

**T.C.
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**R-744/R-717 KASKAD BİR SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ**

İlayda YILMAZ

**Danışman
Doç. Dr. Hilmi Cenk BAYRAKÇI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISPARTA - 2018**



© 2018 [İlayda YILMAZ]

TEZ ONAYI

İlayda YILMAZ tarafından hazırlanan " **R-744/R-717 Kaskad Bir Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi**" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri üyeleri önünde Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak başarı ile savunulmuştur.

Danışman

Doç. Dr. Hilmi Cenk BAYRAKÇI
Süleyman Demirel Üniversitesi



Jüri Üyesi

Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR
Süleyman Demirel Üniversitesi



Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi İbrahim KIRBAŞ
Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi



Enstitü Müdürü

Prof. Dr. Yasin TUNCER

TAAHHÜTNAME

Bu tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

İlayda YILMAZ



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Soğutma Sistemleri ve Kaskad Soğutma Çevrimi	2
1.2. Soğutucu Akışkanlar ile İlgili Anlaşmalar	5
1.3. Soğutma Uygulamalarında Kullanılan Akışkanların Özellikleri ve Doğal Soğutucu Akışkanlar	7
1.4. Soğuk Hava Depoları.....	9
1.5. Soğutma Depolarında Kullanılan Temel Elemanlar	11
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	13
3. MATERYAL VE YÖNTEM	28
3.1. Materyal	28
3.2. Yöntem.....	31
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	43
5. SONUÇ	60
KAYNAKLAR	63
ÖZGEÇMİŞ.....	67

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

R-744/R-717 KASKAD BİR SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

İlayda YILMAZ

Süleyman Demirel Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Hilmi Cenk BAYRAKÇI

Soğutma sistemlerinde doğal akışkanlar çevresel etkileri nedeniyle tercih edilmeye başlanmıştır. Endüstriyel uygulamalarda ve akademik çalışmalarda son zamanlarda en çok dikkat çeken iki soğutucu akışkan karbondioksit ve amonyaktır.

Bu tez çalışmasında bu iki akışkanın kullanıldığı verimli bir kaskad çevrim oluşturulmuştur. Kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılarak soğuk hava depoları için çevreci ve verimli bir çevrim önerilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla oluşturulan kaskad soğutma çevrimi soğuk hava depolarında kullanılan tek kademeli amonyak akışkanlı soğutma çevrimiyle karşılaştırılmıştır. Sonuçlar grafikler ve çizelgeler ile sunulmuş ve tartışılmıştır. $\text{NH}_3\text{-CO}_2$ kaskad soğutma çevriminin düşük sıcaklık uygulamalarında daha yüksek performans katsayısına sahip olduğu görülmüştür. Düşük sıcaklık uygulamalarında tek kademeli çevrimde karşılaşılan aksaklıklarda dikkate alınarak yeni oluşturulan kaskad soğutma çevrimi çevre ve enerji verimliliği açılarından üstün bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: NH_3 , CO_2 , $\text{NH}_3\text{-CO}_2$, kaskad soğutma çevrimi, $\text{NH}_3\text{-CO}_2$ kaskad soğutma çevrimi, soğuk hava deposu,

2018, 67 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF R-744/R-717 CASCADE COOLING CYCLE

İlayda YILMAZ

**Süleyman Demirel University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Energy Systems Engineering**

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Hilmi Cenk BAYRAKÇI

In cooling systems, natural fluids are begun to prefer due to their environmental effects. In industrial applications and academic studies, the two most notable refrigerants have recently been carbon dioxide and ammonia.

In this thesis study, an efficient cascade cycle using these two fluids was established. A thermodynamic analysis of the cascade refrigeration cycle was performed to propose an environmentally friendly and efficient cycle for cold storage. The cascade refrigeration cycle formed for this purpose is compared to the single-stage ammonia fluid refrigeration cycle used in cold-air storage depots. The results were presented and discussed with graphs and charts. It is seen that, the NH₃-CO₂ cascade refrigeration cycle was found to have a higher performance coefficient in low temperature applications. Taking into account the difficulties encountered in a single-stage cycle in low temperature applications, the new formed cascade refrigeration cycle is superior to the environment and energy efficiency.

Keywords : NH₃, CO₂, NH₃-CO₂, cascade cooling cycle, NH₃-CO₂ cascade cooling cycle, cold storage

2018, 67 pages

TEŞEKKÜR

Tez alıőmamda emeği geen tecrubesini ve her trl desteğini esirgemeyen danışman Hocam Sayın Do. Dr. Hilmi Cenk BAYRAKI' ya, yardımlarını ve her trl desteğini esirgemeyen Sayın Prof. Dr. Arif Emre zgr Hocama teőekkr ederim.

Tezimin her aőamasında beni yalnız bırakmayan aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

İlayda YILMAZ
ISPARTA, 2018



ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi	3
Şekil 1.2. Kaskad soğutma çevrimi tesisat şeması	4
Şekil 1.3. Soğuk muhafaza yönteminin şematik gösterimi	10
Şekil 1.4. Donmuş muhafaza yönteminin şematik gösterimi	10
Şekil 3.1. NH ₃ -CO ₂ kaskad soğutma çevrimi.....	29
Şekil 3.2. Soğuk hava depolarında kullanılan klasik soğutma çevrimi.....	30
Şekil 4.1. Evaporatör sıcaklığına bağlı olarak STK değişimi	43
Şekil 4.2. İkinci yasa veriminin evaporatör sıcaklığına göre değişimi.....	44
Şekil 4.3. Ekserji yıkımının evaporatör sıcaklığına bağlı değişimi	44
Şekil 4.4. Kondenser sıcaklığına bağlı olarak STK değerinin değişimi.....	45
Şekil 4.5. Kondenser sıcaklığına bağlı olarak ikinci yasa veriminin değişimi	46
Şekil 4.6. Kondenser sıcaklığına bağlı olarak ekserji yıkımının değişimi	46
Şekil 4.7. STK değerinin T_{fark} ile değişimi.....	47
Şekil 4.8. İkinci yasa veriminin T_{fark} ile değişimi	48
Şekil 4.9. Ekserji yıkımının T_{fark} değerine göre değişimi	49
Şekil 4.10. STK değerinin düşük sıcaklık çevrimindeki flash tank basıncı ile değişimi	49
Şekil 4.11. Flash tank basıncı ile ekserji yıkımının değişimi.....	50
Şekil 4.12. İkinci yasa veriminin flash tank basıncına göre değişimi	51
Şekil 4.13. Kondenser basıncının STK değerine etkisi	51
Şekil 4.14. Kondenser basıncının ikinci yasa verimine etkisi.....	52
Şekil 4.15. Kondenser basıncının ekserji yıkımına etkisi.....	53
Şekil 4.16. Kaskad soğutma çevrimi elemanlarının ekserji yıkımları	54
Şekil 4.17. Kondenser sıcaklığının STK değeri üzerine etkisi	55
Şekil 4.18. Evaporatör sıcaklığının STK değeri üzerine etkisi.....	55
Şekil 4.19. Kondenser sıcaklığının ekserji yıkımı üzerine etkisi	56
Şekil 4.20. Evaporatör sıcaklığının ekserji yıkımı üzerine etkisi	57
Şekil 4.21. Kaskad ve tek kademeli çevrimin değişen evaporatör sıcaklıklarında karşılaştırılması	58
Şekil 4.22. Kaskad ve tek kademeli çevrimin değişen kondenser sıcaklıklarında karşılaştırılması	59

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 1.1. Doğal akışkanların fiziksel özellikleri	8
Çizelge 4.1. Kaskad çevrim ve tek kademeli çevrimin karşılaştırılması.....	57



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

DSK	Düşük sıcaklık kompresörü
E	Evaporatör
E_{dst}	Ekserji yıkımı
h	Özgül entalpi
K	Kondenser
P	Basınç
P_{int}	Flash tank basıncı
Q	Isı
S	Entropi
STK	Performans katsayısı
T	Sıcaklık
W	İş
Y	Yoğuşturucu
YSK	Yüksek sıcaklık kompresörü
η	Verim
η_2	İkinci yasa verimi

1. GİRİŞ

Günümüzde küresel ısınmanın etkilerini azaltabilmek, sera etkisini ve ozon tabakasının delinmesini engelleyebilmek amacıyla birçok ülkede endüstrinin sebep olduğu kirlilik üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalar doğrultusunda soğutma sistemleri de dikkat çekmektedir ve bu sistemlerin çevreye olan etkileri azaltılmak istenmektedir. Küresel ısınmanın önüne geçebilmek için bu konularda çeşitli ülkelerin katılımı ile anlaşmalar yapılmıştır yasaklamalar veya kısıtlamalar getirilmiştir. Bu sebeple son dönemde endüstriyel uygulamalarda GWP (küresel ısınma potansiyeli) ve ODP (ozon yıkım potansiyeli) değerleri düşük olan soğutucu akışkanlar bilimsel çalışmalarda dikkat çekmekte ve uygulamalarda kullanılmaya çalışılmaktadır.

1930'lu yıllardan beri soğutma uygulamalarında kullanılan ve doğal bir soğutucu akışkan olan amonyak (NH_3) ise, GWP ve ODP değerlerinin sıfır olması sebebiyle daha çok gündemde olan bir akışkandır. Soğuk depolama ve dağıtım, buz pateni pistleri, kimya tesisleri, kargo gemileri, balıkçı gemileri ve benzeri pek çok uygulamada amonyak soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır. Avrupa'daki büyük endüstriyel soğutma tesislerinin %90'dan fazlasında amonyak soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır (Shecco, 2016). Amonyakın tercih edilmesinin diğer sebepleri ise; diğer soğutucu akışkanlara göre ucuz olması, elde edilen yüksek etkinlik katsayıları, uygun termodinamik özellikleridir. Tek dezavantajı zehirli oluşudur ve bu yüzden ev tipi uygulamalarda kullanılmamaktadır. Ancak büyük kapasiteli soğutmalarda, soğuk hava depolarında, buz üretiminde, buz pateni sahası gibi uygulamalarda kullanılmaktadır (Koyun vd., 2005). Soğutma uygulamalarında dikkat çeken ve yine eskiden beri kullanılan bir diğer soğutucu akışkan ise karbondioksittir. Karbondioksit, zehirsiz, herhangi bir kaçak durumunda ozon tabakasına zarar vermeyen ve yanmayan bir akışkan olduğundan kullanımı artırılmaya çalışılmaktadır. 20. yüzyılın başlarında soğutucu akışkan olarak sıklıkla kullanılmıştır. Daha sonra florokarbon kimyasal soğutucu akışkanların bulunmasıyla 1940 yıllarında kullanımı bitmiştir.

1980 yıllarında florokarbon soğutucu akışkanların çevresel etkilerine yönelik araştırmalar ve çalışmalar sonucunda çevreye zararı olmayan karbondioksit soğutucu akışkan olarak tekrar gündeme gelmiştir (Akdemir ve Güngör,2010) . Avrupa'da 2013 verilerine göre CO₂ kullanılan kaskad soğutma çevrimleri süpermarket gibi yerlerde özellikle tercih edilmektedir. Almanya 314 adet CO₂ soğutucu akışkanlı kaskad soğutma çevrimine sahipken, İsviçre 243 adet CO₂/HFC ve 4 adet CO₂/NH₃ ile Almanya'yı takip etmektedir. Yine diğer Avrupa ülkelerinde de CO₂'in soğutucu akışkan olarak kullanımı oldukça fazladır (Shecco, 2014).

Bu çalışmada amonyağın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı soğuk hava depolarındaki tek kademeli soğutma çevrimi incelenecektir. Ayrıca amonyak ve karbondioksit kullanılan kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılacaktır. Analiz sonuçları grafik ve tablolar şeklinde verilerek, karşılaştırmalar yapılacak, verimli çalışan çevrim belirlenmeye çalışılacaktır.

1.1 Soğutma Sistemleri ve Kaskad Soğutma Çevrimi

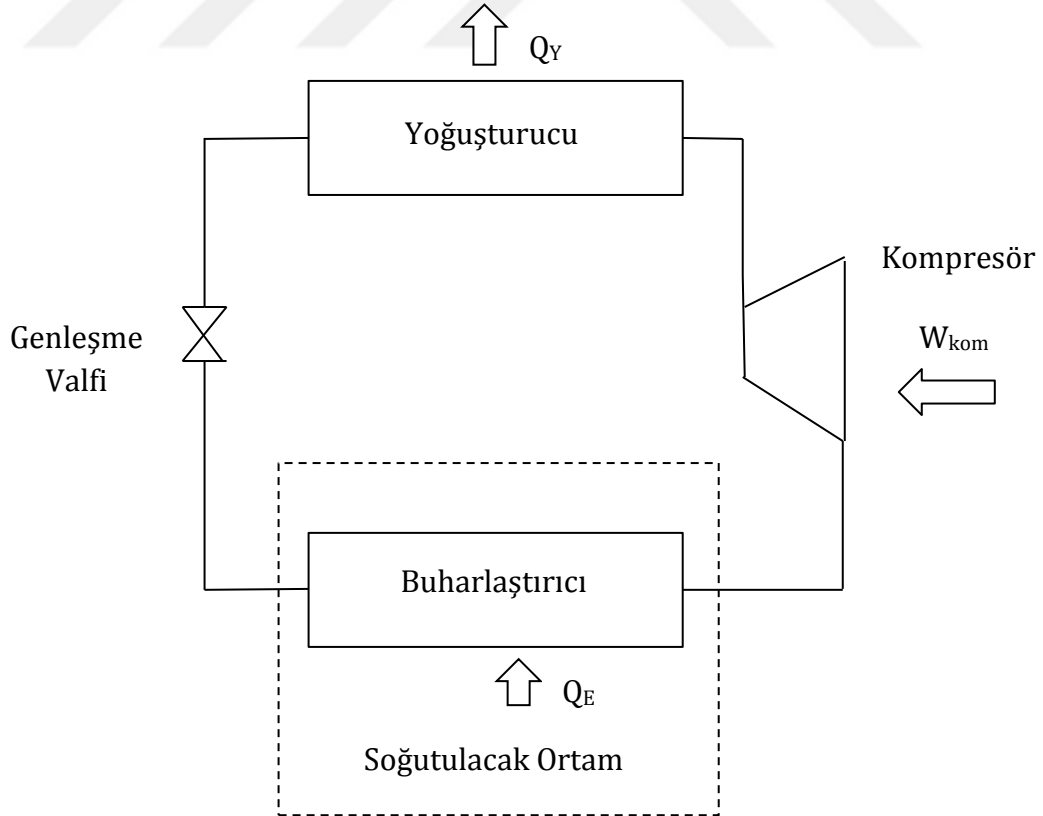
Isı, yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama herhangi bir müdahaleye gerek duymadan geçmektedir. Ancak düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama ısı geçişi kendiliğinden oluşmaz ve burada soğutma makinaları kullanılmaktadır. Soğutma makinaları çevrim şeklinde çalışır, bu soğutma çevrimlerinde iş gören akışkanlara soğutucu akışkan denilmektedir (Çengel ve Boles,2012). Soğutma çevrimleri farklı çalışma prensiplerine göre gruplandırılabilir. Bunlar:

- 1) İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi
- 2) Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi
- 3) Gelişmiş buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi (kaskad soğutma çevrimi, çok kademeli sıkıştırma yapılan soğutma çevrimi)
- 4) Tek kompresörle çalışan soğutma çevrimi
- 5) Birden fazla kompresör ile çalışan soğutma çevrimi
- 6) Gaz akışkanlı soğutma çevrimleri

7) Soğurmalı soğutma Çevrimleri

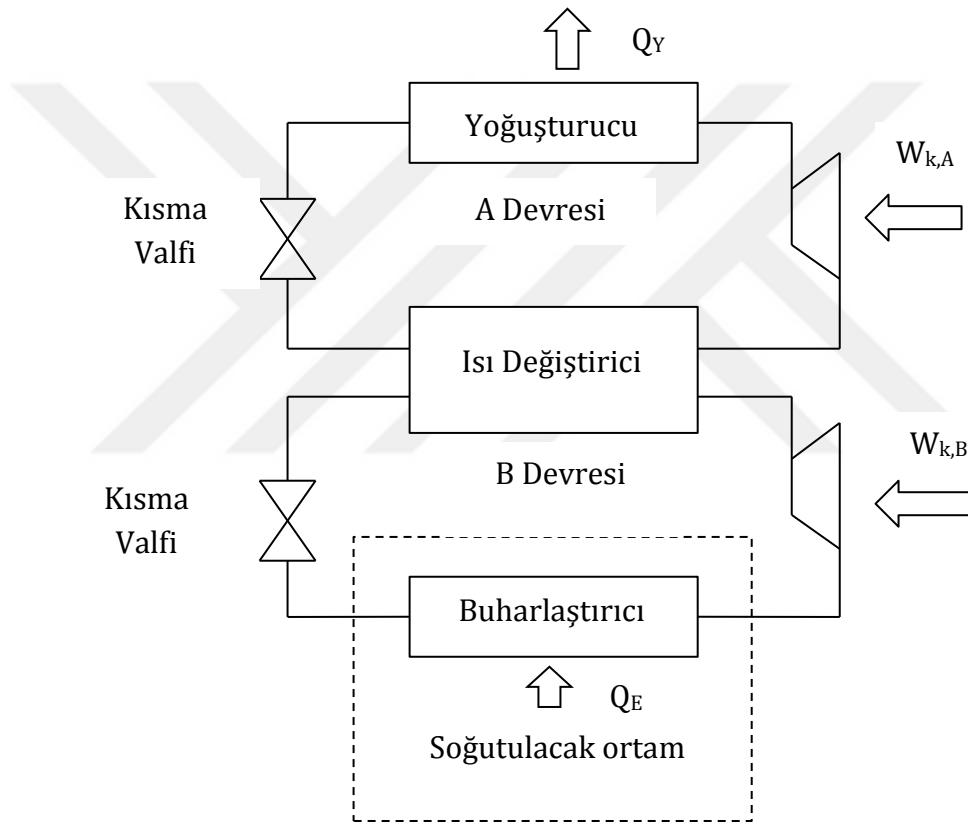
şeklinde incelenebilmektedir (Tuzcu ve Güngör, 2011).

Bu çalışmada tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile kaskad soğutma çevrimi incelenecektir. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi buharlaştırıcı, kompresör, yoğuşturucu ve genişleme valfinden oluşmaktadır. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi alçak basınç ve yüksek basınç olarak iki kısma ayrılmaktadır. Çevrimde, kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan akışkan kızgın buhar halinde yoğuşturucuya gelir. Yoğuşturucuda çevreye ısı vererek yoğuşur. Daha sonra kısılma vanasında alçak basınca geçen akışkan ıslak buhar halinde buharlaştırıcıya geçer. Buharlaştırıcının bulunduğu ortamdan daha düşük bir sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan, ortamdaki ısıyı çeker ve ortamı soğutur. Buharlaştırıcı çıkışında doymuş buhar haldeki soğutucu akışkan kompresör tarafından emilir. Soğutma çevrimi de böylece sürekli olarak tekrarlanır (Yamankaradeniz vd., 2013). Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi Şekil 1.1.'de gösterilmektedir.



Şekil 1.1. Buhar Sıkıştırımlı Mekanik Soğutma Çevrimi

Düşük sıcaklık gereken uygulamalarda tek kademeli buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi kullanıldığında, yoğuşturucu basıncının çok yüksek, buharlaştırıcı basıncının ise çok düşük olduğu ve yoğuşturucu basıncının soğutucu akışkanın kritik üstü basıncını aşabilmesi gibi problemler ortaya çıkmaktadır. Bu problemleri ortadan kaldırmak amacıyla düşük sıcaklık uygulamaları için çevrimde iki veya daha fazla soğutucu akışkan kullanılmaktadır. Bu çevrimlere kaskad soğutma çevrimi denilmektedir (Yamankaradeniz vd., 2013). Şekil 1.2.'de kaskad soğutma çevriminin tesisat şeması verilmiştir.



Şekil 1.2. Kaskad Soğutma Çevrimi Tesisat Şeması

Kaskad soğutma çevriminde A ve B devrelerinde iki farklı soğutucu akışkan bulunmaktadır.

1.2 Soğutucu Akışkanlar ile İlgili Anlaşmalar

Avrupa-İskandinav ülkeleri ve Amerika arasında 1983 yılında aerosol spreylerde CFC (kloroflorokarbon) kullanımı konusunda görüşmeler başlamıştır. Montreal Protokolü'nde 1987 yılında imzalanmıştır. Bilimdeki güncel gelişmelere göre protokol birçok kez gözden geçirilmiş ve değiştirilmiştir. Her düzenlemeye komitenin toplandığı şehrin adı verilmiştir. Kopenhag şehrinde yapılan 2. düzenlemede, CFC kullanımının zaman içerisinde bırakılması konusunda kesin karar verilmiştir ve HCFC (hidrokloroflorokarbon) kullanımına ilk kez kontrol getirilmiştir. Anlaşma, dünyada CFC kullanımının %95'ini oluşturan yüzden fazla ülke tarafından imzalanmıştır. Protokolü imzalamayan ülkelere CFC ticareti yasağı konulmuştur. Daha sonra metil klorür ve karbon tetra klorür gibi halokarbon çözücülerin ihracatı da 1993 yılında bu kapsama alınmıştır. Metil bromür kullanımının ve üretiminin 2010 yılına kadar aşamalı olarak bırakılmasına da 1995 Viyana toplantısında karar verilmiştir. Ayrıca HCFC kullanımı ile ilgili sıkı kontroller yapılmasına karar verilmiştir. Gelişmekte olan ülkelerde de CFC ve halon kullanımının 2010 yılına kadar aşamalı bir şekilde bırakılmasına karar verildi. 1997 yılında yapılan toplantıda gelişmekte olan ülkeler için CFC ve halokarbonların kullanımının azaltılarak tamamen bitirilmesi ile ilgili 2030 yılına kadar izin verilmektedir. Avrupa topluluğu dışında kalan gelişmiş ülkeler için HCFC kullanımının aşamalı olarak bırakılması gereken tarih 2030 yılı olarak belirlenmiştir.

1992 yılında Brezilya'da Birleşmiş Milletler Çevre ve Kalkınma Konferansı toplanmıştır. Rio Anlaşması olarak bilinen İklim değişikliği ile ilgili Birleşmiş Milletler Çerçeve Anlaşması 154 ülke tarafından onaylandı. Bu anlaşma ile ülkeler CO₂ ve sera gazı emisyonlarını 2000 yılına kadar 1990 yılındaki seviyelere düşüreceklerine taahhütte bulundular. Ancak anlaşma gönüllü olduğu için başarısız olmuştur.

1997 yılında Japonya, 161 ülkeden 2200 delegenin katılımıyla Kyoto'da daha başarılı bir anlaşma için girişimde bulunmuştur. Kyoto Protokolü'nde, gelişmiş ülkelere sera gazı emisyonlarını 2008-2012 yılları arasında 1990 yılındaki

seviyesinin %5,2 altına düşürmeleri istenmiştir. Gelişmekte olan ülkelerden ise azaltma beklenmemiştir. Ancak emisyon alışveriş yapılmasına izin verilmiş böylece kendi emisyon limitini aşmış bir ülke, emisyon limitinin altında kalmış bir ülkeden ekstra emisyon limiti satın alabilecektir (Alarico-Carrier,2005). Protokolde Amerika Birleşik Devletleri, Çin, Hindistan gibi atmosferi en çok kirleten ülkelerin imzası bulunmamaktadır. 2012 yılında Katar'da yapılan Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Konferansı'nda Kyoto Protokolü'nün 2020 yılına kadar uzatılmasına karar verilmiştir (BBC,2012).

F-gazlar, Hidroflorokarbonlar (HFC), Perflorokarbonlar (PFC), ve kükürt hekzaflorokarbonlardan oluşur. Bu florlu sera gazları ozon tabakasına zarar vermemektedirler ancak küresel ısınma konusunda zararları oldukça yüksektir. F-gaz emisyonlarının büyük bir kısmını klimalar, ısı pompaları ve soğutma endüstrisinde soğutucu akışkan olarak kullanılan Hidroflorokarbonlar (HFC) oluşturmaktadır (Yakut, 2015). Bu emisyonları azaltabilmek amacıyla Avrupa Birliği, 2006 yılında yayınlanan ve 2014 yılında revize edilerek 1 Ocak 2015 tarihinde yürürlüğe giren 517/2014 Florlu Gazlar Yönetmeliğini oluşturmuştur. F-yönetmeliği olarak adlandırılan bu yönetmelik ile hidroflorokarbon (HFC) türünden gaz içeren cihazlarda sorumlu işletmeci ve servis teknisyenlerine birçok yükümlülükler getirilmiştir. Soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası sistemleri alanındaki servis teknisyenleri ve işletmeciler soğutucu akışkan emisyonları ve bu emisyonların kontrol altında tutulması konusunda sorumlu tutulmuşlardır. Cihazlara yapılacak olan sızdırmazlık kontrollerinin periyodu ve bu kontrollerin kayıt altında tutulması yine F-gaz yönetmeliğinin getirdiği düzenlemelerdendir. F-gaz içeren bir cihazda kontrol ya da onarımın yapılması sadece F-Gaz sertifikasına sahip kişilerce yapılacaktır. Ayrıca cihaz işletmecisi herhangi bir sistem devre dışı bırakılıp hurdaya ayrılmadan önce içindeki soğutucu akışkanın geri kazanımı veya bertarafı konusunda sorumlu olacaktır (İsa, 2016).

Tüm bu düzenlemeler ve çevresel etkiler göz önüne alındığında GWP (küresel ısınma potansiyeli) ve ODP (ozon tabakasını delme potansiyeli) değeri düşük olan akışkanlar önem kazanmaktadır.

1.3 Soğutma Uygulamalarında Kullanılan Akışkanların Özellikleri ve Doğal Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu akışkanlar, soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası sistemlerinde kullanılan ve ısının bir ortamdan diğer ortama geçişinde ara madde olarak görev alan, sistemin verimini de önemli ölçüde etkileyen maddelerdir. Soğutma cihazının tasarımı tamamen seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlıdır (Yamankaradeniz vd., 2013). Kullanılacak soğutucu akışkanda aranılan özelliklerden bazıları şunlardır;

- 1) Akışkanın buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır.
- 2) Yoğuşma (kondenser) basıncı düşük olmalıdır, buharlaşma basıncı yüksek olmalıdır. İşletmede hava sızıntısından dolayı aksaklıklar olmaması için buharlaşma basıncının çevre basıncından biraz fazla olması gerekmektedir.
- 3) Az miktardaki enerji tüketimi ile daha çok soğutma elde etmelidir (Yamankaradeniz vd., 2013).
- 4) Kimyasal olarak aktif olmamalı yani tesisat malzemeleri, yağlama yağları gibi sistem elemanlarıyla tepkimeye girerek onların özelliklerini bozmamalıdır.
- 5) Koku ve renk gibi kaçak durumunda tespit edilmesini kolaylaştıracak özellikleri olmalıdır.
- 6) Ucuz olmalıdır.
- 7) Dielektrik (yalıtkan) olmalıdır.
- 8) Isı geçirgenliği yüksek olmalıdır.
- 9) Viskozitesi düşük olmalıdır.
- 10) Özgül hacmi küçük olmalıdır (Koyun vd., 2005).

Soğutucu akışkanlarla ilgili çevresel düzenlemeler sonrasında bu özelliklere ek olarak GWP ve ODP değerleri düşük olan akışkanlar kullanılmak istenmektedir. Çalışmalarda özellikle amonyak, karbondioksit, su, hava, propan, propilen gibi doğal soğutucu akışkanlar üzerinde durulmaktadır (Shecco, 2014). Çizelge 1.1'de doğal akışkanların ODP, GWP, kritik basınç ve kritik sıcaklık değerleri verilmektedir.

Çizelge 1.1. Doğal akışkanların bazı fiziksel özellikleri (Shecco, 2014)

Akışkan	Kimyasal Formülü	ODP	GWP	Kritik Basınç (Bar)	Kritik Sıcaklık (°C)
Amonyak (R717)	NH ₃	0	0	114.2	132.4
Karbondiyoksit (R744)	CO ₂	0	1	73.8	31.4
Propan (R290)	C ₃ H ₈	0	3.3	42.5	96.7
İzobütan (R600a)	C ₄ H ₁₀	0	4	36.48	134.7
Propilen (1270)	C ₃ H ₆	0	1.8	46.1	91
Su (R718)	H ₂ O	0	0	217.7	373.9

Bu özelliklerin hepsini birden her koşulda gösteren bir soğutucu akışkan mevcut değildir. Ancak uygulamadaki şartlara göre bunlardan bir kısmı aranmayabilir. Bu duruma örnek ülkemizde çok tercih edilen amonyak gösterilebilir (Yamankaradeniz vd., 2013). Amonyak zehirli, havaya karıştığında tehlike oluşturabilecek bir akışkandır ama diğer üstün özellikleri nedeniyle gerekli tedbirler alınarak kullanılmaktadır. Soğutma sistemlerinde amonyağın soğutucu akışkan olarak kullanılması soğutmanın ilk başladığı dönemlere kadar dayanmaktadır. Daha sonra sentetik akışkanların keşfedilmesiyle kullanımı azalsada büyük kapasiteli sistemlerde sıklıkla kullanılmaktadır ve GWP, ODP değerlerinin sıfır olması sebebiyle günümüzde önemi artmaktadır (Dossat, 1997). Amonyak, renksiz ve keskin kokulu bir gaz olup azot ve hidrojen oluşmaktadır. NH₃ kimyasal formülüdür. Soğutucu akışkan olarak R-717 olarak adlandırılmaktadır. Molekül ağırlığı 17.0304 g/mol ve 1 atmosfer basıncındaki kaynama noktası -33.34°C'dir.

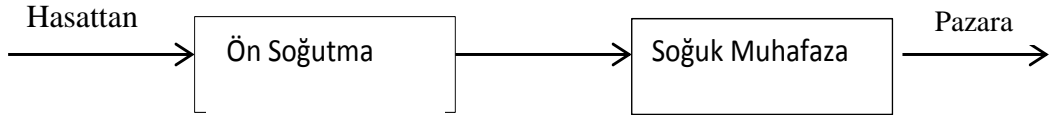
Polar moleküllere sahip olduğundan su içinde rahatlıkla çözünmektedir. Buharlaşma gizli ısı çok yüksek olduğundan soğutucu madde olarak kullanılabilir (Frigo,2012). Florokarbonlar ile karşılaştırıldığında soğutma sisteminde amonyak kullanıldığında daha az soğutucu akışkan miktarı gerekmektedir. Ayrıca Florokarbon soğutucu akışkanların ısı iletkenliği amonyaktan az olduğu için Florokarbon soğutucu akışkanlı sistemlerde evaporatör ve kondenser yüzey alanları daha geniş tutulmaktadır. Florokarbon kompresörleri amonyak ile çalıştırılmamaktadır ancak amonyak kompresörleri florokarbon soğutucu akışkanlarla çalıştırılabilir (Yamankaradeniz,2013). Amonyak zehirli olmasına rağmen herhangi kaçak durumunda keskin kokusu sayesinde kolaylıkla farkedilebilir ve havadan hafif olması ile kaçak durumunda yükselerek atmosferde dağılabilmektedir (Araz vd., 2013).

Karbondiksit yine yanıcı olmayan, zehirsiz, iyi ısı iletkenliğe sahip, elde edilmesi kolay, çevresel zararı olmayan yapısı ile soğutma uygulamalarında kullanılmaktadır. Karbondioksitin kritik sıcaklığı 31°C ve kritik nokta basıncı 73.6 bardır. Kritik sıcaklığına karşılık kritik basıncı yüksektir. Karbondioksitin üçlü nokta basıncı 5.2 bardır. Kullanılan diğer soğutucu akışkanlara bakıldığında üçlü nokta basıncı atmosfer basıncından yüksek olan tek soğutucu akışkandır. Kritik sıcaklığının altında kalabilmek için yoğuşmanın 0°C altında gerçekleştiği düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılan kaskad çevrimlerde soğutucu akışkan olarak kullanılabilirler (Çerkezoğlu, 2010).

1.4 Soğuk Hava Depoları

İnsanların kullandığı gıda maddelerinin bozulmadan pazarlanması, nakliyatı ve tüketim zamanına kadar muhafazası için insanlık eskiden beri bazı yöntemlere başvurmuştur. Bu yöntemlerden en yaygın olarak kullanılanları, salamura, yüksek sıcaklık uygulaması, kurutma ve soğutma yöntemidir. Soğutma yöntemi, soğuk depolarda belirli sıcaklık ve nemde gıda maddelerinin kokularını ve vitamin değerlerini kaybetmeden muhafaza edilmesidir. Soğuk depoculukta muhafaza yöntemleri soğuk muhafaza ve donmuş muhafaza olmak üzere iki

genel bölüme ayrılabilir(Savaş, 1980). Soğuk muhafaza, gıda maddesinin donma sıcaklıkları üzerinde kısa, uzun süreli veya geçici periyotlarda depolanması şeklinde gerçekleşen muhafaza yöntemidir. Soğuk muhafaza yönteminde ürün, 0-10°C sıcaklığındaki bir odada ön soğutma işlemini tamamladıktan sonra 0 °C civarındaki bir soğuk muhafaza odasında depolanır(Yamankaradeniz vd., 2013). Soğuk muhafaza Şekil 1.3.' de şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 1.3. Soğuk muhafaza yönteminin şematik gösterimi(Yamankaradeniz vd., 2013)

Soğuk muhafaza yöntemi uygulamada ön soğutma işlemi yapılmadan doğrudan ürünler soğuk muhafaza odasına alınarak gerçekleştirilmektedir. Soğuk muhafaza odasında sıcaklık kademeli olarak düşürüldükten sonra gerekli muhafaza sıcaklığında ürünler depolanmaktadır (Yamankaradeniz vd., 2013).

Donmuş muhafaza yöntemi ise uzun süreli gıda muhafazasında kullanılmaktadır. Ürün, öncelikle 0-10°C sıcaklığındaki bir odada ön soğutma işlemi görür sonra sıcaklığı -35°C civarındaki şoklama tünellerinde dondurulur ve şoklama tüneline sonra sıcaklığı -12°C ile -25°C arasında değişen donmuş muhafaza odasında depolanmaktadır(Yamankaradeniz vd., 2013). Donmuş muhafazanın şematik gösterimi Şekil 1.4.'de verilmiştir.



Şekil 1.4. Donmuş muhafaza yönteminin şematik gösterimi (Yamankaradeniz vd., 2013)

Soğuk depoculukta 0°C ile -12°C sıcaklıkları arasında gıda maddesi depolanmaz. Soğutma işleminin herhangi bir nedenden dolayı stop etmesi halinde bu sıcaklık aralığında gıda maddesinin çözülmesi durumu görülebilir.

Çözülen gıda maddeleri tazeleğini kaybedebilir ve bozulabilir bu nedenle 0°C ile -12°C sıcaklık aralığı soğuk depoculukta tehlikeli bölge olarak adlandırılmaktadır. Soğuk depolarda gıda maddelerinin sağlıklı bir şekilde depolanabilmesi için sıcaklık -12°C veya daha düşük değerlerde tutulmaktadır (Savaş, 1980).

1.5 Soğutma Depolarında Kullanılan Temel Elemanlar

Bir soğutma sisteminin temel elemanları, kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatördür. Kompresörün görevi, evaporatörde buharlaşan düşük basınçlı soğutucu akışkan buharını emerek daha yüksek basınç ve sıcaklıktaki kondensere basmaktır (Savaş, 1980). Bu işlemi yaparken enerji tüketir. İdeal bir kompresörde aranılan özelliklerden bazıları şunlardır;

- 1) İlk kalkışta dönme momentinin az olması gerekir.
- 2) Kompresörün ömrü uzun olmalıdır.
- 3) Farklı çalışma koşulları altında emniyet ve güvenliğini korumalıdır.
- 4) Daha az güç harcayarak birim soğutma değerini sağlayabilmelidirler.
- 5) Değişik çalışma koşullarında titreşim ve gürültü seviyeleri belirli seviyenin üzerine çıkmamalıdır (Yamankaradeniz vd., 2013)

Kompresörler, pistonlu kompresörler, rotatif kompresörler, helisel kompresörler, santrifüj kompresörler ve scroll kompresörler olmak üzere beşe ayrılmaktadır.

Yoğuşturucuların (kondenserlerin) görevi, kompresörden gelen yüksek basınç ve sıcaklığa sahip kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanın ısını dış ortama vererek akışkanın sıvı hale geçmesini sağlamaktır. Soğutucu akışkanın buhar halinde sahip olduğu ısı ilk olarak yoğuşturucu tüplerinin cidarlarına daha sonrasında soğuk ortama geçerek uzaklaşır. Burada soğuk ortam hava, su veya ikisinin de bulunduğu bir ortam olabilmektedir. Yoğuşturucunun ısıyı transfer

edebilme kabiliyeti, yoğuşturucunun yapıldığı malzemeye, yoğuşturucunun temiz olmasına, yoğuşturucu yüzeyi ile yoğuşma ortamı arasındaki temas alanına, yoğuşma ortamı ile soğutucu akışkan buharı arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Yoğuşturucu çeşitleri, hava soğutmalı yoğuşturucular, su soğutmalı yoğuşturucular, buharlaştırmalı tip yoğuşturucular olmak üzere üç temel gruptan oluşmaktadır(Yamankaradeniz vd., 2013). Evaporatörlerin görevi ise, sıvı akışkanın buharlaştırmak ve bu esnada ortamdan ısıyı çekmektir yani evaporatörler soğutucudurlar. Evaporatörler, soğutucu akışkanın iyi ve çabuk buharlaşmasını sağlamalı, soğutulan maddenin ısınıyı iyi bir ısı geçişi sağlayarak yüksek bir verimle almalıdır, soğutucu akışkanın giriş ve çıkıştaki basınç farkını en az seviyede tutacak şekilde olmalıdırlar. Evaporatör çeşitleri uygulamanın özelliklerine göre, gaz halindeki maddeleri soğutmak için kullanılan evaporatörler, sıvı haldeki maddeleri soğutmak için kullanılan evaporatörler, katı maddeleri soğutucu evaporatörler olmak üzere üç sınıfa ayrılabilir (Özko, 1999). Soğutucu akışkanın evaporatörde buharlaşarak ısı alabilmesi için kondenser çıkışında akışkanın basıncının düşürülmesi gerekmektedir. Sistemde bunu sağlayan kontrol elemanlar ise genişleme valfleri, kılcal borular veya seviye kontrollü valflerdir (Özko, 1999).

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Cizungu vd. (2001), makalede buhar jet soğutma sistemlerinde çevre dostu akışkanlar kullanarak performans karşılaştırması yapmaktadırlar. Çalışmada tüm akışkanlar için ejektör geometri parametrelerinin de aynı olduğu birebir aynı sistem kullanılmıştır. Sistemde soğutucu akışkan olarak R123, R134a, R152a ve R717(amonyak) kullanılmıştır ve sistem performansları karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, kazan sıcaklığının düşük olduğu ($T_b < 70^\circ\text{C}$) ve ejektör geometri parametresinin 4.0 olduğu durum için R123, R134a ve R152a akışkanlarının performansı daha yüksek bulunmuştur. Daha yüksek kazan sıcaklığı ($T_b > 70^\circ\text{C}$) ve ejektör geometri parametresinin 4.0 olduğu durumda R717 akışkanı daha iyi performans göstermiştir. Daha yüksek ejektör geometri parametresi ve kazan sıcaklığında ($T_b > 90^\circ\text{C}$) R717 ve R134a aynı performansı göstermektedirler. Güneş enerjisi, atık ısı gibi düşük sıcaklık kaynaklarıyla yani $70^\circ\text{C} < T_b < 85^\circ\text{C}$ olduğunda yüksek ejektör geometri parametresiyle (5-8) yüksek STK değeri için R134a ve R152a seçilmelidir. Aynı sıcaklık aralığında R717 akışkanı kullanılacaksa yüksek performans için ejektör geometri parametresi 5.0'den küçük seçilmelidir. Ejektör geometri parametresinin yüksek olduğu ve R717 kullanılan sistemde ise yüksek STK değeri için $T_b > 90^\circ\text{C}$ olmalıdır.

Yamankaradeniz vd. (2002), amonyağın soğutucu akışkan olarak kullanımını anlatmaktadırlar. Amonyak mükemmel seviyedeki ısı özelliklerine sahip olmasından dolayı zehirli olmasının fazla etki taşımadığı büyük soğutma uygulamalarında, buz üretiminde, donmuş paketleme uygulamalarında tercih edilmektedir. Buharlaşma ısısı yüksek ve buhar özgül hacmi çok düşüktür. Bu yüzden sistemde dolaştırılacak akışkan miktarı azdır. Atmosfer basıncında buharlaşma sıcaklığı yaklaşık -33°C 'dir. Amonyak gazıyla çift kademeli olmak koşuluyla -58°C sıcaklıklara kadar inilebilmektedir. Amonyak yiyecek maddesi depolanmasında kullanıldığında sistem sızdırmazlığına özellikle dikkat edilmelidir. Amonyak kullanılan sistemlerde yalnızca çelik ve dökme demir kullanılmalıdır. Çalışmalarında soğuk depolarda detaylı olarak anlatılmaktadır. Soğuk depoculukta muhafaza yöntemleri, soğuk muhafaza ve donmuş muhafaza

olarak ayrılmıştır. Soğuk muhafaza, ürünlerin donma noktasının üzerinde depolanmasıdır. Kısa süreli depolama yöntemidir. Ürünler öncelikle 0°C-10°C sıcaklığında ön soğutma işlemi görürler. Daha sonra soğuk muhafaza odasında depolanırlar. Donmuş muhafaza ise, yiyeceklerin donma noktalarının altında uzun süreli olarak depolama yöntemidir. Ürünler öncelikle 0°C -10°C sıcaklıkta ön soğutma daha sonra -35°C sıcaklıkta şoklama tünellerinde dondurma ve en son -12°C ile -25°C sıcaklıklarda depolama işlemine tabi tutulmaktadır. Soğuk hava depolarının projelendirilmesi de detaylı olarak anlatılmıştır. Projelendirme boyutlandırma ve soğutma yükü hesabı olarak incelenmiştir. Kullanılan hesaplama yöntemleri ve tablolar verilmektedir. Daha sonra soğuk hava depolarında yalıtım kalınlığı ve boru çapı hesapları yapılmaktadır. Boru çapı hesaplarında emiş (dönüş) boru hattı, basma (gidiş) boru hattı, sıvı boru hattı için kullanılan tablolar verilmekte ve seçim kriterleri anlatılmaktadır. Daha sonra tam bir örnek projelendirme yapılmaktadır. Soğutma yükü hesaplandıktan sonra sistem elemanları (evaporatör, kompresör, kondenser) seçimi soğuk muhafaza odası, ön soğutma odası, şoklama odası, donmuş muhafaza odası için ayrı ayrı yapılmıştır. Daha sonra boru çapı seçimleri yapılmış, en son maliyet ve amortisman hesabı yapılmaktadır.

Taner (2005), kitabında soğutmayı detaylı bir konu olarak incelemektedir. Öncelikle soğutma ile ilgili genel bilgilere yer vermiş, daha sonra ideal soğutma çevrimlerini (Ters Carnot Çevrimi, Ters Brayton Çevrimi, Ters Rankine Çevrimi) detaylı olarak akım şekilleriyle anlatmış ve P-v, T-s diyagramları verilmiştir. Ayrıca sistem analizleri yapılarak her bir sistem için ayrı ayrı iş, ısı ve STK değerlerini hesaplamak için denklemler verilmiştir. Daha sonra soğutma uygulamalarında sıklıkla kullanılan soğutma çevrimleri (Buhar sıkıştırma soğutma çevrimi, Ejektör soğutma çevrimi, Hava soğutma çevrimi, Absorpsiyon soğutma çevrimi) ayrı başlıklar altında incelenerek sistem elemanları ve görevleri açıklanmış, sistem şekilleri verilmiştir. Soğuk depolama ve dondurma ile ilgili bilgiler verilmekte ve soğuk depoculukta muhafaza şekilleri anlatılmaktadır. Çalışmadaki dikkat çeken bir diğer konu soğuk depoculukta enerji tasarrufu konusudur. Bu başlık altında ısı yalıtımı, soğutma performansı, yüksek verim ve atık ısıdan yararlanma incelenmiştir. Sistemlerden yüksek

performans sağlayabilmek için, soğutma kompresörlerinin mekanik verim değeri %85-%90 gibi yüksek değerlerde olmalı ve kompresörün ekonomik çalışma ömrü boyunca bu verimde kayda değer bir düşme olmamalıdır. Soğutma kompresörleri kapasite kontrollü seçilerek minimum enerji sarfiyatı ve maksimum soğutma tesiri amaçlanmalı ve bu konuda gerekli olan otomatik sistemler kullanılmalıdır. Soğutucu akışkan kaçaklarını önlemek amacıyla sistemde vana ve valflerin minimum miktarda kullanılmasına özen gösterilmelidir. Ayrıca boru tesisatında rakorlu bağlantılar yerine kaynaklı bağlantılar tercih edilmelidir. Atık ısıdan yararlanma konusunda ise, akışkanın sıcaklık potansiyelinin yüksek olması gerektiği belirtilmekte ve bu konuda da amonyak soğutucu akışkanının en iyi olduğu vurgulanmaktadır.

Lee vd. (2006), çalışmalarında kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmaktadırlar. Kaskad soğutma çevriminde soğutucu akışkan olarak amonyak ve karbondioksit kullanılmaktadır. Yapılan termodinamik analizle, verilen çeşitli tasarım parametreleriyle kaskad kondenseri için en uygun yoğuşma sıcaklığını belirlemek, sistemin maksimum STK ve minimum ekserji yıkımını hesaplamak amaçlanmaktadır. Sistem için bu değerlerin hesaplanmasında kullanılan tasarım parametreleri, yoğuşma sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı ve kaskad kondenserindeki sıcaklık farkıdır. Çalışma sonucunda bu sistem için en uygun kondenser sıcaklığı 35°C, evaporatör sıcaklığı -50°C ve sıcaklık farkı 5°C bulunmuştur. Bu değerler kullanıldığında maksimum STK 1.15 elde edilmektedir. Buna ek olarak kaskad kondenserinin uygun yoğuşma sıcaklığının kondenser, evaporatör sıcaklığına ve sıcaklık farkına bağlı olarak arttığı, maksimum STK değerininse sadece evaporatör sıcaklığı ile arttığı kondenser sıcaklığı ve sıcaklık farkı arttıkça STK değerinin azaldığı sonucuna varılmaktadır.

Sankarlal ve Mani (2006), makalelerinde ejektör soğutma sisteminin amonyak ile çalışmasını deneysel olarak sunmaktadırlar. Jeneratör, kondenser ve evaporatör sıcaklıklarının ejektör soğutma sisteminin performansına etkisi çalışılmaktadır. Deneysel çalışmadaki sistemde, evaporatör, buhar jeneratör, kondenser, sıvı depolama tankı, genleşme valfi ve diyaframlı pompa

bulunmaktadır. Deney yapılırken çalışma parametrelerinin sıcaklık aralıkları değiştirilerek sonuçlar gözlemlenmektedir. Bunun için Jeneratör sıcaklığı 60°C-72°C, evaporatör sıcaklığı 5°C-15°C, kondenser sıcaklığı 30°C-36°C aralıklarında çalışılmıştır. STK ve karıştırma oranının jeneratör sıcaklığına ve kondenser sıcaklığına bağlı değişimleri ayrı ayrı grafikler halinde sunulmaktadır. Sonuç olarak, karıştırma oranı ve sistemin STK değerinin jeneratör ve evaporatör sıcaklıkları arttıkça arttığı ve kondenser sıcaklığı arttıkça azaldığı görülmüştür.

Pearson (2008), çalışmasında soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak amonyağın kullanımını incelemektedir. Amonyagın endüstriyel uygulamalarda çok tercih edilmesinin nedenleri de araştırılmıştır. Amonyagın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı ve kullanılabileceği uygulamalar üzerinde durulmuştur. Çalışmada buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi üzerinden diğer sık kullanılan soğutucu akışkanların (Propan, Bütan, Karbondioksit, R-22, R-134a, R-407C, R-410, R-404A) verim analizleri yapılmıştır. Bulunan STK (etkinlik katsayısı) değerleri kıyaslandığında amonyak kullanılan soğutma çevriminin STK değerinin yüksek olduğu anlaşılmıştır.

Dopazo vd. (2008), bu makalede düşük sıcaklıktaki soğutma uygulamalarında CO₂-NH₃ (karbondioksit-amonyak) kullanılan kaskad soğutma sisteminin teorik analizini yapmaktadırlar. Çalışmanın amacı, CO₂-NH₃ kaskad soğutma sisteminin tasarım ve çalışma parametrelerini belirlemek ve bu parametrelerin sistemin STK değerine ve ekserji verimi üzerine etkisini belirlemektir. Çalışmalarında öncelikle sentetik soğutucu akışkanların zararları ve son dönemde doğal akışkanların dikkat çekmesinin sebepleri üzerinde durulmaktadır. Makalede analizi yapılacak kaskad sisteminin düşük sıcaklık çevrimi için akışkan olarak CO₂ (karbondioksit), yüksek sıcaklık çevrimi için akışkan olarak NH₃ (amonyak) seçilmiştir. Sistemin enerji ve ekserji analizleri yapılmış, elde edilen STK ve ekserji verimi değerleriyle tasarım ve çalışma parametreleri belirlenmiştir. Ayrıca sonuç olarak, karbondioksitli çevrimin evaporatör sıcaklığı -55°C ile -30°C olduğunda sistem STK değeri %70 oranında artmaktadır. Amonyaklı çevrimde kondenser sıcaklığının 25°C'den 50°C'ye yükselmesi ile sistem STK değeri %45 oranında azalmaktadır. Kaskad ısı

değiştiricisindeki sıcaklık farkı 3°C ile 6°C arasında değer aldığında, sistem STK değeri %9 azalmaktadır.

Getu ve Bansal (2008), çalışmalarında karbondioksit-amonyak kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmaktadırlar. Bu kaskad sistem için en uygun tasarım ve çalışma parametreleri üzerinde çalışılmaktadır. Çalışma ve tasarım parametreleri, yüksek sıcaklık çevrimindeki amonyak için yoğuşma, aşırı soğutma, buharlaşma, aşırı kızdırma sıcaklıkları, kaskad ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkı, düşük sıcaklık çevriminde kullanılan karbondioksit için, buharlaşma, aşırı kızdırma, aşırı soğutma ve yoğuşma sıcaklıkları dikkate alınarak incelenmektedir. Termodinamik analiz için EES (Engineering Equation Solver, Klein 2017) (paket program) kullanılmaktadır. Analizi yapılan sistem -50°C buharlaşma ve 40°C yoğuşma sıcaklıklarında çalışmaktadır. Termodinamik analiz sonucunda, aşırı kızdırmanın artması ile kütle akış oranı artmıştır. Ancak sistem STK değeri azalmaktadır. Aşırı soğutmanın artması hem STK değerini hem de kütle akış oranını arttırmaktadır. Yoğuşma sıcaklığının artması ile STK değeri azalmaktadır ve soğutucu kütle akış oranları artmaktadır. Buharlaşma sıcaklığının artması ile STK değeri artmakta, kütle akış oranları azalmaktadır. Kaskad kondenserinin sıcaklık farkının artmasıyla hem STK hem de kütle akış oranları azalmaktadır. Kompresörlerin izentropik verimlerinin artması, STK değerini doğrusal olarak arttırmaktadır.

Kılıçarslan ve Hoşöz (2010), çalışmalarında çeşitli soğutma çiftleriyle buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma çevriminin enerji ve tersinmezlik analizini yapmaktadırlar. Kullanılan soğutucu akışkan çiftleri R152a-R23, R290-R23, R507-R23, R234a-R23, R717-R23, R404a-R23 olarak belirlenmiştir. Sistem analizi için soğutma yükü 1 kW, soğutulacak hacim sıcaklığı -40°C ve çevre sıcaklığının 300K olduğu varsayılmaktadır. Sonuç olarak, tüm soğutucu akışkan çiftlerinin kullanıldığı çevrimlerde ortak olarak evaporatör sıcaklığının ve politropik verimin artması ile STK değerinin arttığı ve tersinmezliğin azaldığı görülmektedir. Tüm durumlar için, R717-R23 akışkan çiftinin en yüksek STK değeri ve en düşük tersinmezlik değerine ulaştığı sonucuna varılmaktadır. R152a-R23 akışkan çifti R717-R23 çiftine alternatif olarak kullanılabilir.

Tüm soğutucu akışkan çiftleri içinde en düşük STK ve en yüksek tersinmezlik değeri R507-R23 akışkan çiftine aittir.

Mumanachit vd. (2012), makalelerinde düşük sıcaklık uygulamalarında (-40°C altında) amonyaklı iki aşamalı soğutma çevrimi ile amonyak-karbondiyoksit kullanılan kaskad soğutma çevrimini enerji performansı ve ekonomik yönden incelemektedirler. Enerji performansı ve ekonomik yönden bakıldığında kaskad soğutma çevriminin daha iyi olduğu sonucuna varılmaktadır.

Messineo (2012), makalesinde amonyak-karbondiyoksit kullanılan kaskad soğutma sistemini incelemektedir. Kaskad soğutma sisteminin yüksek sıcaklıktaki çevriminde soğutucu akışkan olarak amonyak (NH₃), düşük sıcaklık çevriminde karbondiyoksit (CO₂) kullanılmaktadır. Sistemin çalışma parametreleri yoğuşma, buharlaşma, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıkları dikkate alınarak belirlenmektedir. Elde edilen STK diyagramları karşılaştırılarak sistemin en uygun çalışma parametreleri bulunmuştur. Daha sonra elde edilen en uygun çevrim koşullarında R744-R717 kaskad soğutma çevriminin değerleri, sentetik bir soğutucu akışkan olan R404A akışkanının kullanıldığı iki kademeli soğutma sisteminin değerleriyle karşılaştırılmaktadır. Sonuç olarak düşük buharlaşma sıcaklıklarında (-30°C / -50°C) amonyak-karbondiyoksit kullanılan çevrimin, R404A kullanılan çevrime alternatif olabileceği görülmektedir. İki sistem içinde aynı çalışma koşulları altında performansları açısından benzer sonuçlar elde edilmektedir. Amonyak ve karbondiyoksitin GWP (küresel ısınma potansiyeli) değerlerinin sıfır ve R404A akışkanının GWP değerinin 3700 olduğu da dikkate alındığında, kaskad soğutma sisteminde amonyak-karbondiyoksit çiftinin kullanımı, R404A akışkanının kullanımına göre enerji, güvenlik ve çevresel sebepler nedeniyle daha uygun görülmektedir.

Silva vd. (2012), yaptıkları çalışmada süpermarket uygulamalarında kullanılan 3 farklı sistemin enerji verimliliği ve bu sistemlerin iklim üzerine etkisi üzerine çalışmaktadırlar. İncelenen sistemlerden birincisi CO₂-R404A soğutucu akışkan çiftiyle çalışan kaskad soğutma sistemi, ikincisi R404A akışkanı ile çalışan buhar

sıkıştırılmalı soğutma sistemi ve üçüncüsü R22 akışkanı ile çalışan buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemidir. CO₂-R404A kaskad soğutma sisteminde CO₂ subkritik olarak incelenmektedir. Analiz sonuçlarının karşılaştırılmasıyla CO₂ kullanılan kaskad soğutma çevrimi yüksek performans göstermekte ve çevresel etkileri bakımından da çevre dostu olduğu gözlemlenmektedir. Karbondioksitin soğutma sistemlerinde kullanılmasının pek çok avantajı olduğu belirtilmektedir. Diğer iki sistemle karşılaştırıldığında, CO₂ kullanılan kaskad çevriminin elektrik enerjisi tüketimini %24-%13 arasında azalttığı, düşük sıkıştırma oranı ile CO₂ kompresörünün ömrü uzadığı görülmüştür. Ayrıca, CO₂ akışkanının ucuz olması, yüksek entalpi ve yüksek soğutma kapasitesi, düşük GWP değeriyle daha az karbon vergisi sağlaması, CO₂ akışkanı için daha küçük kompresör kullanılması şeklinde CO₂ kullanılan sistemin üstünlükleri sıralanmaktadır.

Akalan (2013), çalışmasında NH₃ ve NH₃/CO₂ akışkanlı soğutma çevrimlerinin karşılaştırmasını sunmuştur. NH₃/CO₂ soğutucu akışkanlarının kullanıldığı kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Ayrıca analizi sunulan bu çevrimin çift kademeli amonyak soğutucu akışkanlı çevrim ile karşılaştırılmasını yapmıştır. Farklı evaporatör ve kondenser sıcaklıklarının sistem STK değeri üzerine etkileri grafiklerle sunulmuştur. NH₃/CO₂ kaskad soğutma çevriminin optimum çalışma şartları da araştırılmıştır. Analizler tamamlandığında çalışmada kullanılan sıcaklık aralığında iki kademeli NH₃ akışkanlı soğutma çevriminin STK değerinin kaskad çevrimine göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Ancak karbondioksit akışkanının daha güvenilir bir şekilde kullanılabilir olması, sistem elemanlarının küçük ebatlarda olması ve karbondioksit maliyetinin düşük olması göz önüne alındığında kaskad soğutma çevriminin öne çıktığı vurgulanmaktadır.

Jain vd. (2013), çalışmalarında buhar sıkıştırılmalı-absorbsiyonlu kaskad soğutma çevriminin termodinamik modelini çalışmaktadırlar. Tasarım kapasitesi 66.67 kW olan bir sistem birinci ve ikinci yasa analizine dayanarak yapılmaktadır. Aynı zamanda sistem verileri bağımsız bir buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi ile karşılaştırılmaktadır. Sonuç olarak buhar sıkıştırılmalı-absorbsiyonlu kaskad soğutma çevriminin elektrik tüketiminin buhar

sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre önemli ölçüde azaldığı görülmektedir ve bu azalma sebebiyle STK değeri de artmaktadır. Sistemde kullanılan aşırı soğutmanın sistemin performansını arttırdığı ancak aşırı kızdırmanın sistem performansını olumsuz etkilediği görülmektedir. Kaskad ısı eşanjöründeki sıcaklık farkı ne kadar artarsa, sistemin STK değeri de buna bağlı olarak azalmaktadır. Daha düşük sıcaklık farkı için ise ısı eşanjörünün boyutları ve masrafı artmaktadır. Önerilen ve analizi yapılan buhar sıkıştırılmalı-absorbsiyonlu kaskad soğutma çevriminin ilk kurulum maliyeti yüksektir ancak geri ödeme süresinin kısa olması sebebiyle ticari açıdan çevrim uygun görülmektedir. Aynı zamanda sistemde R22 akışkanına alternatif olarak kullanılacak çevre dostu R410A, R407C ve R134A gibi akışkanlar denenmiş ve bu akışkanların performanslarının neredeyse R22 akışkanı ile aynı olduğu sonucuna varılmaktadır.

Aminyavari vd. (2014), makalelerinde CO₂/NH₃ kaskad soğutma sisteminin enerji, ekserji ve çevresel analizini yapmaktadırlar. Ayrıca çevrimin optimum tasarım parametrelerini belirlemek için çalışma yapılmıştır. Ekserji analizi yapılırken tüm sistem elemanlarının 30 kW, 50kW ve 70 kW soğutma yükleri altında ekserji değişimlerine bakılmaktadır. Optimum tasarım elde edildiğinde soğutma kapasitesi değişiminin ekserji yıkımı üzerindeki etkisi de incelenmektedir. Çevrim modeli geliştirilirken genetik algoritma tekniği kullanılmaktadır. Optimizasyon sonucunda 50 kW soğutma kapasitesine sahip seçilen tasarımın ekserji verimi %45.89, sistemin yıllık toplam maliyeti 277.070 amerikan doları olduğu belirtilmektedir.

Dokandari vd. (2014), makalelerinde amonyak ve karbondioksitin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı kaskad soğutma çevriminde ejektör kullanımının sistem performansı üzerindeki etkisini araştırmaktadırlar. Sistem analizinde geleneksel kaskad soğutma çevrimi ve ejektörlü kaskad soğutma çevrimi kullanılmaktadır. Her iki soğutma çevriminde de yüksek sıcaklık çevrimi için amonyak, düşük sıcaklık çevrimi için karbondioksit kullanılmaktadır. İki sistem içinde termodinamiğin 1. ve 2. yasasına göre analizler yapılmıştır. Makalede 3 tasarım parametresinin etkisi üzerinde özellikle çalışılmaktadır. Bunlar

kondenser sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı, ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkıdır. Sonuç olarak maksimum STK değeri ejektörlü sistemde diğer sisteme göre yaklaşık %7 oranında artmaktadır. Ekserji yıkımı da ejektörlü sistemde yaklaşık %8 oranında azalmaktadır. 2. yasa verimi ejektör kullanılan sistemlerde geleneksel kaskad soğutma çevrimine göre yaklaşık %5 oranında artmaktadır.

Dubey vd. (2014), çalışmalarında doğal soğutucu akışkan propileni ve karbondioksiti transkritik olarak kullandıkları kaskad soğutma çevrimini analiz etmektedirler. Transkritik kaskad soğutma çevriminde düşük sıcaklık çevriminde propilen, yüksek sıcaklık çevriminde karbondioksit kullanılmaktadır. Çevrim performansı aynı zamanda subkritik kaskad çevrimi ve N₂O-CO₂ transkritik kaskad çevrimiyle de kıyaslanmaktadır. Bu çalışmada sonuç olarak transkritik kaskad çevriminde propilen akışkanının kullanımı görülmektedir. Karbondioksit-Propilen transkritik kaskad çevrimi subkritik kaskad çevriminden daha iyi bir performans göstermektedir. Yine CO₂-propilen transkritik kaskad çevrimi STK açısından N₂O-CO₂ transkritik kaskad çevriminden daha iyidir.

Sanz-Kock vd.(2014), çalışmalarında R134a/CO₂ kaskad soğutma çevriminin düşük evaporatör sıcaklığındaki ticari soğutma uygulamaları için tasarımını deneysel olarak sunmaktadırlar. Kaskad çevriminde düşük sıcaklık çevriminde CO₂, yüksek sıcaklık çevriminde R134a akışkanı kullanılmaktadır. Her iki sistemde de değişken hızlı yarı hermetik kompresörler kullanılmaktadır. Çevrimin deneysel değerlendirilmesi için -40°C ile -30°C buharlaşma sıcaklıkları ve 30°C ile 50°C yoğuşturma sıcaklıkları alınmaktadır. Çevrimin enerji analizi yapılırken kaskad ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkı, kompresörlerin performansı, soğutma kapasitesi, STK değerleri göz önüne alınmaktadır. Deneyde sonuç olarak; kompresörlerde hız değişimi olduğunda performanslarının da değiştiği gözlemlendi ve hız arttıkça R134a kullanılan çevrimde performans açısından küçük bir gelişme görülürken CO₂ kullanılan çevrimin kompresöründe anma noktasının altındaki hızlarda verimin azaldığı gözlemlenmektedir. Soğutma kapasitesi, deney için alınan sıcaklık değerleri için 7.5 kW ile 4.5 kW arasında ölçülmektedir. STK değeri içinse test edilen

aralıklarda STK değerinin düşük sıcaklık çevrimindeki yoğuşma sıcaklığı parametresine bağımlı olduğu ve yoğuşma sıcaklığı arttığında STK değerinin de arttığı görölmüştür. Ölçülen STK -40 °C ve 40 °C için 1.05 ve -30 °C ve 30 °C için 1.65 olarak ölçölmektedir.

Özyurt vd. (2015), CO₂/NH₃ kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmışlardır. Analiz edilen çevrimde yüksek sıcaklık çevriminde amonyak, düşük sıcaklık çevriminde karbondioksit soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Yüksek sıcaklık çevriminde sistem ekipmanları amonyak kompresörü, hava soğutmali kondenser, genleşme vanası ve bu çevrimin evaporatörü olan kaskad kondenserden (ısı değiştirici) oluşmaktadır. Düşük sıcaklık çevriminde ise sistem ekipmanları aynıdır ancak kompresör ve evaporatör akışkana göre seçilmiştir. Çalışmanın amacı, maksimum performans katsayısı için optimum çalışma koşullarının belirlenmesi, farklı çalışma koşullarının sistem performansı üzerindeki etkisi, ekerji kayıplarının en aza indirilmesidir. Karbondioksit kondenserinin sıcaklığının artmasıyla performans katsayısının ve ikinci kanun veriminin arttığı, ekserji kayıplarının ise azaldığı gözlemlenmiştir. Optimum karbondioksit kondenser sıcaklığı -10°C olarak belirlenmiştir. Isı değiştiricideki sıcaklık farkı değişken olarak alındığında, sıcaklığın artmasıyla sistemin performans katsayısının ve ikinci kanun verimliliğinin azaldığı gözlemlenmiştir.

Lıopis vd. (2015), çalışmalarında beş adet soğutma çevrimini analiz etmektedirler. Avrupa'da uluslararası anlaşmalarla yakında düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların zorunlu hale geleceğini vurgulamaktadırlar ve buna bağlı olarakta çalışmalarında düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanlar (doğal akışkanlar, HFC, HFO) kullanmaktadırlar. Çeşitli buharlaşma ve çevre sıcaklıkları ile sistemlerin enerji performansları incelenmektedir. Çalışmanın amacı düşük buharlaşma sıcaklıklarındaki ticari uygulamalarda mevcut soğutma sistemlerinin yerini alacak düşük GWP soğutucu akışkanlarıyla çalışan iki aşamalı soğutma çevrimlerinin teorik olarak enerji performanslarını ve çevresel etkilerini karşılaştırmaktır. Bu amaç doğrulusunda şuan soğutma sistemlerinde sıklıkla kullanılan R404A ve R134a akışkanları yerine amonyak (R717), karbondioksit (R744), propan (R290),

R1234ze, R152a akışkanları sistemlerde denenmektedir. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda en iyi enerji performansının R404A akışkanının kullanıldığı iki kademeli çevrim olduğu bulunmaktadır ancak R404A akışkanının kullanımının sınırlandırılması sebebiyle düşük GWP değeri ve sistem performansı açısından da diğer sistemlerden yüksek olması sebebiyle karbondioksit kullanılan kaskad çevrimi seçilmektedir. Sonuç olarak gelecekteki soğutma çözümleri için yanıcılık ve zehirli etkilerine rağmen düşük GWP değerine sahip akışkanlar kullanılabilir olduğu vurgulanmaktadır. Düşük sıcaklık ticari uygulamaları için de en uygun gözükten sistem CO₂ kullanılan kaskad soğutma çevrimi gösterilmektedir.

Megdouli vd. (2016), çalışmalarında yeni bir CO₂ ejektörlü kaskad soğutma çevrimi sunmaktadırlar. Makalede bu çevrimin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır ve bu çevrimin geleneksel kaskad soğutma çevrimiyle karşılaştırması yapılmaktadır. Sistemde kullanılan ejektörün modellenmesi yapılmakta daha sonra çeşitli kabullerle çevrimin enerji ve ekserji analizleri yapılmaktadır. Çalışma sonucunda yeni çevrimin normal bir STK ve ikinci kanun verimliliğine sahip olduğu görülmektedir. Gaz soğutucu, kompresör ve ejektörün ekserji yıkımının toplam ekserji yıkımında büyük yüzdesi olduğu bulunmuştur. Parametrik çalışma sonucunda buharlaşma sıcaklığı, gaz soğutucu basıncı ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığının sistem STK değerini ve ekserji verimini önemli ölçüde etkilediği belirtilmektedir.

Mosaffa vd. (2016), NH₃-CO₂ akışkan çiftinin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı kaskad soğutma çevriminin farklı çeşitlerde flash tankla donatılmış şekilde ekserji ve enerji analizlerini yapmışlardır. Çalışmalarında 2 tane kaskad çevrimini incelemişlerdir. Bu çevrimlerden birincisinde 2 adet flash tank bulunmaktadır. Düşük sıcaklık çevriminde karbondioksit, yüksek sıcaklık çevriminde amonyak soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır. İkinci sistemde ise bir flash tank ve alt çevrimde de ara soğutucu görevinde yapan bir flash tank bulunmaktadır. İki sistem ekserji, enerji ve maliyetleri açısından karşılaştırmalı olarak analiz edilmişlerdir. Sonuç olarak sistemde ara soğutuculu flash tank kullanımının sistem performansını düşürdüğü, birinci sistemde evaporatör

sıcaklığında 10 K'lık bir artışın hem STK hemde ekserji verimi için %16.9 oranında bir artışa neden olduğu, aynı koşullarda ikinci sistemde evaporatör sıcaklığının 10K'lık artışı sonucunda STK ve ekserji veriminde %20.8 oranında artış olduğu gözlemlenmektedir. Ayrıca ara soğutuculu flash tank kullanımının toplam maliyet oranında %14.3 oranında bir artışa sebep olduğu görülmüştür. Birinci sistem için kondanser sıcaklığındaki 10 K'lık bir artışın STK ve ekserji verimliliğini % 13.4 oranında düşürebildiği, aynı koşullardaki ikinci sistem için kondanser sıcaklığındaki 10 K'lık bir artışın STK ve ekserji verimliliğini %13.3 oranında düşüşe sebep olabileceği gözlemlenmiştir. Ayrıca kondanser sıcaklığındaki 10 K'lık düşüşün birinci sistemin toplam maliyet oranında %4.8 oranında artış ve ikinci sistemin toplam maliyet oranında %4.2 oranında artışa sebep olduğu görülmüştür. Tüm analizler yapıp karşılaştırmalar tamamlandığında, her iki sistemin STK ve ekserji verimlilik değerleri yaklaşık olarak aynı çıkmaktadır.

Pigani vd. (2016), çalışmalarında yolcu gemileri için kullanılan soğutma sistemlerinde düşük GWP değerine sahip soğutucuların kullanılmasını araştırmaktadırlar. Araştırmada düşük GWP değerli soğutucular olarak amonyak, karbondioksit, R1234yf ve R1234ze(E) kullanılmaktadır. Makalede tek kademeli, çift kademeli ve kaskad soğutma sistemleri üzerinden analizler yapılmaktadır. Sonuçlar analiz edilerek, STK, hacimsel kapasite, güvenlik ve çevreye etkileri bakımından akışkanlar kıyaslanmaktadır. Sonuçlar karşılaştırıldığında, amonyak zehirli olması nedeniyle güvenlik açısından dezavantaja sahip olmasına rağmen güncel soğutucu akışkanlarla verim, hacimsel kapasite ve düşük TEWI (toplam eşdeğer ısınma etkisi) değeriyle rekabet edebilmektedir. R1234yf ve R1234ze(E) akışkanları ise verim bakımından ve çevresel etkileri yönünden olumlu görülse de düşük hacimsel kapasiteleri ve yanıcı olmaları nedeniyle kullanılmaları uygun bulunmamıştır. Karbondioksitli sistemler ise düşük verimli, yüksek TEWI değerine sahip olduğu tespit edilmiştir. Araştırma sonucunda düşük GWP değerine sahip soğutucu kullanımının soğutucu sistemlerin toplam çevresel etkisini azaltmak için yeterli olmadığı belirtilmektedir.

Zhili vd. (2016), kaskad soğutma çevriminde R41/R404A ve R23/R404A soğutucu akışkan çiftlerini kullanarak karşılaştırmalı analiz yapmışlardır. Çalışmanın amacı GWP değeri yüksek olan R23 akışkanı yerine GWP değeri daha düşük olan R41 akışkanının kullanılması durumunda sistem performansının araştırılmasıdır. R404A akışkanı her iki sistemde de yüksek sıcaklık çevriminde soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. İki çevrim tasarımı olarak aynı olmalarına rağmen düşük sıcaklık çevriminde akışkan olarak birinde R23 diğerinde R41 akışkanı kullanılmıştır. R41/R404A akışkanlı sistemin R23/R404A sisteme göre daha iyi performans sergilediği gözlemlenmiştir. R41/R404A akışkanlı sisteme giren güç daha azdır ve STK değeri daha yüksektir. Ayrıca R41/R404A akışkanlı kaskad soğutma çevriminde ekserji kaybı daha düşüktür. Maksimum ekserji verimi R41/R404A akışkanlı sistem için %44.38, R23/R404A akışkanlı sistem için maksimum ekserji verimi %42.98'dir.

Gullo vd. (2016), makalelerinde farklı ticari soğutma sistemlerini yıllık enerji tüketimi ve çevresel etkileri bakımından teorik olarak karşılaştırılmasını gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında, 7 farklı çevrim R744 akışkanı kullanılarak analiz edilmiştir. Bu yedi adet çevrimden elde edilen sonuçlar R744/R134a soğutucu akışkanlı kaskad soğutma çevriminin sonuçları ile kıyaslanmaktadır. -10°C'de 97 kW orta sıcaklıkta bir soğutma yükü, -35°C'de 18 kW düşük sıcaklıkta soğutma yükü ile tipik Avrupa süpermarketinin çalışma koşulları temel alınmıştır. Avrupadaki süpermarket uygulamaları içinde İspanya ve Yunanistan seçilerek bu ülkelerin dış sıcaklık değerleri dikkate alınmıştır.

Cabello vd. (2017), çalışmalarında R134a/R744 akışkanı ile çalışan bir kaskad soğutma çevriminde R134a akışkanı yerine R152a akışkanının sistemde kullanımını ve akışkan değişiminin sistem üzerine etkilerini araştırmaktadırlar. R134a akışkanının değiştirilmek istenmesinin nedeni yüksek GWP değerine sahip olması nedeniyle sera etkisine neden olmasıdır. Her iki akışkanda HFC olduğu için sistemde akışkan değişikliği yapılabilmiştir. Bu akışkan değişikliği yapılırken de malzemelerin kimyasal olarak benzerliğinden ötürü parça değişimi ve yağlama ekipmanlarında değişiklik yapılmamaktadır. Sadece elektronik genişleme valfinin ayarlarında değişiklikler yapılmaktadır. Deneyde

kullanılan çevrim, düşük buharlaşma sıcaklığına sahip ticari uygulamalarda kullanılabilecek bir sistem olarak tasarlanmıştır. Her iki akışkanda buharlaşma sıcaklıkları -40°C ile -30°C ve yoğuşma sıcaklıkları 30°C ile 50°C arasında değerlerde çalıştırılarak karşılaştırılmıştır. Ayrıca yüksek ve düşük sıcaklık çevrimlerin ikisinde de değişken hızlı yarı hermetik kompresörler kullanılmaktadır. Veriler elde edilirken yüksek sıcaklık kompresörünün hızına da 800 rpm ve 1400 rpm arasında uygulanmıştır. Düşük sıcaklık çevriminde CO_2 , yüksek sıcaklık çevriminde her iki akışkanda sırayla kullanılarak sonuçlar elde edilmektedir. R152a akışkanı sistemde iki ay boyunca kullanılmış ve sistemde hiçbir aksaklık yaşanmamaktadır. Aynı çalışma koşullarında enerji bakımından iki akışkan arasında çok fazla fark görülmemiştir.

Tsamos vd. (2017), çalışmalarında dört farklı karbondioksitin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı soğutma sistemini performansları, güç tüketimleri, çevresel etkileri ve yıllık işletme giderleri açısından incelemiştir. Kullanılan çevrimler, CO_2 geleneksel gaz bypass kullanılan çevrim, CO_2/CO_2 gaz bypass kullanılan kaskad soğutma çevrimi, CO_2 gaz bypass kompresörlü soğutma çevrimi, CO_2/CO_2 bypass kompresörlü kaskad soğutma çevrimidir. Bu çevrimler enerji tüketimi ve çevresel etkilerin daha doğru bir şekilde modellenebilmesi için Londra, İngiltere ve Yunanistan'ın hava koşullarına göre yani orta ve sıcak iklim koşullarındaki durumlarına göre değerlendirilmiştir. Sonuçlar analiz edilerek karşılaştırmalar yapılmıştır. Sonuç olarak, CO_2 gaz bypass kompresörlü soğutma çevrimi sıcak iklim koşulları için %5 enerji tasarrufu ve orta iklim için %3.65 ile en iyi performansı göstermektedir. CO_2 soğutma çevriminin Yunanistan gibi sıcak iklim koşullarında kullanılması sonucunda Londra'daki kullanımına göre %16 daha fazla enerji tüketimine neden olduğu görülmüştür. Sera gazı emisyonları Yunanistan'da yüksek elektrik enerjisi tüketimi ve yüksek elektrik üretimi emisyon faktörü nedeniyle Londra'daki sera gazı emisyonlarından %50 daha fazla olduğu sonucuna varılmıştır.

Lizarte vd. (2017), makalelerinde Organik Rankine Çevrimi ile kaskad soğutma çevrimi kombine çevrimini oluşturmuşlardır. Organik Rankine Çevrimi'nde toluen akışkan olarak kullanılmıştır. Kaskad soğutma çevriminde NH_3/CO_2

soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Çalışmada doğal akışkanlar kullanmaya özellikle dikkat edilmiştir. Soğutma sistemi -55°C ile -30°C düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılabilir. Organik Rankine Çevrimi'nden 100°C ile 350°C sıcaklık aralıklarında ısı çıkışı elde edilebilmektedir. Rankine Çevrimi'nde buharlaşma sıcaklığı 315°C sıcaklıktayken en yüksek STK değerine ve ikinci yasa verimi değerine ulaşılmaktadır.

Gholamian vd. (2018), çalışmalarında NH_3/CO_2 kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmışlardır. Analizler sonucunda çevrimi özellikle STK ve ekserji değerleri üzerinden değerlendirerek literatürdeki diğer çalışmalarla da karşılaştırmalar yapmışlardır. Çevrimin analizini EES (Engineering Equation Solver) programı ile gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak ekserji yıkımının en yüksek bulunduğu sistem elemanları CO_2 kısma valfi ve CO_2 kompresör için iyileştirmeler yapılması gerektiği belirtilmektedir. Sistem performansı STK, ikinci yasa verimi ve ekserji yıkımı açılarından çeşitli çalışma koşullarında değerlendirilerek sonuçlar grafikler aracılığıyla sunulmaktadır.

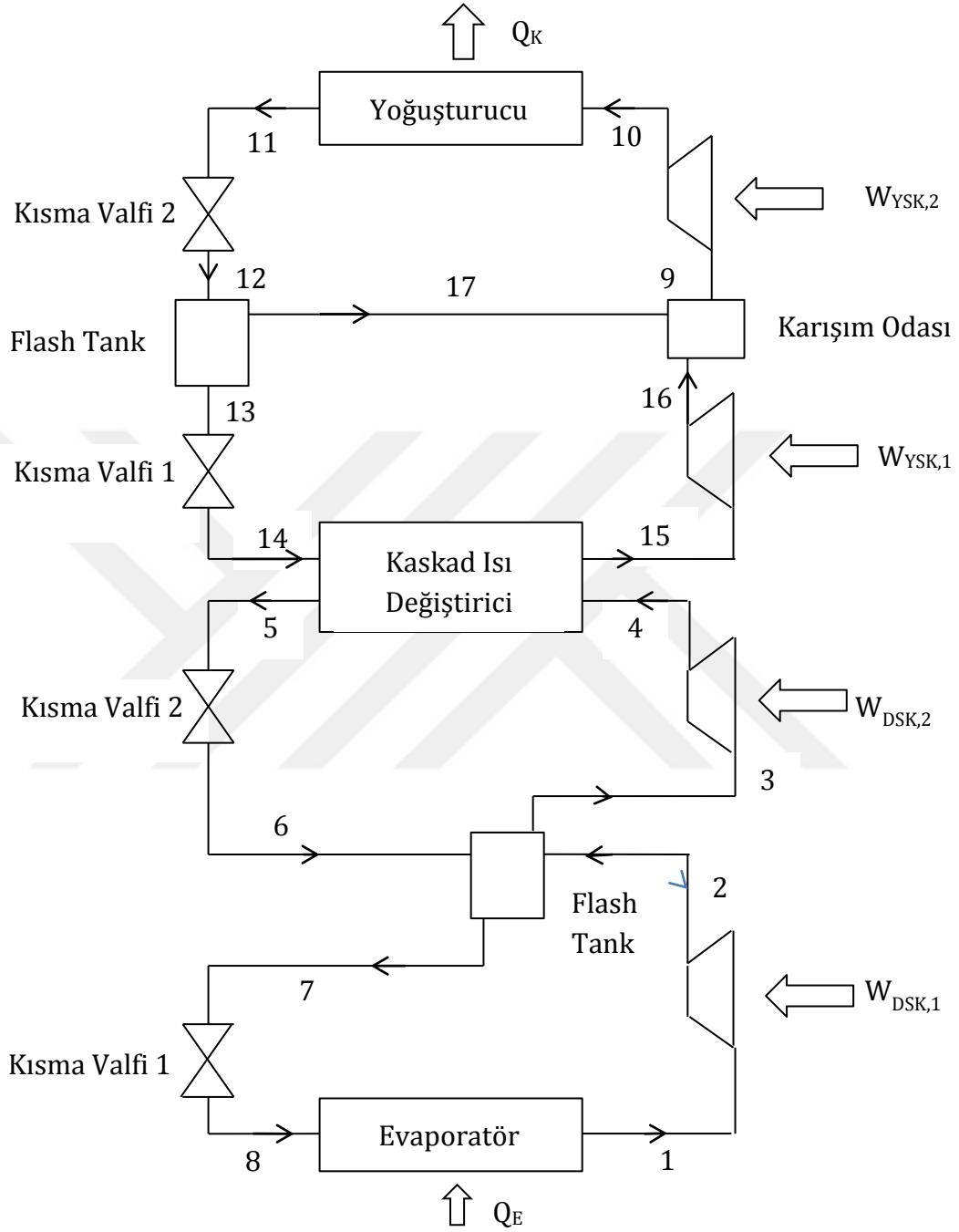
3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Çalışmada, soğuk hava depolarında kullanılan NH_3 (amonyak) soğutucu akışkanlı soğutma çevriminin ve soğuk hava depolarında kullanılabilecek NH_3 - CO_2 soğutucu akışkan çiftinin kullanıldığı kaskad soğutma çevriminin teorik analizi yapılmıştır. Çalışmanın materyalini analizi yapılan kaskad soğutma çevrimi ve tek kademeli buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi oluşturmaktadır.

Kaskad soğutma çevrimi iki kademededen oluşmaktadır. Sistem elemanları; kondenser, evaporatör, Flash tank, karışım odası, kompresör, kaskad ısı eşanjörü ve genişleme valfinden oluşmaktadır. Çevrimde ayrıca soğutucu akışkan olarak amonyak ve karbondioksit kullanılmaktadır. Kaskad soğutma çevrimi, amonyak soğutucu akışkanın bulunduğu yüksek sıcaklık çevrimi ve karbondioksitin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı düşük sıcaklık çevrimi olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Evaporatör çıkışında doymuş buhar halindeki CO_2 akışkanı düşük sıcaklık kompresörü 1'e girer. Kompresör 1'den çıkan buhar Flash tanka giderek burada hem ara soğutma hemde ayrışarak doymuş buhar haline çevrilir ve düşük sıcaklık kompresörü 2'ye gider. Kompresör 2'den kızgın buhar halinde çıkan CO_2 akışkanı kaskad ısı eşanjörüne gider ve aynı anda yüksek sıcaklık çevriminde doymuş sıvı halindeki amonyak kaskad ısı değiştiricisine girer ve kaskad ısı değiştiricisinde CO_2 akışkanı yoğunlaşarak doymuş sıvı halinde NH_3 akışkanı ise buharlaşarak doymuş buhar halinde kaskad ısı değiştiricisinden çıkar. Çevrimde kaskad ısı değiştiricisi, yüksek sıcaklık çevrimi için evaporatör, düşük sıcaklık çevrimi için ise kondenser görevini üstlenmektedir. Düşük sıcaklık çevriminde kaskad ısı eşanjöründen çıkan CO_2 akışkanı genişleme valfine gider oradan flash tanka girerek burada buhar ve sıvı fazları ayrıştırılır. Flash tankta ayrılan sıvı kısım genişleme valfi 1'e gönderilir. Genişleme valfinden çıkan akışkan evaporatöre girerek burada çevre havanın ısını çekerek buharlaşır ve düşük sıcaklık çevrimi tamamlanır. Düşük sıcaklık çevriminde flash tankın sıvı ve buhar fazlarını ayrıştırmak dışında birde kompresör 1'den çıkan akışkana ara soğutma

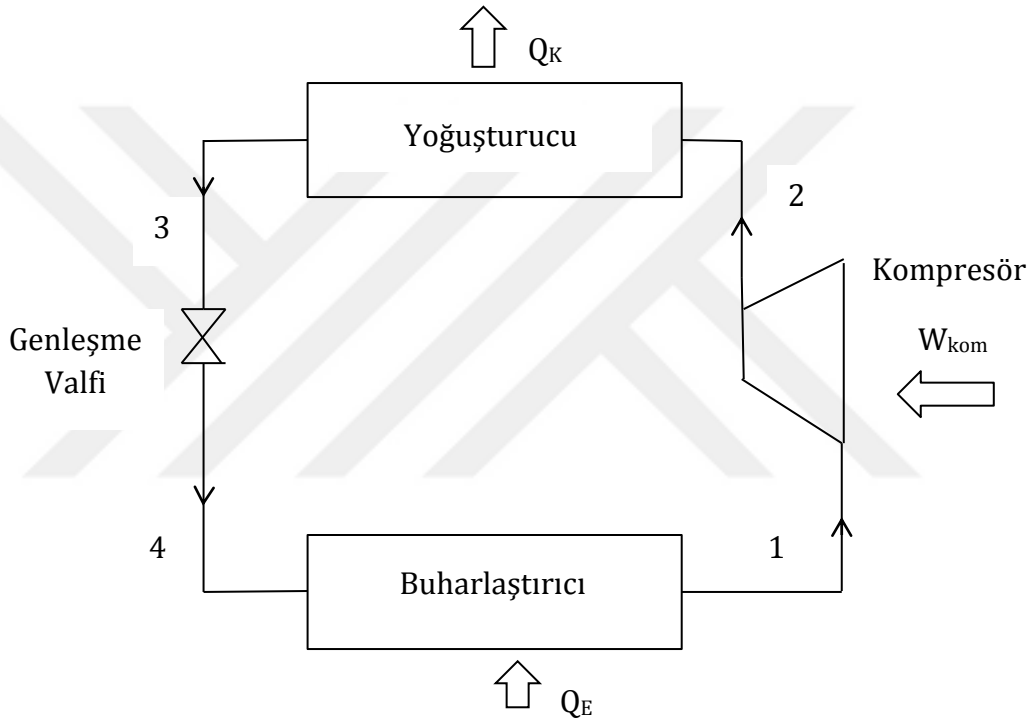
uygulama görevi de vardır. $\text{NH}_3\text{-CO}_2$ kaskad soğutma çevrimi Şekil 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.1. $\text{NH}_3\text{-CO}_2$ kaskad soğutma çevrimi

Çalışmada analizi yapılan diğer çevrim ise buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimidir. Soğuk hava depolarında genellikle kullanılan bir çevrimdir ve bu çalışma için amonyak soğutucu akışkanı ile çalışma performansı

incelenmektedir. Sistem elemanları; kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatörden oluşmaktadır. Soğutma çevriminin çalışma prensibinde kompresörden çıkan kızgın buhar halindeki amonyak kondensere girerek burada sabit basınçta yoğunlaştırılır. Genişleme valfine giden akışkan basıncı düşürülerek ıslak buhar halinde evaporatöre gider. Evaporatördeki amonyak akışkanı çevreden ısı alarak buharlaşır ve doymuş buhar halinde kompresöre emilir. Amonyak soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırma soğutma çevrimi Şekil 3.2.'de verilmiştir.



Şekil 3.2. Soğuk hava depolarında kullanılan klasik soğutma çevrimi

3.2. Yöntem

Çalışmada kullanılacak çevrimler materyal başlığı altında anlatılmıştır. Çevrimler, Şekil 3.1. ve Şekil 3.2.'de verilmiştir. Kaskad soğutma çevrimi ve buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde analizler için yapılan kabuller, termodinamik analiz ve hesaplamalar bu çalışmanın yöntem kısmını oluşturmaktadır. Çevrimlerin, Termodinamik analizi yapılırken EES (Engineering Equation Solver, Klein 2017) programı kullanılmıştır ve analiz yapılırken belirli kabuller yapılarak termodinamik analizler tamamlanmıştır.

NH₃-CO₂ kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizleri yapılırken aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Evaporatör giriş basıncı (P₈) ve evaporatör çıkış basıncı (P₁) eşit kabul edilmiştir.
- Kaskad ısı değiştiricisine karbondioksit soğutucu akışkanının giriş (P₄) ve çıkış (P₅) basıncı aynı olarak alınmıştır.
- Düşük sıcaklık çevriminde Flash tank basıncı 1800 kPa olarak kabul edilmiştir.
- Çevrimde 6, 7, 2 ve 3 noktalarının basıncı flash tank ile aynı kabul edilmiştir.
- Evaporatör sıcaklığı -45°C olarak alınmıştır.
- Kondenser sıcaklığı 40°C olarak alınmıştır.
- Yüksek sıcaklık çevrimindeki flash tank basıncı 900 kPa olarak kabul edilmiştir.
- Kondenser giriş basıncı (P₁₀) ve çıkış basıncı (P₁₁) eşit alınmıştır.
- Kaskad ısı değiştiricisine amonyak akışkanının giriş basıncı (P₁₄) ve çıkış basıncı (P₁₅) eşit alınmıştır.
- 1 noktasının sıcaklığı buharlaşma sıcaklığından 5°C fazla kabul edilmiştir.
- Karbondioksit akışkanının yoğuşma sıcaklığı 0°C olarak alınmıştır.
- 5 noktasının sıcaklığı yoğuşma sıcaklığından 5°C eksik kabul edilmiştir.
- Sistemin soğutma kapasitesi 10 kW olarak kabul edilmiştir.
- Çevrimde 7, 11, 13 noktaları doymuş sıvı olarak kabul edilmiştir.

- Sistemde 1, 4, 17 noktaları doymuş buhar olarak kabul edilmiştir.
- Analizler yapılırken kompresörler öncelikle izentropik olarak kabul edilmiştir. Daha sonra her bir akışkan için kompresör verimi hesaplanarak kompresör çıkışlarındaki gerçek entalpi ve entropi değerleri hesaplanmıştır.
- Atmosfer basıncı değeri (P_0), 101.325 kPa olarak alınmıştır. Atmosfer sıcaklığı (T_0), 20 °C olarak kabul edilmiştir.
- 1, 2, 7 ve 8 noktaları için kütleli debi m_{R744A} olarak adlandırılırken, 3, 4, 5 ve 6 noktaları için m_{R744B} olarak adlandırılmaktadır.
- 13, 14, 15 ve 16 noktaları için kütleli debi m_{R717A} ve 9, 10, 11 ve 12 noktaları için m_{R717B} olarak adlandırılmıştır.

NH₃-CO₂ kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizleri EES (Engineering Equation Solver, Klein 2017) programı kullanılarak aşağıdaki formüller yazılarak tamamlanmıştır. Kompresör girişinde 1 noktası için sıcaklık değeri evaporatör sıcaklığından 5°C fazla olarak;

$$T_1 = T_{Ev} + 5 \quad (3.1)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Karbondioksit akışkanın bulunduğu düşük sıcaklık çevriminde kompresör verimleri (Robinson ve Groll, 1998);

$$\eta_{DSK1} = 0.815 + \left(0.022 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right) - \left(0.041 \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2\right)\right) + \left(0.0001 \left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3\right)\right) \quad (3.2)$$

$$\eta_{DSK2} = 0.815 + \left(0.022 \left(\frac{P_4}{P_3}\right)\right) - \left(0.041 \left(\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^2\right)\right) + \left(0.0001 \left(\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^3\right)\right) \quad (3.3)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Amonyak akışkanın bulunduğu yüksek sıcaklık çevriminde kompresör verimleri;

$$\eta_{YSK1} = \left(0.0071 \left(\left(\frac{P_{16}}{P_{15}} \right)^5 \right) \right) - \left(0.1264 \left(\frac{P_{16}}{P_{15}} \right)^4 \right) + \left(0.9023 \left(\frac{P_{16}}{P_{15}} \right)^3 \right) - \left(3.2277 \left(\frac{P_{16}}{P_{15}} \right)^2 \right) + \left(5.7871 \left(\frac{P_{16}}{P_{15}} \right) \right) - 3.3429 \quad (3.4)$$

$$\eta_{YSK2} = \left(0.0071 \left(\left(\frac{P_{10}}{P_9} \right)^5 \right) \right) - \left(0.1264 \left(\frac{P_{10}}{P_9} \right)^4 \right) + \left(0.9023 \left(\frac{P_{10}}{P_9} \right)^3 \right) - \left(3.2277 \left(\frac{P_{10}}{P_9} \right)^2 \right) + \left(5.7871 \left(\frac{P_{10}}{P_9} \right) \right) - 3.3429 \quad (3.5)$$

ile hesaplanmıştır. Kompresörlerdeki iş miktarını bulmak için ;

$$w_{DSK1} = h_2 - h_1 \quad (3.6)$$

$$W_{DSK1} = \dot{m}_{R744A}(h_2 - h_1) \quad (3.7)$$

$$w_{DSK2} = h_4 - h_3 \quad (3.8)$$

$$W_{DSK2} = \dot{m}_{R744B}(h_4 - h_3) \quad (3.9)$$

$$w_{YSK1} = h_{16} - h_{15} \quad (3.10)$$

$$W_{YSK1} = \dot{m}_{R717A}(h_{16} - h_{15}) \quad (3.11)$$

$$w_{YSK2} = h_{10} - h_9 \quad (3.12)$$

$$W_{YSK2} = \dot{m}_{R717B}(h_{10} - h_9) \quad (3.13)$$

denklemleri kullanılmıştır. Kondenser yükünü hesaplamak için 3.14'deki denklem kullanılmıştır.

$$Q_C = \dot{m}_{R717B}(h_{10} - h_{11}) \quad (3.14)$$

Kompresörler için tüketilen toplam işi bulabilmek için;

$$W_g = W_{YSK1} + W_{YSK2} + W_{DSK1} + W_{DSK2} \quad (3.15)$$

denklemden hesaplanmıştır. Çevrimin performans katsayısı (STK) değeri için;

$$STK = \frac{Q_E}{W_g} \quad (3.16)$$

NH₃-CO₂ kaskad soğutma çevriminin ekserji hesaplaması yapılırken öncelikle akış ekserji değerleri her bir nokta için bulunmuştur. Akış ekserjisi;

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.17)$$

denklemleri ile çevrimdeki 17 nokta için hesaplanmıştır. Çevrimdeki her bir elemanın ekserji analizi yapılmıştır. Evaporatör için ekserji yıkımı;

$$E_{Q,evp} = Q_E \left(1 - \frac{T_g}{T_0}\right) \quad (3.18)$$

$$E_{x8} + E_{Q,evp} = E_{x1} + E_{xdst1} \quad (3.19)$$

denklemleri ile bulunmuştur. Bu denklemde E_{xdst1} , evaporatördeki ekserji yıkımını ifade etmektedir. $E_{Q,evp}$ ifadesi ise ısı alışverişinden kaynaklanan ısı ekserjisini ifade eder. Kaskad ısı değiştiricisinde ekserji yıkımı E_{xdst2} aşağıdaki denklem ile;

$$E_{x4} + E_{x14} = E_{x5} + E_{x15} + E_{xdst2} \quad (3.20)$$

hesaplanmıştır. Kondenserdeki ekserji yıkımı için;

$$E_{Q,kon} = Q_K \left(1 - \frac{T_0}{T_{10}}\right) \quad (3.21)$$

$$E_{x10} = E_{Q,kon} + E_{x11} + E_{xdst3} \quad (3.22)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Çevrimde bulunan 4 kompresör için ekserji ayrı ayrı hesaplanmıştır. Düşük sıcaklık kompresör 1 için;

$$E_{x1} + W_{DSK1} = E_{x2} + E_{xdst4} \quad (3.23)$$

Düşük sıcaklık kompresör 2 için;

$$E_{x3} + W_{DSK2} = E_{x4} + E_{xdst5} \quad (3.24)$$

Yüksek sıcaklık kompresör 1 için;

$$E_{x15} + W_{YSK1} = E_{x16} + E_{xdst6} \quad (3.25)$$

Yüksek sıcaklık kompresör 2 için;

$$E_{x9} + W_{YSK2} = E_{x10} + E_{xdst7} \quad (3.26)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Genleşme valfleri için ekserji hesabı CO₂ akışkanının bulunduğu çevrimde genleşme valfi 1 için;

$$E_{x7} = E_{x8} + E_{xdst8} \quad (3.27)$$

Genleşme valfi 2 için;

$$E_{x5} = E_{x6} + E_{xdst9} \quad (3.28)$$

Amonyak akışkanlı çevrimde genleşme valfi 1 için;

$$E_{x13} = E_{x14} + E_{xdst10} \quad (3.29)$$

Genleşme valfi 2 için;

$$E_{x11} = E_{x12} + E_{xdst11} \quad (3.30)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. E_{xdst8} , E_{xdst9} , E_{xdst10} , E_{xdst11} , ifadeleri sırasıyla genişleme valflerindeki ekserji yıkımlarını ifade etmektedir. Düşük sıcaklık çevrimi flash tank ekserji yıkımı;

$$E_{x6} + E_{x2} = E_{x7} + E_{x3} + E_{xdst12} \quad (3.31)$$

Yüksek sıcaklık çevrimi flash tank ekserji yıkımı;

$$E_{x12} = E_{x13} + E_{x17} + E_{xdst13} \quad (3.32)$$

Yüksek sıcaklık çevrimindeki karışım odası ekserjisi;

$$E_{x16} + E_{x17} = E_{x9} + E_{xdst14} \quad (3.33)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Toplam ekserji yıkımı;

$$E_{xdstT} = E_{xdst1} + E_{xdst2} + E_{xdst3} + E_{xdst4} + E_{xdst5} + E_{xdst6} + E_{xdst7} + E_{xdst8} + E_{xdst9} + E_{xdst10} + E_{xdst11} + E_{xdst12} + E_{xdst13} + E_{xdst14} \quad (3.34)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Sistemdeki entropi dengesini hesaplayabilmek için öncelikle çevrimdeki her bir nokta için kütle akışı ile entropi geçişi aşağıdaki 3.33'deki denklem ile:

$$S_{küttele} = \dot{m} \cdot s \quad (3.35)$$

hesaplanmıştır. Daha sonra çevrimdeki elemanların entropi dengesi eşitliğinden entropi üretim miktarları hesaplanmıştır. Evaporatör entropi dengesi;

$$S_8 + \frac{Q_E}{T_8} + S_{üretim1} = S_1 \quad (3.36)$$

Denklemi ile hesaplanmıştır. $S_{\text{üretim1}}$ ifadesi evaporatördeki entropi üretimini temsil etmektedir. Isı eşanjörü için entropi dengesi;

$$S_4 + S_{14} + S_{\text{üretim2}} = S_{15} + S_5 \quad (3.37)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. $S_{\text{üretim2}}$, ısı eşanjöründeki entropi üretimini göstermektedir. Kondenser için entropi dengesi;

$$S_{10} + S_{\text{üretim3}} = \frac{Q_K}{T_{10}} + S_{11} \quad (3.38)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. $S_{\text{üretim3}}$, kondenserdeki entropi üretimini göstermektedir. Düşük sıcaklık kompresör 1 için entropi dengesi;

$$S_1 + S_{\text{üretim4}} = S_2 \quad (3.39)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. $S_{\text{üretim4}}$, karbondioksit akışkanının dolaştığı çevrimdeki ilk kompresörün entropi üretimini temsil etmektedir. Bu çevrimdeki ikinci kompresör için entropi dengesi;

$$S_3 + S_{\text{üretim5}} = S_4 \quad (3.40)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Amonyak akışkanlı kısım için ilk kompresörün entropi dengesi;

$$S_{15} + S_{\text{üretim6}} = S_{16} \quad (3.41)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Yüksek sıcaklık çevrimi ikinci kompresör için entropi dengesi;

$$S_9 + S_{\text{üretim7}} = S_{10} \quad (3.42)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Düşük sıcaklık çevriminde kısma valfi 1 için entropi dengesi;

$$S_7 + S_{\text{üretim8}} = S_8 \quad (3.43)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Kısma valfi 2 için entropi dengesi;

$$S_5 + S_{\text{üretim9}} = S_6 \quad (3.44)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Yüksek sıcaklık çevrimindeki 1. kısma valfi için entropi dengesi;

$$S_{13} + S_{\text{üretim10}} = S_{14} \quad (3.45)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. 2. kısma valfi için entropi dengesi;

$$S_{11} + S_{\text{üretim11}} = S_{12} \quad (3.46)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Karbondioksit akışkanlı çevrimdeki flash tank için entropi dengesi;

$$S_2 + S_6 + S_{\text{üretim12}} = S_7 + S_3 \quad (3.47)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Amonyak akışkanlı yüksek sıcaklık kısmındaki flash tank için entropi dengesi;

$$S_{12} + S_{\text{üretim13}} = S_{17} + S_{13} \quad (3.48)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Karışım odası için entropi dengesi;

$$S_{16} + S_{17} + S_{\text{üretim14}} = S_9 \quad (3.49)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Çevrim elemanlarının ekserji verimleri (ikinci yasa verimi) hesaplanmıştır. Daha sonra çevrimin ikinci yasa verimi hesaplanarak kaskad çevrim için analizler tamamlanmıştır. Evaporatörün ekserji verimi;

$$\eta_{Ex1} = \frac{(E_{x8} - E_{x1})}{E_{Q, evp}} \quad (3.50)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Isı eşanjörü için ekserji verimi;

$$\eta_{Ex2} = \frac{(E_{x4} - E_{x5})}{(E_{x15} - E_{x14})} \quad (3.49)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Kondenser için ekserji verimi;

$$\eta_{Ex3} = \frac{(E_{x11} - E_{x10})}{E_{Q, kon}} \quad (3.51)$$

Denklemleri ile hesaplanmıştır. Düşük sıcaklık kompresör 1 için ekserji verimi;

$$\eta_{Ex4} = \frac{(E_{x2} - E_{x1})}{W_{DSK1}} \quad (3.52)$$

Denklemleri ile hesaplanmıştır. Düşük sıcaklık kompresör 2 için ekserji verimi;

$$\eta_{Ex5} = \frac{(E_{x4} - E_{x3})}{W_{DSK2}} \quad (3.53)$$

Denklemleri ile hesaplanmıştır. Yüksek sıcaklık kompresör 1 için ekserji verimi;

$$\eta_{Ex6} = \frac{(E_{x16} - E_{x15})}{W_{YSK1}} \quad (3.54)$$

Denklemleri ile hesaplanmıştır. Yüksek sıcaklık kompresör 2 için ekserji verimi;

$$\eta_{Ex7} = \frac{(E_{x10} - E_{x9})}{W_{YSK2}} \quad (3.55)$$

Denklemleri ile hesaplanmıştır. Tüm çevrimin ikinci yasa verimi;

$$\eta_2 = \frac{(E_{x8} - E_{x1})}{W_{YSK1} + W_{YSK2} + W_{DSK1} + W_{DSK2}} \quad (3.56)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır.

NH₃ tek kademeli soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılırken aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Evaporatör giriş basıncı (P₄) ve evaporatör çıkış basıncı (P₁) eşit kabul edilmiştir.
- Kondenser giriş basıncı (P₂) ve kondenser çıkış basıncı (P₃) eşit kabul edilmiştir.
- Buharlaştırma sıcaklığı -35°C olarak alınmıştır.
- Yoğuşma sıcaklığı 45°C olarak alınmıştır.
- Çevrimin soğutma kapasitesi 10 kW olarak kabul edilmiştir.
- Kompresör girişinde (1 noktasında) akışkan doymuş buhar olarak kabul edilmiştir
- 3 noktasında (kondenser çıkışında) amonyak akışkanı doymuş sıvı olarak kabul edilmiştir.
- Analizler yapılırken kompresör öncelikle izentropik olarak kabul edilmiştir. Daha sonra amonyak akışkanı için kompresör verimi hesaplanarak kompresör çıkışındaki gerçek entalpi ve entropi değeri hesaplanmıştır.

NH₃ soğutucu akışkanlı soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılırken EES (Engineering Equation Solver, Klein 2017) programı kullanılarak aşağıdaki formüller yazılarak tamamlanmıştır. Kompresördeki iş miktarını bulmak için:

$$w_K = h_2 - h_1 \quad (3.57)$$

$$W_K = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.58)$$

denklemleri kullanılarak hesaplanmıştır. Bu denklemdeki W_K kompresördeki iş miktarını, m kütleli debiyi temsil etmektedir. Kondenser yükünü hesaplamak için:

$$Q_C = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3.59)$$

denklemini kullanılmıştır. Q_C kondenserden dışarıya atılan ısıyı temsil etmektedir. Çevrimin performans katsayısı (STK):

$$STK = \frac{Q_E}{W_K} \quad (3.60)$$

denklemini ile hesaplanmıştır. NH_3 akışkanlı soğutma çevriminin ekserji hesaplaması yapılırken öncelikle akış ekserji değerleri her bir nokta için bulunmuştur. Akış ekserjisi;

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.61)$$

denklemini ile hesaplanmıştır. Evaporatördeki ekserji yıkımı ;

$$E_{Q,evp} = Q_E \left(1 - \frac{T_4}{T_0}\right) \quad (3.62)$$

$$E_{x4} + E_{Q,evp} = E_{x1} + E_{xdst1} \quad (3.63)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Kompresördeki ekserji yıkımı;

$$E_{x1} + W_K = E_{x2} + E_{xdst2} \quad (3.64)$$

denklemini ile hesaplanmıştır. Kondenser için ekserji yıkımı;

$$E_{Q,kon} = Q_K \left(1 - \frac{T_2}{T_0}\right) \quad (3.65)$$

$$E_{x2} = E_{Q,kon} + E_{x3} + E_{xdst3} \quad (3.66)$$

Denklemleri ile hesaplanmıştır. Genleşme valfi için ekserji yıkımı;

$$E_{x3} = E_{x4} + E_{xdst4} \quad (3.67)$$

Denklemleri ile hesaplanmıştır. Sistemdeki entropi dengesini hesaplayabilmek için öncelikle çevrimdeki her bir nokta için kütle akışı ile entropi geçişi;

$$S_{k\u00fctle} = \dot{m} \cdot s \quad (3.68)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Evaporat\u00f6r i\u00e7in entropi dengesini;

$$S_4 + \frac{Q_E}{T_4} + S_{\u00fcretim1} = S_1 \quad (3.69)$$

Denklemleri ile hesaplanmıştır. $S_{\u00fcretim1}$ ifadesi evaporat\u00f6rdeki entropi \u00fcretimini g\u00f6stermektedir. Kompres\u00f6r i\u00e7in entropi dengesini;

$$S_1 + S_{\u00fcretim2} = S_2 \quad (3.70)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. $S_{\u00fcretim2}$ ifadesi kompres\u00f6rdeki entropi \u00fcretimini g\u00f6stermektedir. Kondenser i\u00e7in entropi dengesini;

$$S_2 + S_{\u00fcretim3} = S_3 + \frac{Q_K}{T_2} \quad (3.71)$$

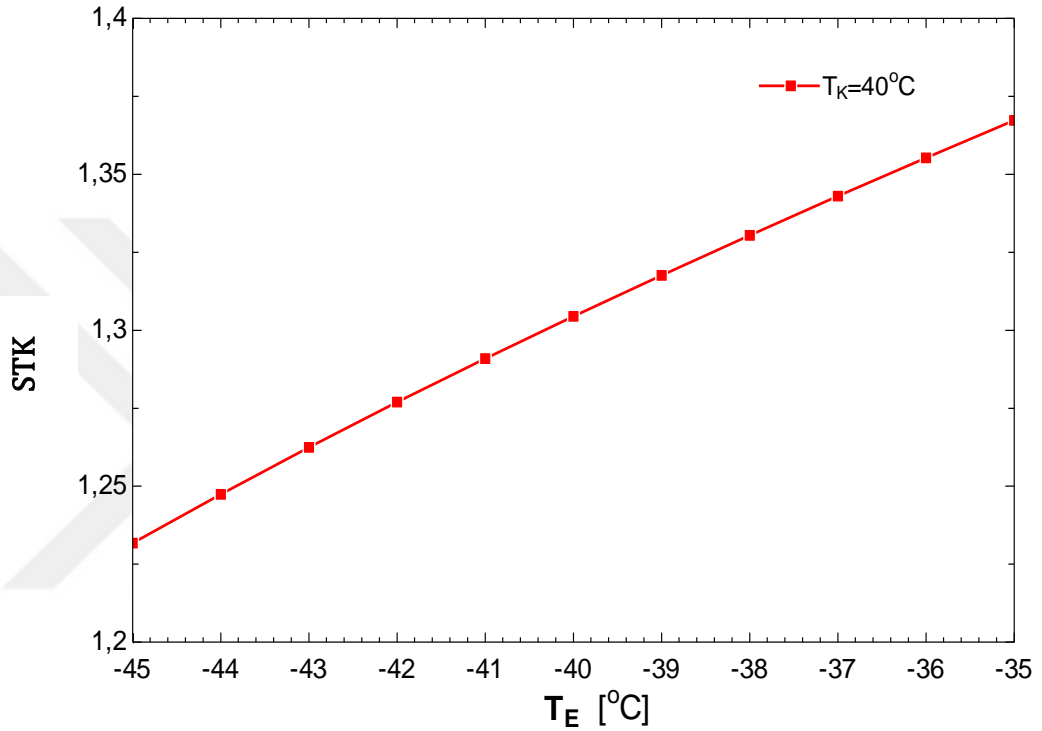
denklemleri ile hesaplanmıştır. Genleşme valfi i\u00e7in entropi dengesini;

$$S_3 + S_{\u00fcretim4} = S_4 \quad (3.72)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır.

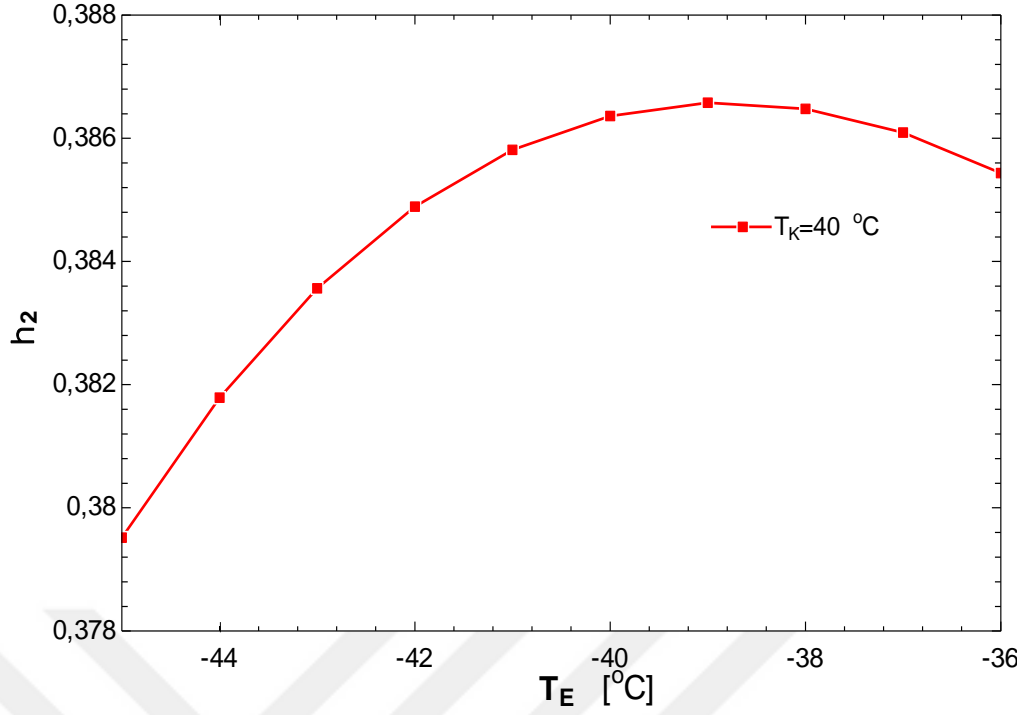
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

İki çevrimin termodinamik analizleri EES (Engineering Equation Solver, Klein 2017) programı ile tamamlanmıştır ve sonuçlar grafikler ve çizelgeler aracılığı ile bu bölümde sunulmuştur. Şekil 4.1.'de NH₃/CO₂ kaskad soğutma çevriminde evaporatör sıcaklığına göre STK değişimi gösterilmiştir.



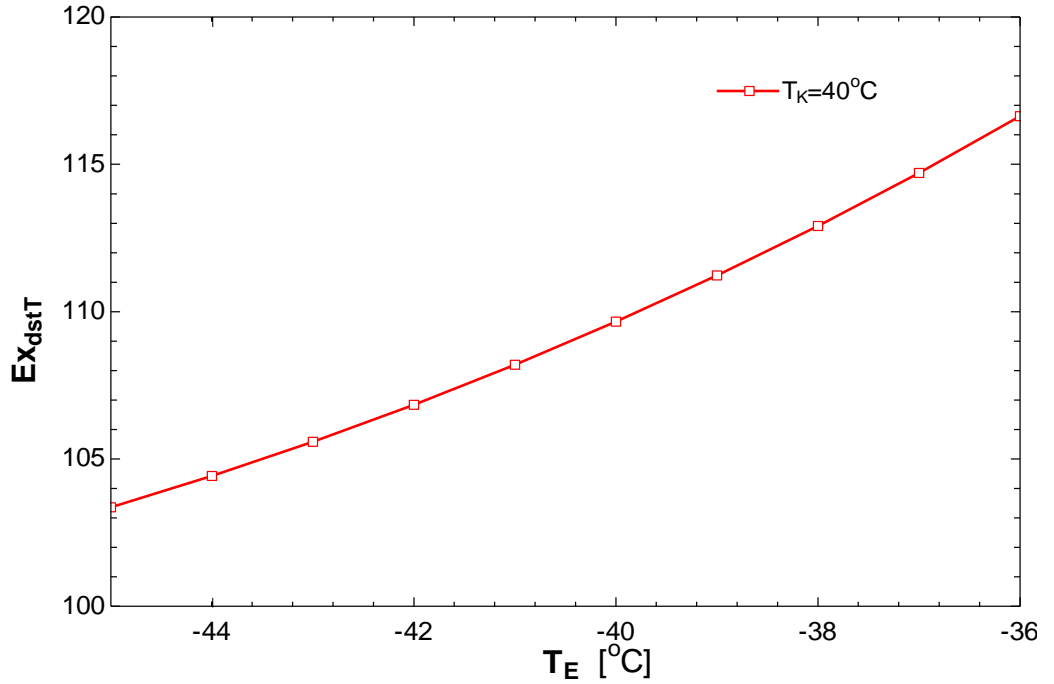
Şekil 4.1. Evaporatör sıcaklığına bağlı olarak STK değişimi

Şekil 4.1.'deki grafikte görüldüğü gibi evaporatör sıcaklığı -35°C'ye kadar yükseltildiğinde STK değeri artmaktadır. Grafik oluşturulurken kondenser sıcaklığı sabit tutulurken evaporatör sıcaklığına -45°C'den -35°C'ye kadar değerler verilmiştir. En yüksek STK değerine -35°C'deki evaporatör sıcaklığında ulaşılmaktadır. Şekil 4.2.'de NH₃/CO₂ kaskad soğutma çevriminde evaporatör sıcaklığının ikinci yasa verimine etkisi görülmektedir.



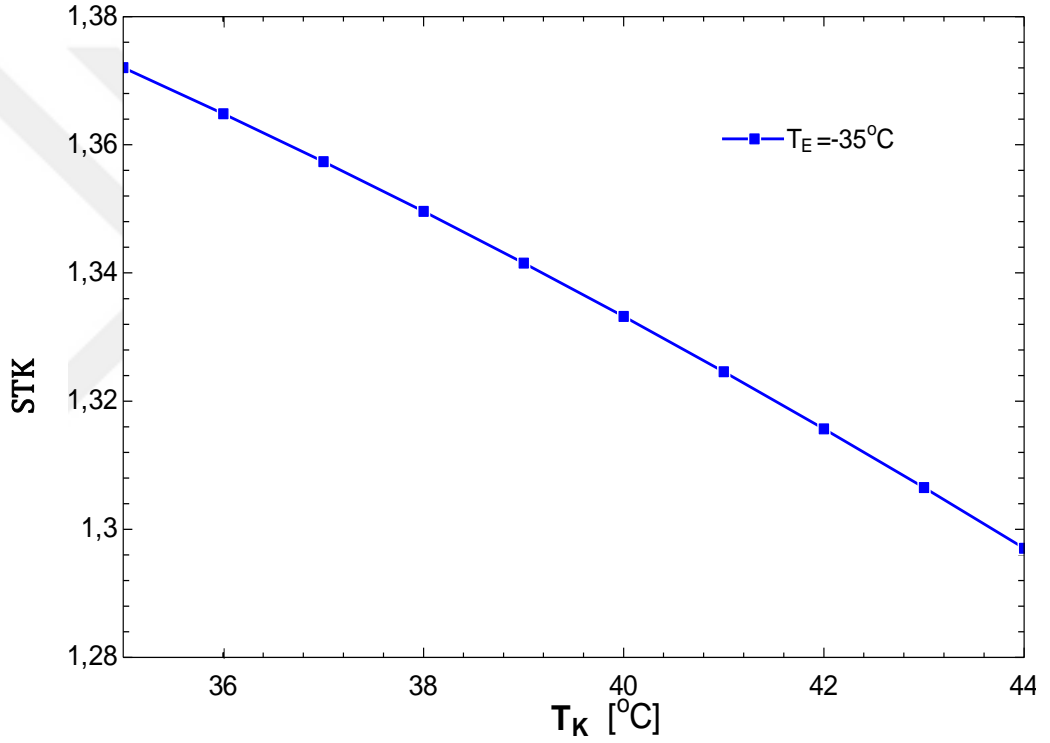
Şekil 4.2. İkinci yasa veriminin evaporatör sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.3.'de kaskad soğutma çevriminde evaporatör sıcaklığının ekserji yıkımına etkisi görülmektedir.



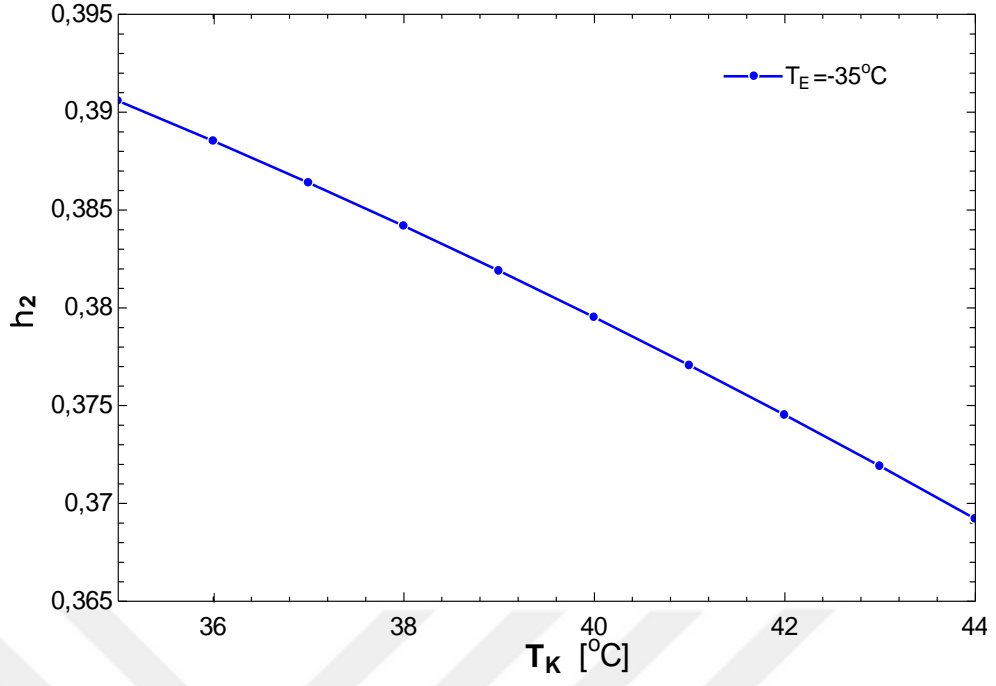
Şekil 4.3. Ekserji yıkımının evaporatör sıcaklığına bağlı değişimi

Şekil 4.2.'de evaporatör sıcaklığı arttıkça belirli bir değere kadar ikinci yasa veriminin arttığı artış devam ettiğinde ikinci yasa veriminin azaldığı görülmektedir. Grafik oluşturulurken kondenser sıcaklığı 40°C olarak sabit kalmaktadır. Şekil 4.3.'te görüldüğü gibi evaporatör sıcaklığı -45°C ile -35°C arasında değerler aldığıında evaporatör sıcaklığı arttıkça ekserji yıkımı artmaktadır. Grafik oluşturulurken kondenser sıcaklığı sabit kalmaktadır. Şekil 4.4.'te kaskad çevriminin, kondenser sıcaklığındaki değişime göre STK değerinin değişimi görülmektedir.



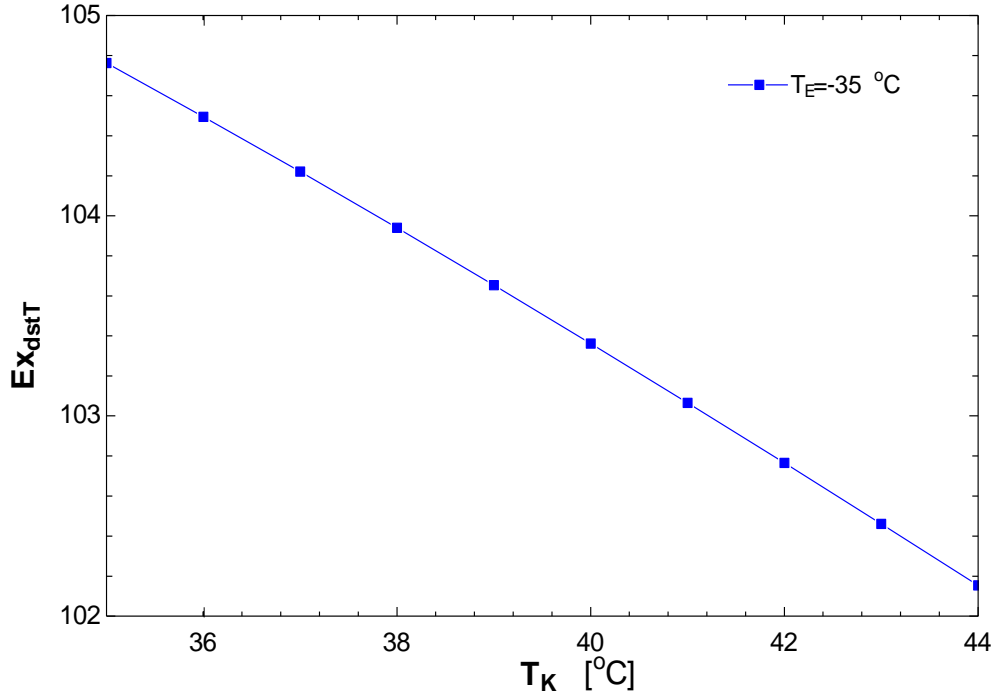
Şekil 4.4. Kondenser sıcaklığına bağlı olarak STK değerinin değişimi

Şekil 4.4. oluşturulurken kondenser sıcaklığına 35°C ile 44°C arasında değerler verilerek kaskad çevrimin STK değişimi gözlenmiştir. Evaporatör sıcaklığı -35°C olarak sabit tutulmuştur. Kondenser sıcaklığı arttıkça sistem STK değerinin düştüğü görülmektedir. En yüksek STK değerine 35°C kondenser sıcaklığında ulaşılmaktadır. Şekil 4.5.'te kondenser sıcaklığının değişimine göre ikinci yasa veriminin değişimi görülmektedir.



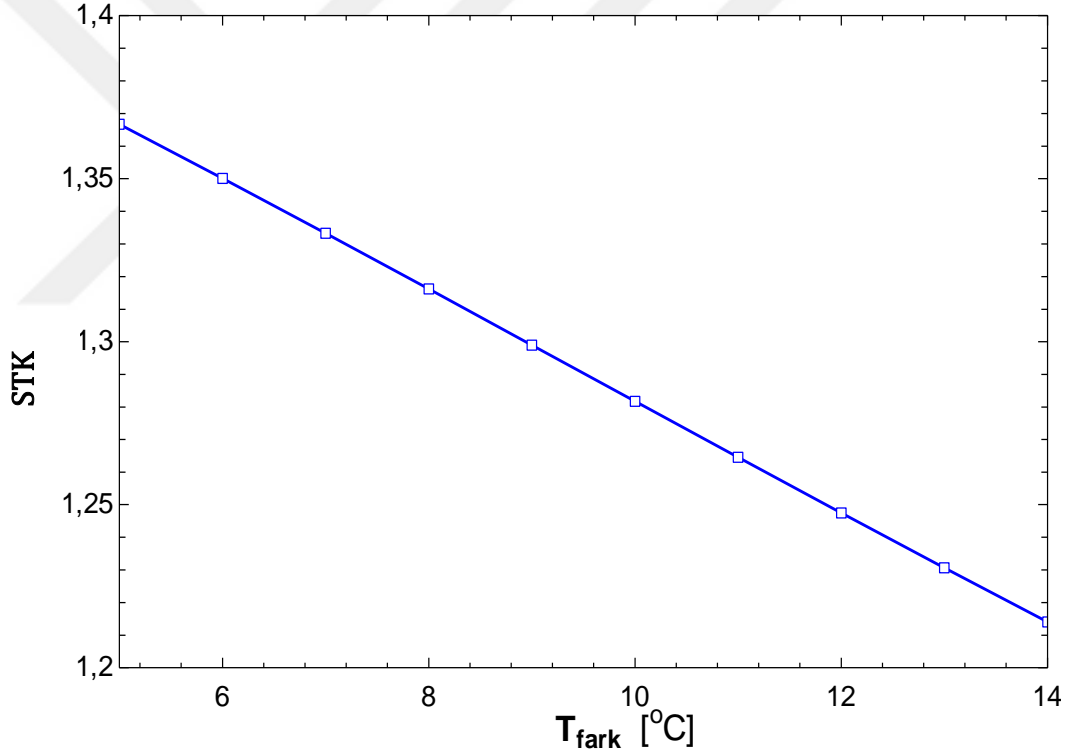
Şekil 4.5. Kondenser sıcaklığına bağlı olarak ikinci yasa veriminin değişimi

Şekil 4.6.'da kondenser sıcaklığının değişimine göre ekserji yıkımının değişimi görülmektedir.



Şekil 4.6. Kondenser sıcaklığına bağlı olarak ekserji yıkımının değişimi

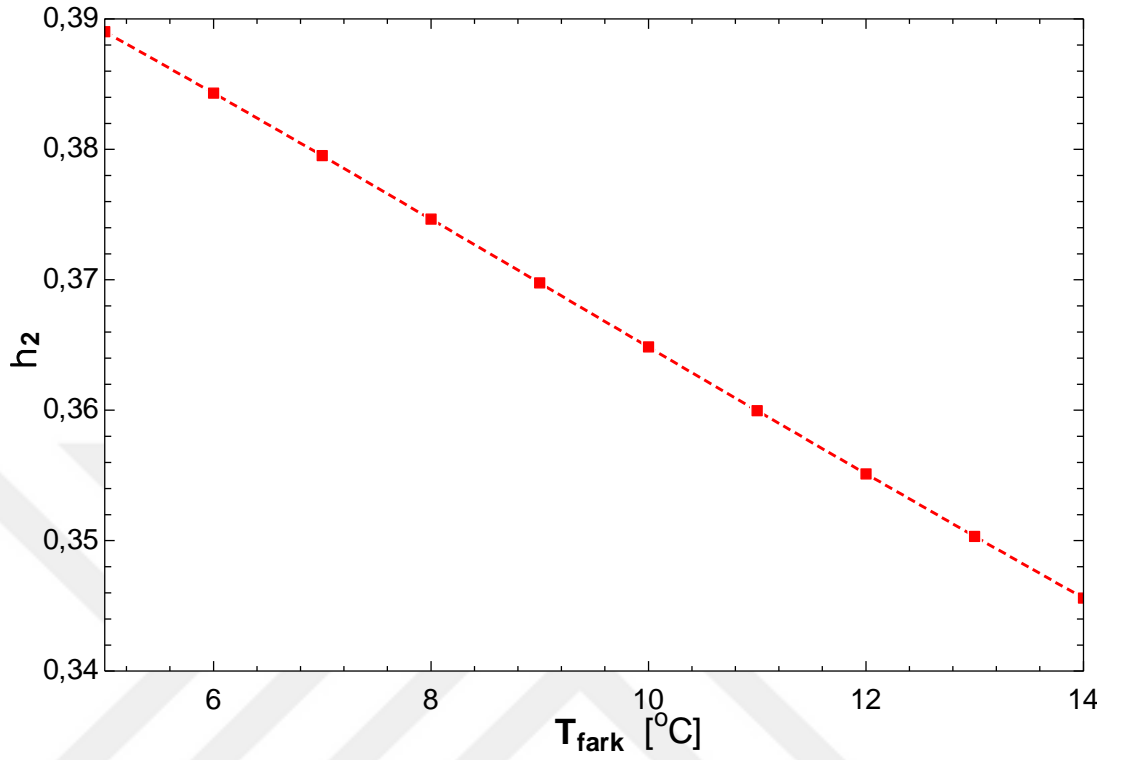
Şekil 4.5.'te kondenser sıcaklığı 35°C ile 44°C arasında değerler verilerek ikinci yasa veriminin değişimi görülmektedir. Evaporatör sıcaklığı sabit tutulmaktadır. Kondenser sıcaklığının artması ile ikinci yasa veriminin azaldığı Şekil 4.5.'te görülmektedir. En yüksek ikinci yasa verimine 35°C kondenser sıcaklığında ulaşılmaktadır. Şekil 4.6.'da kondenser sıcaklığının artmasıyla ekserji yıkımının azaldığı görülmektedir. Kondenser sıcaklığına 35°C ile 44°C arasında değerler verilirken evaporatör sıcaklığı sabit tutulmaktadır. Şekil 4.7.'de kaskad ısı değiştiricisinde amonyak ile karbondioksit arasındaki sıcaklık farkı değiştirilerek, bu durumun STK değeri üzerine etkisi gözlemlenmiştir.



Şekil 4.7. STK değerinin T_{fark} ile değişimi

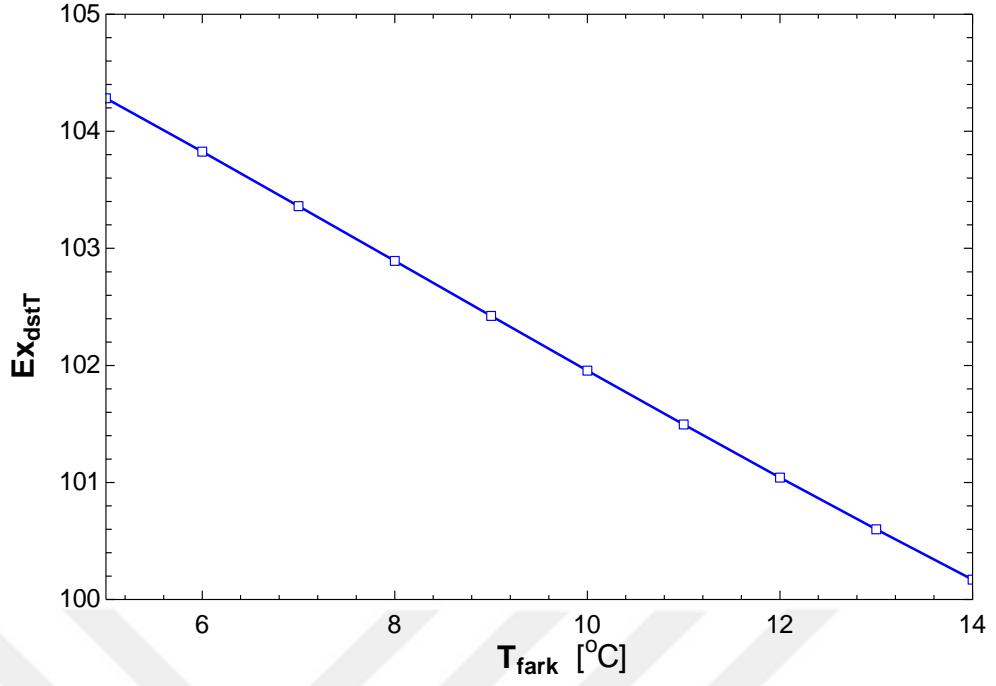
STK değeri, T_{fark} sıcaklığı 5°C ile 14°C aralığında değer aldığı anda fark sıcaklığı arttıkça STK değerinin düştüğü görülmektedir. Kaskad ısı değiştiricisinde karbondioksitin yoğuşma sıcaklığı ile amonyak akışkanının buharlaşma sıcaklığının arasındaki fark arttığında bu durum performans katsayısını

olumsuz etkilemektedir. Şekil 4.8.'de T_{fark} sıcaklığının çevrimin ikinci yasa verimine etkisi verilmiştir.



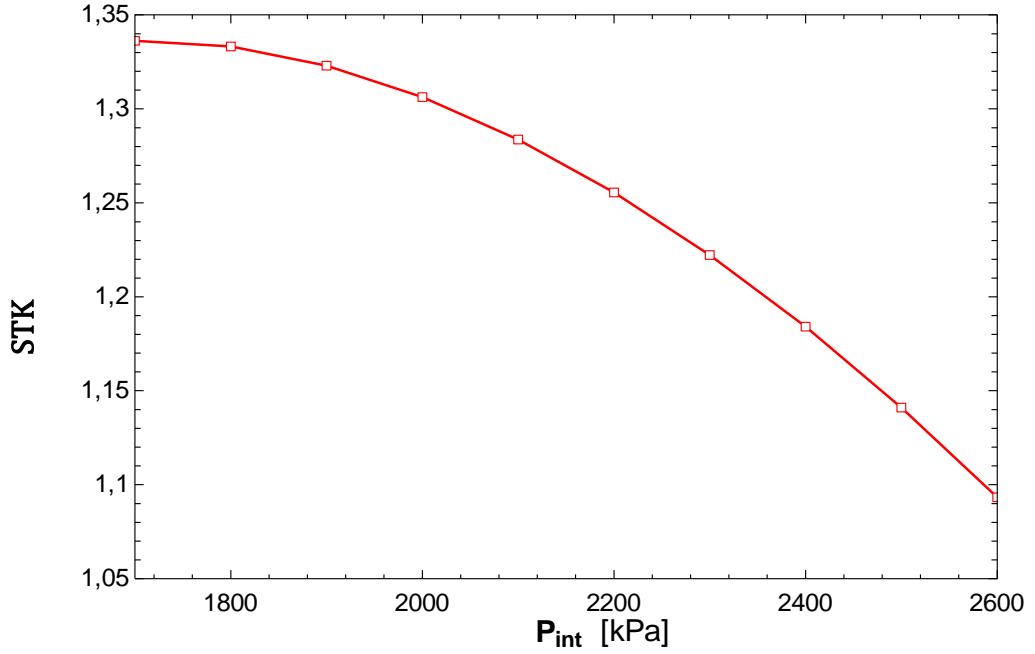
Şekil 4.8. İkinci yasa veriminin T_{fark} ile değişimi

Şekil 4.8.'de η_2 değeri ikinci yasa verimini temsil etmektedir. T_{fark} sıcaklığı arttığında ikinci yasa veriminin azaldığı görülmektedir. Şekil 4.9.'da T_{fark} sıcaklığı 5°C ile 14°C aralığında değer aldığı anda ekserji yıkımının değişimi görülmektedir.



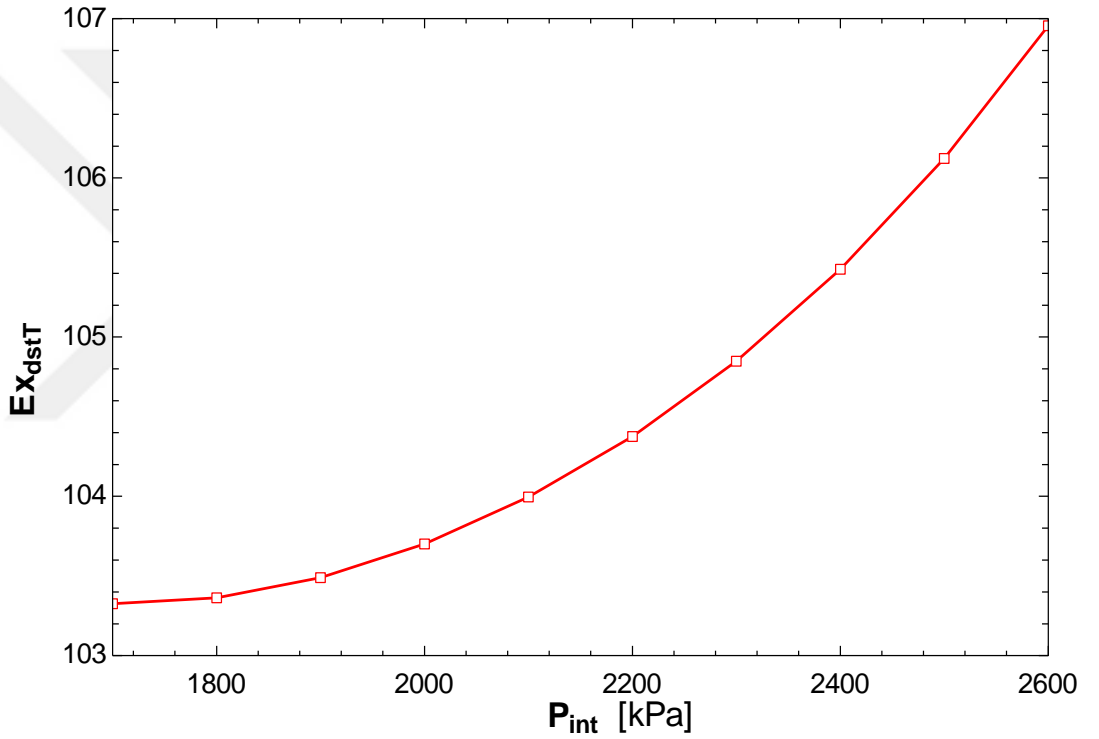
Şekil 4.9. Ekserji yıkımının T_{fark} değerine göre değişimi

Şekil 4.10.'da karbondioksit akışkanlı çevrimde flash tank basıncının STK değeri üzerindeki etkisi görülmektedir.



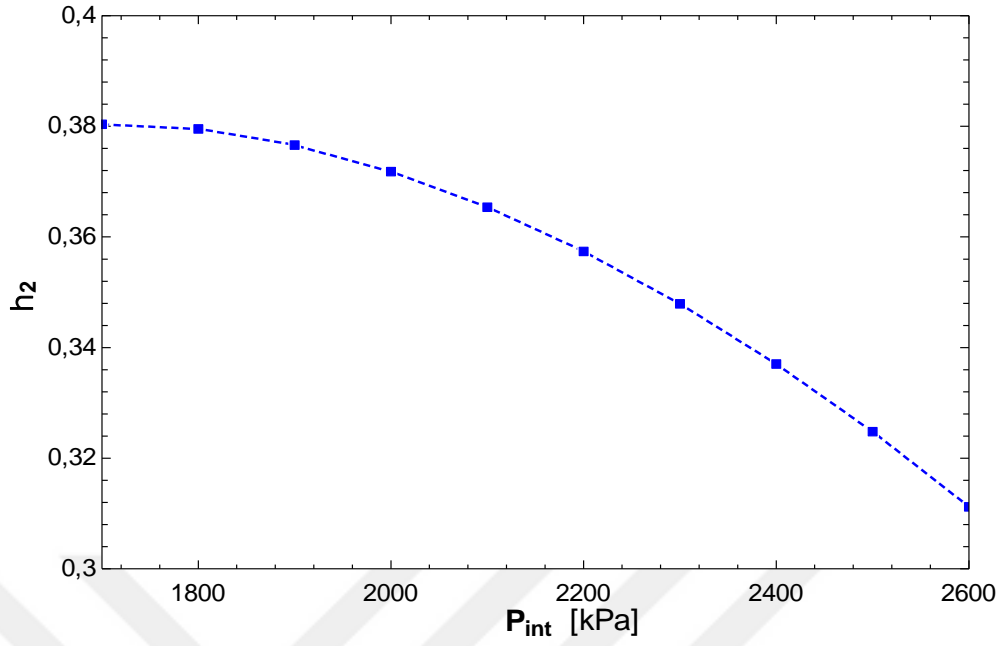
Şekil 4.10. STK değerinin düşük sıcaklık çevrimindeki flash tank basıncı ile değişimi

Şekil 4.9.'da kaskad ısı değıştiricisinde T_{fark} sıcaklığı değıştirilerek ekserji yıkımının değışimi gözlemlenmiştir. T_{fark} sıcaklığı arttığında ekserji yıkımı azalmaktadır. Şekil 4.10.'da flash tank basıncına 1700 kPa ile 2600 kPa arasında değerler verilerek kaskad çevriminin STK değerinin değışimi gözlemlenmiştir. Verilen aralıklarda en yüksek STK değeri flash tank basıncı 1700 kPa olduğunda elde edilmiştir. Flash tank basıncı arttığında STK değerinin düştüğü görülmektedir. Şekil 4.11.'da flash tank basıncının ekserji yıkımı üzerindeki etkisi görülmektedir.



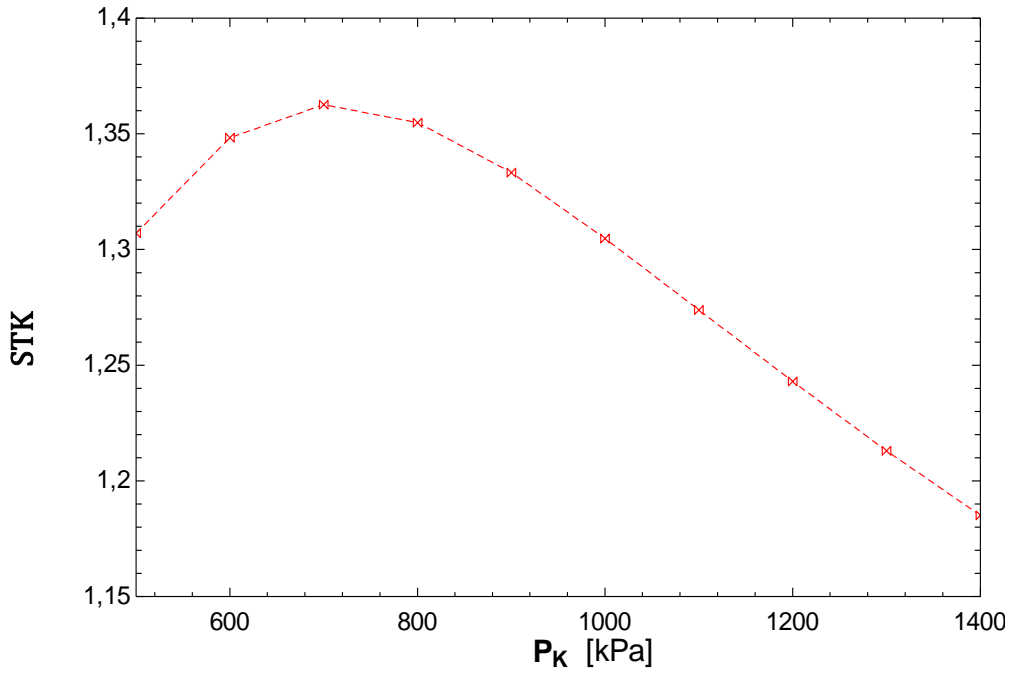
Şekil 4.11. Flash tank basıncı ile ekserji yıkımının değışimi

Şekil 4.11.'da görüldüğü gibi flash tank basıncının artması sistemin toplam ekserji yıkımını artırmaktadır. Ekserji yıkımının artması, sistemin kullanılabilir işinin azalması demektir. Şekil 4.10. ve şekil 4.11. birlikte yorumlanacak olursa, flash tank basıncının artması ekserji yıkımını artırmaktadır ve buna bağlı olarak STK değeri de düşmektedir. Şekil 4.12.'de flash tank basıncı değıştiğinde ikinci yasa veriminin değışimi gözlemlenmektedir.



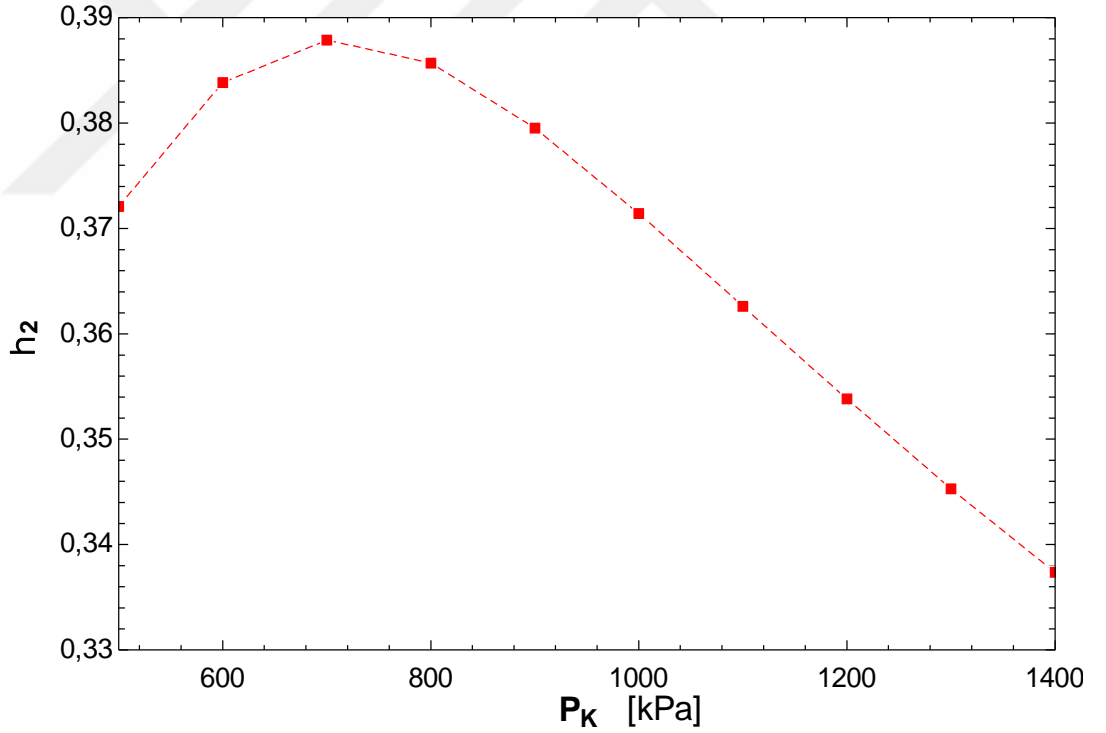
Şekil 4.12. İkinci yasa veriminin flash tank basıncına göre değişimi

Şekil 4.13.'de kondenser basıncının sistemin STK değerine etkisi görülmektedir.



Şekil 4.13. Kondenser basıncının STK değerine etkisi

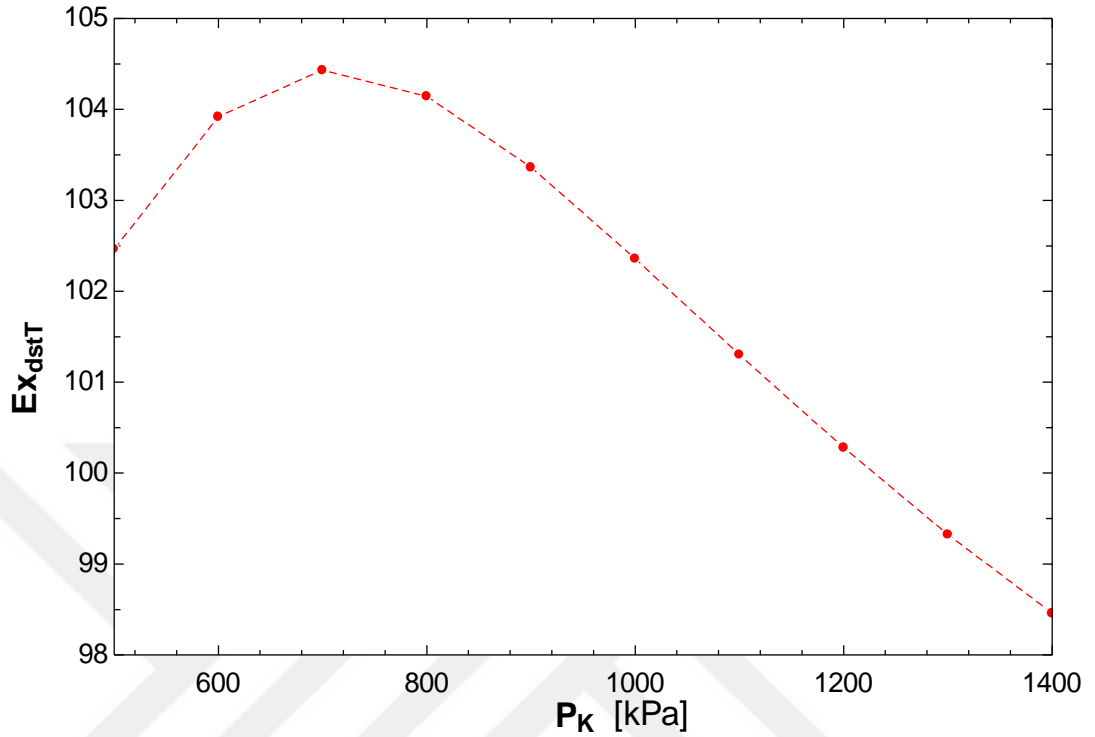
Şekil 4.12.'de flash tank basıncına 1500 kPa ile 2600 kPa arasında değerler verildiğinde çevrimin ikinci yasa veriminin değişimi gözlemlenmektedir. İkinci yasanın maksimum değerine flash tank basıncı 1700 kPa olduğunda ulaşılmaktadır. 1700 kPa basınç değerinden sonra flash tank basıncı arttırıldığında ikinci yasa veriminin azaldığı görülmektedir. Şekil 4.13.'de kondenser basıncına 500 kPa ile 1400 kPa arasında değerler verildiğinde sistemin STK değerinin değişimi görülmektedir. Maksimum STK değerine kondenser basıncı 700 kPa olduğunda ulaşılmaktadır. Kondenser basıncı 700 kPa değerinden sonra arttırıldığında, sistemin STK değerini olumsuz etkilediği ve STK değerinde azalmaya neden olduğu görülmektedir. Şekil 4.14.'de kondenser basıncı değişiminin ekserji yıkımına etkisi gözlemlenmektedir.



Şekil 4.14. Kondenser basıncının ikinci yasa verimine etkisi

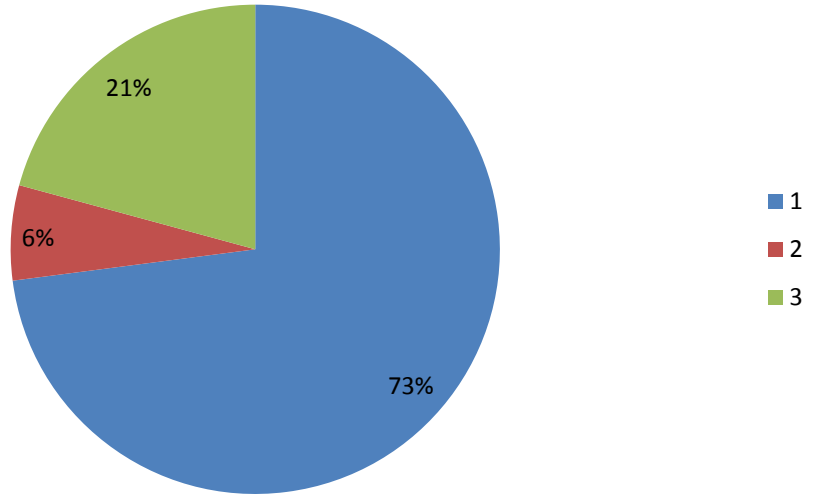
Şekil 4.14.'de kondenser basıncı 500 kPa ile 1400 kPa arasında değerler alındığında sistemin toplam ekserji yıkımının değişimi görülmektedir. Ekserji yıkımı kondenser basıncı 700 kPa olduğunda maksimum değerini

almaktadır. Şekil 4.15.'de kondenser basıncının ekserji yıkımına etkisi görülmektedir.



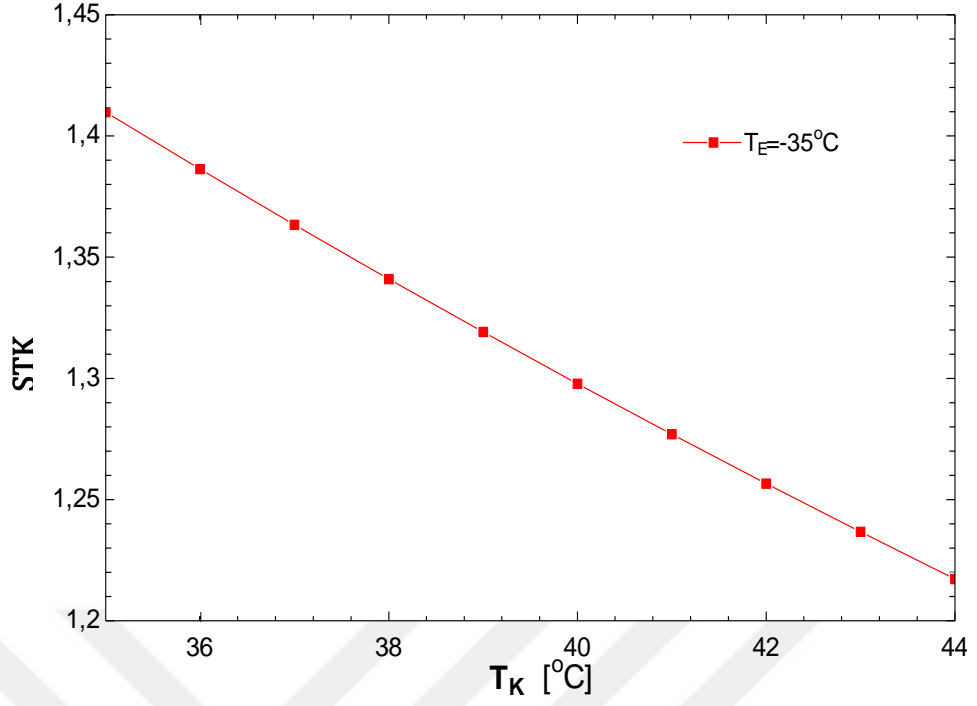
Şekil 4.15. Kondenser basıncının ekserji yıkımına etkisi

Şekil 4.15.'de görüldüğü gibi kondenser basıncı 500 kPa ile 1400 kPa arasında değiştiğinde ikinci yasa veriminin değişimi gözlemlenmektedir. Kondenser basıncı 700 kPa olduğunda ikinci yasa verimi maksimum değerine ulaşmaktadır. Kondenser basıncı arttırılmaya devam ettiğinde ikinci yasa veriminin azaldığı görülmektedir. Şekil 4.16.'da kaskad soğutma çevrimi elemanlarının ekserji yıkımları yüzdelik olarak gösterilmektedir.



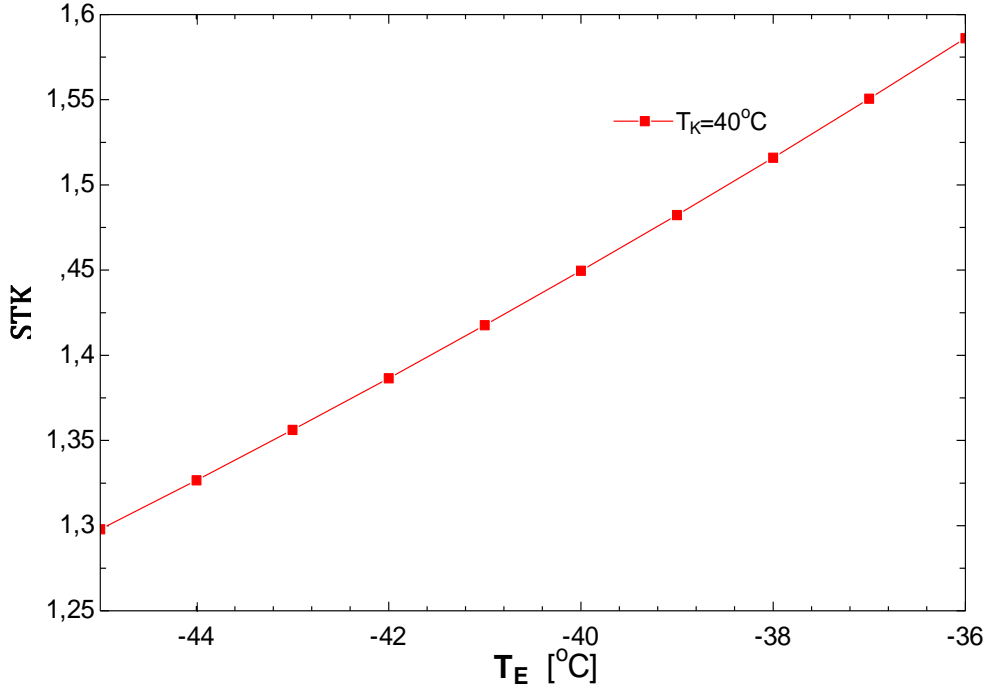
Şekil 4.16. Kaskad soğutma çevrimi elemanlarının ekserji yıkımları

Şekil 4.16.'da kaskad soğutma çevrimi elemanlarının ekserji yıkımları ayrı olarak incelenmiştir. 1 numaralı kısım evaporatörün ekserji yıkımını, 2 numaralı kısım diğer elemanların toplam ekserji yıkımlarını, 3 numaralı kısım kondenserin ekserji yıkımını temsil etmektedir. En fazla ekserji yıkımının %73 oranında evaporatöre ait olduğu görülmektedir. Daha sonra %21 oranında ekserji yıkımı kondensere aittir. %6 olarak gösterilen kısım ise sistemin diğer elemanlarının (flash tanklar, genişleme valfi, karışım odası ve kompresörler) oluşturduğu ekserji yıkımlarını temsil etmektedir. Diğer elemanların ekserji yıkım değerleri evaporatör ve kondensere göre çok düşük değerler olduğundan grafikte rahat görülebilmesi için toplam değer olarak alınmıştır. Termodinamik analizler tek kademeli amonyak soğutucu akışkanlı çevrim içinde tamalanmıştır ve sonuçlar grafikler halinde verilmiştir. Şekil 4.17.'da kondenser sıcaklığının sistem STK değeri üzerindeki etkisi görülmektedir.



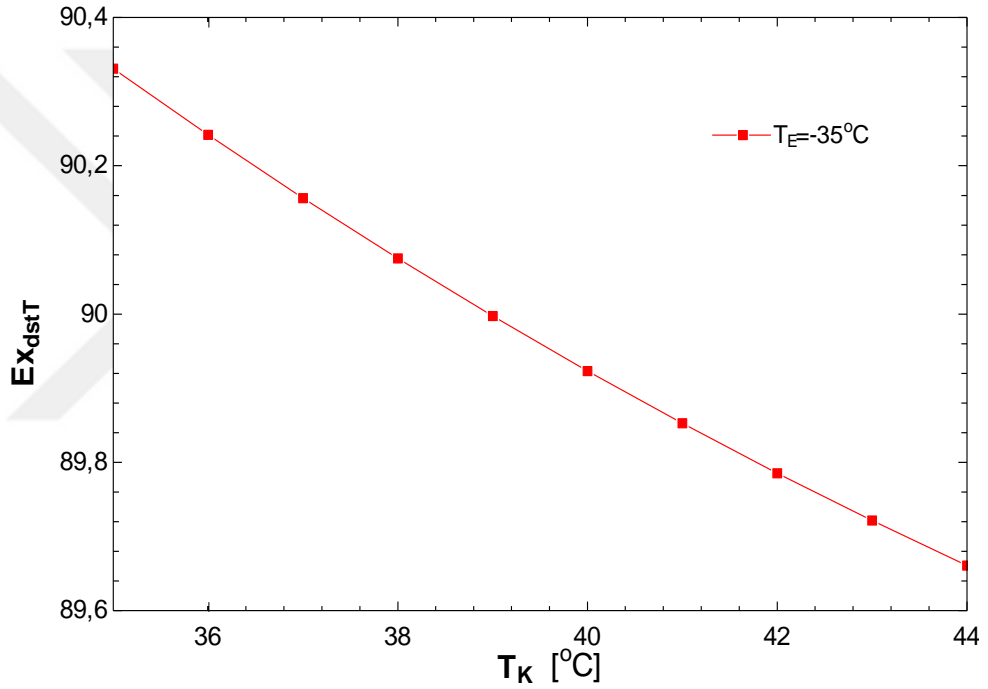
Şekil 4.17. Kondenser sıcaklığının STK değeri üzerine etkisi

Şekil 4.18.'de evaporatör sıcaklığının sistem STK değeri üzerinde etkisi görülmektedir.



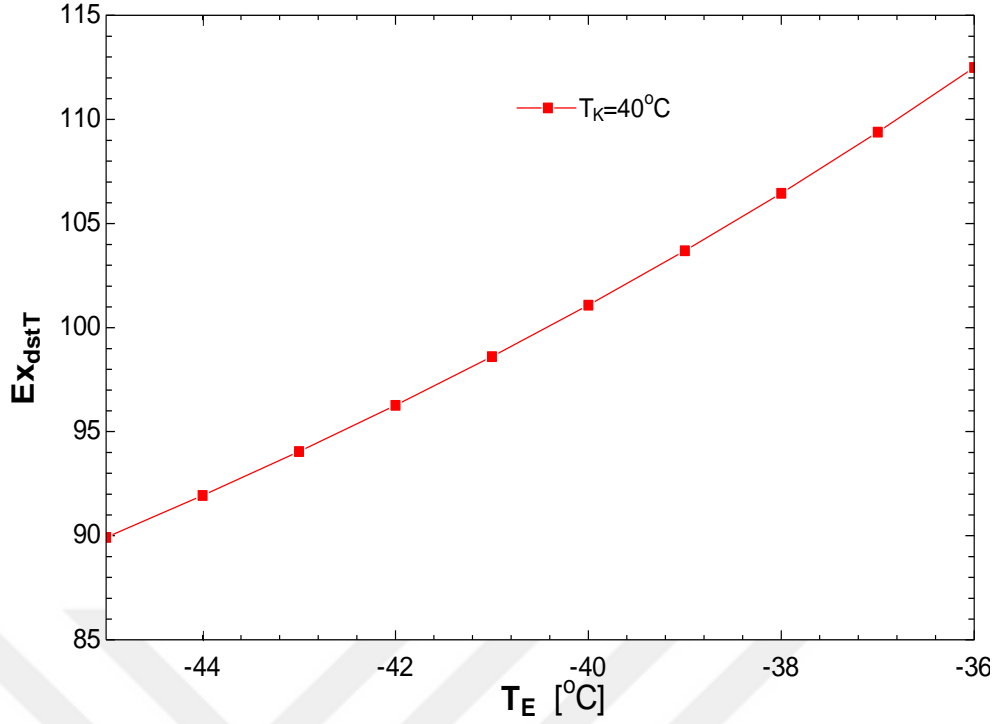
Şekil 4.18. Evaporatör sıcaklığının STK değeri üzerine etkisi

Şekil 4.17. oluşturulurken kondenser sıcaklığına 35°C ile 44°C arasında değerler verilerek STK değerinin değişimi gözlenmiştir. En yüksek STK değerine 35°C kondenser sıcaklığında ulaşılmaktadır. Şekil 4.18.'de evaporatör sıcaklığına -45°C ile -36°C arasında değerler verilerek sistem STK değerinin değişimi gözlenmiştir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça STK değerinin arttığı görülmektedir. Sistem maksimum STK değerine -36°C sıcaklıkta ulaşmaktadır. Şekil 4.19.'de kondenser sıcaklığının sistemdeki toplam ekserji yıkımına etkisi görülmektedir.



Şekil 4.19. Kondenser sıcaklığının ekserji yıkımı üzerine etkisi

Kondenser sıcaklığı arttıkça ekserji yıkımının azaldığı Şekil 4.18.'de görülmektedir. Kondenser sıcaklığına 35°C ile 44°C arasında değerler verilerek ekserji yıkımı gözlemlenmektedir. En düşük ekserji yıkımı değerine 44°C sıcaklıkta ulaşılmaktadır. Şekil 4.19.'da evaporatör sıcaklığının toplam ekserji yıkımına etkisi görülmektedir.



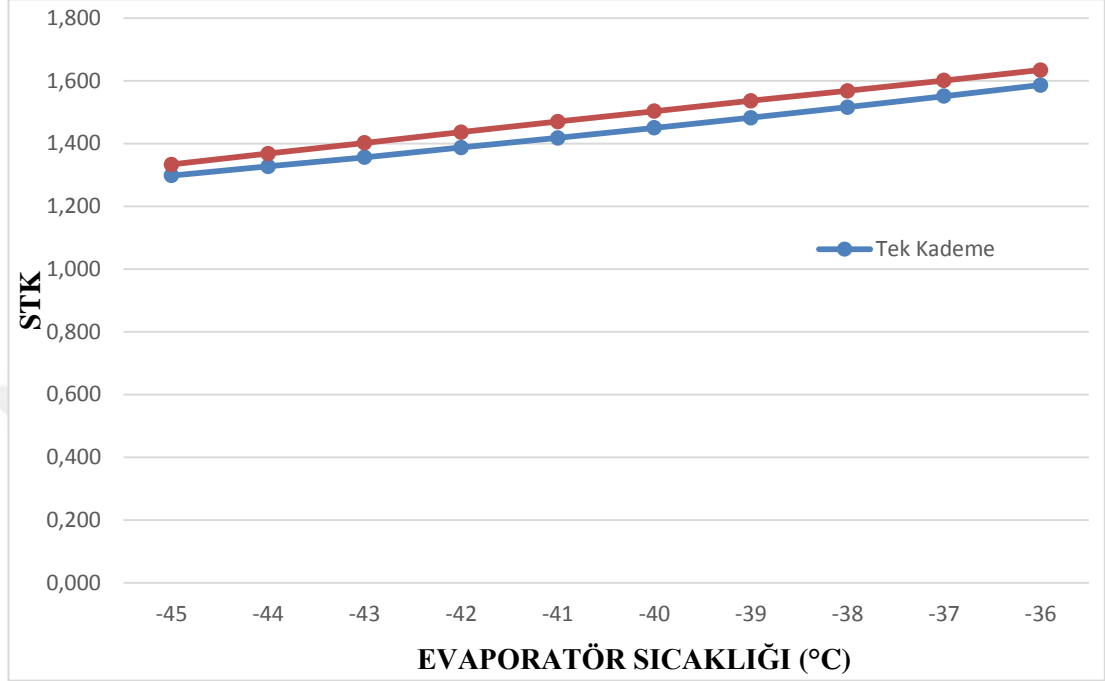
Şekil 4.20. Evaporatör sıcaklığının ekserji yıkımı üzerine etkisi

Evaporatör sıcaklığına -45°C ile -36°C arasında değerler verilerek sistemin toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi Şekil 4.20.'de görülmektedir. Evaporatör sıcaklığı arttığında ekserji yıkımı da artmaktadır. En düşük toplam ekserji yıkımına -45°C sıcaklıkta ulaşılmaktadır. Kaskad soğutma çevrimi ve tek kademeli soğutma çevrimi -45°C evaporatör sıcaklığı ve 40°C kondenser sıcaklığında analizleri yapılarak sonuçları Çizelge 4.1.'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Kaskad çevrim ve tek kademeli çevrimin karşılaştırılması

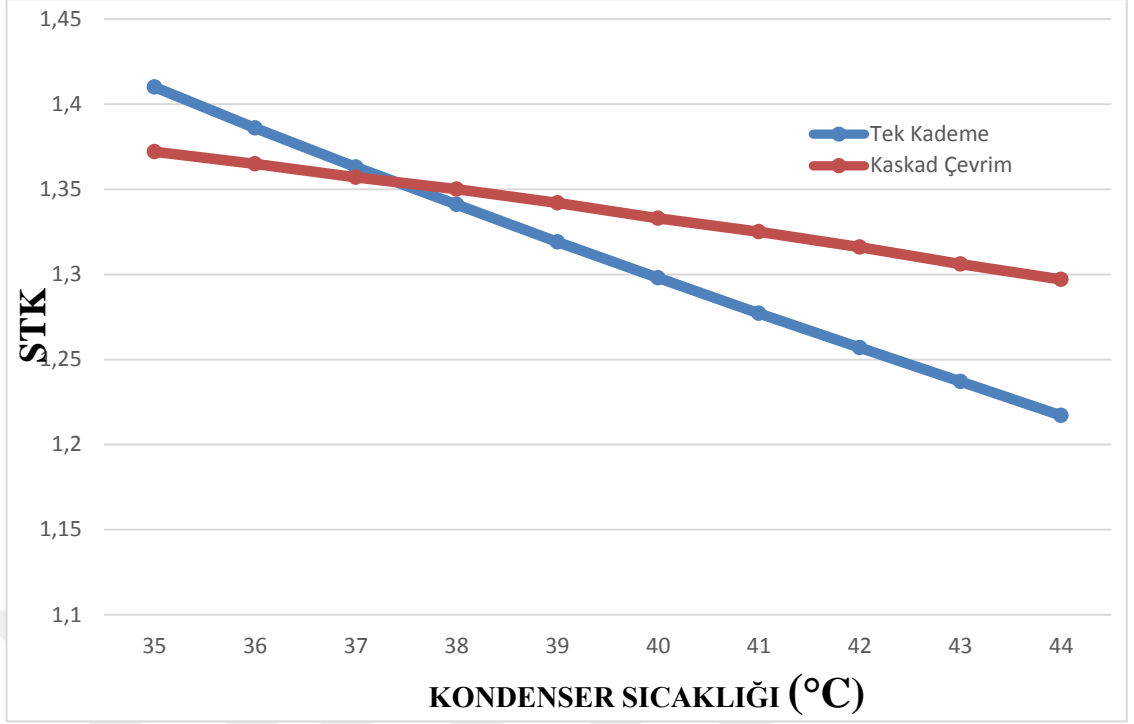
	KASKAD ÇEVİRİM	TEK KADEMELİ ÇEVİRİM
STK	1,333	1,298
η_2	0,3795	0,4835
EX_{dstT}	103,4	89,92

NH₃/CO₂ kaskad soğutma çevrimi ve tek kademeli amonyak soğutucu akışkanlı soğutma çevriminin -45°C /-36°C arasında değişen evaporatör sıcaklığında STK değerlerinin değişimi Şekil 4.21.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.21. Kaskad ve tek kademeli çevrimin değişen evaporatör sıcaklıklarında karşılaştırılması

Şekil 4.21.'de görüldüğü gibi her iki çevriminde evaporatör sıcaklığı arttıkça STK değerleri artmaktadır. Kaskad soğutma çevriminin STK değeri tek kademeli çevrime göre değişen sıcaklık aralığında daha yüksektir. Şekil 4.22.'de 35°C /44°C aralığında kondenser sıcaklığı değiştirildiğinde her iki çevriminde STK değerlerindeki değişim görülmektedir.



Şekil 4.22. Kaskad ve tek kademeli çevrimin değişen kondenser sıcaklıklarında karşılaştırılması

Her iki çevriminde STK değeri kondenser sıcaklığı arttıkça azalmaktadır. Tek kademeli çevrim kondenser sıcaklığının azalmasından daha çok olumsuz etkilenirken kaskad çevrimin STK değerindeki azalma tek kademeliye göre daha az olmaktadır.

5. SONUÇ

Küresel ısınma ve ozon tabakasına etkileri sebebiyle floroklorokarbon akışkanların kullanımı azaltılmaya çalışılmaktadır. Bazı sentetik akışkanların kullanımı ise tamamen yasaklanmıştır. Uluslararası yapılan anlaşmalar ve toplantılar ile bu konuda çeşitli düzenlemeler yapılmıştır. Sentetik soğutucu akışkanların kullanımının kısıtlanması doğal soğutucu akışkanlara dikkat çekmektedir. Endüstriyel uygulamalarda ve akademik çalışmalarda son zamanlarda en çok dikkat çeken iki soğutucu akışkan karbondioksit ve amonyaktır. Bu çalışmada da bu iki akışkanın kullanıldığı kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılarak soğuk hava depoları için çevreci ve verimli bir çevrim önerilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla oluşturulan kaskad soğutma çevrimi tek kademeli amonyak akışkanlı soğutma çevrimiyle karşılaştırılmıştır.

Amonyak soğutucu akışkan olarak uzun yıllardan beri tercih edilen bir akışkandır. Amonyak, uygun termodinamik özellikleriyle yüksek etkinlik katsayılarına ulaşabilmektedir. Zehirli olmasından dolayı ev tipi küçük soğutma uygulamalarında kullanılamamaktadır. Ancak soğuk hava deposu gibi büyük kapasiteli soğutma uygulamalarında sıklıkla tercih edilmektedir. Florokarbon keşfi ile kullanımı azaltılan bir diğer akışkan karbondioksittir. Karbondioksit ozon tabakasına zarar vermeyen çevreci bir akışkandır, yanıcı değildir ve zehirleyici özelliği yoktur. Evrensel olarak alınan önlemler kapsamında dünyadaki pek çok soğutma uygulamasında son zamanlarda karbondioksit yer almaktadır.

Bu çalışmada karbondioksit ve amonyak soğutucu akışkanlarının kullanıldığı kaskad soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Ayrıca soğuk hava depolarında kullanılan tek kademeli amonyak soğutucu akışkanlı soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Analizler yapılırken EES (Engineering Equation Solver, Klein 2017) programı kullanılmıştır. Çevrim analizi yapılırken başlangıçta evaporatör sıcaklığı -45°C , kondenser sıcaklığı 40°C ve kaskad ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkı 7°C alınmıştır. Daha sonra

program yardımıyla kondenser sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı, kaskad ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkı, flash tank basıncı, kondenser basıncı gibi parametreler değiştirilerek STK, ikinci yasa verimi ve ekserji yıkımı üzerindeki etkileri grafikler ile bölüm 4'te verilmiştir. Kaskad soğutma çevrimi kondenser sıcaklığı 40°C sıcaklıkta sabit kalıp evaporatör sıcaklığı -45°C ile -35°C arasında değerler aldığıında, maksimum STK değerine -35°C sıcaklıkta ulaşmaktadır. İkinci yasa verimi -39°C sıcaklıkta maksimum ve minimum toplam ekserji yıkımı -45°C sıcaklıkta elde edilmektedir. Evaporatör sıcaklığı -35°C sıcaklıkta sabit tutularak kondenser sıcaklığı 35°C ile 44°C sıcaklık aralığında değerler aldığıında maksimum STK değerine 35°C sıcaklıkta ulaşmaktadır ve STK değeri kondenser sıcaklığı arttıkça azalmaktadır. İkinci yasa verimi 35°C sıcaklıkta maksimum değere ulaşmaktadır. Toplam ekserji yıkımı 44°C sıcaklıkta minimum değere ulaşmaktadır. Kaskad ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkı 5°C ile 14°C arasında değerler aldığıında maksimum STK değeri 5°C sıcaklıkta elde edilmektedir. Sıcaklık farkı arttıkça sistem STK değeri azalmaktadır. İkinci yasa verimi 5°C sıcaklıkta maksimum değerine ulaşmaktadır ve toplam ekserji yıkımının minimum değeri 14°C sıcaklık farkında oluşmaktadır. Düşük sıcaklık çevrimi (karbondioksit soğutucu akışkanlı çevrim) flash tank basıncı 1700 kPa ile 2600 kPa arasında değerler aldığıında maksimum STK değeri 1700 kPa basınçta elde edilmektedir. Minimum toplam ekserji yıkımı da 1700 kPa basınçta oluşmaktadır ve maksimum ikinci yasa verimi 1700 kPa basınçta elde edilmektedir. Kaskad soğutma çevrimindeki kondenser basıncı 500 kPa ile 1400 kPa arasında değerler aldığıında maksimum STK değeri 700 kPa basınçta elde edilmektedir. İkinci yasa verimi maksimum değerine 700 kPa basınçta ulaşmaktadır ve minimum ekserji yıkımı 1400 kPa basınçta oluşmaktadır.

Oluşturulan çevrim STK değerleri, literatürdeki çalışmalarla da karşılaştırılmıştır. Dopazo vd. (2008), çalışmalarında kaskad soğutma çevrimini -55°C/-30°C evaporatör sıcaklıklarında maksimum STK değerini -30°C evaporatör sıcaklığında 1,4 olarak hesaplamışlardır. Mumanachit vd. (2012), çevrimde evaporatör sıcaklığına -40°C/-54°C aralığında değerler vererek kaskad çevrimin STK değerini hesaplamışlardır. Bu aralıkta minimum 1,3 ve maksimum 1,65 STK değerine ulaşmışlardır. Akalan (2013), çalışmasında -50°C evaporatör

sıcaklığı ve 40°C kondenser sıcaklığında 1,34 STK değerine ulaşmaktadır. Özyurt vd. (2015), -20°C ve 10°C arasında değişen kondenser sıcaklıklarında 1,65 ve 1,7 arasında değişen STK değerlerine ulaşmaktadırlar. Mosaffa vd. (2016), çalışmalarında 35°C ve 45°C kondenser sıcaklığında 2 flash tanklı kaskad çevrim maksimum 1,27 STK değerine 35°C sıcaklıkta ulaşmaktadır. Bizim yaptığımız çalışmada ise -45°C ve -35°C evaporatör sıcaklıkları arasında çevrim maksimum STK değerine -35°C sıcaklıkta ulaşmaktadır ve bu değer 1,36'dır. Bu değerlerden de açıkça görüldüğü gibi yapılan analizlerin sonucu literatür çalışmalarına benzerlik göstermektedir.

Kaskad soğutma çevrimi tek kademeli amonyak akışkanlı soğutma çevrimi ile karşılaştırıldığında düşük sıcaklıklarda kaskad çevriminin STK değerinin daha yüksek olduğu termodinamik analizler sonucunda görülmüştür. Ayrıca tek kademeli soğutma çevriminin düşük sıcaklıklardaki uygulamalarda karşılaşılabilecek çalışma problemleri de düşünüldüğünde düşük sıcaklık uygulamalarında kaskad soğutma çevriminin üstünlüğü görülmektedir. Soğuk hava depolarında önerilen çevrim daha iyi bir performans gösterecektir.

KAYNAKLAR

- Akalan, O.B., 2013. NH₃ ve NH₃/CO₂ Kaskad Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması. Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 90s, Tekirdağ.
- Akdemir, Ö., Güngör, A., 2010. CO₂ Soğutma Çevrimlerinin Maksimum Performans Analizi. Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 30(2), 37-43.
- Aminyavari, M., Najafi, B., Shirazi, A., Rinaldi, F., 2014. Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multiobjective optimization of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system. Applied Thermal Engineering, 65(2014), 42-50.
- Araz, M., Güngör, A., Hepbaşlı, A., 2013. Düşük Küresel Isınma Potansiyeline Sahip Soğutucu Akışkanların Soğutma Uygulamalarındaki Kullanımının Değerlendirilmesi. 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 17-20 Nisan, İzmir, 575-604.
- BBC, 2012. Erişim tarihi: 10.03.2017. http://www.bbc.com/turkce/haberler/2012/12/121208_climate_talks.shtml
- Cabello, R., Sanchez, D., Llopis, R., Catalan, J., Nebot-Andres, C., Torrella, E., 2017. Energy evaluation of R152a as drop in replacement for R134a in Cascade refrigeration plants. Applied Thermal Engineering, 110(2017), 972-984.
- Çerkezoğlu, B., 2010. CO₂ Kullanılan Kaskad Soğutma Sisteminin Analizi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 87s, İstanbul.
- Cizungu, K., Mani, A., Groll, M., 2001. Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids. Applied Thermal Engineering, 21 (2001), 585-598.
- Dokandari, D.A., Hagh, A.S., Mahmoudi, S.M.S., 2014. Thermodynamic investigation and optimization of novel ejector-expansion CO₂/NH₃ cascade refrigeration cycles (novel CO₂/NH₃ cycle). International Journal of Refrigeration, 46(2014), 26-36.
- Dopazo, J.A., Fernandez-Seara, J., Sieres, J., Uhiá, F.J., 2009. Theoretical analysis of a CO₂-NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures. Applied Thermal Engineering, 29 (2009), 1577-1583.
- Dossat, R.J., 1997. Principles of Refrigeration. Prentice-Hall, 512, United States of America.

- Dubey, A.M., Kumar, S., Agrawal, G.D., 2014. ., Thermodynamic Analysis of a Transcritical CO₂/propylene (R744–R1270) Cascade System for Cooling and Heating Applications..Energy Conversion and Management, 86(2014),774-783.
- Frigo Teknik Soğutma,2012. Soğutucu Akışkanlar ve Teknik Özellikleri.Erişim Tarihi:19.04.2017.http://www.frigotekniksogutma.com/teknikbilgiler/pdf1351735657.pdf
- Getu, H.M., Bansal, P.K., 2008. Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system. International Journal of Refrigeration, 31(2008), 45-54.
- Gullo, P., Elmegaard, B., Cortella, G., 2016. Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates. International Journal of Refrigeration, 64(2016), 61-79.
- Gholamian E., Hafizadeh P., Ahmadi P., 2018. Advanced exergy analysis of a carbon dioxide ammonia cascade refrigeration system. Applied Thermal Engineering, 137(2018), 689-699.
- İsa, K.(Ed.), 2016. AB Florlu Sera Gazları (F-gaz) Yönetmeliği. Doğa Yayıncılık,34s, İstanbul.
- Jain, V., Kachhwaha, S.S., Sachdeva, G., 2013. Thermodynamic Performance Analysis of a Vapor Compression–Absorption Cascaded Refrigeration System. Energy Conversion and Management, 75(2013), 685-700.
- Kılıçarslan, A., Hoşöz, M., 2010. Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples. Energy Conversion and Management, 51(2010), 2947-2954.
- Klein, S.A., Engineering Equation Solver (EES), Version 10.290, F-Chart Software, 2017.
- Koyun,T., Koyun, A., Acar, M., 2005. Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri. Tesisat Mühendisliği Dergisi, 88, 46-53.
- Lee, T.S., Liu, C.H., Chen, T.W., 2006. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems. International Journal of Refrigeration, 29(2006), 1100-1108.
- Lizarte R., Palacios-Lorenzo M. E., Marcos J. D., 2017. Parametric study of a novel organic Rankine cycle combined with a cascade refrigeration cycle (ORC-CRS) using natural refrigerants. Applied Thermal Engineering, 127(2017), 378-389.

- Llopis, R., Sanchez, D., Sanz-Kock, C., Cabello, R., Torrella, E., 2015. Energy and Environmental Comparison of Two-stage Solutions for Commercial Refrigeration at Low Temperature: Fluids and Systems. *Applied Energy*, 138(2015), 133-142.
- Megdouli, K., Tashtoush, B.M., Nahdi, E., Elakhdar, M., Kairouani, L., Mhimid, A., 2016. Thermodynamic analysis of a novel ejector cascade refrigeration cycles for freezing process applications and air-conditioning. *International Journal of Refrigeration*, 70(2016), 108-118.
- Messineo, A., 2012. R744-R717 Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with a HFC Two-Stage System. *Energy Procedia*, 14 (2012), 56 – 65.
- Mosaffa, A.H., Garousi Farshi, L., Infante Ferreira, C.A., Rosen, M.A., 2016. Exergoeconomic and environmental analyses of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers. *Energy Conversion and Management*, 117(2016), 442-453.
- Mumanachit, P., Reindl, D.T., Nellis, G.F., 2012. Comparative Analysis of Low Temperature Industrial Refrigeration Systems. *International Journal of Refrigeration*, 35(2012), 1208-1221.
- Özkol, N., 1999. Uygulamalı Soğutma Tekniği. Makina Mühendisleri Odası Yayınları,691s, Ankara
- Özyurt, A., Erdönmez, N., Yılmaz, B., Yılmaz, D., Sevindir, M.K., Mançuhan, E., 2015. CO₂/NH₃ Kaskad Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi ve Performans Değerlendirmesi. *Teskon 2015 Bildiriler Kitabı*, 155(2015), 25-32.
- Pearson, A., 2008. Refrigeration with ammonia. *International Journal of Refrigeration*, 31(2008), 545-551.
- Pigani, L., Boscolo, M., Pagan, N., 2016. Marine refrigeration plants for passenger ships: Low-GWP refrigerants and strategies to reduce environmental impact. *International Journal of Refrigeration*, 64(2016), 80-92.
- Sankarlal, T., Mani, A., 2006. Experimental studies on an ammonia ejector refrigeration system. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33(2006), 224-230.
- Sanz-Kock, C., Llopis, R., Sanchez, D., Cabello, R., 2014. Experimental Evaluation of a R134a/CO₂ Cascade Refrigeration Plant. *Applied Thermal Engineering*, 73(2014), 41-50.

- Shecco, 2014. Erişim Tarihi: 01.03.2017.
http://publication.shecco.com/upload/file/org/1391162351431521_822323.pdf
- Silva, A.D., Filho, E.P.B., Antunes, A.H.P., 2012. Comparison of a R744 Cascade Refrigeration System with R404A and R22 Conventional Systems for Supermarkets. *Applied Thermal Engineering*, 41(2012), 30-35.
- Taner, K., 2005. Soğutma. Nobel Yayın Dağıtım, 368s, Ankara.
- Tsamos, K.M., Ge, Y.T., Santosa, I., Tassou, S.A., Bianchi, G., Mylona, Z., 2017. Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates. *Energy Conversion and Management*, 150 (2017), 822-829.
- Tuzcu, H., Güngör, A., 2013. Süpermarket Soğutma Sistemleri ve Enerji Verimliliğinin Artırılması Amaçlı İzmir'de Bir Süpermarket Soğutma Sisteminin İncelenmesi. 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 17-20 Nisan, İzmir, 523-543.
- Yakut, A., 2015. AB Yeni F Gaz Regülasyonu ve Alternatif Akışkan R32. Erişim Tarihi: 11.03.2011. <http://www.daikinakademi.com/Media/file/Pdf/AB-YENI-F-GAZ-REGULASYONU-VE-ALTERNATIF-AKISKAN-R32-Andac-YAKUT.pdf>
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Çoşkun, S., Yamankaradeniz, N., 2013. Soğutma Tekniğı ve Isı Pompası Uygulamaları. Dora Yayınları, 690s, Bursa.
- Zhili, S., Youcai, L., Shengchun, L., Weichuan, J., Runqing, Z., Rongzhen, L., Zhikai, G., 2016. Comparative analysis of thermodynamic performance of a cascade refrigeration system for refrigerant couples R41/R404A and R23/R404A. *Applied Energy*, 184(2016), 19-25.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : İlayda YILMAZ
Doğum Yeri ve Yılı : Bornova, 1992
Medeni Hali : Bekar
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : ilaydayilmaz@erciyes.edu.tr

Eğitim Durumu

Lise : İzmir Şemikler Lisesi, 2011
Lisans : SDÜ, Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği,
2011-2015

Mesleki Deneyim

ERÜ Mühendislik Fakültesi 2018-.....(halen)

Yayınları

YILMAZ,İ., ÇEKİN, S., BAYRAKÇI, H.C., ÖZGÜR, A.E., 2017.Alternatif Soğutkanlı Kaskad Soğutma Çevrimleri ve Güncel Gelişmeler, 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi,Soğutma Teknolojileri Sempozyumu, Bildiriler Kitabı,s.1675-1688 – 19-22 NİSAN 2017/İZMİR.