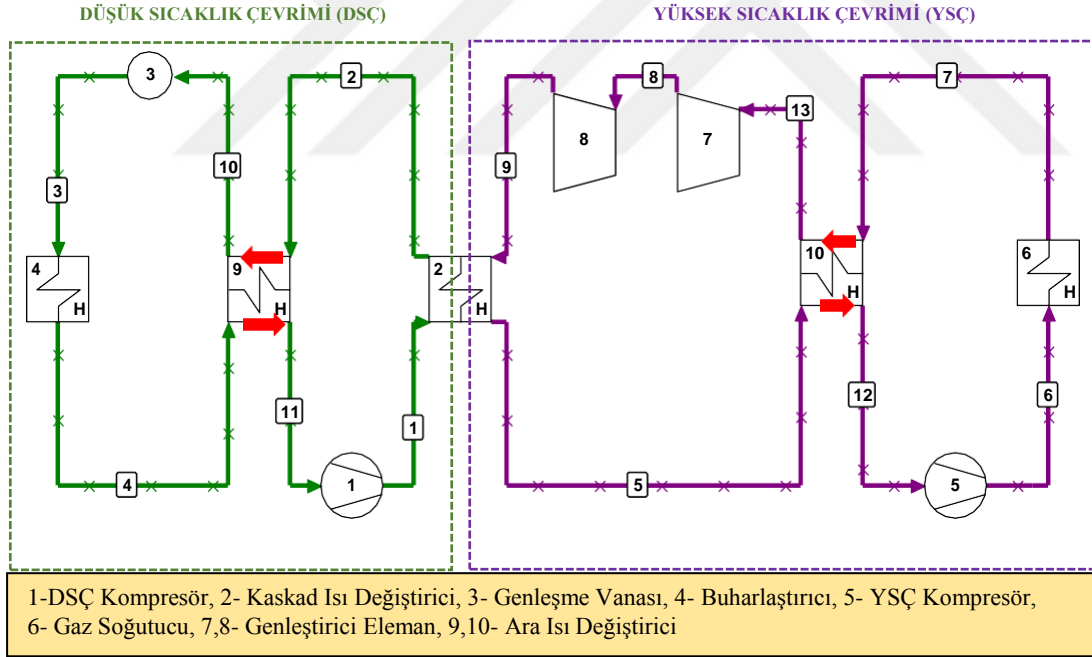
Şekil 2.4. Kaskad sistem tasarımı T-s diyagramı (2. Model)



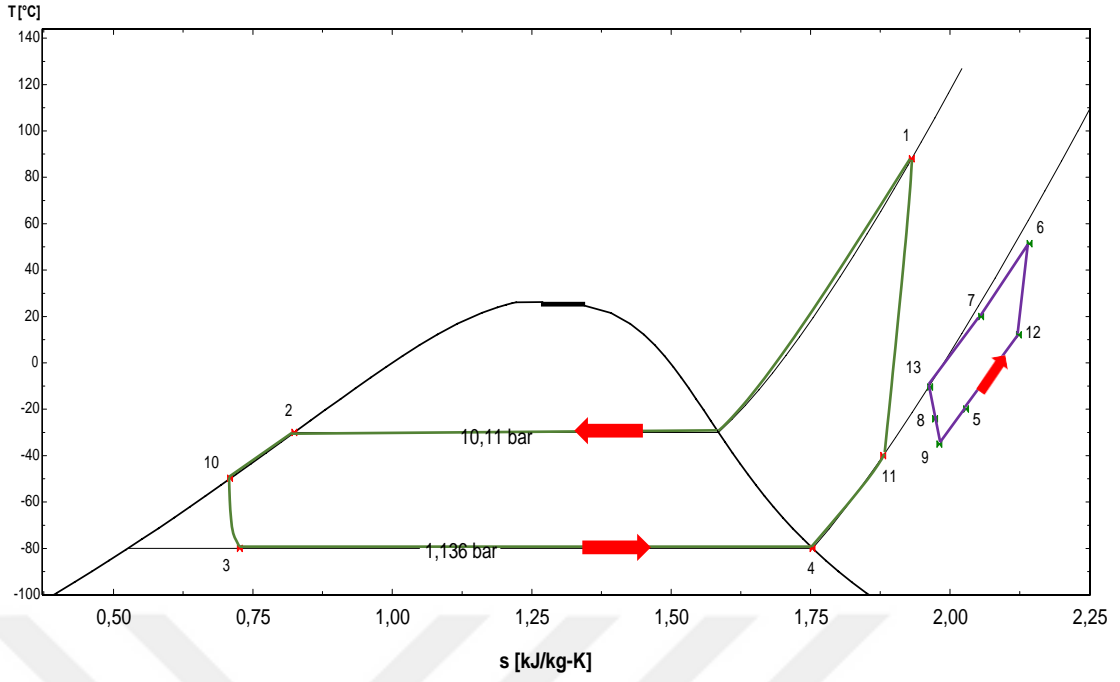
Şekil 2.5. Kaskad sistem tasarımı şematik görünüş (3. Model)



Şekil 2.6. Kaskad sistem tasarımı T-s diyagramı (3. Model)



Şekil 2.7. Kaskad sistem tasarımı şematik görünüş (4. Model)



Şekil 2.8. Kaskad sistem tasarımı T-s diyagramı (4. Model)

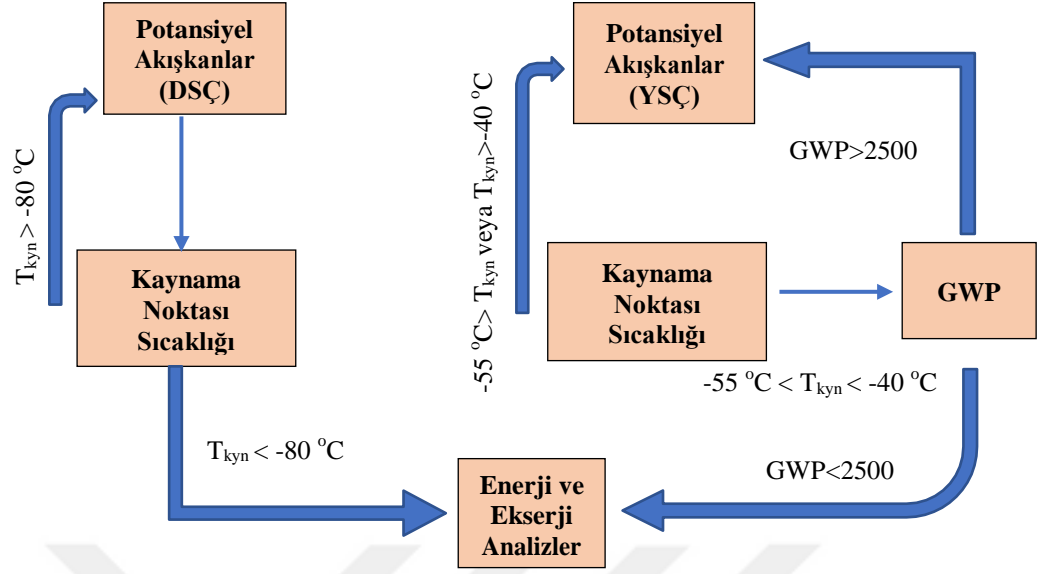
Şekil 2.1’de, düşük sıcaklık çevriminde buharlaştırıcıdan çıkan doymuş buhar fazındaki akışkan (#4), DŞÇ kompresörü ile sıcaklığı ve basıncı artırılarak kaskad ısı değiştiricisine girmektedir (#1). Kaskad ısı değiştiricisinde, akışkandan yüksek sıcaklık çevrimine ısı aktarımı yapılarak sabit basınçta doymuş sıvı olarak genişleme vanasına (#2), izentalpik olarak genişleyen akışkan buharlaştırıcıya doymuş sıvı-buhar karışımı olarak girmektedir (#3). Yüksek sıcaklık çevriminde kaskad ısı değiştirici çıkışındaki gaz fazındaki akışkan (#5), YŞÇ kompresörü ile sıcaklığı ve basıncı artırılarak gaz soğutucuya girmektedir (#6). Gaz soğutucudan çıkan akışkanın (#7) sıcaklığı sabit basınçta azaltılarak genişletirici elemana girmektedir. Genleştirici elemandan çıkan gaz fazındaki akışkan (#8, #9) kaskad ısı değiştiriciye girerek çevrim tamamlanmaktadır. Şekil 2.3’de, düşük sıcaklık çevriminde kaskad ısı değiştiriciden çıkan doymuş sıvının (#2) aşırı soğutma işlemi (#11) ve buharlaştırıcıdan çıkan akışkanın (#4) aşırı kızdırma işlemine (#10) sokulması için bir ara ısı değiştirici eklenmiştir. Şekil 2.5’de, yüksek sıcaklık çevriminde kaskad ısı değiştiriciden (#5) çıkan akışkanın sıcaklığının artması (#10) ve gaz soğutucudan çıkan akışkanın (#8) soğutulması (#11) için bir ara ısı değiştirici kullanılmıştır. Şekil 2.7’de Şekil 2.3 ve Şekil 2.5 modellerinin birleşik hali tasarlanmıştır.

Tasarımı yapılan sistemler için enerji ve ekserji analizleri yapılırken aşağıda verilen kabuller yapılmıştır. Her model için farklı sistem elemanları olmasından dolayı farklı tasarım sıcaklığı kabulleri yapılmıştır.

- ⇒ Sürekli akış, tüm kontrol hacimlerinde kinetik ve potansiyel enerjilerin değişimi ihmal edilmiştir.
- ⇒ Isı değiştiriciler ve borulardaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- ⇒ Kısılma işleminin izentalpik olduğu kabul edilmiştir.
- ⇒ DSC yoğuşturucu çıkışı doymuş sıvı, buharlaştırıcı çıkışı doymuş buhar olarak kabul edilmiştir.
- ⇒ YSC kaskad ısı değiştirici çalışma basıncı atmosfer basıncının üzerinde 1,1 bar olarak kabul edilmiştir;
- ⇒ Kompresör ve genleştirici elemanlar adyabatik olarak kabul edilmiştir;
- ⇒ Kompresör ve genleştirici elemanların izantropik verimleri için 0,8 değeri kabul edilmiştir;
- ⇒ Sistemin soğutma kapasitesi 1 kW, buharlaştırıcı sıcaklığı $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ (T_4), DSC yoğuşturucu çıkış sıcaklığı $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ (T_2), YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığı (T_5) $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, YSC gaz soğutucu çıkış sıcaklığı (T_7) $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve YSC genleştirici çıkış sıcaklığı $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (T_9) olarak sabit kabul edilmiştir;
- ⇒ Ara ısı değiştirici kullanılan modellerde etkenlik değeri 0,8 olarak kabul edilmiştir.
- ⇒ Çevre basıncı 1 bar, çevre sıcaklığı 298 K ve soğutulan ortam sıcaklığı 203 K olarak kabul edilmiştir.

Soğutucu akışkanlar için uygulamada kullanılan HFC ve HC grubu arasından tasarım sıcaklıklarına ve GWP değerine göre seçim yapılmıştır. Mevcut akışkanlar arasından seçim yapabilmek için iki parametre dikkate alınmıştır. Tasarım sıcaklıklarına ve basınçlara göre akışkanların atmosfer basıncında kaynama noktası sıcaklığı ve akışkanın gaz çevrimindeki faz durumu dikkate alınan parametreler olmuştur. Ozon tabakası delme potansiyeli olan akışkanlar değerlendirilmeye alınmamıştır. Düşük sıcaklık çevriminde GWP değerine bakılmamıştır. Yüksek sıcaklık çevriminde GWP değeri 2500 altında olan akışkanlar seçilmiştir. Düşük sıcaklık çevrimi ve yüksek sıcaklık çevrimi için akışkan değerlendirmeleri bağımsız olarak yapılmıştır. Potansiyel akışkanların belirlenmesinde, belirlenen parametreler doğrultusunda Refprop 9.0 paket programının akışkan arama ara yüzü kullanılarak yapılmıştır. Mevcut potansiyel

akışkanlar arasından yapılan seçim için Şekil 2.9’da verilen algoritma kullanılmıştır.



Şekil 2.9. Soğutucu akışkan seçiminde kullanılan algoritma

Düşük sıcaklık çevriminde, akışkan seçim algoritmasında değerlendirmeye alınan R744A tek başına sistemde patlama riski taşıması sebebiyle tek başına saf halde kullanılması uygun değildir[56]. R744A akışkanın karışım halinde olması durumunda kaynama noktası sıcaklığı yükseldiği için tasarım şartlarını karşılamamıştır. Düşük sıcaklık çevriminde R1150, R170, R23 ve R508B, yüksek sıcaklık çevriminde R410A, R32, R290, 1270 ve R744 akışkanları seçilmiştir. Seçilen akışkanların temel özellikleri Çizelge 2.1’de verilmiştir.

Çalışmada tasarımı yapılan modellerin enerji ve ekserji analizleri, termodinamik bağıntıların EES paket programında kod olarak yazılarak çözümleri yapılmıştır. EES birçok matematiksel ve termodinamik özelliklerin yer aldığı mühendislik hesapları için kullanılan oldukça kullanışlı bir programdır. Soğutma sistemleri modelleri birçok araştırmacı tarafından EES programı kullanılarak yapılmıştır [16,30,41,44,57–62]. Soğutucu akışkan özellikleri için içerisinde yer alan kütüphanelerden yararlanılmıştır.

Çizelge 2.1. Kullanılan akışkanların temel özellikleri

Soğutucu Akışkan	Kaynama Noktası Sıcaklığı (°C)	Kritik Sıcaklık (°C)	Kritik Basınç, (bar)	GWP	ODP
R410A (HFC)	-51,44	71,344	49,012	2100	0
R32 (HFC)	-51,909	78,105	57,82	675	0
R508B (HFC)	-88,27	14	39,26	13000	0
R23 (HFC)	-81,27	26,29	48,32	14800	0
R744 (HC)	-78,464	30,978	73,77	1	0
R290 (HC)	-42,114	96,74	42,512	20	0
R1270 (HC)	-47,7	91,1	45,6	2	0
R1150 (HC)	-103,77	9,2	50,419	4	0
R170 (HC)	-88,581	32,172	48,722	6	0

2.2. Kaskad Sistemin Enerji Analizi

Tasarım şartları, belirlenen parametrik analiz değişkenleri ve yapılan kabuller doğrultusunda kaskad soğutma sistemi için termodinamik analizler sistem elemanları için yazılan enerji denklemleri kullanılarak yapılmıştır. Eşitlik 2.1 ve 2.2 denklemleri temel alınarak her sistem elemanı için enerji analizi yapılmıştır. Sistem elemanlarına ait enerji denklemleri sırasıyla verilmiştir.

$$\text{Kütle Dengesi} \rightarrow \sum \dot{m}_g - \sum \dot{m}_ç = 0 \quad 2.1$$

$$\text{Enerji Dengesi} \rightarrow \sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_ç = 0 \quad 2.2$$

Düşük sıcaklık kompresörü;

Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum için izantropik verim ve enerji denklemi Eşitlik 2.3 ve 2.4 ile ifade edilir.

$$\eta_{\text{izantropik}} = \frac{h_1 - h_4}{h_1 - h_4} \quad 2.3$$

$$\dot{Q}_{\text{izantropik}} = \dot{Q}_{\text{izantropik}} \cdot (h_1 - h_4) \quad 2.4$$

Kaskad ısı değiştirici;

Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum (DSC verilen ısının tamamı YSC tarafından alınmaktadır) ve sabit basınç işlemi için enerji denklemi Eşitlik 2.5 ile ifade edilir.

$$\dot{m} \cdot (h_1 - h_2) = \dot{m} \cdot (h_5 - h_9) \quad 2.5$$

Genleşme vanası;

Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum ve izentalpik işlem için enerji denklemi Eşitlik 2.6 ile ifade edilir.

$$h_2 = h_3 \quad 2.6$$

Buharlaştırıcı;

Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum ve sabit basınç işlemi için enerji denklemi Eşitlik 2.7 ile ifade edilir.

$$\dot{m} \cdot h = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) \quad 2.7$$

Yüksek sıcaklık kompresörü;

Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum için izantropik verim ve enerji denklemi Eşitlik 2.8 ve 2.9 ile ifade edilir.

$$\eta_{\text{izantropik}} = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} \quad 2.8$$

$$\dot{m} \cdot (h_6 - h_5) = \dot{m} \cdot (h_{6s} - h_5) \quad 2.9$$

Gaz soğutucu;

Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum ve sabit basınç işlemi için enerji denklemi Eşitlik 2.10 ile ifade edilir.

$$\dot{Q}_{12} = \dot{Q}_{12\phi} \cdot (h_6 - h_7) \quad 2.10$$

Genleştirici;

Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum için izantropik verim ve enerji denklemi Eşitlik 2.11, 2.12 ve 2.13 ile ifade edilir.

$$\eta_{12,1} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8\phi}} \quad 2.11$$

$$\eta_{12,2} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9\phi}} \quad 2.12$$

$$\dot{Q}_{12} = \dot{Q}_{12\phi} \cdot (h_7 - h_9) \quad 2.13$$

Ara ısı değiştiriciler;

Model 2, 3 ve 4 için ara ısı değiştiriciler için kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum ve sabit basınç işlemi için enerji denklemi Eşitlik 2.14 ve 2.15 ile ifade edilir.

$$\dot{Q}_{12\phi} \cdot (h_{12} - h_5) = \dot{Q}_{12\phi} \cdot (h_7 - h_{13}) \quad 2.14$$

$$\dot{Q}_{12\phi} \cdot (h_{11} - h_4) = \dot{Q}_{12\phi} \cdot (h_2 - h_{10}) \quad 2.15$$

Sistemin genel performans katsayısı Eşitlik 2.16 ile hesaplanır.

$$\eta_{genel} = \frac{\dot{Q}_{12}}{\dot{Q}_{12\phi} + \dot{Q}_{12\phi} - \dot{Q}_{12\phi}} \quad 2.16$$

2.3. Kaskad Sistemin Ekserji Analizi

Termodinamik analizler ile aynı koşullarda termodinamiğin II. kanuna göre ekserji analizleri yapılmıştır. Ekserji analizleri için Eşitlik 2.17 ve 2.18 temel alınarak her bir sistem elemanı için ekserji analizi denklemleri oluşturulmuştur. Sistem elemanlarına

ait ekserji denklemleri aşağıda verilmiştir.

$$\dot{Q}_{\text{ş}} \rightarrow \dot{Q} = [(h - h_0) - \dot{Q}_0(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0})] \quad 2.17$$

$$\dot{Q}_{\text{ş}} \rightarrow \dot{Q} = \dot{Q} \sum \frac{1}{T} - \dot{Q}_{\text{ş}} \sum \frac{1}{T} + \sum \dot{Q}_i (1 - \frac{T_0}{T}) + \sum \dot{Q}_i \quad 2.18$$

Düşük sıcaklık kompresörü;

Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum için yok olan ekserji Eşitlik 2.19 ile ifade edilir.

$$\dot{Q}_{\text{ş}} = \dot{Q}_4 - \dot{Q}_1 + \dot{Q}_{\text{ş}} \quad 2.19$$

Kaskad ısı değiştirici;

Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum (DŞÇ verilen ısının tamamı YŞÇ tarafından alınmaktadır) ve sabit basınç işlemi için yok olan ekserji Eşitlik 2.20 ile ifade edilir.

$$\dot{Q}_{\text{ş}} = (\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2) + (\dot{Q}_9 - \dot{Q}_5) \quad 2.20$$

Genleşme vanası;

Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum ve izentalpik işlem için yok olan ekserji Eşitlik 2.21 ile ifade edilir.

$$\dot{Q}_{\text{ş}} = \dot{Q}_2 - \dot{Q}_3 \quad 2.21$$

Buharlaştırıcı;

Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum ve sabit basınç işlemi için yok olan ekserji Eşitlik 2.22 ile ifade edilir.

$$\dot{Q}_{\text{ş}} = (1 - \frac{T_0}{T}) \cdot \dot{Q}_{\text{ş}} + (\dot{Q}_3 - \dot{Q}_4) \quad 2.22$$

Yüksek sıcaklık kompresörü;

Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum için yok olan ekserji Eşitlik 2.23 ile ifade edilir.

$$\dot{Q}_{\square,\square,\square\square\checkmark} = \dot{Q}_5 - \dot{Q}_6 + \dot{Q}_{\square,\square\square\checkmark} \quad 2.23$$

Gaz soğutucu;

Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum ve sabit basınç işlemi için yok olan ekserji Eşitlik 2.24 ile ifade edilir. Burada dışarıdan bir şebeke suyu ile gazın soğutulması sağlanmaktadır. \dot{Q}_{12} : giren şebeke suyu ve \dot{Q}_{13} :çıkan şebeke suyu akış ekserjisini ifade etmektedir.

$$\dot{Q}_{\square,\square\square} = (\dot{Q}_7 - \dot{Q}_8) + (\dot{Q}_{12} - \dot{Q}_{13}) \quad 2.24$$

Genleştirici;

Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum için yok olan ekserji Eşitlik 2.25 ile ifade edilir.

$$\dot{Q}_{\square,\square\square\square} = \dot{Q}_9 - \dot{Q}_{11} - \dot{Q}_{\square\square\square} \quad 2.25$$

Ara ısı değiştiriciler;

Model 2, 3 ve 4 için ara ısı değiştiriciler için kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilerek, adyabatik durum ve sabit basınç işlemi için yok olan ekserji Eşitlik 2.26 ve 2.27 ile ifade edilir.

$$\dot{Q}_{\square,\square\square\square_{\square\square\checkmark}} = (\dot{Q}_5 - \dot{Q}_{13}) + (\dot{Q}_7 - \dot{Q}_{12}) \quad 2.26$$

$$\dot{Q}_{\square,\square\square\square_{\square\square\checkmark}} = (\dot{Q}_2 - \dot{Q}_{10}) + (\dot{Q}_4 - \dot{Q}_{11}) \quad 2.27$$

Sistemin 2. Yasa verimi Eşitlik 2.28'de verilen ifade ile hesaplanır.

$$\dot{C}_{\text{ç}} = \frac{\dot{C}_{\text{ç}}}{\dot{C}_{\text{ç}}} = \frac{\left(\frac{L_0}{\dot{C}_{\text{ç}}} - 1\right) \cdot \dot{C}_{\text{ç}}}{\dot{C}_{\text{ç}} + \dot{C}_{\text{ç}} - \dot{C}_{\text{ç}}} \quad 2.28$$

2.4. Kaskad Sistem Maliyet Analizi

Tasarımı yapılan sistemler için maliyet analizlerinde, yatırım maliyetleri, çalışma maliyetleri ile birlikte onarım ve emisyon etkilerinden dolayı çevresel maliyetler de dikkate alınmıştır. Kaskad sistemin toplam maliyet değeri, yatırım ve bakım maliyetleri ($\sum Z_k$), işletme maliyeti ($C_{\text{işl}}$) ve emisyonlardan dolayı ceza maliyetinden ($C_{\text{çevre}}$) oluşmaktadır. Toplam maliyet değeri Eşitlik 2.29 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{C}_{\text{ç}} = \dot{C}_{\text{ç}} + \dot{C}_{\text{ç}} + \dot{C}_{\text{ç}} \quad 2.29$$

Sistemi oluşturan tüm sistem elemanların yatırım maliyetleri aşağıdaki eşitlik kullanılarak belirlenmiştir [63].

$$C_E = C_B (K/K_B)^M * (CEPCI_{2021}/CEPCI_{2000}) \quad 2.30$$

Burada K_B belirlenen temel maliyete göre elemanın kapasitesi, K gerçek elemanın kapasitesi, C_B elemanın K_B kapasitesine karşılık temel maliyeti, C_E elemanın gerçek başlangıç maliyeti, M eleman tipine göre belirlenmiş sabit katsayı, CEPCI maliyet analizinin yapıldığı yıla göre fiyat düzeltmesi yapmak için kullanılan bir faktörü göstermektedir. $CEPCI_{2021}$ ve $CEPCI_{2000}$ sırasıyla 750 ve 394.1 değerlerindedir [64]. Çizelge 2.2'de sistem elemanlarının yatırım maliyetlerini hesaplamak için temel değerler verilmiştir.

Çizelge 2.2. Sistem elemanları yatırım maliyetleri için temel değerler

Sistem Elemanı	Kapasite Ölçüsü	Temel Ölçü	Temel Maliyet	M
Buharlaştırıcı	Isı Transfer Alanı, m ²	1	1397	0,795
DŞÇ Kompresör	Güç, kW	250	9,84x10 ⁴	0,46
Kaskad Isı Değiştirici	Isı Transfer Alanı, m ²	1	1397	0,795
YŞÇ Kompresör	Güç, kW	250	9,84x10 ⁴	0,46
Gaz Soğutucu	Isı Transfer Alanı, m ²	1	403,14	0,737
Ara Isı Değiştirici	Isı Transfer Alanı, m ²	1	1397	0,795

Eşitlik 2.30 kullanılarak kaskad soğutma sistemini oluşturan tüm elemanlar için yatırım maliyetleri aşağıda verilen bağıntılar ile hesaplanmıştır [37,65–67].

$$C_{\text{ç}} = 8196,08 \cdot C_{\text{ç}}^{0,40} \quad 2.31$$

$$C_{\text{ç}} = 1372 \cdot C_{\text{ç}}^{0,795} \quad 2.32$$

$$C_{\text{ç}} = 114,5 \cdot C_{\text{ç}} \quad 2.33$$

$$C_{\text{ç}} = 1372 \cdot C_{\text{ç}}^{0,795} \quad 2.34$$

$$C_{\text{ç}} = 1,5 \cdot (225 + 170 \cdot C_{\text{ç}}) \quad 2.35$$

$$C_{\text{ç}} = 403,14 \cdot C_{\text{ç}}^{0,737} \quad 2.36$$

$$C_{\text{ç}} = 7761,44 \cdot C_{\text{ç}}^{0,46} \quad 2.37$$

Anapara geri kazanım faktörü Eşitlik 2.38 kullanılarak hesaplanır. Burada i ; faiz oranı %15, n ; sistem elemanlarının servis ömrü 10 yıl olarak kabul edilmiştir [68].

$$F = \frac{((1+i)^n - 1)}{i} \quad 2.38$$

Sistem elemanı yatırım maliyetini birim zamanda maliyete dönüştürmek için Eşitlik 2.39 kullanılmıştır. Burada N ; yıl boyunca çalışma saati ve k ; bakım maliyet faktörü sırasıyla 7000 h ve 1.06 olarak kabul edilmiştir.

$$C_{\text{ç}} = \frac{C_{\text{ç}} \cdot N \cdot k}{C_{\text{ç}}} \quad 2.39$$

Kaskad soğutma sistemi için tüm sistem elemanlarının yatırım ve bakım maliyetleri Eşitlik 2.40'da verilen denklem ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{\text{soğutma}} = \dot{Q}_{\text{soğutma, ç}} + \dot{Q}_{\text{soğutma, su}} + \dot{Q}_{\text{soğutma, h}} + \dot{Q}_{\text{soğutma, t}} + \dot{Q}_{\text{soğutma, s}} + \dot{Q}_{\text{soğutma, ç}} \quad 2.40$$

Sistemde yer alan kompresörlerin elektrik tüketiminden kaynaklı işletme maliyeti Eşitlik 2.41’de verilen bağıntı ile hesaplanmıştır. Burada C_{elek} ; elektriğin birim fiyatı 0.062 US \$/kWh olarak kabul edilmiştir. Yüksek sıcaklık çevrimi gaz soğutucuda kullanılan su ile soğutma işleminin maliyeti de dikkate alınmıştır. Burada 15 °C sıcaklıkta şebekeden alınan su için sadece suyun kullanım fiyatının hesaplanması yeterli olacaktır. Soğutma suyu için kullanım maliyeti 0.35 \$/GJ olarak kabul edilmiştir [37].

$$\dot{Q}_{\text{ç}} = (\dot{Q}_{\text{soğutma, ç}} + \dot{Q}_{\text{soğutma, ç}} - \dot{Q}_{\text{soğutma}}) \cdot \eta_{\text{soğutma}} + c_{\text{ss}} \cdot (\dot{Q}_{\text{soğutma}}) \cdot 3600 \quad 2.41$$

Çevresel faktörler açısından küresel ısınma durumu dikkate alındığında CO₂ emisyon miktarı oldukça önemli bir faktör olarak bu çalışmada değerlendirilmiş olup, Eşitlik 2.42 ile emisyon miktarı hesaplanmıştır. Burada η_{CO_2} ; elektrik emisyon dönüşüm faktörü 0,968 kg/kWh olarak kabul edilmiştir [69].

$$\eta_{\text{CO}_2} = \frac{(\eta_{\text{CO}_2} \cdot \text{elektrik emisyon dönüşüm faktörü})}{\eta_{\text{CO}_2}} \quad 2.42$$

Buradan çevresel etkilerden dolayı ortaya çıkan maliyet Eşitlik 2.43’de verilen denklem ile hesaplanmıştır. Burada C_{CO_2} ; karbondioksit emisyonundan dolayı ortaya çıkan maliyet 0.09 US \$/kgCO₂ olarak kabul edilmiştir [29].

$$\dot{Q}_{\text{ç CO}_2} = \dot{Q}_{\text{CO}_2} \cdot \eta_{\text{CO}_2} \quad 2.43$$

2.5. Kaskad Sistemlerin Parametrik Analizleri

Tasarımı yapılan sistemlerde belirlenen değişken parametrelerin sistem performansına ve II. yasa verimine etkisini hesaplamak için parametrik analiz yapılmıştır. Düşük sıcaklık çevrimi yoğunlaştırıcı çıkış, yüksek sıcaklık çevrimi kaskad ısı değiştirici çıkış, yüksek sıcaklık çevrimi genleştirici eleman çıkış sıcaklıkları ve yüksek sıcaklık çevrimi ısı değiştirici çalışma basıncı olmak üzere dört değişken belirlenmiştir. Tasarımı yapılan her sistem için parametrik analiz değişkenleri Çizelge 2.3, 2.4, 2.5

ve 2.6’da verilmiştir. Parametrik analizler, başlangıçta yapılan enerji ve ekserji analizleri sonucunda seçilen akışkan çift için yapılacaktır. Kompresör ve genişletirici elemanlar için izantropik verimler seçilen akışkanların analizlerdeki sıkıştırma oranlarına göre literatürdeki deneysel çalışma verilerine göre belirlenecektir [70,71]. Farklı modeller için sistem tasarımlarının farklı olması sebebiyle bazı parametrik analiz değişkenlerinin değerleri farklı seçilmiştir.

Çizelge 2.3. Parametrik analizler için değişken parametrelerin değerleri (1. Model)

Tasarım Parametreleri						
Değişken Parametreler				Sabit Parametreler		
T_2 (°C) ($T_2-T_9=3$) ($T_5=-20$ °C)	T_9 (°C) ($T_2=-30$ °C) ($T_5=-20$ °C)	T_5 (°C) ($T_2=-30$ °C) ($T_9=-43$ °C)	$P_5=P_9$ (bar) ($T_2=-30$ °C) ($T_9=-43$ °C)	Soğutma Yükü (kW)	T_7 (°C)	Soğutma Sıcaklığı (°C)
-30	-33	-10	1,1	1	20	-80
-35	-38	-5	1,2			
-40	-43	0	1,3			
		5	1,4			

Çizelge 2.4. Parametrik analizler için değişken parametrelerin değerleri (2. Model)

Tasarım Parametreleri						
Değişken Parametreler				Sabit Parametreler		
T_2 (°C) ($T_2-T_9=3$) ($T_5=-20$ °C)	T_9 (°C) ($T_2=-30$ °C) ($T_5=-20$ °C)	T_5 (°C) ($T_2=-30$ °C) ($T_9=-43$ °C)	$P_5=P_9$ (bar) ($T_2=-30$ °C) ($T_9=-43$ °C)	Soğutma Yükü (kW)	T_7 (°C)	Soğutma Sıcaklığı (°C)
-30	-33	-5	1,1	1	20	-80
-35	-38	0	1,2			
-40	-43	5	1,3			
		10	1,4			
		15	1,4			

Çizelge 2.5. Parametrik analizler için değişken parametrelerin değerleri (3. Model)

Tasarım Parametreleri						
Değişken Parametreler				Sabit Parametreler		
T_2 (°C) ($T_2-T_9=3$) ($T_5=-20$ °C)	T_9 (°C) ($T_2=-30$ °C) ($T_5=-20$ °C)	T_5 (°C) ($T_2=-30$ °C) ($T_9=-43$ °C)	$P_5=P_9$ (bar) ($T_2=-30$ °C) ($T_9=-43$ °C)	Soğutma Yükü (kW)	T_7 (°C)	Soğutma Sıcaklığı (°C)
-30	-33	-20	1,1	1	20	-80
-35	-38	-15	1,2			
-40	-43	-10	1,3			
		-5	1,4			
			1,5			

Çizelge 2.6. Parametrik analizler için değişken parametrelerin değerleri (4. Model)

Tasarım Parametreleri						
Değişken Parametreler				Sabit Parametreler		
T_2 (°C) ($T_2-T_9=3$) ($T_5=-20$ °C)	T_9 (°C) ($T_2=-30$ °C) ($T_5=-20$ °C)	T_5 (°C) ($T_2=-30$ °C) ($T_9=-43$ °C)	$P_5=P_9$ (bar) ($T_2=-30$ °C) ($T_9=-43$ °C)	Soğutma Yükü (kW)	T_7 (°C)	Soğutma Sıcaklığı (°C)
-30	-33	-20	1,1	1	20	-80
-35	-38	-15	1,2			
-40	-43	-10	1,3			
		-5	1,4			
			1,5			

2.6. Çoklu-Amaç Optimizasyonu

Seçilen model için tasarım kriterlerinin farklı değerlerinde enerji, ekserji ve maliyet analizleri yapılmıştır. Elde edilen bulguların sonuçlarına göre belirlenen hedefler doğrultusunda optimum çalışma şartları belirlenmiştir. Optimizasyon çalışmasında seçilen hedef parametreler maliyet ve yok olan ekserji değeri olmak üzere iki tanedir. İki parametre için çoklu optimizasyon yöntemi uygulanmıştır. Çoklu-amaç optimizasyonu, farklı parametreler ile optimum şartların bulunmasında kullanılan etkili bir yöntemdir.

Literatürde soğutma sistemleri ile ilgili yapılan çalışmalarda genellikle çözüm havuzundaki sonuçlar arasında en iyi şartların belirlenmesinde TOPSIS metodu kullanılmıştır [22,29,37,60,72,73]. Çoklu-amaç optimizasyon yöntemlerinde kullanılan TOPSIS metodu çalışma kapsamında kullanılmıştır. Bu yöntem alternatif sonuçların değerlendirilmesinde pozitif ideal çözüm ve negatif ideal çözüm olmak üzere iki temel noktaya dayanır. Pozitif ideal çözüm maliyeti minimum yaparak, fayda parametresini maksimum, negatif ideal çözüm maliyeti maksimum yaparak, fayda ölçütünü minimum yapmaktadır. Negatif ve pozitif ideal çözümleri yakınlık ve uzaklık durumlarına göre seçim yapılmasını sağlamaktadır. TOPSIS yönteminin uygulanması için oluşturulan algoritma Şekil 2.10'da verilmiştir.



Şekil 2.10. TOPSIS yöntemi algoritması

TOPSIS yönteminin uygulanması için kullanılan eşitlikler her bir adım için sırasıyla verilmiştir. Karar matrisinin normalize edilmesi için Eşitlik 2.44 kullanılmıştır. Burada F_{ij} optimizasyon için seçilen hedef parametre değerlerini göstermektedir.

$$\bar{r}_{ij} = \frac{r_{ij}}{\sqrt{\sum_{j=1}^n r_{ij}^2}} \quad 2.44$$

Normalize edilen matris içerisindeki en iyi ve en kötü değerlerin belirlenmesinden sonra bu çözümlere uzaklıkların belirlenmesi Eşitlik 2.45 ve 2.46 kullanılarak yapılmıştır. Burada S_i^+ ve S_i^- sırasıyla pozitif ve negatif ideal çözümlere uzaklık değerleridir.

$$S_i^+ = \sqrt{\sum_{j=1}^n (r_{ij} - r_j^+)^2} \quad 2.45$$

$$\sigma_i^- = \sqrt{\sum_{j=1}^n (\sigma_{ij}^+ - \sigma_i^-)^2} \quad 2.46$$

İdeal çözüme en yakın sonucun belirlenmesi için yakınlık katsayısı Eşitlik 2.47 kullanılarak hesaplanmıştır. Burada YK, ideal çözüme yakınlık katsayısı olup sonuçların bu değere göre sıralaması yapılarak optimum sonucun seçimi yapılır.

$$YK_i = \frac{\sigma_i^+}{\sigma_i^+ + \sigma_i^-} \quad 2.47$$

3. ARAŞTIRMA BULGULARI

Ultra düşük sıcaklıkta (-80 °C) çalışan kaskad sistem tasarımları için üç aşamalı bir çalışma yapılmıştır. İlk olarak kaskad sistem tasarımları için seçilen akışkan çiftleri için yapılan kabuller doğrultusunda enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Enerji ve ekserji analizlerine göre akışkan çifti belirlenmiştir. İkinci olarak seçilen akışkan çifti için farklı parametrelerin sistem performansına etkisini belirlemek için parametrik analizler yapılmıştır. Üçüncü olarak parametrik analiz değişkenlerinin farklı değerleri için enerji, ekserji ve maliyet analizleri yapılarak optimizasyon çalışması yapılmıştır.

3.1. Soğutucu Akışkan Çiftleri için Termodinamik Analizler

Çalışma kapsamında, düşük sıcaklık çevriminde R170, R1150, R23 ve R508B, yüksek sıcaklık çevriminde R410A, R32, R1270, R744 ve R290 akışkanları için oluşturulan sistem tasarımlarında termodinamik analizler EES paket programı aracılığıyla yapılmıştır. Her sistem tasarımı için 20 analiz, toplamda 80 analiz yapılmıştır. Analiz sonuçlarında, sistem elemanlarının enerji tüketim değerleri, sistem performansı, 2. yasa verimi, sıkıştırma oranları ve çevrim debi oranları dikkate alınan parametrelerdir. Her model tasarım için Çizelge 3.1, 3.2, 3.3 ve 3.4'de analiz sonuçları verilmiştir.

Çizelge 3.1. Akışkan çiftleri için termodinamik analiz sonuçları (1. Model)

Akışkan Çifti	DSK Güç (kW)	YSK Güç (kW)	Sıkıştırma Oranları	Çevrim Debi Oranı	II. Yasa Verimi	COP
R410A/R23	0,4258	7,58	4,88/8,90	20,79	0,1277	0,2729
R32/R23	0,4258	7,87	3,42/8,90	19,66	0,124	0,2649
R744/R23	0,4258	8,81	3,02/8,90	20,28	0,1127	0,2408
R1270/R23	0,4258	7,78	5,35/8,90	11,77	0,1251	0,2673
R290/R23	0,4258	8,08	6,15/8,90	11,96	0,1218	0,2603
R410A/R508B	0,441	7,66	4,88/7,53	12,42	0,126	0,2692
R32/R508B	0,441	7,95	3,42/7,53	11,75	0,1223	0,2614
R744/R508B	0,441	8,91	3,02/7,53	12,11	0,1112	0,2377
R1270/R508B	0,441	7,86	5,35/7,53	7,03	0,1234	0,2637
R290/R508B	0,441	8,16	6,15/7,53	7,15	0,1202	0,2569

Çizelge 3.1. (Devamı)

R410A/R170	0,4173	7,54	4,88/6,76	41,59	0,1287	0,275
R32/R170	0,4173	7,82	3,42/6,76	39,33	0,1249	0,267
R744/R170	0,4173	8,76	3,02/6,76	40,56	0,1135	0,2426
R1270/R170	0,4173	7,73	5,35/6,76	23,54	0,126	0,2693
R290/R170	0,4173	8,03	6,15/6,76	23,93	0,1228	0,2623
R410A/R1150	0,4484	7,7	4,88/5,68	38,01	0,1252	0,2675
R32/R1150	0,4484	7,99	3,42/5,68	35,94	0,1216	0,2598
R744/R1150	0,4484	8,95	3,02/5,68	37,07	0,1105	0,2362
R1270/R1150	0,4484	7,9	5,35/5,68	21,52	0,1226	0,262
R290/R1150	0,4484	8,2	6,15/5,68	21,87	0,1194	0,2552

Çizelge 3.1 incelendiğinde, sistem performansı için en yüksek R410A/R170, en düşük R744/R1150 akışkan çifti için elde edilmiştir. En yüksek ve en düşük değer arasındaki fark yaklaşık olarak %16,4'tür. R410A/R23, R1270/R23 ve R1270/R23 akışkanları ise yaklaşık olarak %1-2,8 arasında fark ile sistem performansı açısından en yüksek değere yakındır. Düşük sıcaklık çevrimi kompresörü enerji tüketimi açısından R410A/R170 ile R744/R1150 arasındaki fark yaklaşık olarak %7,5'tir. Yüksek sıcaklık kompresörü enerji tüketimi arasındaki fark yaklaşık olarak %18,7'dir.

Çizelge 3.2. Akışkan çiftleri için termodinamik analiz sonuçları (2. Model)

Akışkan Çifti	DSK Güç (kW)	YSK Güç (kW)	Sıkıştırma Oranları	Çevrim Debi Oranı	II. Yasa Verimi	COP
R410A/R23	0,4507	7,712	4,88/8,90	24,48	0,1249	0,2670
R32/R23	0,4507	8,001	3,42/8,90	23,15	0,1213	0,2592
R744/R23	0,4507	8,968	3,02/8,90	23,87	0,1103	0,2357
R1270/R23	0,4507	7,913	5,35/8,90	13,86	0,1224	0,2615
R290/R23	0,4507	8,217	6,15/8,90	14,08	0,1192	0,2547
R410A/R508B	0,4355	7,632	4,88/7,53	15,61	0,1226	0,2705
R32/R508B	0,4355	7,918	3,42/7,53	14,76	0,1229	0,2627
R744/R508B	0,4355	8,874	3,02/7,53	15,23	0,1117	0,2388
R1270/R508B	0,4355	7,831	5,35/7,53	8,84	0,1240	0,2650
R290/R508B	0,4355	8,132	6,15/7,53	8,983	0,1208	0,2581
R410A/R170	0,4336	7,621	4,88/6,76	49,45	0,1268	0,2710
R32/R170	0,4336	7,907	3,42/6,76	46,76	0,1231	0,2631
R744/R170	0,4336	8,862	3,02/6,76	48,23	0,1119	0,2392
R1270/R170	0,4336	7,82	5,35/6,76	27,99	0,1242	0,2654
R290/R170	0,4336	8,121	6,15/6,76	28,45	0,1210	0,2586
R410A/R1150	0,4705	7,818	4,88/5,68	45,66	0,1228	0,2624

Çizelge 3.2. (Devamı)

R32/R1150	0,4705	8,111	3,42/5,68	43,17	0,1193	0,2548
R744/R1150	0,4705	9,09	3,02/5,68	44,53	0,1085	0,2318
R1270/R1150	0,4705	8,02	5,35/5,68	25,84	0,1203	0,2570
R290/R1150	0,4705	8,33	6,15/5,68	26,27	0,1172	0,2504

Çizelge 3.2 incelendiğinde, sistem performansı için en yüksek R410A/R170, en düşük R744/R1150 akışkan çifti için elde edilmiştir. En yüksek ve en düşük değer arasındaki fark yaklaşık olarak %16,9'dur. R410A/R23, R1270/R23 ve R1270/R23 akışkanları ise yaklaşık olarak %1-3,5 arasında fark ile sistem performansı açısından en yüksek değere yakındır. Düşük sıcaklık çevrimi kompresörü enerji tüketimi açısından R410A/R170 ile R744/R1150 arasındaki fark yaklaşık olarak %8,5'dir. Yüksek sıcaklık kompresörü enerji tüketimi arasındaki fark %19,3'dür.

Çizelge 3.3. Akışkan çiftleri için termodinamik analiz sonuçları (3. Model)

Akışkan Çifti	DSK Güç (kW)	YSK Güç (kW)	Sıkıştırma Oranları	Çevrim Debi Oranı	II. Yasa Verimi	COP
R410A/R23	0,4258	3,78	2,1/8,90	20,64	0,2079	0,4443
R32/R23	0,4258	3,82	1,76/8,90	19,65	0,2060	0,4403
R744/R23	0,4258	4,10	1,64/8,90	20,19	0,1964	0,4197
R1270/R23	0,4258	3,87	2,18/8,90	11,76	0,2048	0,4377
R290/R23	0,4258	3,89	2,35/8,90	11,32	0,2041	0,4362
R410A/R508B	0,4410	3,82	2,1/7,53	12,33	0,2048	0,4376
R32/R508B	0,4410	3,86	1,76/7,53	11,74	0,2029	0,4336
R744/R508B	0,4410	4,14	1,64/7,53	12,06	0,1935	0,4134
R1270/R508B	0,4410	3,91	2,18/7,53	7,03	0,2017	0,4311
R290/R508B	0,4410	3,93	2,35/7,53	7,33	0,2010	0,4296
R410A/R170	0,4173	3,75	2,1/6,76	41,3	0,2097	0,4482
R32/R170	0,4173	3,8	1,76/6,76	39,32	0,2078	0,4441
R744/R170	0,4173	4,07	1,64/6,76	40,39	0,1981	0,4233
R1270/R170	0,4173	3,85	2,18/6,76	23,53	0,2066	0,4415
R290/R170	0,4173	3,87	2,35/6,76	22,65	0,2059	0,4400
R410A/R1150	0,4484	3,84	2,1/5,68	37,75	0,2033	0,4344
R32/R1150	0,4484	3,88	1,76/5,68	35,94	0,2014	0,4305
R744/R1150	0,4484	4,16	1,64/5,68	36,92	0,1921	0,4104
R1270/R1150	0,4484	3,93	2,18/5,68	21,5	0,2003	0,4280
R290/R1150	0,4484	3,95	2,35/5,68	20,7	0,1996	0,4265

Çizelge 3.3 incelendiğinde, sistem performansı için en yüksek R410A/R170, en düşük

R744/R1150 akışkan çifti için elde edilmiştir. En yüksek ve en düşük değer arasındaki fark yaklaşık olarak %9,2'dir. R410A/R23, R1270/R23 ve R1270/R23 akışkanları ise yaklaşık olarak %1-2,3 arasında fark ile sistem performansı açısından en yüksek değere yakındır. Düşük sıcaklık çevrimi kompresörü enerji tüketimi açısından R410A/R170 ile R744/R1150 arasındaki fark yaklaşık olarak %7,45'dir. Yüksek sıcaklık kompresörü enerji tüketimi arasındaki fark yaklaşık olarak %10,9'dur.

Çizelge 3.4. Akışkan çiftleri için termodinamik analiz sonuçları (4. Model)

Akışkan Çifti	DSK Güç (kW)	YSK Güç (kW)	Sıkıştırma Oranları	Çevrim Debi Oranı	II. Yasa Verimi	COP
R410A/R23	0,4507	3,84	2,1/8,90	24,31	0,2028	0,4334
R32/R23	0,4507	3,89	1,76/8,90	23,14	0,2010	0,4295
R744/R23	0,4507	4,17	1,64/8,90	23,77	0,1917	0,4095
R1270/R23	0,4507	3,94	2,18/8,90	13,85	0,1998	0,4270
R290/R23	0,4507	3,96	2,35/8,90	13,33	0,1991	0,4255
R410A/R508B	0,4355	3,80	2,1/7,53	15,5	0,2059	0,4399
R32/R508B	0,4355	3,85	1,76/7,53	14,76	0,2040	0,4360
R744/R508B	0,4355	4,13	1,64/7,53	15,16	0,1945	0,4156
R1270/R508B	0,4355	3,90	2,18/7,53	8,83	0,2028	0,4334
R290/R508B	0,4355	3,92	2,35/7,53	9,03	0,2021	0,4319
R410A/R170	0,4336	3,80	2,1/6,76	49,1	0,2063	0,4408
R32/R170	0,4336	3,84	1,76/6,76	46,75	0,2044	0,4368
R744/R170	0,4336	4,12	1,64/6,76	48,03	0,1949	0,4164
R1270/R170	0,4336	3,89	2,18/6,76	27,97	0,2032	0,4343
R290/R170	0,4336	3,91	2,35/6,76	26,92	0,2025	0,4328
R410A/R1150	0,4705	3,90	2,1/5,68	45,33	0,1989	0,4250
R32/R1150	0,4705	3,94	1,76/5,68	43,16	0,1971	0,4212
R744/R1150	0,4705	4,23	1,64/5,68	44,34	0,1880	0,4018
R1270/R1150	0,4705	3,99	2,18/5,68	25,83	0,1960	0,4188
R290/R1150	0,4705	4,01	2,35/5,68	24,86	0,1953	0,4174

Çizelge 3.4 incelendiğinde, sistem performansı için en yüksek R410A/R170, en düşük R744/R1150 akışkan çifti için elde edilmiştir. En yüksek ve en düşük değer arasındaki fark yaklaşık olarak %9,7'dir. R410A/R23, R1270/R23 ve R1270/R23 akışkanları ise yaklaşık olarak %1-3,2 arasında fark ile sistem performansı açısından en yüksek değere yakındır. Düşük sıcaklık çevrimi kompresörü enerji tüketimi açısından R410A/R170 ile R744/R1150 arasındaki fark yaklaşık olarak %8,5'dir. Yüksek sıcaklık kompresörü enerji tüketimi arasındaki fark yaklaşık olarak %11,3'dür.

Analiz sonuçları sadece farklı akışkan çiftlerinin performanslarının karşılaştırılması için dikkate alınmıştır. Tasarımı yapılan modeller için yapılan termodinamik analizlerde akışkan çiftleri arasında sistem performansı açısından çok yüksek farklar elde edilmemiştir. Tüm modeller için yüksek sıcaklık çevrimi kütle debisinin düşük sıcaklık çevrimi kütle debisine oranı açısından en düşük R1270/R508B, en yüksek R410A/R170 akışkan çifti için elde edilmiştir. Sıkıştırma oranları yüksek sıcaklık çevriminde en yüksek R290, en düşük R744, düşük sıcaklık çevriminde en yüksek R23, en düşük R1150 için elde edilmiştir.

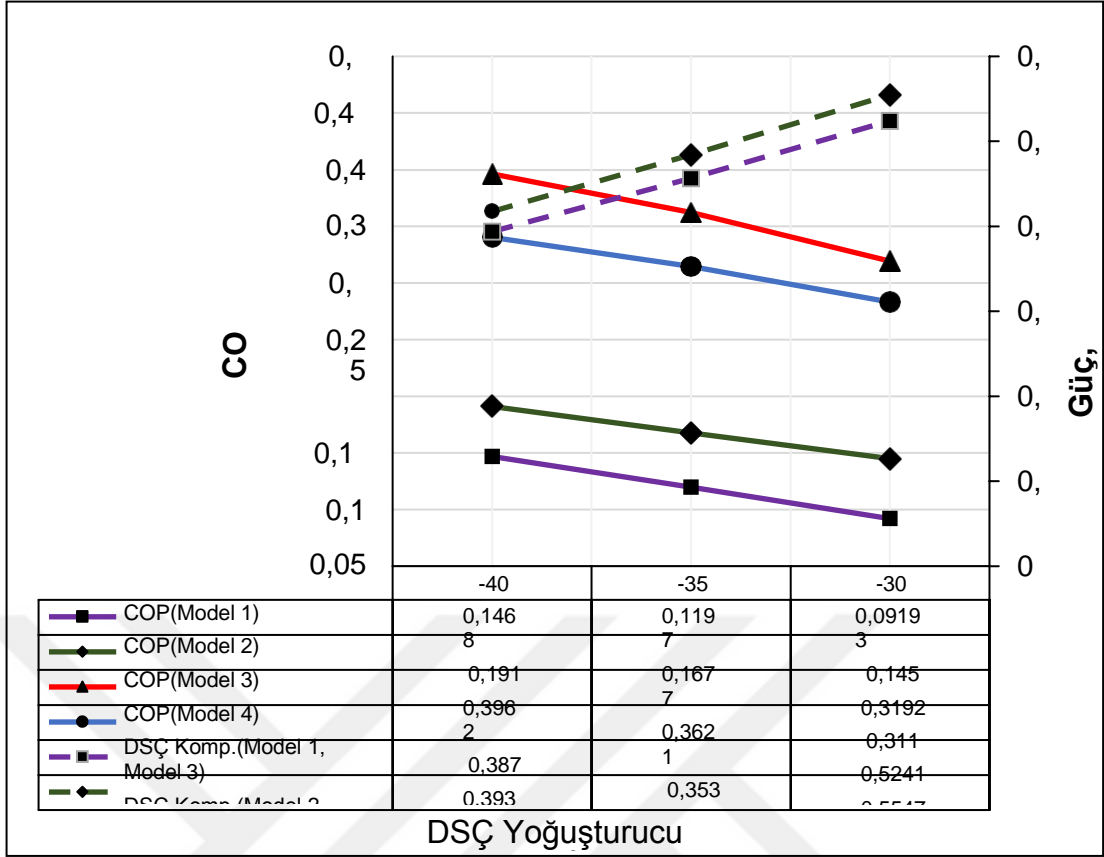
3.2. Kaskad Sistem Tasarımları için Parametrik Analizler

Yapılan tasarım kabulleri doğrultusunda termodinamik analizler sonucunda çevrim debi oranı R410A/170 için çok yüksek çıkması sebebiyle diğer analizler için R410A/R23 akışkanı seçilmiştir. Seçilen akışkan çiftlerine ait termodinamik tablo özellikleri ekler bölümünde her akışkan için verilmiştir. Her bir model için sıkıştırma oranlarına göre düşük sıcaklık çevrimi kompresörü, yüksek sıcaklık kompresörü ve genişletirici eleman için izantropik verim değeri belirlenmiştir. Çizelge 3.5’de modeller için belirlenen sistem elemanlarının izantropik verimleri verilmiştir.

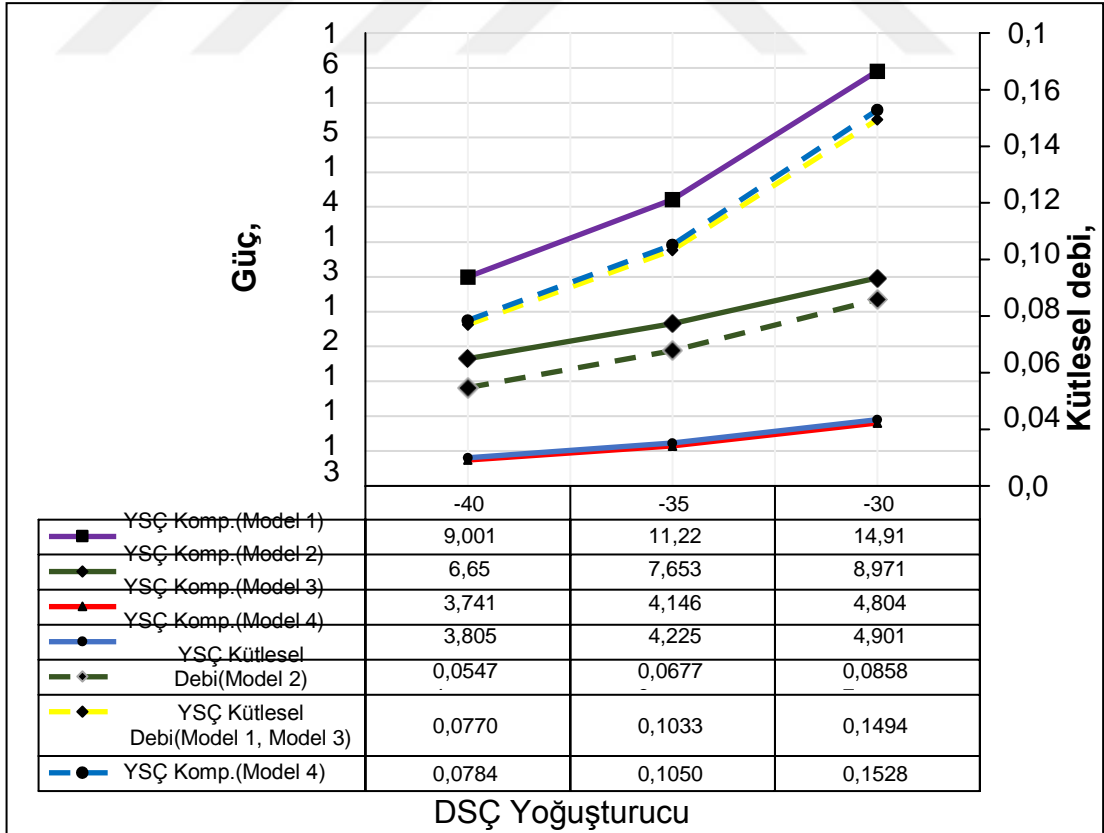
Çizelge 3.5. Seçilen akışkan çifti için modellerde kullanılan izantropik verimler

Modeller	DŞÇ Kompresör	YŞÇ Kompresör	YŞÇ Genleştirici
Model 1	0,65	0,6	0,6
Model 2	0,65	0,6	0,6
Model 3	0,65	0,75	0,75
Model 4	0,65	0,75	0,75

Analizler için belirlenen parametreler, düşük sıcaklık çevrimi yoğunlaştırıcı, yüksek sıcaklık çevrimi kaskad ısı değiştirici çıkış, genişletirici çıkış sıcaklıkları ve yüksek sıcaklık çevrimi kaskad ısı değiştirici çalışma basıncıdır. Bölüm 2.5’de belirlenen değer aralıklarına göre enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Model 1 için 14 analiz, Model 2, Model 3 ve Model 4 için 15 analiz yapılmıştır. Analizler sonucunda belirlenen tasarım parametrelerinin sistem üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca sistem performansına göre modellerin karşılaştırılması yapılmıştır.

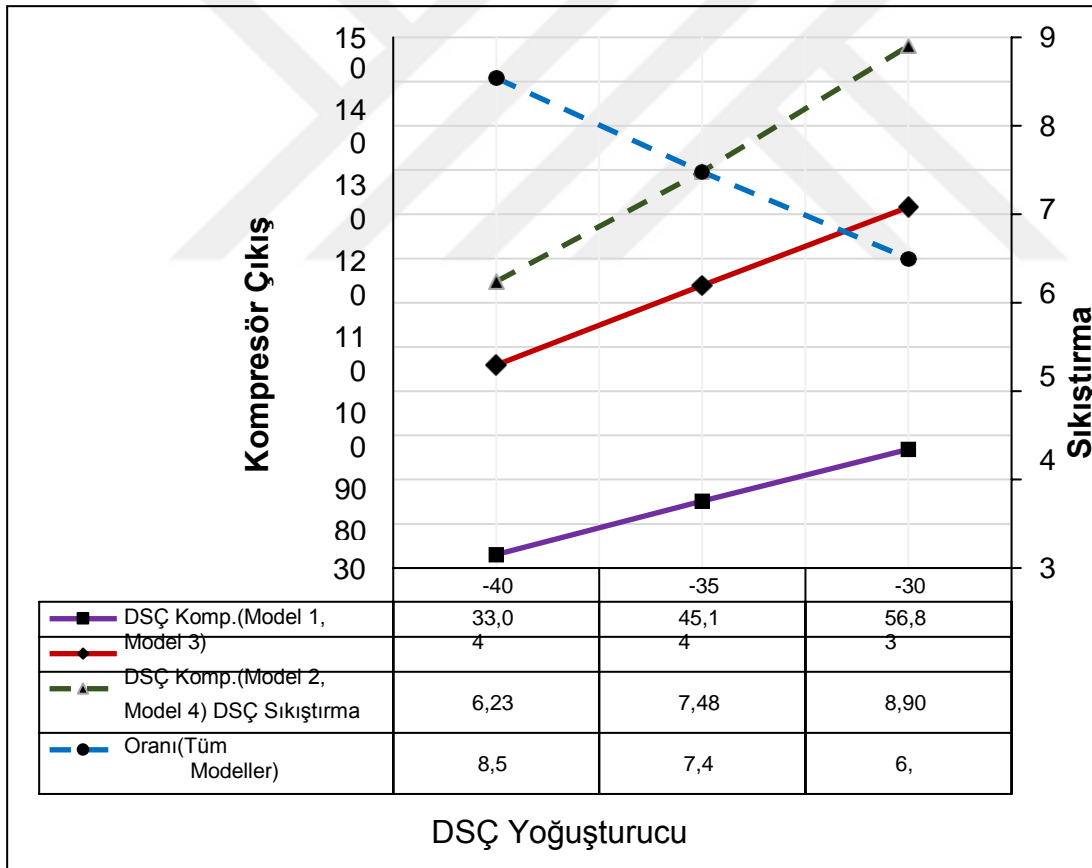


Şekil 3.1. DSC yoğuşturucu sıcaklığının sistem COP ve DSC enerji tüketimine etkisi

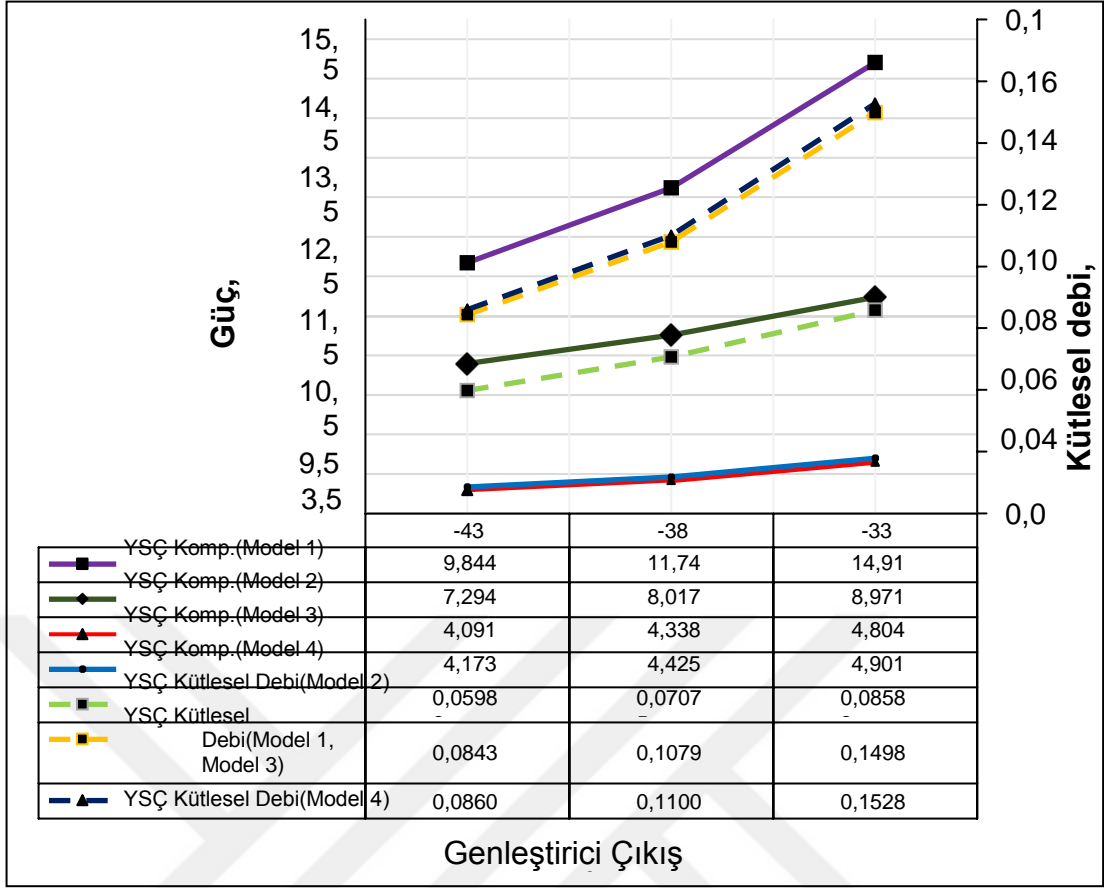


Şekil 3.2. DSC yoğuşturucu sıcaklığının enerji tüketimi ve kütle debisine etkisi

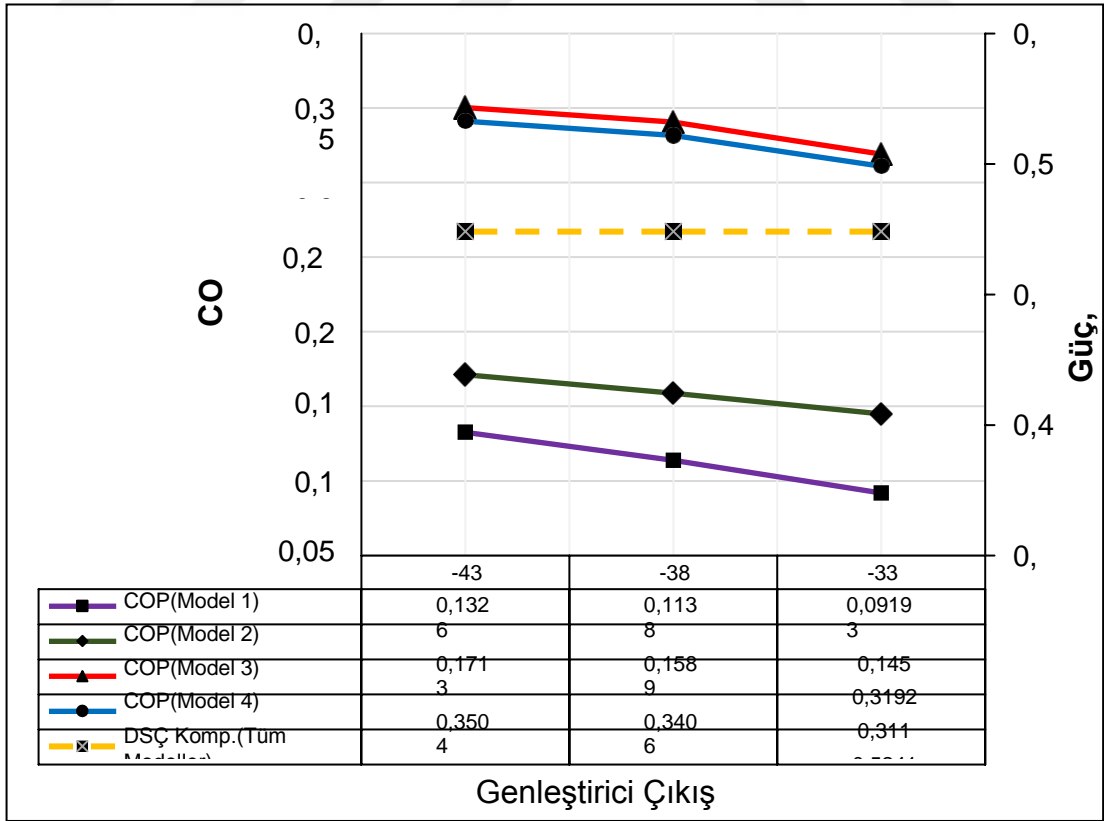
Şekil 3.1, DSÇ yoğuşturucu sıcaklığının sistem performansı ve DSÇ enerji tüketimine etkisini göstermektedir. DSÇ yoğuşturucu sıcaklığı azaldıkça enerji tüketiminin azaldığı ve sistem performansının arttığı görülmektedir ($T_5 = -20$ °C, $T_2 - T_9 = 3$). DSÇ yoğuşturucu sıcaklığının en düşük ve en yüksek değerleri arasında sistem performansında %24-%59 arasında, DSÇ enerji tüketiminde %24,8 değerinde bir fark olmuştur. Şekil 3.2 DSÇ yoğuşturucu sıcaklığının YSC kompresörünün enerji tüketimine ve YSC kütleli debisine etkisini göstermektedir. DSÇ yoğuşturucu sıcaklığı azaldıkça YSC enerji tüketimi ve YSC kütleli debi değeri azalmaktadır. DSÇ yoğuşturucu sıcaklığının en düşük ve en yüksek değerleri arasında enerji tüketimi %22-%39 arasında, kütleli debi %32-%48 arasında bir fark olmuştur. Şekil 3.3 DSÇ yoğuşturucu sıcaklığının DSÇ kompresör çıkış sıcaklığına ve sıkıştırma oranına etkisini göstermektedir. DSÇ yoğuşturucu sıcaklığı azaldıkça düşük sıcaklık çevrimi için sıkıştırma oranı ve DSÇ kompresör çıkış sıcaklığı azalmaktadır.



Şekil 3.3. DSÇ yoğuşturucu sıcaklığının DSÇ kompresör çıkış sıcaklığı ve sıkıştırma oranına etkisi

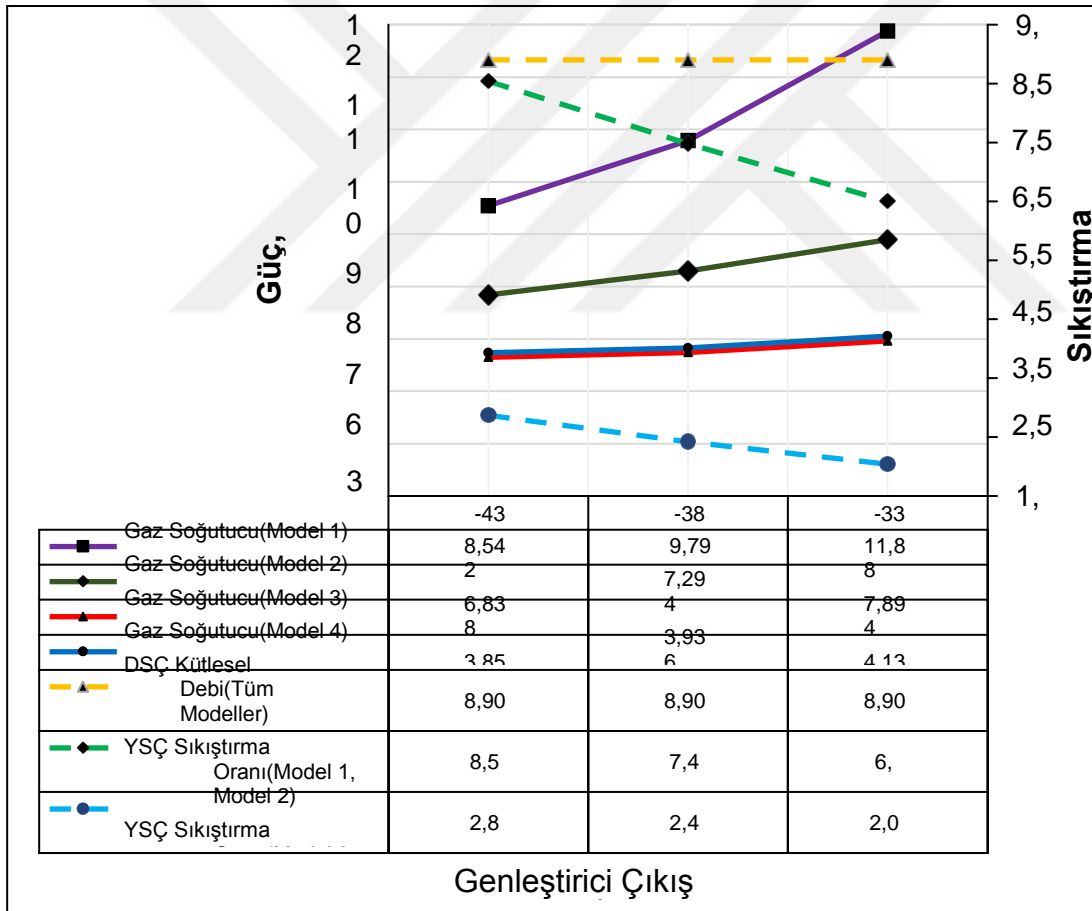


Şekil 3.4. Genleştirici çıkış sıcaklığının sistem COP ve DŞÇ enerji tüketimine etkisi

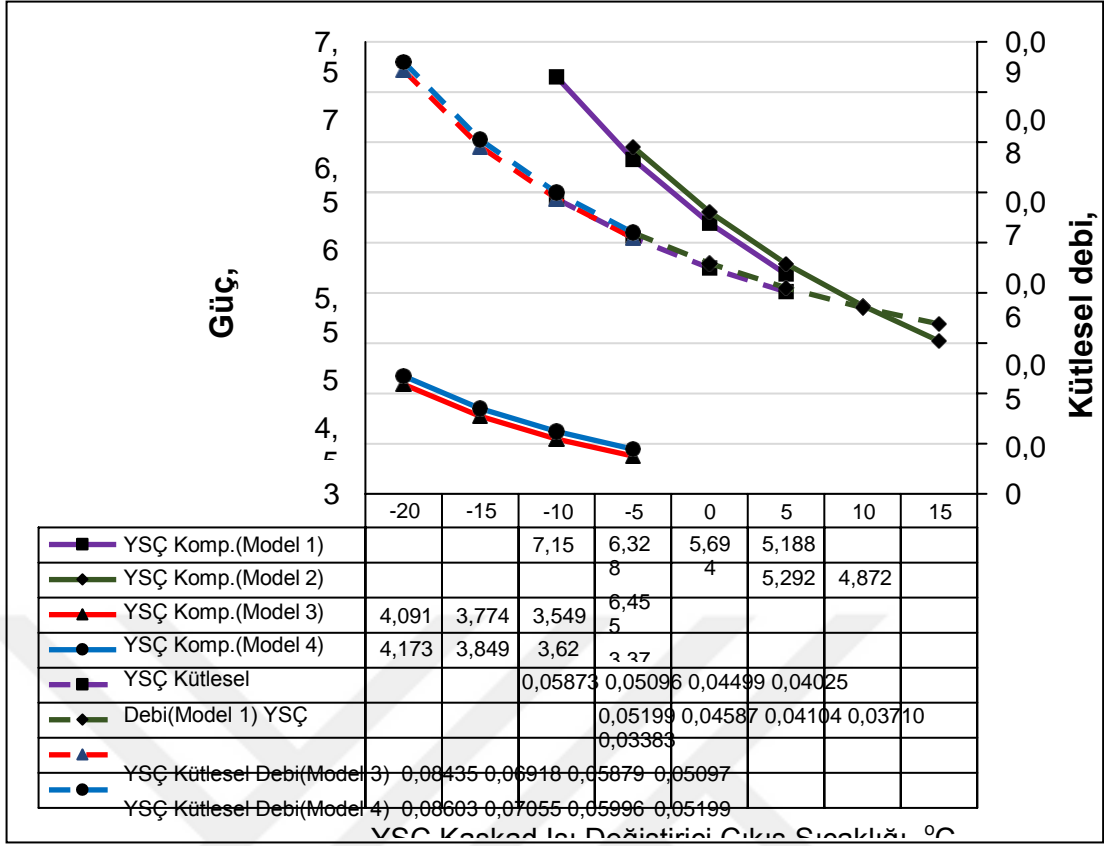


Şekil 3.5. Genleştirici çıkış sıcaklığının enerji tüketimi ve kütle debisine etkisi

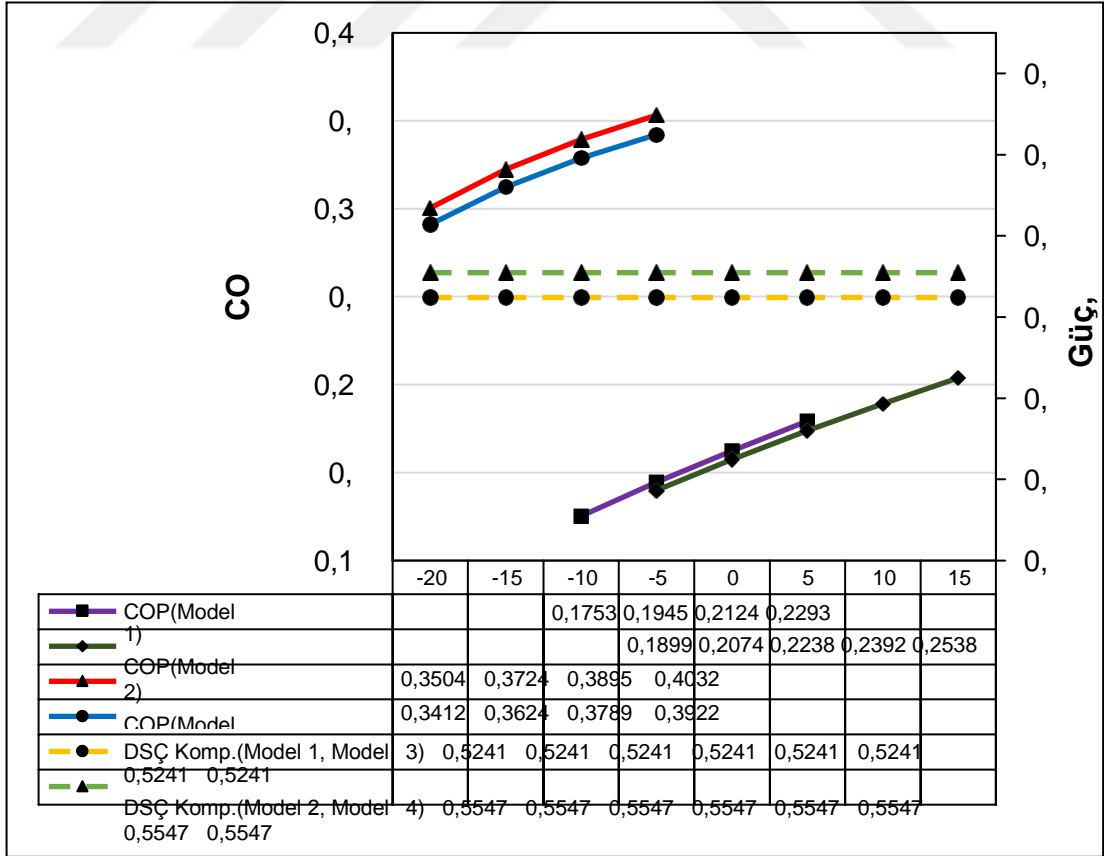
Şekil 3.4, geliştirici çıkış sıcaklığının sistem performansı ve DŞÇ enerji tüketimine etkisini göstermektedir. Geliştirici çıkış sıcaklığı azaldıkça DŞÇ enerji tüketiminin sabit kaldığı ve sistem performansının arttığı görülmektedir ($T_5 = -10\text{ }^\circ\text{C}$, $T_2 = -30\text{ }^\circ\text{C}$). Geliştirici çıkış sıcaklığının azalması ile sistem performansında tüm modeller için yaklaşık %9,7-%44,2 arasında artış olmuştur. Şekil 3.5 geliştirici çıkış sıcaklığının YŞÇ kompresörünün enerji tüketimine ve YŞÇ kütleli debisine etkisini göstermektedir. Geliştirici çıkış sıcaklığı azaldıkça YŞÇ enerji tüketimi ve YŞÇ kütleli debi değeri azalmaktadır. Geliştirici çıkış sıcaklığı azaldıkça enerji tüketimi tüm modeller için yaklaşık %14-%34 arasında, kütleli debi %30-%43 arasında azalmıştır. Şekil 3.6 Geliştirici çıkış sıcaklığının gaz soğutucu kapasitesine ve sıkıştırma oranına etkisini göstermektedir. Geliştirici çıkış sıcaklığı azaldıkça gaz soğutucu kapasitesi azalmakta ve YŞÇ sıkıştırma oranı artmaktadır.



Şekil 3.6. Geliştirici çıkış sıcaklığının gaz soğutucu kapasitesine ve sıkıştırma oranına etkisi

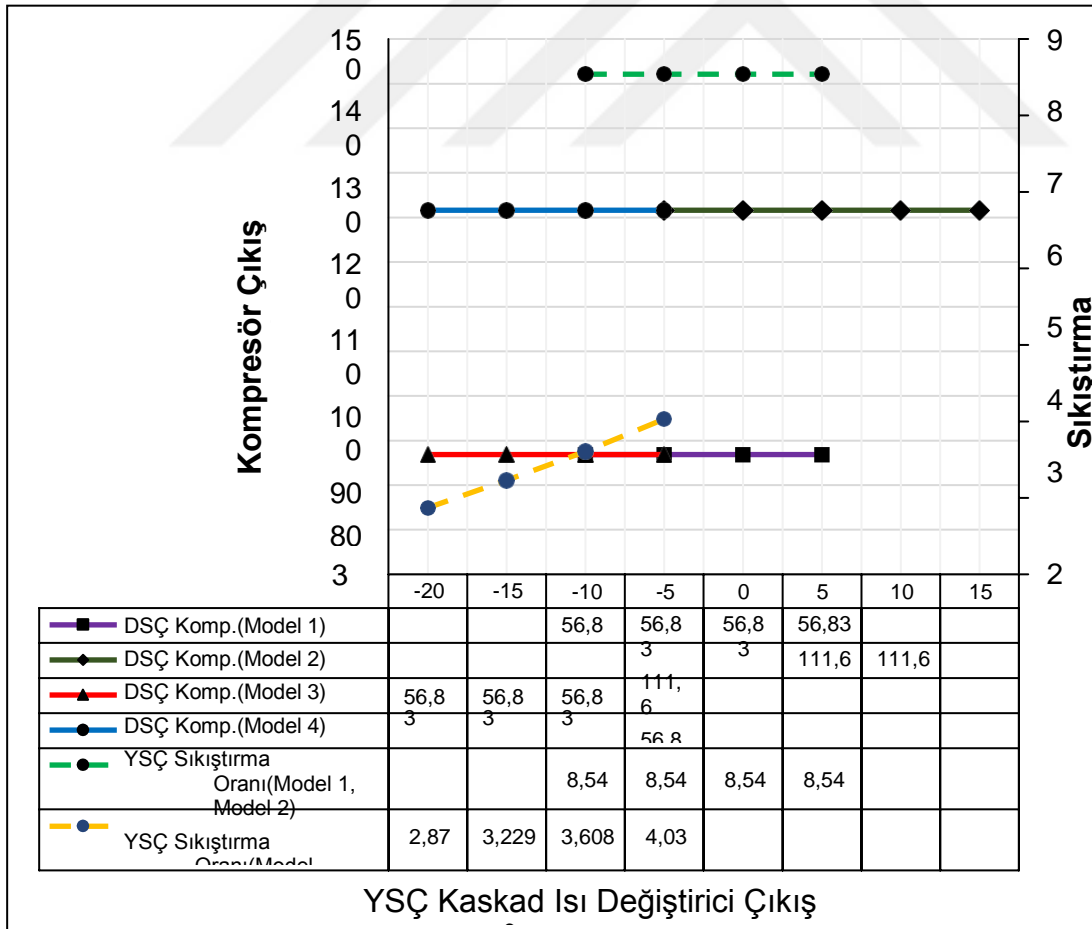


Şekil 3.7. YŞÇ Kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığının sistem COP ve DŞÇ enerji tüketimine etkisi

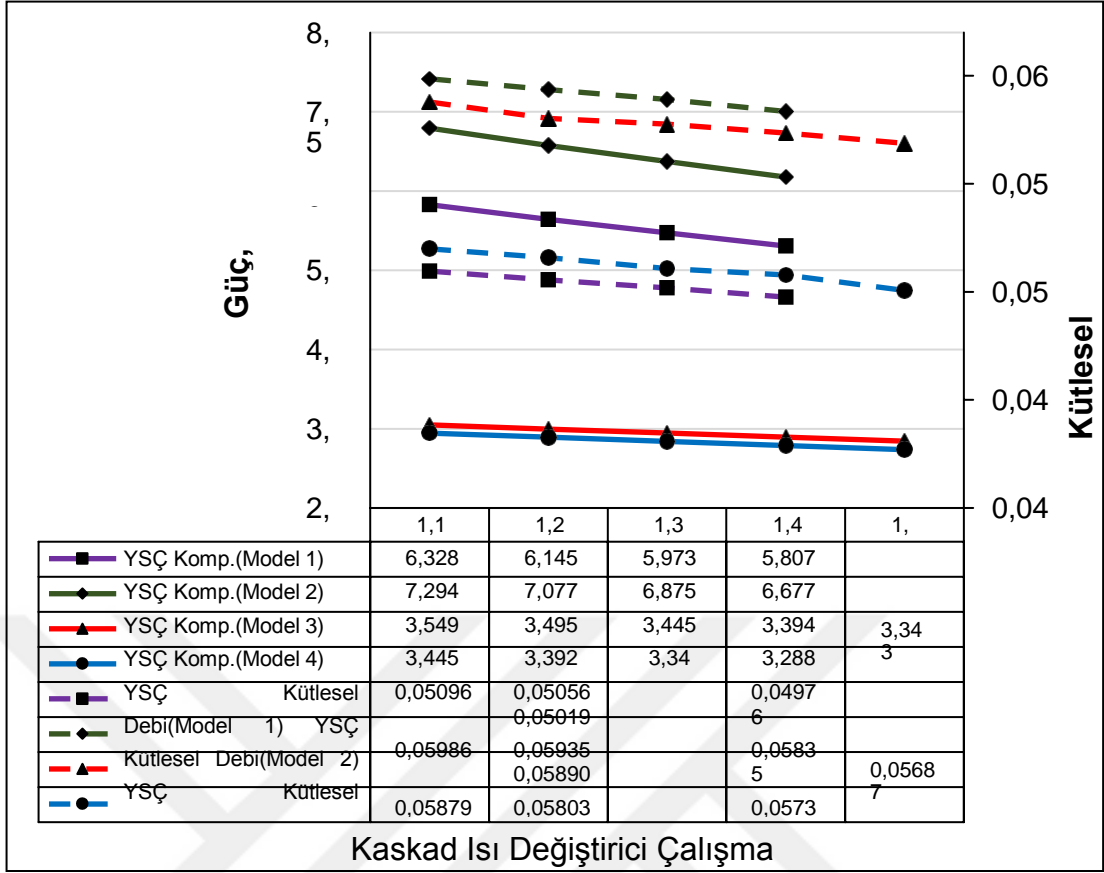


Şekil 3.8. YŞÇ Kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığının enerji tüketimi ve kütle debisine etkisi

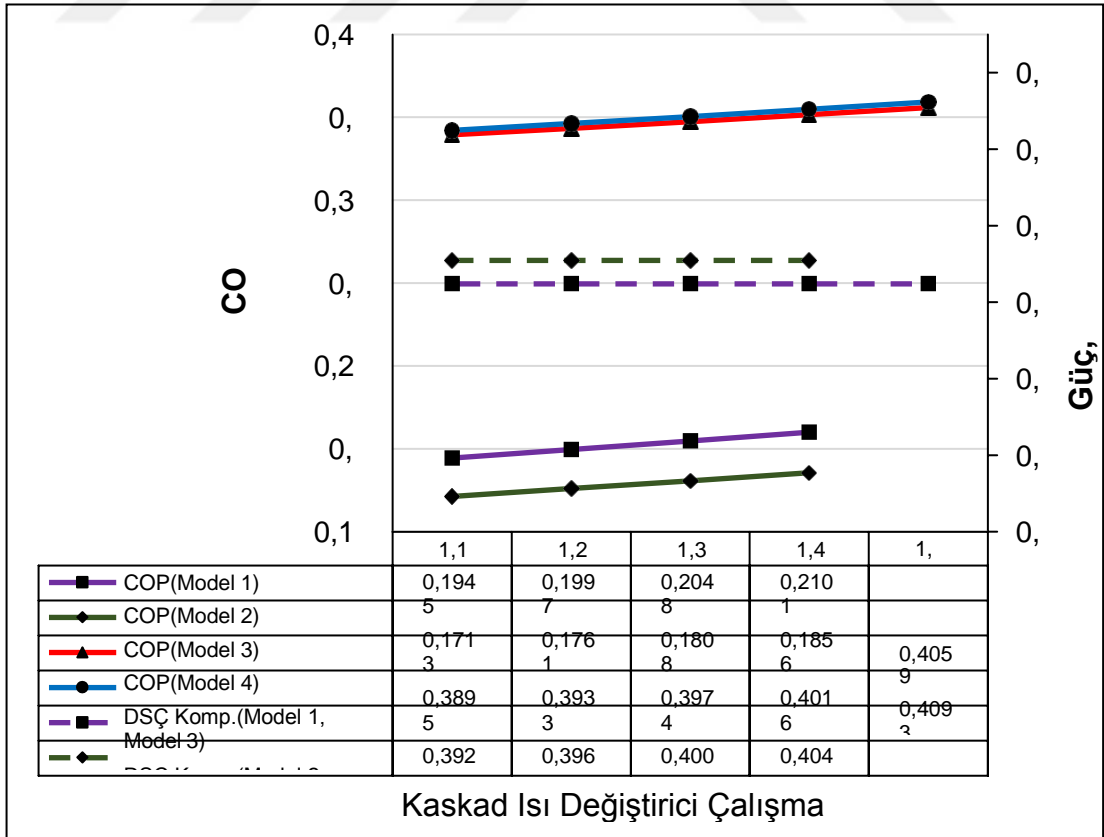
Şekil 3.7, YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığının sistem performansı ve DSC enerji tüketimine etkisini göstermektedir. YSC kaskad ısı değiştirici sıcaklığı azaldıkça DSC enerji tüketiminin sabit kaldığı ve sistem performansının azaldığı görülmektedir ($T_9 = -43\text{ }^\circ\text{C}$, $T_2 = -30\text{ }^\circ\text{C}$). YSC kaskad ısı değiştirici sıcaklığının azalması ile sistem performansında tüm modeller için yaklaşık %13-%23 arasında azalmıştır. Şekil 3.8 YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığının YSC kompresörünün enerji tüketimine ve YSC kütleli debisine etkisini göstermektedir. YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığı azaldıkça YSC enerji tüketimi ve YSC kütleli debi değeri artmaktadır. YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığı azaldıkça enerji tüketimi tüm modeller için yaklaşık %21,1-%42,7 arasında, kütleli debi %46-%65 arasında artmıştır. Şekil 3.9 YSC Kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığının kompresör çıkış sıcaklığı ve sıkıştırma oranına etkisini göstermektedir. YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığının azalması ile sıkıştırma oranlarında Model 3 ve Model 4 için bir azalma söz konusudur. YSC kaskad ısı değiştirici sıcaklığının değişmesi ile kompresör çıkış sıcaklığı sabit kalmıştır.



Şekil 3.9. YSC Kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığının kompresör çıkış sıcaklığı ve sıkıştırma oranına etkisi



Şekil 3.10. Kaskad ısı değiştirici çalışma basıncının sistem performansına ve enerji tüketimine etkisi



Şekil 3.11. Kaskad ısı değiştirici çalışma basıncının enerji tüketimine ve kütleli debiye etkisi

Şekil 3.10, kaskad ısı değiştirici çalışma basıncının sistem performansı ve DSC enerji tüketime etkisini göstermektedir. kaskad ısı değiştirici çalışma basıncının arttıkça DSC enerji tüketime sabit kaldığı ve sistem performansının arttığı görülmektedir ($T_9 = -43 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_2 = -30 \text{ }^\circ\text{C}$). Kaskad ısı değiştirici çalışma basıncının artması ile sistem performansında tüm modeller için yaklaşık %4,36-%8 arasında artış olmuştur. Şekil 3.11 kaskad ısı değiştirici çalışma basıncının YSC kompresörünün enerji tüketime ve YSC kütleli debisine etkisini göstermektedir. Kaskad ısı değiştirici çalışma basıncı arttıkça YSC enerji tüketime ve YSC kütleli debi değeri azalmaktadır. Kaskad ısı değiştirici çalışma basıncı arttıkça enerji tüketime tüm modeller için yaklaşık %6,09-%8,23 oranında, kütleli debi %2,35-%3,69 oranında artmıştır.

3.3. Seçilen Model Tasarım için Optimizasyon alışması

Tasarımı yapılan modeller arasında Model 3 için parametrik analiz sonuçları diğer modeller ile karşılaştırıldığında sistem performansı açısından etkin bir değere sahiptir. Aynı zamanda YSC sıkıştırma oranı düşük olduğu için optimizasyon çalışmasında kullanılacak model olarak belirlenmiştir. Model 3 için tasarım parametrelerinin farklı değerlerinde optimizasyon çalışması yapılmıştır. Parametrik analizlerde YSC kaskad ısı değiştirici çalışma basıncı için elde edilen bulgulara bakıldığında 1,5 bar için sistem performansının daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Buna göre Model 3 için yapılacak optimizasyon çalışmalarında YSC kaskad ısı değiştirici çalışma basıncı 1,5 bar olarak belirlenmiştir. Yine parametrik analiz sonuçlarına göre YSC sıkıştırma oranları dikkate alındığında optimizasyon çalışmalarında YSC kompresör ve genleştirici eleman için izantropik verimler 0,7 olarak kabul edilmiştir. Optimizasyon çalışmasında kullanılan tasarım parametrelerinin değer aralıkları izelge 3.6'da verilmiştir.

Çizelge 3.6. Optimizasyon için tasarım parametrelerinin değerleri

Tasarım Parametreleri	Değişken Aralığı (Adım=1 °C)
DSC Yoğuşturucu ıkış Sıcaklığı	$-40 \text{ }^\circ\text{C} < T_2 < -30 \text{ }^\circ\text{C}$
YSC Kaskad Isı Değiştirici ıkış Sıcaklığı	$-20 \text{ }^\circ\text{C} < T_5 < -5 \text{ }^\circ\text{C}$
YSC Genleştirici ıkış Sıcaklığı	$-43 \text{ }^\circ\text{C} < T_9 < -33 \text{ }^\circ\text{C}$

Tasarım parametrelerinin farklı değerleri için enerji, ekserji ve maliyet analizleri yapılmıştır. Öncelikli olarak genleştirici çıkış sıcaklığının farklı değerlerinde DSC yoğunlaştırıcı çıkış sıcaklığı ve YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklıkları sabit tutularak ($T_2=-30$ °C),($T_5=-20$ °C) maliyet ve yok olan ekserji parametreleri için TOPSIS yöntemi ile çoklu optimizasyon yapılmıştır.

Çizelge 3.7. Genleştirici çıkış sıcaklığı (T_9) için TOPSIS yöntemi sonuçları, ($T_2=-30$ °C), ($T_5=-20$ °C)

T_9 (°C)	Maliyet (\$/yıl)	Yok olan ekserji, E_D (kW)	V_{ij} (Maliyet)	V_{ij} (E_D)	S_i^+	S_i^-	YK
-43	1,672 4	2,78582	0,30432	0,285298	0,004990057	0,03990 2	0,11115 7
-42	1,668 2	2,80692	0,30355 6	0,287459	0,004745417	0,03774 9	0,11167 2
-41	1,664 1	2,83065	0,30281	0,289889	0,005759349	0,03534 3	0,14012 2
-40	1,661	2,85738	0,30224 6	0,292627	0,007885549	0,03263 9	0,19458 6
-39	1,657 5	2,88475	0,30160 9	0,29543	0,010382861	0,02989 3	0,25779
-38	1,655 0	2,91640	0,30115 4	0,298671	0,01349483	0,02671 7	0,33559 1
-37	1,653 7	2,95500	0,30091 7	0,302624	0,017396638	0,02283 1	0,43245 6
-36	1,652 6	2,99548	0,30071 7	0,30677	0,021514428	0,01877 9	0,53394 1
-35	1,649 8	3,04622	0,30021	0,311966	0,02668043	0,01385 8	0,65814 8
-34	1,647 3	3,10408	0,29975 3	0,317891	0,032594225	0,00861 8	0,79088 2
-33	1,645	3,17547	0,29933 4	0,325203	0,039902594	0,00498 6	0,88892 9
		Pozitif ideal değer	0,29933	0,2853	0	0,04021 1	0
		Negatif ideal değer	0,30432	0,3252	0,040210821	0	1

Çizelge 3.7, genleştirici çıkış sıcaklığı için yapılan analiz sonuçlarının TOPSIS yöntemi ile çözümlerinin sonuçlarını göstermektedir. Analiz sonuçlarına bakıldığında genleştirici çıkış sıcaklığının azalması ile maliyet açısından yaklaşık %16,6 değerinde bir artışa karşılık, yok olan ekserji değeri yaklaşık %12,27 değerinde azalmıştır. Maliyet ve yok olan ekserji parametreleri dikkate alınarak yapılan çoklu optimizasyon sonucunda YK katsayısı 0,111157 değeri ile pozitif ideal duruma en yakın -43 °C genleştirici çıkış sıcaklığı için elde edilmiştir. DSC yoğunlaştırucu ve YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığı için yapılacak analizlerde genleştirici çıkış sıcaklığı -43 °C olarak kabul edilmiştir. Bu doğrultuda belirlenen tasarım parametrelerinin değerleri için enerji ekserji ve maliyet analizleri yapılmıştır. Bu analizlerde toplam 176 durum için hesaplamalar yapılmıştır. Oluşturulan matris içerisinde 65 analiz sonucu çıkartılmıştır. 65 durum için analiz sonuçlarında kaskad ısı değiştiricisindeki yok olan ekserji değeri fiziksel olarak mümkün olmayacak şekilde negatif çıkmıştır. Bu yüzden bu sonuçlar karar matrisleri arasına alınmamıştır. Çizelge EK-3'de 111 analiz sonucu için uygulanan TOPSIS yöntemi sonuçları verilmiştir.

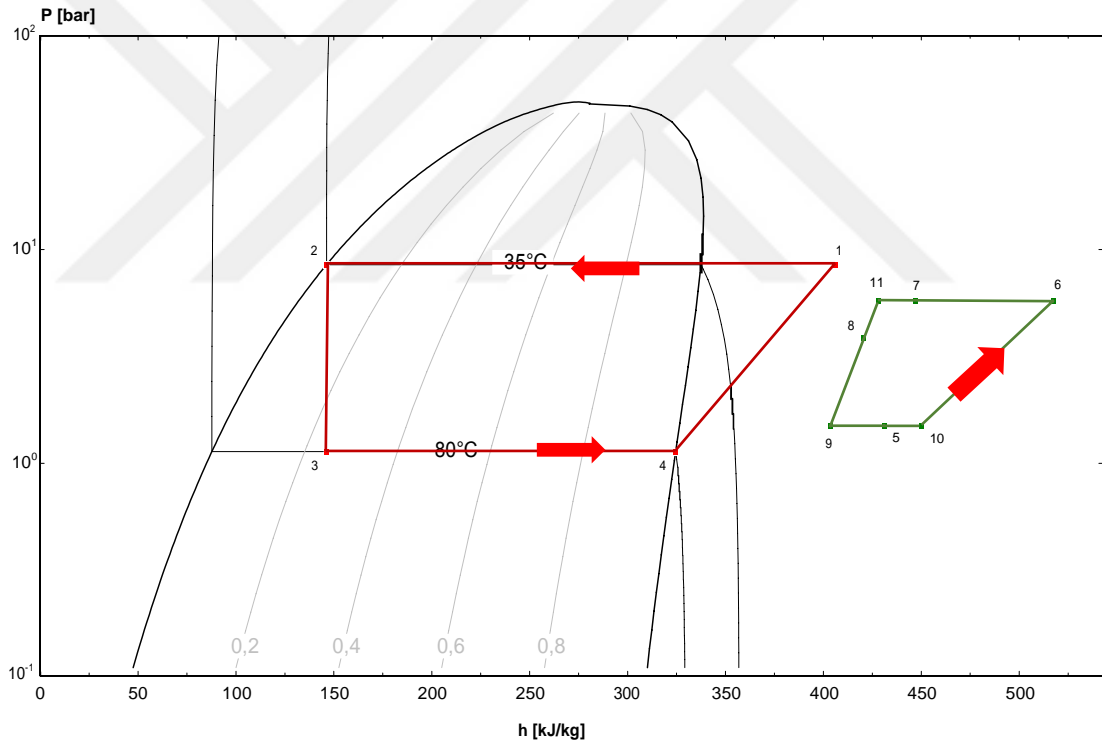
Çoklu-amaç optimizasyon işleminde, seçim yapabilmek için uygulanan TOPSIS yöntemi sonuçlarına bakıldığında en iyi ve en kötü sonuçlar açısından maliyet değerinde yaklaşık %35,1 değerinde, yok olan ekserji değerinde yaklaşık %25,5 değerinde bir fark vardır. Maliyet ve yok olan ekserji parametreleri dikkate alınarak yapılan çoklu optimizasyon sonucunda YK katsayısı pozitif ideal değere en yakın sonuç 0,109453 değeri ile $T_2=-35$ °C ve $T_5=-9$ °C olarak belirlenmiştir. Optimizasyon çalışmaları sonucunda TOPSIS yöntemi ile seçilen en iyi şartlar için tasarım şartları ve analiz sonuçları Çizelge 3.8'de verilmiştir. Optimum şartlar için sistemin çalışma sıcaklık ve basınç değerleri Çizelge 3.9'da verilmiştir.

Çizelge 3.8. Optimum tasarım şartları, maliyet ve yok olan ekserji değerleri

DSC Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı (T_2)	-35
YSC Kaskad Isı Değiştirici Çıkış Sıcaklığı (T_5)	-9
YSC Genleştirici Çıkış Sıcaklığı (T_9)	-43
Toplam Yok Olan Ekserji (kW)	2,249
COP_{sistem}	0,3661
Toplam Maliyet (\$)	14.996,42

Çizelge 3.9. Optimum şartlarda sistemin çalışma şartları

Nokta	T, °C	P, bar	h, kJ/kg	s, kJ/kg.K	x
1	45,14	8,497	406,1	1,848	100
2	-35	8,497	146,2	0,7956	0
3	-80	1,136	146,2	0,8295	0,247 2
4	-80	1,136	324,6	1,753	1
5	-9	1,5	431,3	2,024	100
6	96,47	5,76	517,7	2,148	100
7	20	5,76	446,9	1,934	100
8	-13,96	3,84	420,4	1,88	100
9	-43,00	1,5	403,7	1,912	100
10	14,2	1,5	450,1	2,092	100
11	0,0896	5,76	428,1	1,867	100



Şekil 3.12. Optimum çalışma şartlarında Model 3 için P-h diyagramı

Düşük sıcaklık çevrimi çalışma basıncı 1,136 ile 8,497 bar arasında, yüksek sıcaklık çevrimi çalışma basıncı 1,5 ile 5,76 bar arasındadır. Yüksek sıcaklık çevriminde tüm noktalarda akışkan tek faz durumundadır. Düşük sıcaklık çevriminde ise iki fazlı akış olduğu görülmektedir. Yüksek sıcaklık çevriminde kompresör çıkış sıcaklığı 96,47 °C, düşük sıcaklık çevriminde 45,14 °C'dir. Çizelge 3.9'a bakıldığında optimum şartlardaki analizler sonucunda sistemin performansı 0,3661, toplam yok olan ekserjisi

2,249 kW ve sistemin maliyeti 14.996,42 \$ olarak hesaplanmıştır.



4. SONUÇ VE TARTIŞMA

Enerji kaynaklarının giderek azalması sebebiyle günümüzde enerjiyi verimli kullanma oldukça önemli bir konudur. Soğutma teknolojilerinin günlük hayatımızda yaygın bir şekilde kullanılması ve elektrik enerji tüketiminde oldukça yüksek bir değere sahip olması sebebiyle sistemlerin iyileştirilmesine yönelik çalışmaların yapılması kaçınılmaz bir durumdur. Bu doğrultuda soğutma sıcaklık değerlerine göre farklı tasarım sistemlerin ve farklı soğutucu akışkanların kullanımları yapılan çalışmaların temel konusudur. $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ soğutma sıcaklıklarının altında sistem performansının önemli düzeyde düşmesi ve sistem elemanlarının fiziksel sınırları açısından kaskad sistemler kullanılmaktadır.

Bu çalışma kapsamında, tüketilen enerjinin bir miktarının karşılanması amacıyla gazlı ve mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinden oluşan ultra düşük sıcaklıklarda çalışmak üzere tasarımı yapılan modeller incelenmiştir. Tasarımı yapılan modeller için farklı akışkanların termodinamik analizleri yapılmıştır. Termodinamik analizler sonucunda farklı akışkan çiftleri arasından seçilen akışkan için diğer parametrik analiz ve maliyet analizi ile birlikte optimizasyon yapılmıştır. Çalışmada hedef soğutma sıcaklığı olan $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık için düşük sıcaklık çevriminde R170, R1150, R23 ve R508B, yüksek sıcaklık çevriminde R290, R410A, R1270, R744 ve R32 akışkanları için analizler yapılmıştır. Akışkan çiftlerinin seçilmesi için yapılan termodinamik analizlerin sonuçları ve yorumu aşağıda maddeler halinde verilmiştir:

- ⇒ Termodinamik analizler sonucunda tüm tasarımı yapılan modellerde sistem performansı R410A/R170 akışkanı için en yüksek, R744/R1150 akışkanı için en düşük olmuştur;
- ⇒ Diğer akışkan çiftleri için sistem performansı değerleri birbirine yakın elde edilmiştir. En yüksek ve en düşük akışkan çiftleri arasındaki fark sistem performansı açısından sırasıyla tüm modeller için yaklaşık olarak %16,4, %16,9, %9,2 ve %9,7'dir.
- ⇒ R410A/R23, R1270/R23 ve R1270/R170 akışkan çiftleri en yüksek sistem

performansına sahip çifte en yakın değerdendirler. Aralarında yaklaşık olarak %0,8-%3,5 değerinde bir fark ortaya çıkmıştır.

- ⇒ Çevrim debi oranları en düşük R1270/R508B, en yüksek R410A/R170 olarak belirlenmiştir.
- ⇒ Düşük sıcaklık çevrimindeki akışkanlara bakıldığında, R1150 akışkanı için sistem performansı düşük, R170 akışkanı için yüksek olmuştur. Burada R170 akışkanı için sistem performansının yüksek olması soğutma sıcaklığında buharlaşma gizli ısı yüksek olduğu için sabit soğutma yükünde düşük sıcaklık çevriminde dolaşan akışkan miktarı düşük olmaktadır. Bunun sonucunda düşük sıcaklık çevriminde kompresör tarafından tüketilen enerji miktarı diğer akışkanlara göre düşük olmuştur. R1150 akışkanının buharlaşma gizli ısı R170 akışkanın haricinde diğerlerine kıyasla yüksek olmasına rağmen buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun çalışma basınç aralıkları yüksek çıkmıştır. Bunun sonucunda düşük sıcaklık çevrimi kompresörü tarafından tüketilen enerji yüksek olmuştur.
- ⇒ Yüksek sıcaklık çevrimindeki akışkanlara bakıldığında, R744 akışkanı için sistem performansı en düşük, R410A akışkanı için yüksek olmuştur. Burada R410A akışkanı için belirlenen tasarım şartlarında kompresör girişinde özgül hacim en düşük, R744 akışkanı için özgül hacim en yüksektir. Özgül hacmin düşük olması yüksek sıcaklık kompresörünün enerji tüketimini azaltarak sistem performansının yüksek olmasında önemli bir etken olmuştur.
- ⇒ Tüm tasarım modelleri için R410A/R170 akışkan çifti sistem performansı en iyi olmasına rağmen çevrim debi oranlarının bu akışkan çiftinde yüksek olması sebebiyle, sistem performansı arasında %0,8 bir fark olduğu için R410A/R23 akışkan çifti diğer analizlerde kullanılmak için seçilmiştir. R410A/R508B akışkan çiftindeki çevrim debi oranı az olmasına rağmen düşük sıcaklık çevrimi kompresör çıkış sıcaklığının yüksek olmaması sebebiyle tercih edilmemiştir. Kompresör çıkışındaki çıkış sıcaklığı düşük olması yüksek sıcaklık çevrimindeki kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığının artışına engel olmaktadır. Bu durumda sistem performansını kısıtlayan parametreler arasındadır.

Seçilen R410A/R23 akışkanı için farklı parametrelerin sistem üzerindeki etkilerini

görmek için parametrik analizler yapılmıştır. Parametrik analiz değişkenleri, DSÇ yoğuşturucu çıkış sıcaklığı, genleştirici çıkış sıcaklığı, YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığı ve YSC kaskad ısı değiştirici çalışma basıncıdır. Buna göre belirlenen değişken değerlerinde tüm modeller için yapılan parametrik analizlerin sonuçları ve yorumu aşağıda maddeler halinde verilmiştir:

- ⇒ Tüm modeller için DSÇ yoğuşturucu sıcaklığı azaldıkça DSÇ kompresörü ve YSC kompresörü enerji tüketimi azalmıştır. Bunun sonucunda sistemin COP değeri artmıştır.
- ⇒ DSÇ yoğuşturucu sıcaklığı azaldıkça sistemin COP değeri %24-%59 arasında artmıştır. DSÇ kompresör enerji tüketimi ve YSC kompresörü enerji tüketimi sırasıyla %24,8 ve %22-%39 arasında azalmıştır.
- ⇒ DSÇ kompresörü enerji tüketiminin azalması çalışma basınçları arasındaki farkın azalması ile ilgilidir. Çalışma basınçları arasındaki farkın azalması ile sıkıştırma oranı azalarak DSÇ kompresörü daha az enerji tüketmiştir.
- ⇒ DSÇ yoğuşturucu sıcaklığı ile genleştirici eleman çıkış sıcaklığı arasındaki fark 3 °C olarak belirlenmiştir. DSÇ yoğuşturucu sıcaklığı azaldıkça genleştirici eleman çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Bu durumda kaskad ısı değiştiricideki enerji dengesi düşünüldüğünde YSC giriş ve çıkış arasındaki entalpi farkı artmıştır. Sonuç olarak enerji dengesinden YSC kütleli debi azalmıştır. Buna bağlı olarak YSC kompresörünün tükettiği enerji miktarı azalmıştır.
- ⇒ Tüm modeller için genleştirici çıkış sıcaklığı azaldıkça YSC kompresörü enerji tüketimi azalmıştır. Bunun sonucunda sistemin COP değeri artmıştır.
- ⇒ Genleştirici çıkış sıcaklığı azaldıkça sistemin COP değeri %9,7-%44,2 arasında artmıştır. Burada sistemin düşük sıcaklık çevrimindeki kompresörün enerji tüketim miktarı sabit kalmıştır. Sistem performansının artması YSC kompresörünün enerji tüketimini azalması ile ilgilidir.
- ⇒ Genleştirici çıkış sıcaklığı azaldıkça enerji tüketimi tüm modeller için yaklaşık %14-%34 arasında, kütleli debi %30-%43 arasında azalmıştır. Genleştirici sıcaklığının azalması ile kaskad ısı değiştirici sıcaklığı sabit tutulmuştur. Kaskad ısı değiştiricisindeki enerji dengesi dikkate

alındığında genleştirici sıcaklığının azalması giriş ve çıkış arasındaki entalpi farkını arttırmıştır. Bunun sonucunda YSC kütleli debi oranı azalarak YSC kompresörünün enerji tüketimini azaltmıştır.

⇒ Genleştirici çıkış sıcaklığı azaldıkça gaz soğutucu kapasitesi azalmakta YSC sıkıştırma oranı artmaktadır. Burada sıkıştırma oranının artması YSC kompresörü çıkış sıcaklığını arttırmasına rağmen, kütleli debi değerindeki azalma gaz soğutucu kapasitesinin azalmasını sağlamıştır.

⇒ Tüm modeller için YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığı azaldıkça sistemin COP değeri azalmıştır. DSC enerji tüketimi sabit kalmıştır. YSC kaskad ısı değiştirici sıcaklığının azalması ile sistem performansı tüm modeller için yaklaşık %13-%23 oranında azalmıştır.

⇒ YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığı azaldıkça YSC enerji tüketimi tüm modeller için yaklaşık %21,1-%42,7 oranında, YSC kütleli debi %46-%65 oranında artmıştır. YSC kaskad ısı değiştirici sıcaklığı azaldıkça, kaskad ısı değiştiricideki enerji dengesinde giriş ve çıkış şartları arasındaki entalpi farkı azalmaktadır. Bunun sonucunda YSC kütleli debi oranı artmaktadır. YSC kütleli debi oranının artması ile YSC tüketilen enerji artış göstermektedir. Sistem performansının azalmasında bu durum etkilidir.

⇒ Modeller arasındaki fark DSC kompresör çıkış sıcaklıkları tasarım farklılıkları ile ilgilidir. Model 2 ve Model 4 tasarımlarında kullanılan ara ısı değiştiriciden dolayı DSC kompresör çıkış sıcaklığı değişmiştir. Fakat her model için YSC kaskad ısı değiştirici sıcaklığının değişmesi ile DSC kompresör çıkış sıcaklığı sabit kalmıştır.

⇒ Model 3 ve Model 4 için YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığı en fazla -5 °C için analiz edilmiştir. Bu durum tasarımlardaki ara ısı değiştiriciden dolayı daha fazla arttırılmamıştır. Modeller arasındaki YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığının farklı değerlerde olması kaskad ısı değiştiricideki ekserji analiz sonuçlarına göre belirlenmiştir. Her model için belli bir değerin üzerinde veya altında olduğu durumlarda fiziksel olarak anlamlı olmayan yok olan ekserjinin negatif hesaplanmaktadır.

⇒ Tüm modeller için kaskad ısı değiştirici çalışma basıncı arttıkça sistemin

COP değeri artmıştır. Diğer parametrelerde olduğu gibi DSC enerji tüketimi sabit kalmıştır. Kaskad ısı değiştirici çalışma basıncı arttıkça sistem performansı tüm modeller için yaklaşık %4,36-%8 oranında artmıştır.

⇒ Yüksek sıcaklık çevrimine bakıldığında kaskad ısı değiştirici çalışma basıncı arttıkça YSC enerji tüketimi ve YSC kütleli debi değeri sırasıyla %6,09-%8,23 ve %2,35-%3,69 oranında azalmıştır. Kütleli debi ve enerji tüketiminin azalması çalışma basıncı değerinin artma ile kaskad ısı değiştiriciye giren ve çıkan akışkanın entalpi farkının artması ile ilgilidir. Bu durum aynı zamanda sistem performansının arttırmıştır.

⇒ YSC kaskad ısı değiştirici çalışma basıncı için sıkıştırma oranlarında fark edilebilir bir değişim olmamıştır. Bu yüzden sadece bu parametre için grafik olarak tez kapsamında yer almamıştır.

⇒ Tüm modeller arasında genel olarak parametrik analiz sonuçlarına bakıldığında sistem performansı ve diğer parametrelerin dağılımları birbirine paralel olmuştur. Farklı modeller için farklı sistem performans değerleri söz konusudur. Model 1 ve Model 2 için yapılan analiz sonuçlarına göre sistem performansı yaklaşık 0,2 değerlerindedir. Model 3 ve Model 4 tasarımları ile YSC sıkıştırma oranının azalması ve bunun sonucunda daha yüksek izantropik verim değerinin analizlerde kullanılması sonucunda sistem performansı yaklaşık olarak 0,4 değerlerindedir. Model 3 ve Model 4 karşılaştırıldığında DSC kompresör çıkış sıcaklığının Model 4'de yüksek olması DSC enerji tüketimini arttırarak sistem performansı açısından olumsuz bir durum oluşturmuştur.

Tasarımı yapılan modeller arasında parametrik analizler sonucunda Model 3 tasarımı seçilmiştir. Belirlenen şartlar için Model 3 tasarımında enerji, ekserji ve maliyet analizleri yapılmıştır. Elde edilen bulguların çoklu optimizasyon ile değerlendirilmesi yapılarak optimum şartlar belirlenmiştir. Optimum değer seçilmesi TOPSIS yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Model 3 için yapılan analizler ve optimizasyon işleminin ana sonuçları aşağıda maddeler halinde verilmiştir:

⇒ Parametrik analiz sonuçlarında kaskad ısı değiştirici çalışma basıncı

için elde edilen sonuçlarda sistem basıncının artması ile sistem performansının arttığı görülmüştür. Bu doğrultuda Model için yapılacak analizlerde kaskad ısı değiştirici çalışma basıncı 1,5 bar olarak kabul edilmiştir. Bu değer üzerinde genleştirici çıkış faz durumu karışım olması sebebiyle dikkate alınmamıştır.

⇒ YSC genleştirici çıkış sıcaklığı ile DSC yoğunlaştırıcı çıkış sıcaklığı birbiri ile bağlantılıdır. Bu yüzden öncelikli olarak YSC genleştirici çıkış sıcaklığı için optimum durum belirlenmiştir. YSC genleştirici çıkış sıcaklığı için $-43\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında, $T_2=-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_5=-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ sabit sıcaklıklarda yapılan enerji ekserji ve maliyet analizleri sonuçlarının çoklu optimizasyon ile seçimi yapılmıştır. Analiz sonuçları maliyet ve yok olan ekserji açısından en iyi genleştirici çıkış sıcaklığının $-43\text{ }^{\circ}\text{C}$ şartlarında olduğunu göstermiştir.

⇒ Belirlenen YSC genleştirici çıkış sıcaklığı için DSC yoğunlaştırıcı çıkış ve YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığının belirlenen değerleri için enerji, ekserji ve maliyet analizleri yapılmıştır. 176 analiz sonucunda 65 analiz değerinin fiziksel olarak mümkün olmaması sebebiyle seçim sonuçları arasında yer almamıştır. Elde edilen 111 analiz sonuçları için maliyet ve yok olan ekserji parametrelerine göre çoklu optimizasyon ile optimum çalışma şartlarının seçimi yapılmıştır. Analiz sonuçları $T_2=-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_5=-9\text{ }^{\circ}\text{C}$ için optimum değer elde edildiğini göstermiştir.

⇒ Optimum çalışma şartlarına göre sistemin performansı, yok olan ekserji değeri ve maliyet değeri sırasıyla 0,3661, 2,236 kW ve 14.494,65 \$ olarak belirlenmiştir.

Tez çalışması ile ultra düşük sıcaklıkta ($-80\text{ }^{\circ}\text{C}$) çalışan, gazlı ve buhar sıkıştırımlı soğutmalı çevrimlerinden oluşan tasarım literatüre kazandırılmış bir çalışmadır. Bundan sonra konu ile ilgili araştırmacıların yapacağı çalışmalarda yol gösterici olacaktır.

Yapılan analizler ile tasarımın olumlu ve olumsuz durumlar belirlenmesi ileriye dönük çalışmalar açısından yol gösterici olacaktır. Sistem tasarımında çevrim debi oranları arasındaki fark, literatürdeki kaskad sistemlere göre yüksek çıkmıştır. Bu durum yüksek sıcaklık gaz çevrimindeki sistem elemanlarının kapasitelerini arttırarak sistem

performansı açısından olumsuz etki olarak ortaya çıkmıştır. Kaskad ısı değiştiricideki YSC tarafından çıkış sıcaklığının belli bir değer üzerine çıkarılamaması sonucunda performans artışı sınırlı olmuştur. Yapılan tasarım ile YSC sıkıştırma oranının azalması, sistemin enerji üreten ve tüketen elemanlarının verimlerini arttırmıştır. Bu durumda sistem performansı açısından olumlu bir etkidir.

Bu tez çalışmasının ardından, elde edilen sonuçlar yardımıyla aşağıdaki çalışmaların yapılması planlanmaktadır:

- ⇒ YSC'nde, genleştirici eleman olarak daha düşük sıcaklıklarda çalışan turbo-genleştirici elemanların kullanılması,
- ⇒ Genleştirici eleman ile mekanik enerjinin geri kazanım oranını arttırmaya yönelik analizlerin yapılması,
- ⇒ Kaskad sistem bağlantısını sağlayan ısı değiştirici çıkış sıcaklığını arttırmaya yönelik tasarımların çalışılması ve
- ⇒ Tasarım aşamasındaki performansı olumsuz etkileyen durumlar için çözüm önerileri sonrası deneysel testler için Ar-Ge odaklı proje yapılması.

KAYNAKLAR

- [1] A. Mota-Babiloni, M. Mastani Joybari, J. Navarro-Esbrí, C. Mateu-Royo, Á. Barragán-Cervera, M. Amat-Albuixech, F. Molés, (2020).Ultralow-temperature refrigeration systems: Configurations and refrigerants to reduce the environmental impact, *International Journal of Refrigeration*, 111, 147–158.
- [2] A. Coulomb, D., Dupon, J. L., & Pichard, (2015).The Role of Refrigeration in the Global Economy-29th Informatory Note on Refrigeration Technologies, *International Institute of Refrigeration*, Paris,France.
- [3] P. Makhnatch, R. Khodabandeh, (2014).The role of environmental metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the selection of low GWP refrigerant, *Energy Procedia*, 61, 2460–2463.
- [4] S. Coşkun, (2004).Doğal Gazın Sıvılaştırılmasında Kullanılan Klasik Kaskad Soğutma Sisteminin Matematiksel Analizi, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 9 (1), 31–40.
- [5] A. Research, (2018).2018 Ashrae Handbook, SI, Atlanta.
- [6] D. Yılmaz, Ü. Sınar, A. Özyurt, B. Yılmaz, E. Mancuhan, (2017).Numerical Investigation of Performance Effects of Excessive Cooling and Heating in a Two-Stage Cooling System Operating at Ultra Low Temperatures, *Afyon Kocatepe University Journal of Science and Engineering*, 17, 1172–1180.
- [7] G. Di Nicola, F. Polonara, R. Stryjek, A. Arteconi, (2011).Performance of cascade cycles working with blends of CO₂ + natural refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, 34 (6), 1436–1445.
- [8] B. Niu, Y. Zhang, (2007).Experimental study of the refrigeration cycle performance for the R744/R290 mixtures, *International Journal of Refrigeration*, 30 (1), 37–42.
- [9] V.S. Chakravarthy, R.K. Shah, G. Venkatarathnam, (2011).A review of refrigeration methods in the temperature range 4-300 K, *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 3 (2), 1–19.
- [10] M. Zhang, Z. Li, Q. Wang, T. Yuan, Y. Xu, Q. Wang, T. Yuan, Y. Xu, (2022).Research on refrigerant optimization and characteristic parameters based on thermoelectric refrigeration cooling garment, *Applied Thermal Engineering*, 212.
- [11] N.A. Mezaal, K. V. Osintsev, T.B. Zhirgalova, (2017).Review of magnetic refrigeration system as alternative to conventional refrigeration system, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 87 (3).
- [12] J.H. KOH, Z. ZAKARIA, (2017).Hydrocarbons as Refrigerants—A Review, *ASEAN Journal on Science and Technology for Development*, 34 (1), 35–50.
- [13] M. Pan, H. Zhao, D. Liang, Y. Zhu, Y. Liang, G. Bao, (2020).A review of the cascade refrigeration system, *Energies*, 13 (9), 1–26.
- [14] G. Di Nicola, G. Giuliani, F. Polonara, R. Stryjek, (2005).Blends of carbon dioxide and HFCs as working fluids for the low-temperature circuit in cascade refrigerating systems, *International Journal of Refrigeration*, 28 (2), 130–140.

- [15] T.S. Lee, C.H. Liu, T.W. Chen, (2006). Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, 29 (7), 1100–1108.
- [16] H.M. Getu, P.K. Bansal, (2008). Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, 31 (1), 45–54.
- [17] S. Bhattacharyya, A. Garai, J. Sarkar, (2009). Thermodynamic analysis and optimization of a novel N₂O-CO₂ cascade system for refrigeration and heating, *International Journal of Refrigeration*, 32 (5), 1077–1084.
- [18] M. Gong, Z. Sun, J. Wu, Y. Zhang, C. Meng, Y. Zhou, (2009). Performance of R170 mixtures as refrigerants for refrigeration at -80 °C temperature range, *International Journal of Refrigeration*, 32 (5), 892–900.
- [19] W. Bingming, W. Huagen, L. Jianfeng, X. Ziwen, (2009). Experimental investigation on the performance of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with twin-screw compressor, *International Journal of Refrigeration*, 32 (6), 1358–1365.
- [20] J. Alberto Dopazo, J. Fernández-Seara, J. Sieres, F.J. Uhía, (2009). Theoretical analysis of a CO₂-NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures, *Applied Thermal Engineering*, 29 (8–9), 1577–1583.
- [21] A. Kilicarslan, M. Hosoz, (2010). Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples, *Energy Conversion and Management*, 51 (12), 2947–2954.
- [22] O. Rezayan, A. Behbahaninia, (2011). Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems, *Energy*, 36 (2), 888–895.
- [23] J.A. Dopazo, J. Fernández-Seara, (2011). Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with CO₂ and NH₃ for freezing process applications, *International Journal of Refrigeration*, 34 (1), 257–267.
- [24] V.O. Petrenko, B.J. Huang, V.O. Ierin, (2011). Design-theoretical study of cascade CO₂ sub-critical mechanical compression/butane ejector cooling cycle, *International Journal of Refrigeration*, 34 (7), 1649–1656.
- [25] D. Colorado, J.A. Hernández, W. Rivera, (2012). Comparative study of a cascade cycle for simultaneous refrigeration and heating operating with ammonia, R134a, butane, propane, and CO₂ as working fluids, *International Journal of Sustainable Energy*, 31 (6), 365–381.
- [26] M.F. Kedersiz, (2013). Kaskad Soğutma Sistemlerinin Termodinamik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Isparta.
- [27] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, A. Lal, (2013). Performance comparison of natural refrigerants based cascade systems for ultra-low-temperature applications, *International Journal of Sustainable Energy*, 32 (5), 406–420.
- [28] G. Sachdeva, V. Jain, S.S. Kachhwaha, (2014). Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants, *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, 8 (3).

- [29] M. Aminyavari, B. Najafi, A. Shirazi, F. Rinaldi, (2014). Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multi-objective optimization of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, 65 (1–2), 42–50.
- [30] A.M. Dubey, S. Kumar, G. Das Agrawal, (2014). Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂/propylene (R744-R1270) cascade system for cooling and heating applications, *Energy Conversion and Management*, 86, 774–783.
- [31] C. Sanz-Kock, R. Llopis, D. Sánchez, R. Cabello, E. Torrella, (2014). Experimental evaluation of a R134a/CO₂ cascade refrigeration plant, *Applied Thermal Engineering*, 73 (1), 41–50.
- [32] Z. Sun, Q. Wang, D. Su, S. Liu, B. Dai, (2019). Comparative analysis of thermodynamic performance of CO₂ cascade refrigeration system assisted with expander and mechanical subcooling, *International Journal of Energy Research*, 43 (14), 7891–7907.
- [33] L.H.P. Massuchetto, R.B.C. do Nascimento, S.M.R. de Carvalho, H.V. de Araújo, J.V.H. d'Angelo, (2019). Thermodynamic performance evaluation of a cascade refrigeration system with mixed refrigerants: R744/R1270, R744/R717 and R744/RE170, *International Journal of Refrigeration*, 106, 201–212.
- [34] V. Patel, D. Panchal, A. Prajapati, A. Mudgal, P. Davies, (2019). An efficient optimization and comparative analysis of cascade refrigeration system using NH₃/CO₂ and C₃H₈/CO₂ refrigerant pairs, *International Journal of Refrigeration*, 102, 62–76.
- [35] X. She, Y. Yin, M. Xu, X. Zhang, (2015). A novel low-grade heat-driven absorption refrigeration system with LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs, *International Journal of Refrigeration*, 58, 219–234.
- [36] A.K. Songara, M. Fatouh, S. Srinivasa Murthy, (1998). Thermodynamic studies on HFC134a-DMA double effect and cascaded absorption refrigeration systems, *International Journal of Energy Research*, 22 (7), 603–614.
- [37] P. Cui, M. Yu, Z. Liu, Z. Zhu, S. Yang, (2019). Energy, exergy, and economic (3E) analyses and multi-objective optimization of a cascade absorption refrigeration system for low-grade waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, 184, 249–261.
- [38] J. Fernández-Seara, J. Sieres, M. Vázquez, (2006). Compression-absorption cascade refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, 26 (5–6), 502–512.
- [39] C. Cimsit, I.T. Ozturk, (2012). Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles, *Applied Thermal Engineering*, 40, 311–317.
- [40] W. Han, L. Sun, D. Zheng, H. Jin, S. Ma, X. Jing, (2013). New hybrid absorption-compression refrigeration system based on cascade use of mid-temperature waste heat, *Applied Energy*, 106, 383–390.
- [41] V. Jain, S.S. Kachhwaha, G. Sachdeva, (2013). Thermodynamic performance analysis of a vapor compression-absorption cascaded refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, 75, 685–700.
- [42] V. Jain, G. Sachdeva, S.S. Kachhwaha, (2015). NLP model based thermoeconomic optimization of vapor compression-absorption cascaded refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, 93, 49–62.

- [43] K. Salhi, M. Korichi, K.M. Ramadan, (2018). Thermodynamic and thermo-economic analysis of compression–absorption cascade refrigeration system using low-GWP HFO refrigerant powered by geothermal energy, *International Journal of Refrigeration*, 94, 214–229.
- [44] V. Jain, G. Sachdeva, S.S. Kachhwaha, (2018). Comparative performance study and advanced exergy analysis of novel vapor compression-absorption integrated refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, 172, 81–97.
- [45] S.A. Mousavi, M. Mehrpooya, (2020). A comprehensive exergy-based evaluation on cascade absorption-compression refrigeration system for low temperature applications - exergy, exergoeconomic, and exergoenvironmental assessments, *Journal of Cleaner Production*, 246.
- [46] S.G. Kim, M.S. Kim, (2002). Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, 25 (8), 1093–1101.
- [47] K. Du, S. Zhang, W. Xu, X. Niu, (2009). A study on the cycle characteristics of an auto-cascade refrigeration system, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33 (2), 240–245.
- [48] L. Zhang, S. Xu, P. Du, H. Liu, (2015). Experimental and theoretical investigation on the performance of CO₂/propane auto-cascade refrigerator with a fractionation heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 87, 669–677.
- [49] Y. Tan, L. Wang, K. Liang, (2015). Thermodynamic performance of an auto-cascade ejector refrigeration cycle with mixed refrigerant R32 + R236fa, *Applied Thermal Engineering*, 84, 268–275.
- [50] S. Rui, H. Zhang, B. Zhang, D. Wen, (2016). Experimental investigation of the performance of a single-stage auto-cascade refrigerator, *Heat and Mass Transfer/Waerme- Und Stoffuebertragung*, 52 (1), 11–20.
- [51] J. Chen, J. Yu, G. Yan, (2016). Performance analysis of a modified autocascade refrigeration cycle with an additional evaporating subcooler, *Applied Thermal Engineering*, 103, 1205–1212.
- [52] T. Bai, G. Yan, J. Yu, (2018). Experimental investigation of an ejector-enhanced auto-cascade refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, 129, 792–801.
- [53] X. Hao, L. Wang, Z. Wang, Y. Tan, X. Yan, (2018). Hybrid auto-cascade refrigeration system coupled with a heat-driven ejector cooling cycle, *Energy*, 161, 988–998.
- [54] G. Yan, C. He, J. Yu, (2018). Theoretical investigation on the performance of a modified refrigeration cycle using binary zeotropic hydrocarbon mixture R170/R290, *International Journal of Refrigeration*, 94, 111–117.
- [55] J. Liu, Y. Liu, J. Yu, G. Yan, (2022). Thermodynamic analysis of a novel ejector-enhanced auto-cascade refrigeration cycle, *Applied Thermal Engineering*, 200.
- [56] M. Kauffeld, T. Maurath, J. Germanus, E. Askar, (2020). N₂O/CO₂-Mixtures as Refrigerants for Temperatures below -50°C, *International Journal of Refrigeration*, 117, 316–327.

- [57] E. Gholamian, P. Hanafizadeh, P. Ahmadi, (2018).Advanced exergy analysis of a carbon dioxide ammonia cascade refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, 137, 689–699.
- [58] Q. Jiang, M. Zhuang, Q. Zhang, Z. Zhu, M. Geng, L. Sheng, P. Zhu, (2018).Experimental study on the thermal hydraulic performance of plate-fin heat exchangers for cryogenic applications, *Cryogenics*, 91, 58–67.
- [59] V. Jain, A. Singhal, G. Sachdeva, S.S. Kachhwaha, (2020).Advanced exergy analysis and risk estimation of novel NH₃-H₂O and H₂O-LiBr integrated vapor absorption refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, 224.
- [60] A.H. Mosaffa, L.G. Farshi, C.A. Infante Ferreira, M.A. Rosen, (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.
- [61] E. Mancuhan, (2020).Comparative evaluation of a two-stage refrigeration system with flash intercooling using different refrigerants, *Thermal Science*, 24 (2), 815–830.
- [62] T.A. Moreira, F.J. do Nascimento, G. Ribatski, (2017).An investigation of the effect of nanoparticle composition and dimension on the heat transfer coefficient during flow boiling of aqueous nanofluids in small diameter channels (1.1 mm), *Experimental Thermal and Fluid Science*, 89, 72–89.
- [63] R. Smith, (2005).Chemical Process Design and Integration, John Wiley & Sons.
- [64] Annual 2021 Chemical Engineering Plant Cost Index, <https://www.chemengonline.com/2021-cepci-updates-september-prelim-and-august-final/>.
- [65] M.S. Peters, K.D. Timmerhaus, R.E. West, (2003).Plant Design and Economics for Chemical Engineers, 5th ed., McGraw-Hill, 2003.
- [66] S. Quoilin, S. Declaye, B.F. Tchanche, V. Lemort, (2011).Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles, *Applied Thermal Engineering*, 31(14–15), 2885–2893.
- [67] K. Braimakis, S. Karellas, (2017).Integrated thermoeconomic optimization of standard and regenerative ORC for different heat source types and capacities, *Energy*, 121, 570–598.
- [68] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, (1996).Thermal Design and Optimization- John Wiley & Sons.
- [69] J. Wang, Z.J. Zhai, Y. Jing, C. Zhang, (2010).Particle swarm optimization for redundant building cooling heating and power system, *Applied Energy*, 87 (12), 3668–3679.
- [70] M.R. Richter, C.W. Bullard, P.S. Hrnjak, H. Phoenix, (2001).Comparison of R744 and R410A for Residential Heating and Cooling Applications General Motors Corporation, *Industrial Engineering*, (217).
- [71] T. Menlik, (2005).Alternatif Akışkanlı İki Kademeli Soğutma Sisteminin Tasarımı, İmalı ve Performans Deneylemi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara.
- [72] P. Yang, M. Yuan, Z. Liu, N. Xie, Y. Liu, S. Yang, (2021).Multi- objective

optimization and life cycle assessment of a cascade system integrating LiBr/H₂O absorption refrigeration with transcritical CO₂ power cycle, *Energy Conversion and Management*, 244.

- [73] S. Eini, H. Shahhosseini, N. Delgarm, M. Lee, A. Bahadori, (2016). Multi-objective optimization of a cascade refrigeration system: Exergetic, economic, environmental, and inherent safety analysis, *Applied Thermal Engineering*, 107, 804–817.





Çizelge Ek-1. R23 doymuş sıvı, doymuş buhar özellikleri

T °C	P bar	v_s m ³ /kg	v_b m ³ /kg	h_s kJ/kg	h_b kJ/kg	s_s kJ/kg.K	s_b kJ/kg.K	°C/bar	°C/bar
-80	1,137	0,000695	0,19248	87,104	324,81	0,52363	1,7543	-0,02705	6,3691
-79	1,2027	0,000697	0,1826	88,348	325,22	0,53003	1,7501	-0,02674	6,2147
-78	1,2712	0,000699	0,17333	89,595	325,63	0,53641	1,7459	-0,02643	6,0661
-77	1,3428	0,000701	0,16462	90,843	326,04	0,54276	1,7418	-0,02611	5,9229
-76	1,4175	0,000703	0,15644	92,093	326,44	0,54909	1,7378	-0,02578	5,7849
-75	1,4955	0,000705	0,14875	93,345	326,84	0,5554	1,7338	-0,02544	5,6519
-74	1,5768	0,000707	0,14151	94,6	327,24	0,56169	1,7299	-0,0251	5,5236
-73	1,6615	0,000709	0,1347	95,857	327,63	0,56795	1,726	-0,02474	5,3999
-72	1,7496	0,000711	0,12828	97,116	328,03	0,57419	1,7221	-0,02438	5,2805
-71	1,8415	0,000713	0,12223	98,377	328,41	0,58042	1,7184	-0,02401	5,1652
-70	1,937	0,000715	0,11652	99,641	328,79	0,58662	1,7146	-0,02363	5,0538
-69	2,0363	0,000717	0,11113	100,91	329,17	0,5928	1,7109	-0,02324	4,9462
-68	2,1395	0,000719	0,10605	102,18	329,55	0,59897	1,7073	-0,02284	4,8423
-67	2,2468	0,000721	0,10124	103,45	329,92	0,60511	1,7037	-0,02243	4,7418
-66	2,3582	0,000723	0,096692	104,72	330,29	0,61124	1,7001	-0,02201	4,6446
-65	2,4737	0,000725	0,09239	106	330,65	0,61735	1,6966	-0,02158	4,5506
-64	2,5937	0,000727	0,088319	107,28	331,01	0,62344	1,6931	-0,02114	4,4596
-63	2,718	0,00073	0,084463	108,56	331,36	0,62951	1,6897	-0,02069	4,3715
-62	2,8469	0,000732	0,080809	109,85	331,71	0,63557	1,6863	-0,02023	4,2863
-61	2,9805	0,000734	0,077345	111,13	332,06	0,64161	1,683	-0,01975	4,2037
-60	3,1188	0,000736	0,074059	112,43	332,4	0,64764	1,6796	-0,01926	4,1237
-59	3,262	0,000739	0,07094	113,72	332,73	0,65365	1,6763	-0,01876	4,0463
-58	3,4102	0,000741	0,067978	115,02	333,06	0,65964	1,6731	-0,01825	3,9711
-57	3,5635	0,000743	0,065164	116,32	333,39	0,66562	1,6699	-0,01772	3,8983
-56	3,722	0,000746	0,06249	117,62	333,71	0,67159	1,6667	-0,01718	3,8277
-55	3,8859	0,000748	0,059946	118,93	334,02	0,67754	1,6635	-0,01662	3,7592
-54	4,0552	0,00075	0,057526	120,24	334,33	0,68348	1,6604	-0,01605	3,6927
-53	4,2301	0,000753	0,055223	121,56	334,64	0,68941	1,6573	-0,01547	3,6282
-52	4,4106	0,000755	0,053029	122,88	334,94	0,69532	1,6542	-0,01486	3,5656
-51	4,597	0,000758	0,050939	124,2	335,23	0,70123	1,6512	-0,01424	3,5048
-50	4,7893	0,00076	0,048947	125,53	335,52	0,70712	1,6482	-0,01361	3,4458
-49	4,9876	0,000763	0,047047	126,86	335,8	0,713	1,6452	-0,01296	3,3885
-48	5,1921	0,000765	0,045234	128,19	336,07	0,71887	1,6422	-0,01228	3,3328
-47	5,4029	0,000768	0,043504	129,53	336,34	0,72473	1,6392	-0,01159	3,2786
-46	5,6201	0,000771	0,041853	130,87	336,61	0,73058	1,6363	-0,01088	3,226
-45	5,8439	0,000773	0,040275	132,22	336,86	0,73642	1,6334	-0,01015	3,1749
-44	6,0743	0,000776	0,038767	133,57	337,11	0,74226	1,6305	-0,0094	3,1251
-43	6,3115	0,000779	0,037325	134,93	337,36	0,74808	1,6276	-0,00862	3,0767
-42	6,5557	0,000782	0,035946	136,29	337,59	0,7539	1,6248	-0,00783	3,0297
-41	6,8069	0,000785	0,034627	137,65	337,82	0,75971	1,6219	-0,00701	2,9839
-40	7,0653	0,000788	0,033364	139,02	338,04	0,76551	1,6191	-0,00616	2,9393
-39	7,3318	0,000791	0,032155	140,4	338,26	0,77131	1,6163	-0,00529	2,8959

Çizelge Ek-1. (Devamı)

-38	7,6042	0,00079 4	0,030997	141,78	338,46	0,7771	1,6135	-0,00439	2,853 7
-37	7,8849	0,00079 7	0,029887	143,17	338,66	0,78289	1,6107	-0,00346	2,812 6
-36	8,1734	0,0008	0,028823	144,56	338,85	0,78867	1,608	-0,00251	2,772 5
-35	8,4697	0,00080 3	0,027802	145,95	339,04	0,79445	1,6052	-0,00152	2,733 5
-34	8,774	0,00080 6	0,026823	147,36	339,21	0,80022	1,6025	-0,0005	2,695 5
-33	9,0864	0,00080 9	0,025883	148,76	339,38	0,80599	1,5997	0,000549	2,658 4
-32	9,4071	0,00081 3	0,024981	150,18	339,53	0,81176	1,597	0,001635	2,622 3
-31	9,7363	0,00081 6	0,024115	151,6	339,68	0,81753	1,5942	0,002757	2,587 1
-30	10,074	0,00081 9	0,023283	153,03	339,82	0,8233	1,5915	0,003918	2,552 7

Çizelge Ek-2. R410A doymuş sıvı, doymuş buhar özellikleri

T °C	P _s bar	P _b bar	v _s m ³ /kg	v _b m ³ /kg	h _s kJ/kg	h _b kJ/kg	s _s kJ/kg. K	s _b kJ/kg. K	°C/bar	°C/bar
-45	1,3913	1,386	0,00075 2	0,17826	135,32	402,6	0,74374	1,9154	-0,02437	6,080 6
-44	1,4588	1,4533	0,00075 4	0,17045	136,7	403,1	0,74975	1,9124	-0,02409	5,958 3
-43	1,5288	1,5231	0,00075 6	0,16305	138,09	403,6	0,75575	1,9095	-0,0238	5,839 4
-42	1,6015	1,5955	0,00075 8	0,15604	139,47	404,1	0,76173	1,9067	-0,0235	5,723 8
-41	1,6769	1,6706	0,00076	0,14938	140,86	404,59	0,76768	1,9038	-0,0232	5,611 4
-40	1,755	1,7485	0,00076 2	0,14307	142,24	405,08	0,77362	1,9011	-0,02289	5,502 1
-39	1,8359	1,8292	0,00076 4	0,13708	143,63	405,57	0,77954	1,8983	-0,02258	5,395 8
-38	1,9198	1,9127	0,00076 5	0,13138	145,03	406,05	0,78545	1,8956	-0,02225	5,292 4
-37	2,0065	1,9992	0,00076 7	0,12598	146,42	406,53	0,79133	1,8929	-0,02192	5,191 9
-36	2,0964	2,0888	0,00076 9	0,12083	147,82	407,01	0,7972	1,8903	-0,02158	5,094 1
-35	2,1893	2,1814	0,00077 1	0,11594	149,21	407,48	0,80306	1,8876	-0,02124	4,999
-34	2,2854	2,2772	0,00077 3	0,11129	150,61	407,95	0,80889	1,885	-0,02088	4,906 5
-33	2,3848	2,3762	0,00077 5	0,10686	152,02	408,42	0,81471	1,8825	-0,02052	4,816 5
-32	2,4875	2,4786	0,00077 7	0,10264	153,42	408,88	0,82052	1,88	-0,02015	4,729
-31	2,5935	2,5843	0,00077 9	0,098626	154,83	409,34	0,82631	1,8775	-0,01977	4,643 9
-30	2,7031	2,6935	0,00078 1	0,094796	156,24	409,8	0,83208	1,875	-0,01938	4,561
-29	2,8162	2,8062	0,00078 4	0,091144	157,65	410,25	0,83784	1,8725	-0,01898	4,480 5
-28	2,9329	2,9226	0,00078 6	0,08766	159,06	410,7	0,84358	1,8701	-0,01858	4,402 1
-27	3,0534	3,0426	0,00078 8	0,084335	160,48	411,14	0,84931	1,8677	-0,01816	4,325 8
-26	3,1776	3,1665	0,00079	0,081162	161,9	411,58	0,85503	1,8654	-0,01773	4,251 6
-25	3,3057	3,2941	0,00079 2	0,07813	163,32	412,02	0,86074	1,863	-0,0173	4,179 3
-24	3,4377	3,4257	0,00079 4	0,075234	164,75	412,45	0,86643	1,8607	-0,01685	4,109
-23	3,5738	3,5613	0,00079 6	0,072466	166,18	412,88	0,87211	1,8584	-0,01639	4,040 6
-22	3,7139	3,701	0,00079 9	0,06982	167,61	413,31	0,87777	1,8562	-0,01592	3,974
-21	3,8582	3,8449	0,00080 1	0,067288	169,04	413,73	0,88343	1,8539	-0,01544	3,909 2
-20	4,0069	3,993	0,00080 3	0,064866	170,48	414,14	0,88907	1,8517	-0,01495	3,846 1
-19	4,1598	4,1455	0,00080 6	0,062547	171,92	414,55	0,8947	1,8495	-0,01444	3,784 6
-18	4,3172	4,3024	0,00080 8	0,060327	173,37	414,96	0,90032	1,8473	-0,01393	3,724 8

-17	4,4791	4,4638	0,00081	0,058201	174,81	415,36	0,90593	1,8451	-0,0134	3,6665
-16	4,6456	4,6298	0,000813	0,056163	176,26	415,76	0,91153	1,843	-0,01286	3,6098
-15	4,8168	4,8004	0,000815	0,05421	177,72	416,15	0,91712	1,8408	-0,0123	3,5545
-14	4,9927	4,9758	0,000817	0,052337	179,18	416,54	0,9227	1,8387	-0,01173	3,5007
-13	5,1735	5,1561	0,00082	0,05054	180,64	416,92	0,92827	1,8366	-0,01114	3,4482
-12	5,3593	5,3412	0,000822	0,048817	182,1	417,3	0,93383	1,8345	-0,01054	3,3971
-11	5,5501	5,5314	0,000825	0,047162	183,57	417,67	0,93938	1,8325	-0,00993	3,3473
-10	5,746	5,7268	0,000827	0,045574	185,04	418,04	0,94493	1,8304	-0,0093	3,2988
-9	5,9472	5,9273	0,00083	0,044048	186,52	418,4	0,95047	1,8284	-0,00865	3,2516
-8	6,1536	6,1331	0,000833	0,042582	188	418,76	0,956	1,8264	-0,00799	3,2055
-7	6,3654	6,3442	0,000835	0,041174	189,48	419,11	0,96152	1,8244	-0,0073	3,1606
-6	6,5828	6,5609	0,000838	0,03982	190,97	419,45	0,96703	1,8224	-0,0066	3,1168
-5	6,8057	6,7831	0,000841	0,038517	192,47	419,79	0,97254	1,8204	-0,00588	3,0741

Çizelge Ek-3. DSC yoğuşturucu ve YSC kaskad ısı değiştirici çıkış sıcaklığı için
TOPSIS yöntemi sonuçları ($T_9=-43\text{ }^\circ\text{C}$)

T_2 ($^\circ\text{C}$)	T_5 ($^\circ\text{C}$)	Maliyet ($\$/\text{yıl}$)	Yok olan ekserji, E_D (kW)	V_{ij} (Maliyet)	V_{ij} (E_D)	S_i^+	S_i^-	YK
-30	-20	1,67239 9	2,785674	0,09691	0,107871	0,02192 5	0,003403	0,86562 9
-30	-19	1,67325 6	2,738233	0,09695 9	0,106034	0,02008 8	0,003824	0,84008 7
-30	-18	1,67562 9	2,695587	0,09709 7	0,104383	0,01843 8	0,004745	0,79533 3
-30	-17	1,67724 6	2,655371	0,09719	0,102826	0,01688 2	0,005934	0,73993 1
-30	-16	1,67996 5	2,6184	0,09734 8	0,101394	0,01545 4	0,007124	0,68448 7
-30	-15	1,68325 4	2,583538	0,09753 9	0,100044	0,01411 2	0,008304	0,62954
-30	-14	1,68683 2	2,551702	0,09774 6	0,098811	0,01289 2	0,009417	0,57789 8
-30	-13	1,69043 4	2,521361	0,09795 5	0,097636	0,01173 7	0,010503	0,52773 6
-30	-12	1,69458 3	2,492987	0,09819 5	0,096537	0,01066 9	0,01153	0,48061 4
-30	-11	1,69892	2,466155	0,09844 6	0,095498	0,00967 5	0,012513	0,43605 7
-30	-10	1,70335 4	2,441753	0,09870 3	0,094553	0,00879 2	0,013414	0,39592 8
-30	-9	1,70797 7	2,41755	0,09897 1	0,093616	0,00794 2	0,014318	0,35679 6
-30	-8	1,71304 2	2,394879	0,09926 5	0,092738	0,00718 9	0,015169	0,32153 8
-30	-7	1,71792 1	2,373438	0,09954 7	0,091908	0,00651 9	0,015981	0,28974
-30	-6	1,72305 7	2,353113	0,09984 5	0,091121	0,00594 9	0,016757	0,26201 7
-30	-5	1,72887	2,333468	0,10018 2	0,09036	0,00549 5	0,017511	0,23883 6
-31	-20	1,67483 1	2,74771	0,09705	0,106401	0,02045 6	0,003578	0,85111 3
-31	-19	1,67525 9	2,701394	0,09707 5	0,104608	0,01866 2	0,004597	0,80236 1
-31	-18	1,67731 9	2,657897	0,09719 5	0,102923	0,01698	0,005848	0,74380 7
-31	-17	1,67782	2,618816	0,09722 4	0,10141	0,01546 7	0,007162	0,68351 7
-31	-16	1,68068 6	2,5821	0,09739	0,099988	0,01405	0,008407	0,62563 6
-31	-15	1,68435 9	2,547408	0,09760 3	0,098645	0,01271 8	0,009616	0,56943 7

-31	-14	1,68769 9	2,515639	0,09779 6	0,097415	0,01150 3	0,010755	0,51679 6
-31	-13	1,69128	2,48631	0,09800 4	0,096279	0,01039 1	0,01182	0,46782 1
-31	-12	1,69523	2,458106	0,09823 2	0,095187	0,00933 5	0,012854	0,42070 4
-31	-11	1,69980 5	2,43133	0,09849 8	0,09415	0,00835 6	0,013841	0,37645 3



Çizelge Ek-3. (Devamı)

-31	-10	1,70413 9	2,40649 4	0,09874 9	0,093188	0,00747 2	0,014766	0,335997
-31	-9	1,70879 4	2,38283	0,09901 8	0,092272	0,00666 8	0,015653	0,298729
-31	-8	1,71370 2	2,36049 9	0,09930 3	0,091407	0,00596 2	0,016495	0,265495
-31	-7	1,71863 4	2,3392	0,09958 9	0,090582	0,00535 4	0,017304	0,236311
-31	-6	1,72363 4	2,31893 1	0,09987 8	0,089797	0,00486 3	0,018079	0,211955
-31	-5	1,72951 9	2,29952 4	0,10021 9	0,089046	0,00453 4	0,018825	0,194113
-32	-20	1,67722 6	2,71004 8	0,09718 9	0,104943	0,01899 9	0,004282	0,816085
-32	-19	1,67779 4	2,66401 6	0,09722 2	0,10316	0,01721 7	0,005634	0,75344
-32	-18	1,67891 5	2,62164 4	0,09728 7	0,101519	0,01557 8	0,007035	0,688882
-32	-17	1,67854 5	2,58178 8	0,09726 6	0,099976	0,01403 5	0,008463	0,623838
-32	-16	1,68175 7	2,54600 8	0,09745 2	0,098591	0,01265 6	0,009711	0,565826
-32	-15	1,68537 5	2,51251 8	0,09766 1	0,097294	0,01137 3	0,010905	0,510504
-32	-14	1,68893 7	2,48081 4	0,09786 8	0,096066	0,01016 5	0,012056	0,457467
-32	-13	1,69195 3	2,45071	0,09804 3	0,0949	0,00902 6	0,013168	0,406678
-32	-12	1,69591 6	2,42256 3	0,09827 2	0,09381	0,00798 1	0,014208	0,359696
-32	-11	1,70080 9	2,39688 4	0,09855 6	0,092816	0,00706 4	0,015157	0,317905
-32	-10	1,70497 6	2,37211 4	0,09879 7	0,091857	0,00620 5	0,016086	0,278358
-32	-9	1,70959 5	2,34860 1	0,09906 5	0,090946	0,00544 5	0,016971	0,242905
-32	-8	1,71423 8	2,32650 7	0,09933 4	0,090091	0,00480 1	0,017807	0,212373
-32	-7	1,71956 2	2,30525 5	0,09964 2	0,089268	0,00430 1	0,018615	0,18769
-32	-6	1,72442 6	2,28531 8	0,09992 4	0,088496	0,00394 8	0,019379	0,169247
-32	-5	1,73037 6	2,26615 6	0,10026 9	0,087754	0,00381 5	0,020117	0,159394
-33	-20	1,67911	2,67289 7	0,09729 8	0,103504	0,01756 2	0,005306	0,767967
-33	-19	1,67989 5	2,62695	0,09734 4	0,101725	0,01578 5	0,006826	0,698121
-33	-18	1,68025 5	2,58475 8	0,09736 5	0,100091	0,01415 2	0,00832	0,629775

-33	-17	1,67901 1	2,54593 3	0,09729 3	0,098588	0,01264 7	0,009762	0,564373
-33	-16	1,68289 4	2,51040 9	0,09751 8	0,097212	0,01128 2	0,011019	0,505897
-33	-15	1,68628	2,47690 8	0,09771 4	0,095915	0,01000 1	0,012235	0,449761
-33	-14	1,68983 2	2,44546	0,09792	0,094697	0,00880 9	0,01339	0,396829



Çizelge Ek-3. (Devamı)

-33	-13	1,69266 7	2,41635 8	0,09808 4	0,09357	0,00771 4	0,014474	0,34767
-33	-12	1,69653 3	2,38836 3	0,09830 8	0,092486	0,00668 8	0,015515	0,301211
-33	-11	1,70166 9	2,36265 6	0,09860 6	0,091491	0,00579 8	0,016469	0,260383
-33	-10	1,70587 8	2,33814 1	0,09885	0,090541	0,00498 8	0,017391	0,222874
-33	-9	1,71023	2,31495 9	0,09910 2	0,089644	0,00429 8	0,018268	0,190477
-33	-8	1,71506 5	2,29291 2	0,09938 2	0,08879	0,00376 8	0,019104	0,164742
-33	-7	1,72048 8	2,27200 1	0,09969 6	0,08798	0,00345	0,019901	0,147734
-33	-6	1,72530 3	2,25211 9	0,09997 5	0,08721	0,00331 6	0,020664	0,13827
-33	-5	1,73112 6	2,23317 9	0,10031 3	0,086477	0,00344 4	0,021394	0,138647
-34	-20	1,68058 4	2,63690 9	0,09738 4	0,102111	0,01617 2	0,006462	0,714483
-34	-19	1,68126 2	2,59123 7	0,09742 3	0,100342	0,01440 5	0,008065	0,641092
-34	-18	1,68201 4	2,54922 4	0,09746 7	0,098715	0,01278 1	0,009588	0,571373
-34	-17	1,67964 8	2,51047 5	0,09733	0,097215	0,01127 6	0,011066	0,504706
-34	-16	1,68384 1	2,47512 1	0,09757 3	0,095846	0,00992 2	0,012334	0,445811
-34	-15	1,68709	2,44178 1	0,09776 1	0,094555	0,00865	0,013559	0,389499
-34	-14	1,69045	2,41135 5	0,09795 6	0,093376	0,00750 4	0,014685	0,338169
-34	-13	1,69331 4	2,38240 4	0,09812 1	0,092255	0,00642 5	0,015769	0,289479
-34	-12	1,69701 7	2,35447 5	0,09833 6	0,091174	0,00541 9	0,016814	0,243728
-34	-11	1,70239 3	2,32892 8	0,09864 8	0,090184	0,00458 1	0,017765	0,204999
-34	-10	1,70679 1	2,30463 1	0,09890 2	0,089244	0,00385 3	0,018681	0,17098
-34	-9	1,7112	2,28170 5	0,09915 8	0,088356	0,00329 5	0,019549	0,144255
-34	-8	1,71609 5	2,25990 9	0,09944 2	0,087512	0,00297 7	0,020378	0,127456
-34	-7	1,72126 7	2,23904 2	0,09974 1	0,086704	0,00293 1	0,021175	0,121585
-34	-6	1,72608 1	2,21948 3	0,10002	0,085946	0,00311	0,021927	0,124227
-35	-20	1,68188 6	2,60045 8	0,09745 9	0,100699	0,01476 3	0,007719	0,656668

-35	-19	1,68228 3	2,55582 6	0,09748 2	0,098971	0,01303 7	0,00934	0,582625
-35	-18	1,68299	2,51407 8	0,09752 3	0,097354	0,01142 5	0,010881	0,512195
-35	-17	1,68036 2	2,47653 9	0,09737 1	0,095901	0,00996 5	0,012327	0,447031
-35	-16	1,68461 9	2,44116 7	0,09761 8	0,094531	0,00861 4	0,01361	0,387598



Çizelge Ek-3. (Devamı)

-35	-15	1,68786 5	2,40798 8	0,09780 6	0,093246	0,00735 5	0,01483 8	0,33139 5
-35	-14	1,69173 9	2,37772 2	0,09803	0,092074	0,00623	0,01596 1	0,28072 7
-35	-13	1,69423 9	2,34882 8	0,09817 5	0,090955	0,00516 6	0,01705	0,23254 2
-35	-12	1,69778 4	2,32134 3	0,09838 1	0,089891	0,00421	0,01808 4	0,18883 9
-35	-11	1,70319 3	2,29575 2	0,09869 4	0,0889	0,00345 1	0,01904	0,15342 5
-35	-10	1,70764 6	2,27181 3	0,09895 2	0,087973	0,00287 7	0,01994 5	0,12606 6
-35	-9	1,71192 4	2,24893 0	0,0992	0,086453	0,00234 5	0,02144 7	0,10945 3
-36	-20	1,68295 2	2,56533 1	0,09752 1	0,099339	0,01340 7	0,00897 7	0,59894 1
-36	-19	1,68341 4	2,52098 3	0,09754 8	0,097622	0,01169 3	0,01061 6	0,52413 8
-36	-18	1,68397 5	2,48016 2	0,09758	0,096041	0,01011 7	0,01214 2	0,45451 8
-36	-17	1,68102 2	2,44176 2	0,09740 9	0,094554	0,00862 2	0,01363	0,38747 7
-36	-16	1,68519 8	2,40673 9	0,09765 1	0,093198	0,00728 9	0,01491 3	0,32831 7
-36	-15	1,68857 1	2,37458 2	0,09784 7	0,091952	0,00607 9	0,01610 9	0,27398 1
-36	-14	1,69226 8	2,34343 7	0,09806 1	0,090746	0,00493 6	0,01727 2	0,22227 2
-36	-13	1,69503 1	2,31517	0,09822 1	0,089652	0,00393 1	0,01833 9	0,17650 6
-36	-12	1,69862 5	2,28850 2	0,09842 9	0,088619	0,00307 5	0,01934 4	0,13714 6
-37	-20	1,68397 5	2,53050 7	0,09758	0,09799	0,01206 3	0,01025 2	0,54058 7
-37	-19	1,68475 8	2,48632 8	0,09762 6	0,09628	0,01035 8	0,01189 9	0,46539 3
-37	-18	1,68537 8	2,44569 7	0,09766 2	0,094706	0,00879 2	0,01342 9	0,39566 8
-37	-17	1,68148 2	2,40849 8	0,09743 6	0,093266	0,00733 9	0,01488 6	0,3302
-37	-16	1,68602 6	2,37345 1	0,09769 9	0,091909	0,00601 5	0,01617 5	0,27105 3
-37	-15	1,68922 4	2,34145 4	0,09788 4	0,090669	0,00482 3	0,01737 2	0,21729 9
-38	-20	1,68499 9	2,49606 1	0,09764	0,096656	0,01073 5	0,01152 9	0,48217 9
-38	-19	1,68556 4	2,45197 7	0,09767 2	0,094949	0,00903 6	0,01318 9	0,40656 4
-38	-18	1,68599 2	2,41150 1	0,09769 7	0,093382	0,00747 8	0,01472 3	0,33681 3

-38	-17	1,68739 3	2,37438 2	0,09777 8	0,091945	0,00606 1	0,01612 7	0,27317 2
-39	-20	1,68617 1	2,46198 8	0,09770 8	0,095337	0,00942 5	0,01280 2	0,42403 2
Pozitif ideal değer				0,09691	0,085946	0	0,02218 8	0
Negatif ideal değer				0,10031 3	0,107871	0,02218 8	0	1



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Hüsamettin TAN

Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu

Lisans : Gazi Üniversitesi-2014

Yüksek Lisans : Kırıkkale Üniversitesi-2017

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl/Yıllar :

- Kırıkkale Üniversitesi-Araştırma Görevlisi (2015-Devam ediyor)

Yayınları (SCI) :

- Doğan, B. and Tan, H. (2019) 'The numerical and experimental investigation of the change of the thermal conductivity of expanded polystyrene at different temperatures and densities', *International Journal of Polymer Science*, 2019, p. 9. doi: 10.1155/2019/6350326.

Yayınları (Diğer) :

- Doğan, B. and Tan, H. (2018) 'Sialon- Si3N4 Esaslı Seramik Kesici Uçların Isıl İletkenliğinin İncelenmesi', *Journal of Polytechnic*, 21(1), pp. 7–12. doi: 10.2339/politeknik.389237
- Tan, H. , Erişen, A. "Novel Design and Thermodynamic Analyses of Cascade Refrigeration System at Ultra-Low Temperature", *International Journal of Thermodynamics*, vol.25(1), pp. 142-150, 2022.

Araştırma Alanları :

- Enerji ve Güç Sistemleri
- Isıtma, Soğutma ve Havalandırma Sistemleri
- Isıl-Akış Analizleri
- Termodinamik
- Isı Transferi
- Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği