



**T.C.
YALOVA ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ BİLİM DALI**

**ÇİFT EVAPORATÖRLÜ EJEKTÖR DESTEKLİ SOĞUTMA SİSTEMİNİN
DENEYSEL PERFORMANS ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BATUHAN ÜĞÜDÜR

DANIŞMAN: DOÇ. DR. MEHMET DİREK

**YALOVA
OCAK 2023**



T.C.
YALOVA ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ BİLİM DALI

ÇİFT EVAPORATÖRLÜ EJEKTÖR DESTEKLİ SOĞUTMA SİSTEMİNİN
DENEYSEL PERFORMANS ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BATUHAN ÜĞÜDÜR
195103016

DANIŞMAN: DOÇ. DR. MEHMET DİREK

YALOVA
OCAK 2023

ETİK BEYAN

Yalova Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Tez/Proje Yazım Kuralları'na uygun olarak hazırladığım “Çift Evaporatörlü Ejektör Destekli Soğutma Sisteminin Deneysel Performans Analizi” başlıklı bu tez çalışmasında; tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi, tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu, tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi, kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı, bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu bildirir, aksinin tespiti halinde doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi taahhüt ve beyan ederim.

İmza

Batuhan ÜĞÜDÜR

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasının gerçekleştirildiği deneysel sistemin desteklenmesine olanak sağlayan Yalova Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) Koordinasyon Birimine (Proje No: 2021/YL/0020 ve 2019/AP/0013) teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitimim süresince yardımlarını eksik etmeyen, akademik anlamda bilgi ve tecrübeleriyle bana hep destek olan danışman hocam Doç. Dr. Mehmet DİREK'e teşekkür ederim.

Hayatım boyunca her anımda, her kararımda ve her zaman yanımda olan, her konuda en büyük destekçilerim; annem Aylin ÜĞÜDÜR, babam Murat ÜĞÜDÜR ve kız kardeşim Melisa ÜĞÜDÜR'e sonsuz minnet ve teşekkürlerimi sunarım.

Yardımlarını esirgemeyen, her konuda yanımda olan Doç. Dr. Emre TEKAY'a, Dr. Öğr. Üyesi Hüseyin Çağdaş ASLAN'a, ve Sn. Ümit İŞKAN'a destekleri için teşekkür ederim.

Yalova Üniversitesi'ndeki eğitimimde bana katkıları için Prof. Dr. Fikret YÜKSEL'e, Prof. Dr. Sibel BAŞAKÇILARDAN KABAKÇI'ya, Prof. Dr. Bayram KILIÇ'a, Doç. Dr. Mehmet Selçuk MERT'e, Doç. Dr. Korkut AÇIKALIN'a ve Dr. Öğr. Üyesi Ezgi BAYRAKDAR ATEŞ'e teşekkür ederim.

Yaptıkları yardımlardan dolayı Doç. Dr. Cüneyt TUNÇKAL'a, Arş. Gör. Mahmut Cüneyt KAHRAMAN'a, Sn. Hakan ÖNAL'a, Sn. Ayşenur ARSLAN'a, Sn. Yasin NAZLIGÜL'e ve Sn. Eren SOYLU'ya teşekkür ederim.

Yalova'da ailem olan tüm dostlarım ve arkadaşlarıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ocak – 2023

Batuhan ÜĞÜDÜR
Enerji Sistemleri Mühendisi



İÇİNDEKİLER

ETİK BEYAN	i
ÖNSÖZ	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ	ix
ŞEKİLLER LİSTESİ	xi
ÖZET	xvii
ABSTRACT	xix
1. GİRİŞ	21
1.1. Literatür Özeti	22
1.2. Tezin Amacı	26
2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ	27
2.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri	27
2.2. Ejektörlü Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri	28
2.3. Çift Evaporatörlü Ejektörlü Soğutma Sistemleri	29
3. MATERYAL VE METOD	31
3.1. Deneysel Sistem	31
3.1.1. Deneysel Sistemin Tanıtılması	31
3.1.2. Deneysel Sistemde Kullanılan Ejektörün Özellikleri	34
3.2. Sistem Konfigürasyonlarının Tanıtılması	36
3.2.1. Sistemin Ejektörsüz Olarak Çalıştırılması	37
3.2.1.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi (BSSS)	37
3.2.1.2. Çift Evaporatörlü Ejektörsüz Soğutma Sistemi (ÇES)	41
3.2.2. Sistemin Ejektörlü Olarak Çalıştırılması	42
3.2.2.1. Ejektörlü Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi (EBSSS)	42
3.2.2.2. Çift Evaporatörlü Ejektörlü Soğutma Sistemi (ÇEES)	43
3.3. Deneysel Sistemin Analizinde Yapılan Kabuller	48
3.4. Deneysel Sistemin Termodinamik Analizi	48
3.5. Deneysel Sistemde Kullanılan Ölçüm Cihazlarının Tanıtılması	52
3.6. Belirsizlik Analizi	54
3.7. Soğutucu Akışkan Seçimi	54
3.8. Deneysel Prosedür	55
4. TARTIŞMA ve BULGULAR	57
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	85
KAYNAKLAR	89
ÖZGEÇMİŞ	93



SİMGELER ve KISALTMALAR LİSTESİ

SİMGELER

h	: Özgül entalpi (kJ kg^{-1})
$\dot{m}$	: Kütleli debi (g s^{-1})
P	: Basınç (kPa)
Q	: Soğutma kapasitesi (kW)
s	: Özgül entropi ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
u_{x_i}	: Ölçüm parametrelerinin belirsizlikleri
U_y	: Belirsizlik değeri
W	: Harcanan iş (kW)
x_i	: Ölçüm değeri
y	: Parametreler üzerinde etkisi olan faktör

KISALTMALAR

BSSS	: Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi
ÇES	: Çift Evaporatörlü Soğutma Sistemi
ÇEES	: Çift Evaporatörlü Ejektörlü Soğutma Sistemi
EBSSS	: Ejektörlü Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi
ER	: Kütleli Debi Oranı
ESÇ	: Evaporatör Su Çevrimi
evap	: Evaporatör
GWP	: Global Warming Potential
IIR	: Informative Inventory Report
komp	: Kompresör
kond	: Kondenser
KSC	: Kondenser Su Çevrimi
PID	: Proportional Integral Derivative
STK	: Soğutma Tesiri Katsayısı
TXV	: Genleşme Vanası



TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 3.1. Deneysel sistemde kullanılan ısı değıştiricilerin teknik özellikleri.....	32
Tablo 3.2. Deneysel sistemde kullanılan kompresörün teknik özellikleri	34
Tablo 3.3. Deneysel sistemde kullanılan ejektörün teknik özellikleri.....	35
Tablo 3.4. Deneysel sistem konfigürasyonları	36
Tablo 3.5. Deneysel konfigürasyonlarda aktif olan ekipmanlar.....	37
Tablo 3.6. Deneysel sistemde kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri.....	52
Tablo 3.7. Deneysel sistemde bulunan basınç ölçüm noktaları.....	53
Tablo 3.8. Deneysel sistemde bulunan sıcaklık ölçüm noktaları	53
Tablo 3.9. Belirsizlik değeri.....	54
Tablo 3.10. Soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri.....	55
Tablo 4.1. Kondenser yoğunlaşma sıcaklığına bağlı deneylerde sabit tutulan parametreler.....	57
Tablo 4.2. Soğutucu akışkan kütleli debi değeriye bağlı deneylerde sabit tutulan parametreler.....	73

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi çevrim şeması ve ideal p-h diyagramı	27
Şekil 2.2. Ejektörlü buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi çevrim şeması ve ideal p-h diyagramı	28
Şekil 2.3. Çift evaporatörlü ejektörlü soğutma sistemi çevrim şeması ve ideal p-h diyagramı	29
Şekil 3.1. Deneysel sistem ve ekipmanların genel görünümü.....	31
Şekil 3.2. Deneysel sistemin genel şeması	33
Şekil 3.3. Deneysel sistemde bulunan ejektörün teknik çizimi	35
Şekil 3.4. Deneysel sistemde bulunan ejektörün görünümü.....	35
Şekil 3.5. BSSS _A modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar.....	38
Şekil 3.6. BSSS _B modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar.....	39
Şekil 3.7. BSSS _C modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar.....	40
Şekil 3.8. ÇES modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar.....	41
Şekil 3.9. EBSSS modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar	43
Şekil 3.10. ÇEES _A modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar	44
Şekil 3.11. ÇEES _B modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar	45
Şekil 3.12. ÇEES _C modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar	46
Şekil 3.13. ÇEES _D modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar	47
Şekil 3.14. Deneysel sistemin termodinamik numaralandırılma şeması	49
Şekil 3.15. BSSS konfigürasyonu ideal p-h diyagramı	49
Şekil 3.16. ÇEES konfigürasyonu ideal p-h diyagramı.....	51
Şekil 4.1. Farklı çalışma modlarında kütleli debinin kondenser yoğunlaşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSS _A – BSSS _B – ÇES – ÇEES _A).....	58
Şekil 4.2. Farklı çalışma modlarında kompresör giriş basıncının kondenser yoğunlaşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSS _A – BSSS _B – ÇES – ÇEES _A).....	59
Şekil 4.3. Farklı çalışma modlarında kompresör gücünün kondenser yoğunlaşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSS _A – BSSS _B – ÇES – ÇEES _A).....	60
Şekil 4.4. Farklı çalışma modlarında evaporatör#1 soğutma kapasitesinin kondenser yoğunlaşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSS _A – BSSS _B – ÇES – ÇEES _A)	61
Şekil 4.5. Farklı çalışma modlarında toplam soğutma kapasitesinin kondenser yoğunlaşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSS _A – BSSS _B – ÇES – ÇEES _A).....	62
Şekil 4.6. Farklı çalışma modlarında STK değerinin kondenser yoğunlaşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSS _A – BSSS _B – ÇES – ÇEES _A).....	63



Şekil 4.7. Farklı çalışma modlarında aşırı soğutma değerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi ($BSSS_A - BSSS_B - \dot{Q}_{ES} - \dot{Q}_{EES_A}$).....	64
Şekil 4.8. Su soğutmalı kondenser kullanımında kompresör giriş ve çıkış su sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi ($BSSS_C - \dot{Q}_{EES_B}$).....	65
Şekil 4.9. Farklı çalışma modlarında kütleli debi değerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi ($BSSS_C - \dot{Q}_{EES_B} - \dot{Q}_{EES_D}$).....	66
Şekil 4.10. Farklı çalışma modlarında kompresör giriş basıncının kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi ($BSSS_C - \dot{Q}_{EES_B} - \dot{Q}_{EES_D}$).....	67
Şekil 4.11. Farklı çalışma modlarında kompresör gücünün kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi ($BSSS_C - \dot{Q}_{EES_B} - \dot{Q}_{EES_D}$).....	68
Şekil 4.12. Farklı çalışma modlarında evaporatör#1 soğutma kapasitesinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi ($BSSS_C - \dot{Q}_{EES_B} - \dot{Q}_{EES_D}$)	69
Şekil 4.13. Farklı çalışma modlarında toplam soğutma kapasitesinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi ($BSSS_C - \dot{Q}_{EES_B} - \dot{Q}_{EES_D}$).....	70
Şekil 4.14. Farklı çalışma modlarında STK değerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi ($BSSS_C - \dot{Q}_{EES_B} - \dot{Q}_{EES_D}$).....	71
Şekil 4.15. Farklı çalışma modlarında aşırı soğutma değerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi ($BSSS_C - \dot{Q}_{EES_B} - \dot{Q}_{EES_D}$).....	72
Şekil 4.16. Farklı çalışma modlarında kompresör giriş basıncı değerinin soğutucu akışkanın kütleli debisine bağlı olarak değişimi ($\dot{Q}_{ES} - \dot{Q}_{EES_A}$).....	74
Şekil 4.17. Farklı çalışma modlarında kompresör gücünün soğutucu akışkanın kütleli debisine bağlı olarak değişimi ($\dot{Q}_{ES} - \dot{Q}_{EES_A}$).....	75
Şekil 4.18. Farklı çalışma modlarında toplam soğutma kapasitesinin soğutucu akışkanın kütleli debisine bağlı olarak değişimi ($\dot{Q}_{ES} - \dot{Q}_{EES_A}$)	76
Şekil 4.19. Farklı çalışma modlarında STK değerinin soğutucu akışkanın kütleli debisine bağlı olarak değişimi ($\dot{Q}_{ES} - \dot{Q}_{EES_A}$).....	77
Şekil 4.20. Farklı çalışma modlarında kızgınlık derecesinin soğutucu akışkanın kütleli debisine bağlı olarak değişimi ($\dot{Q}_{ES} - \dot{Q}_{EES_A}$)	78
Şekil 4.21. Farklı çalışma modlarında aşırı soğutma derecesinin soğutucu akışkanın kütleli debisine bağlı olarak değişimi ($\dot{Q}_{ES} - \dot{Q}_{EES_A}$)	78
Şekil 4.22. Farklı çalışma modlarında kompresör giriş basıncı değerinin soğutucu akışkanın kütleli debisine bağlı olarak değişimi ($BSSS_A - BSSS - \dot{Q}_{EES_C}$)	79
Şekil 4.23. Farklı çalışma modlarında kompresör gücünün soğutucu akışkanın kütleli debisine bağlı olarak değişimi ($BSSS_A - BSSS - \dot{Q}_{EES_C}$)	80



- Şekil 4.24.** Farklı çalışma modlarında evaporatör#1 soğutma kapasitesinin soğutucu akışkanın kütleli debisine bağı olarak değışimi ($BSSS_A - EBSSS - \dot{Q}_{EES_C}$) 81
- Şekil 4.25.** Farklı çalışma modlarında toplam soğutma kapasitesinin soğutucu akışkanın kütleli debisine bağı olarak değışimi ($BSSS_A - EBSSS - \dot{Q}_{EES_C}$) 82
- Şekil 4.26.** Farklı çalışma modlarında toplam soğutma kapasitesinin soğutucu akışkanın kütleli debisine bağı olarak değışimi ($BSSS_A - EBSSS - \dot{Q}_{EES_C}$) 83
- Şekil 4.27.** Farklı çalışma modlarında sıkıştırma oranı değışiminin soğutucu akışkanın kütleli debisine bağı olarak değışimi ($BSSS_A - EBSSS - \dot{Q}_{EES_C}$) 84





ÇİFT EVAPORATÖRLÜ EJEKTÖR DESTEKLİ SOĞUTMA SİSTEMİNİN DENEYSEL PERFORMANS ANALİZİ

ÖZET

Artan nüfusa bağlı olarak küresel enerji tüketimi değerlerinin yükselmesi, çevre ve iklim şartlarına olumsuz etkilerini de beraberinde getirmektedir. Enerji tüketiminin ve hidrokarbon salınımının azaltılmasında soğutma ve ısıtma sistemlerinin verimliliğinin artırılması önemli bir role sahiptir. Uluslararası Soğutma Enstitüsü'nün 2018 raporuna göre ısıtma ve soğutma sistemleri için kullanılan enerji, dünya çapında tüketilen toplam elektriğin yaklaşık %20'sini oluşturmaktadır [1]. Bu nedenle, daha düşük enerji tüketimi ile daha yüksek ısıtma ve soğutma kapasiteleri elde edebilen yüksek verimliliğe sahip ısıtma veya soğutma sistemlerinin geliştirilmesi önem arz etmektedir. Günümüzde, soğutma uygulamalarında yaygın olarak buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri (BSSS) kullanılmaktadır. BSSS'lerde kısma işlemini yerine getirmek için genleşme cihazları kullanılmaktadır. Ancak genleşme cihazları kısma kayıplarına ve tersinmezliklere neden olmakta, bu durum sistem performansını olumsuz etkilemektedir. Bu probleme çözüm olarak BSSS'de genleşme cihazı yerine ejektör kullanılabılır. Bu çalışmada laboratuvar ölçeğinde kurulan deneysel BSSS, ilave edilen baypas hatları ile ejektörlü ve ejektörsüz olarak çalıştırılabilecek şekilde tasarlanmıştır. Ayrıca sisteme ikinci bir evaporatör eklenerek dört farklı çalışma konfigürasyonu oluşturulmuştur. Bu konfigürasyonlar; BSSS, çift evaporatörlü soğutma sistemi (ÇES), ejektörlü buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi (EBSSS) ve çift evaporatörlü ejektörlü soğutma sistemi (ÇEES) olarak isimlendirilmiştir. Deneysel sistem, farklı konfigürasyonlarda soğutucu akışkan olarak R134a kullanılarak sırasıyla test edilmiştir. Testlerden elde edilen verilere enerji analizi uygulanarak çeşitli performans parametrelerinin değerleri tespit edilmiştir. Sistem performans değerleri kondenser yoğuşma sıcaklığı ve soğutucu akışkan kütleli debisine bağlı olarak karşılaştırmalı analiz edilmiştir. Sistemin soğutma kapasitesi, soğutma tesir katsayısı (STK), kompresör gücü, evaporatör#1 ve evaporatör#2 soğutma kapasiteleri gibi performans parametrelerinin karşılaştırması grafikler ile sunulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde, ejektörün kullanımıyla sistemde soğutucu akışkan kütleli debi değerinin arttığı, kompresör enerjisi tüketiminin azaldığı saptanmıştır. Bununla birlikte çift evaporatörün ve ejektörün kullanıldığı ÇEES'den elde edilen soğutma kapasitesi ve STK değerlerinin diğer konfigürasyonlara göre daha yüksek olduğu görülmüştür. ÇEES'den elde edilen STK değerinin BSSS'ye göre %7 ile %21 oranında daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır. Yapılan değerlendirmeler sonucunda ejektörün çift evaporatörlü sistemlerde daha verimli çalıştığı ve sistem performansına olumlu katkı sağladığı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ejektör, Evaporatör, STK, Verim



EXPERIMENTAL PERFORMANCE EVALUATION OF THE DUAL-EVAPORATOR EJECTOR REFRIGERATION SYSTEM

ABSTRACT

The increase in global energy consumption values due to the increasing population also brings negative effects on environmental and climatic effect. Increasing the efficiency of cooling and heating systems has an important place in reducing energy consumption and hydrocarbon emissions. According to the 2018 report of IIR, the energy used for heating and cooling systems constitutes approximately 20% of the total electricity consumed worldwide [1]. For this reason, it is important to develop high efficiency heating or cooling systems that can achieve higher heating and cooling capacities with lower energy consumption. Today, vapor compression refrigeration systems (VCRS) are widely used in cooling and heating applications. In VCRS, expansion devices are used to perform the throttling, operation. However, the expansion devices cause throttling losses and irreversibility, and they adversely affect the system performance. As a solution to this problem, an ejector can be used instead of an expansion device in VCRS. In this study, an experimental refrigeration system is designed to be operated with or without ejector with bypass lines added to the experimental VCRS installed at laboratory scale. In addition, a second evaporator was added to the system and four different operating configurations were created. These configurations are; VCRS is designated as dual evaporator refrigeration system (DES), ejector vapor compression refrigeration system (EVCRC), and dual evaporator ejector refrigeration system (DEES). The experimental system was tested sequentially using R134a as the refrigerant in different configurations. Performance parameters were found by applying energy analysis to the data obtained from the tests. System performance values were analyzed comparatively depending on condenser temperature and refrigerant mass flow rate. Comparison of performance parameters such as cooling capacity of the system, coefficient of performance (COP), compressor power, cooling capacities of evaporator#1 and evaporator#2 are presented in graphics. When the results were examined, it was determined that the mass flow rate in the system increased and the compressor energy consumption decreased with the use of the ejector. However, it was observed that the cooling capacity and COP values obtained from DEES, in which the double evaporator and ejector were used, were higher than the other configurations. It was concluded that the COP value obtained from DEES was 7% to 21% higher than the standard VCRS. As a result of the evaluations, it has been determined that the ejector works more efficiently in systems with dual evaporators and contributes positively to the systems.

Keywords: Ejector, Evaporator, COP, Efficiency



1.GİRİŞ

Enerji; insanoğlunun hayatını sürdürebilmesi için ne kadar önemli bir parametre ise bir ülkenin de sosyoekonomik olarak gelişmişlik düzeyini gösteren, yaşam kalitesi ve konforunu arttıran en önemli unsurlardan biridir. Yıllardır süregelen Dünya nüfusundaki artış ve gelişen teknoloji ile enerjiye talep arttıkça, enerjinin önemi de artmaktadır.

Enerji verimliliği, artan enerji tüketiminin karşılanması amacıyla; tek çözümün enerji üretiminin artırılması olmadığını kanıtlayan, maliyeti düşük bir stratejidir. İklimlendirme, ısıtma ve soğutma sistemleri, enerji tüketiminde büyük bir paya sahiptir [1]. Bu nedenle bu sistemlerin enerji verimliliği oldukça büyük önem arz etmektedir. Konutlar ve sanayi gibi birçok alanda kullanılan enerji; verimli kullanılması durumunda tüketim miktarında düşüş sağlayabileceği gibi, hava kirliliğinin azalmasında ve iklim değişikliklerinin önlenmesine yardımcı olabilir.

BSSS prensibi ile çalışan sistemler, soğutma endüstrisinde birçok uygulamada kullanılmaktadır [1]. BSSS'de enerji verimliliğini etkileyen en önemli faktörlerden biri genleşme sürecidir. Genleşme işlemi, genleşme vanaları (TXV) veya kılcal borular kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Ancak genleşme işlemi, çevrimde termodinamik kayıplara neden olmaktadır. Ayrıca tersinmezlikler nedeniyle genleşme vanalarındaki izentalpik süreç, soğutma sistemlerinin enerji etkendiğini ifade eden soğutma tesir katsayısı'nı (STK) düşürmektedir [2, 3]. Bu kayıplar, iç ısı değiştirici veya genleşme cihazı yerine ejektör kullanılması gibi farklı yöntemler uygulanarak azaltılabilir [3, 4].

Ejektör, basit tasarım, düşük maliyet ve uzun ömür gibi bazı avantajlara sahiptir [5]. Soğutma sistemde ejektör kullanılarak, kompresörün giriş basıncı yükseltilir ve enerji tüketim değerleri düşürülebilir [6]. Kompresörün tükettiği enerji değeri azaltılarak STK değeri artırılabilir [2].

Literatür incelendiğinde termostatik genleşme vanaları yerine ejektör kullanılmasıyla, soğutma sistemlerinin STK'sının en az %5 oranında arttığı anlaşılmaktadır [3, 4, 7, 8]. Ejektörün kullanıldığı BSSS sistemlerinde çevrimin tamamlanabilmesi için diğer ekipmanlara ilave olarak bir sıvı buhar ayırıcı (separatör) kullanılmaktadır. Ancak ejektörün sağladığı soğutma kapasindeki artış, separatörün görevini tam anlamıyla yerine getiremediği için azalmaktadır. Separatör, sıvı ve buhar fazı birbirinden tam

olarak ayıramadığı için; Bilir Sağ tarafından, sistemde separatör yerine ikinci bir evaporatör kullanılması önerilmiştir [3]. Böylece separatörden kaynaklanan verim kayıplarının önüne geçilmektedir [4].

Ejektör destekli iki evaporatörlü soğutma sistemlerinde separatör yerine kullanılan ikinci evaporatör, ejektörden çıkan sıvı – buhar karışımı soğutucu akışkanı buharlaştırarak tek faz haline dönüştürmektedir [10]. Böylelikle kompresöre sıvı fazın gitmesi önlenmekte ve separatörlü sisteme göre verim avantajı sağlamaktadır. Ayrıca, sistem konfigürasyonunda ikinci bir evaporatör kullanıldığı için sistemde ilave bir soğutma elde edilmesi, ÇEES'in diğer bir önemli avantajıdır.

Bu deneysel çalışmada; ÇEES sistemi ile BSSS, EBSSS ve ÇES'in farklı konfigürasyonlardaki deneysel performansları karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir.

1.1. Literatür Özeti

Soğutma sistemlerinde ejektör kullanımıyla ilgili araştırmalar yapılmaya devam etmektedir. Bu konu üzerinde literatürde yapılan bazı çalışmalar aşağıda verilmiştir.

Kemper ve arkadaşları 1966 yılında ve Newton 1972 yılında, daha iyi soğutma performansı elde etmek için Gay'ın 1931 yılında test ettiği çevrimi geliştirdiler [9,10].

Kornhauser, 1990 yılında EBSSS'nin performansını arttırmak adına ilk teorik çalışmayı yapmıştır. Bu çalışma sonucunda STK değerinin klasik soğutma çevrimine göre %21 oranında arttığı gözlemlenmiştir [11].

Domanski, 1995 yılında Kornhauser modelini kullanarak 38 farklı soğutucu akışkan kullanarak EBSSS performansını araştırmıştır. Araştırma sonucunda, en yüksek STK değerine R218 soğutucu akışkanın ulaştığı gözlemlenmiştir. Ayrıca EBSSS'nin STK değerinin BSSS'ye göre yaklaşık %60 daha yüksek olduğu bulunmuştur [12].

Menegay ve Kornhauser, 1996 yılında R12'nin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı çalışmada, EBSSS'nin sistem performansının BSSS'ye göre %10 daha yüksek olduğunu gözlemlenmiştir [13].

Somchai ve Disawas, 2005 yılında R134a'nın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı çalışmada, BSSS ile EBSSS'nin performanslarını karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. İnceleme sonucuna göre EBSSS'nin performansının BSSS'den daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir [14].

Bergander, 2006 yılında R22'nin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı çalışmada BSSS'ye ejektör eklenerek sistem performansının arttırmayı amaçlamıştır. Yapılan çalışma sonucunda sistem performansının teorik olarak %38, deneysel olarak %16 oranda arttığını gözlemlemiştir [15].

Nehdi ve arkadaşları, 2006 yılında R141b'nin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı bir çalışmada, EBSSS'nin STK değerinin, BSSS'den %22 oranında daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir [16].

Chaiwongsa ve Wongwises, 2007 yılında R134a'nın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı EBSSS çevriminde; Ejektörün boğaz çapının STK üzerinde etkisini araştırmışlardır. Araştırmaları sonucu; 0,8 mm boğaz çapına sahip bir itici nozulun en yüksek STK'yi, 1,0 mm boğaz çapına sahip bir tahrik nozulunun en düşük STK'yi verdiğini bulmuşlardır [17].

Yari, 2008 yılında soğutucu akışkan olarak R134a'nın kullanıldığı BSSS ile EBSSS sistemlerinin karşılaştırmalı olarak incelemiştir ve karşılaştırmasını yapmıştır. Sonuç olarak EBSSS'nin STK değerinin, BSSS'ye göre %16 daha yüksek olduğu tespit etmiştir [18].

Bilir Sağ ve Ersoy, 2009 yılında R134 kullanılan EBSSS ve BSSS sistemlerinin performansını karşılaştırmalı olarak değerlendirmişlerdir. EBSSS'nin STK değerinin BSSS'ye göre %22,3 yüksek olduğunu belirlemişlerdir [19].

Brodie ve arkadaşları, 2012 yılında yaptıkları çalışmada ÇEES'in STK değerinin BSSS'den %25 daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir [20].

Reddick ve arkadaşları, 2012 yılında yaptıkları bir çalışmada R134a kullanılan bir EBSSS sisteminin performansını incelemişlerdir. Ejektörün kullanılması durumunda STK değerinin geleneksel BSSS sistemine göre %11 daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. [21].

Lawrence ve Elbel, 2013 yılında yaptıkları çalışmada ejektör destekli iki evaporatörlü bir soğutma sisteminin performansını klasik ejektörlü soğutma sistemi ile karşılaştırmışlardır. Çalışma sonucunda ejektör kullanılan iki evaporatörlü soğutma sisteminin ikinci kanun veriminin klasik ejektörlü soğutma sistemine göre daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir [22].

Lawrence ve Elbel, 2013 yılında yaptıkları diğer bir çalışmada ejektör destekli iki evaporatörlü bir soğutma sistemini R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları kullanılması durumuna göre test etmişlerdir. Çalışma sonucunda iki evaporatörlü ejektörlü sisteminde R134a kullanıldığında %8, R1234yf kullanıldığında %12 daha yüksek STK değerinde olduğunu belirlemişlerdir [23].

Li ve arkadaşları, 2014 yılında R1234yf'nin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı teorik çalışmada EBSSS'nin BSSS'den %19 daha yüksek STK değerine sahip olduğunu belirlemişlerdir [24].

Lawrence ve Elbel, 2014 yılında R134a ve R1234yf'nin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı deneysel çalışmada, EBSSS ve ÇEES ile BSSS'nin STK değerlerinin karşılaştırması yapılmıştır. Yapılan deneysel çalışma sonucunda ÇEES'in STK değerinin diğer konfigürasyonlara göre daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir [2].

Bilir Sağ ve Ersoy, 2015 yılında bir soğutma sistemini R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları kullanılması durumuna göre ejektörün kısımlarının farklı ölçülerinde test etmişlerdir. Gözlemler sonucu nozıl boğaz çapının 2,3 mm olduğunda en yüksek STK değerine ulaşıldığını belirlemişlerdir [3].

Şaban ve arkadaşları, 2015 yılında R744 soğutucu akışkanı kullanılan ejektör destekli iki evaporatörlü bir soğutma sisteminin performansını klasik soğutma sistemine göre karşılaştırmalı olarak değerlendirmişlerdir. Analiz sonucuna göre ejektör destekli iki evaporatörlü sisteminin STK değerinin BSSS'ye göre %21 oranında daha yüksek olduğunu hesaplamışlardır [25].

Wang ve arkadaşları, 2015 yılında yaptıkları çalışmada ejektör destekli bir ısı pompası sisteminin performansını R22, R290 ve R32 soğutucu akışkanları kullanılması durumuna göre belirlemişlerdir. Sonuç olarak STK değerinde klasik ısı pompası sistemine göre %2,6 – 3,1 , %3,2 – 3,7 ve %2,9 – 3,1 artış olduğunu gözlemlemişlerdir [26].

Geng ve arkadaşları, 2016 yılında R134a'nın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı ÇEES üzerine yapılan bir çalışmada bu sistemden elde edilen STK değerinin BSSS'ye göre %16 – %30 arasında iyileşme gösterdiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca, ÇEES'in ekserji verimliliğinin BSSS'ye kıyasla yaklaşık %23 daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir [6].

Carrillo ve arkadaşları, 2017 yılında R134a, R1234yf ve R600a'nın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı ejektörlü soğutma sistemlerinin farklı konfigürasyonlarını test etmişlerdir. Testler sonucu, STK değerinin BSSS'ye göre %26'ya kadar artış gösterdiğini gözlemlemişlerdir [27].

Kim ve arkadaşları, 2018 yılında R410A'nın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı ÇEES ile BSSS'yi; farklı sürüklenme oranları, kompresör hızları ve ejektör geometrilerinde test etmişlerdir. Çalışmaları sonucu ÇEES'in STK değerinin BSSS'ye kıyasla %6,3 daha yüksek olduğunu bulmuşlardır [28].

Liu ve arkadaşları, 2021 yılında CO₂'li bir ÇEES'i iki adet ejektör kullanarak test etmişlerdir. Elde edilen STK değerinin BSSS'ye göre %15,9 – 27,1 oranda iyileşme gösterdiğini, ekserji verimliliğini %15,5 – 27,5 iyileşme gösterdiğini tespit etmişlerdir [29].

İşkan ve Direk, 2021 yılında R134a ve R456A'nın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı deneysel ÇEES sistemini test etmişlerdir. Testler, deneysel sistemde tek TXV ve iki TXV kullanılması durumuna göre farklı modlarda gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak tek TXV'li sistemin, iki TXV'li sistemden daha iyi performans gösterdiğini tespit etmişlerdir. İki TXV'li sistemde R134a'nın STK değeri, R456A'dan %14 daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir [30].

Alkhulaifi ve arkadaşları, 2022 yılında ÇEES'in teknik ve ekonomik fizibilitesini göstermek için; farklı batarya termal yüklerinde, farklı evaporatör ve kondenser sıcaklıklarında sistemi test etmişlerdir. Bu sistemi, ikinci evaporatörün bataryasının soğutulmasında kullanılan suyu şartlandırmak için kullanmışlardır. Değerlendirmeler sonucunda, ÇEES'in BSSS'ye göre toplam maliyet oranında ve toplam ekserji yıkımında sırasıyla %11,1 ve %28,8 oranında azalma gözlemlemişlerdir [31].

İşkan ve Direk, 2022 yılında yaptıkları çalışmada ÇEES'i 6 farklı soğutucu akışkan (R134a, R1234ze(E), R515a, ND, R516A, R456A) ile test etmişlerdir. Deneylerde önce en iyi STK değerlerini veren ER oranları tespit etmişlerdir. Daha sonra, 0.45 – 0.5 ER değerlerinde tüm soğutucu akışkanları sırasıyla test etmişlerdir. Sonuç olarak, R134a'ya en yakın sonuçları veren soğutucu akışkanın R516A olduğunu gözlemlemişlerdir [32].

İşkan ve arkadaşları, 2022 yılında yaptıkları çalışmada R516a kullanılan iki evaporatörlü ejektörlü deneysel soğutma sistemini test etmişlerdir. İkinci evaporatörün su kaynaklı olduğu deneysel sistemde, su sıcaklığına ve suyun kütsel debisine bağı performans analizi gerçekleştirmişlerdir. Su sıcaklığı 10°C'den 30°C'ye yükseldiğinde kompresör gücünün %7,2, toplam soğutma kapasitesinin %25,9 oranında; STK değerinin ise %16,5 artış gösterdiğini tespit etmişlerdir [33].

1.2. Tezin Amacı

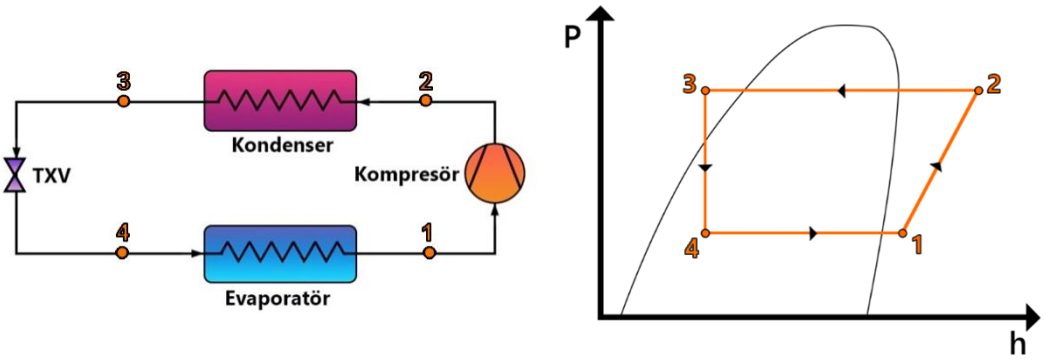
Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde genleşme sürecinde, tersinmezliklerden dolayı oluşan verim kayıpları ve termodinamik kayıplar bu sistemlerin performansını düşürmektedir. Bu kayıplar ejektör kullanılarak azaltılabilir [34]. Literatür incelendiğinde, ejektörün BSSS'deki uygulamaları ile ilgili çalışmalar sınırlı sayıdadır. Ejektör, kompresör giriş basıncını arttırarak kompresörde tüketilen enerjinin azaltılmasına yardımcı olmaktadır. Bu nedenle ejektör, soğutma sistemlerinde sistem performans değerlerinin iyileştirilmesi için kullanılmaktadır. Ejektörlü soğutma sistemi uygulamalarının performans iyileştirme girişimleri, separatörün yarattığı verimsizlikler nedeniyle sınırlıdır. Literatürde separatör yerine bir iç ısı değıştiricisi veya evaporatör kullanılması önerilmiştir [22].

Literatür özeti incelendiğinde ejektörlü soğutma sistemleri ile yapılan çalışmaların çoğunlukla teorik olduğu anlaşılmaktadır. Ayrıca ejektör kullanılan soğutma sistemlerinin farklı konfigürasyonlarda karşılaştırıldığı çalışmaların çok az sayıda olduğu görülmektedir. Bu çalışmada, ejektörlü soğutma sistemi laboratuvar ölçeğinde kurulmuş baypas hatları ile ejektörlü ve ejektörsüz olarak çalıştırılabilir hale getirilmiştir. Ayrıca sisteme ikinci bir evaporatör ve soğutucu akışkan hatları eklenerek dört farklı çalışma konfigürasyonu oluşturulmuştur. Bu konfigürasyonlar; BSSS, çift evaporatörlü soğutma sistemi (ÇES), ejektörlü buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi (EBSSS) ve çift evaporatörlü ejektörlü soğutma sistemi (ÇEES) olarak belirlenmiştir. Deneyler sistemin farklı konfigürasyonlarında R134a soğutucu akışkanı kullanılarak yapılmıştır. Sistemdeki konfigürasyonlar kondenser yoğuşma sıcaklığı ve soğutucu akışkan kütsel debi değerlerine göre test edilmiştir.

2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

2.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri

Günümüzde soğutma uygulamalarında en yaygın olarak buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde; soğutucu akışkan, kompresöre buhar fazında yüksek sıcaklıkta ve düşük basınçta girmektedir. Kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan, kompresörden kızgın buhar olarak çıkmaktadır. Kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, kondenserde sabit basınçta ısı vererek yoğuşmaktadır. Soğutucu akışkan yoğuşma sırasında kızgın buhardan sıvı hale dönüşmektedir. Kondenserden çıkan sıvı fazındaki yüksek basınçlı soğutucu akışkan genleşme vanasına girer. Genleşme vanasında soğutucu akışkanın basıncı izentalpik (sabit entalpide) olarak düşürülmektedir. Genleşme vanasından düşük basınçta sıvı-buhar karışımı halinde çıkan soğutucu akışkan evaporatöre girmektedir. Evaporatörde sabit basınçta buharlaşan soğutucu akışkan daha sonrasında yüksek sıcaklık ve düşük basınçta yeniden kompresöre ulaşarak çevrim tamamlanmaktadır [35]. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi çevrim şeması ve ideal p-h diyagramı Şekil 2.1’de gösterilmektedir.

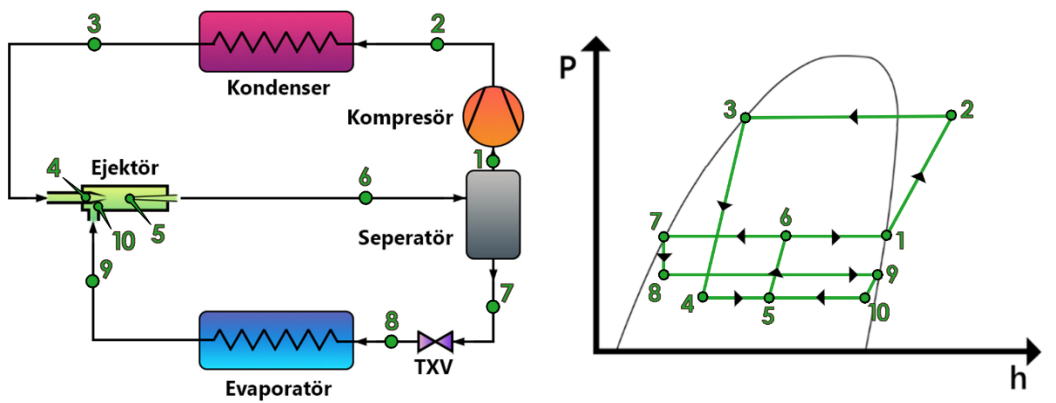


Şekil 2.1. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi çevrim şeması ve ideal p-h diyagramı

2.2. Ejektörlü Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri

BSSS'de, soğutucu akışkan evaporatöre girmeden önce kısıma işlemi gerçekleşmektedir. Kısıma işlemi tersinmezliklere neden olmakta, bu da sistem performansını olumsuz yönde etkilemektedir. Bu olumsuz duruma çözüm olarak, BSSS'de genleşme cihazları yerine ejektör kullanılabilir. Ayrıca literatürde bahsedildiği üzere ejektör, kompresör giriş basıncını artırarak kompresörün tükettiği enerjiyi de azaltmaktadır [36]. Ejektörün düşük maliyetli olması, kurulumunun oldukça basit ve bakım gerektirmeyen bir sistem elemanı olması diğer avantajları arasında yer almaktadır. Bununla birlikte ejektör kullanılan buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde ana bileşenlere ek olarak ejektör ve bir adet sıvı-buhar ayırıcı (separatör) kullanılmaktadır. Separatör, sıvı ve buhar fazı birbirinden ayırır.

Ejektörün birinci girişinden gelen, kondenserdan çıkan yüksek basınçta sıvı fazında olan soğutucu akışkan; evaporatörden ejektörün ikinci girişine gelen düşük basınçta buhar fazında olan soğutucu akışkanı vakum kuvvetiyle çekmektedir. İki farklı fazdaki soğutucu akışkan ejektörü karışım odasında, homojen olarak birbirine karışmaktadır. Ejektörde difüzör bölgesinde basıncı artırarak ejektörü terk eden soğutucu akışkan, separatöre gitmektedir. Separatörde bu iki faz birbirinden ayrılır; sıvı fazdaki soğutucu akışkan TXV üzerinden geçerek evaporatöre giderken; buhar fazı kompresöre gitmektedir. Ejektörlü buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi çevrim şeması ve ideal p-h diyagramı Şekil 2.2'de gösterilmektedir.



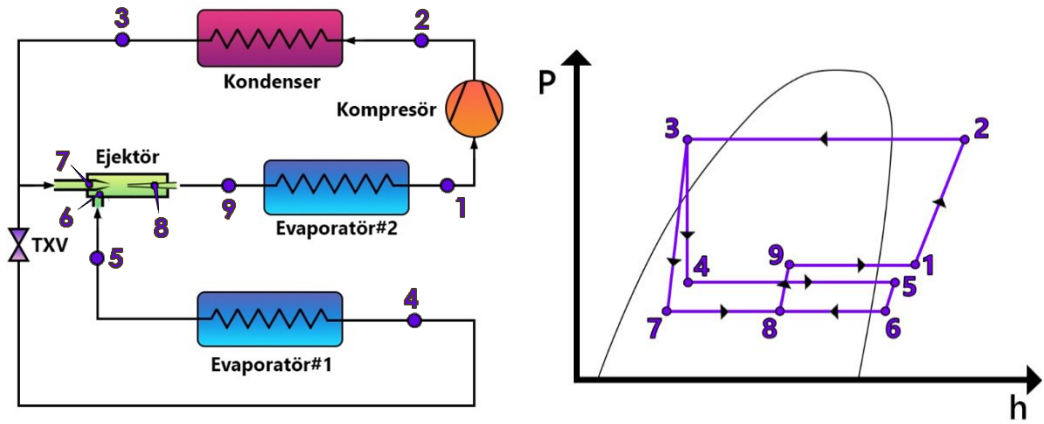
Şekil 2.2. Ejektörlü buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi çevrim şeması ve ideal p-h diyagramı

2.3. Çift Evaporatörlü Ejektörlü Soğutma Sistemleri

Literatür incelendiğinde ejektörlü soğutma sistemlerinde sıvı ve buhar fazlarını ayırmak için kullanılan separatörün verim değerinin minimum %85 civarında olması gerektiği anlaşılmaktadır [37]. Bu probleme çözüm olarak, ejektör çıkışına ikinci bir evaporatör eklenerek separatörün neden olduğu bu problem giderilebilir [33]. Böylece sisteme ikinci bir evaporatör eklenerek toplam soğutma kapasitesi artırılabilir.

ÇEES'te, kondenserden çıkan soğutucu akışkan iki yola ayrılmaktadır. Bu yollardan ilki ejektörün birinci girişine, diğeri ejektörün ikinci girişine gitmektedir. Kondenserden çıkan yüksek basınçlı sıvı fazındaki soğutucu akışkan, ilk yolu kullanarak ejektörün birinci girişine ulaşmaktadır. Soğutucu akışkan; ikinci yolu kullanarak önce TXV'de düşük basınca kısılmakta, daha sonra evaporatör üzerinden geçerek buhar fazında ejektörün ikinci girişine ulaşmaktadır.

Ejektörden sıvı-buhar karışımı olarak çıkan soğutucu akışkan ikinci bir evaporatöre girerek tamamen buhar haline gelmektedir. İkinci evaporatörden çıkan soğutucu akışkan, kompresör girişine gelerek çevrimi tamamlamaktadır. Çift evaporatörlü ejektörlü soğutma sistemi çevrim şeması ve ideal p-h diyagramı Şekil 2.3'te gösterilmektedir.



Şekil 2.3. Çift evaporatörlü ejektörlü soğutma sistemi çevrim şeması ve ideal p-h diyagramı



3. MATERYAL VE METOD

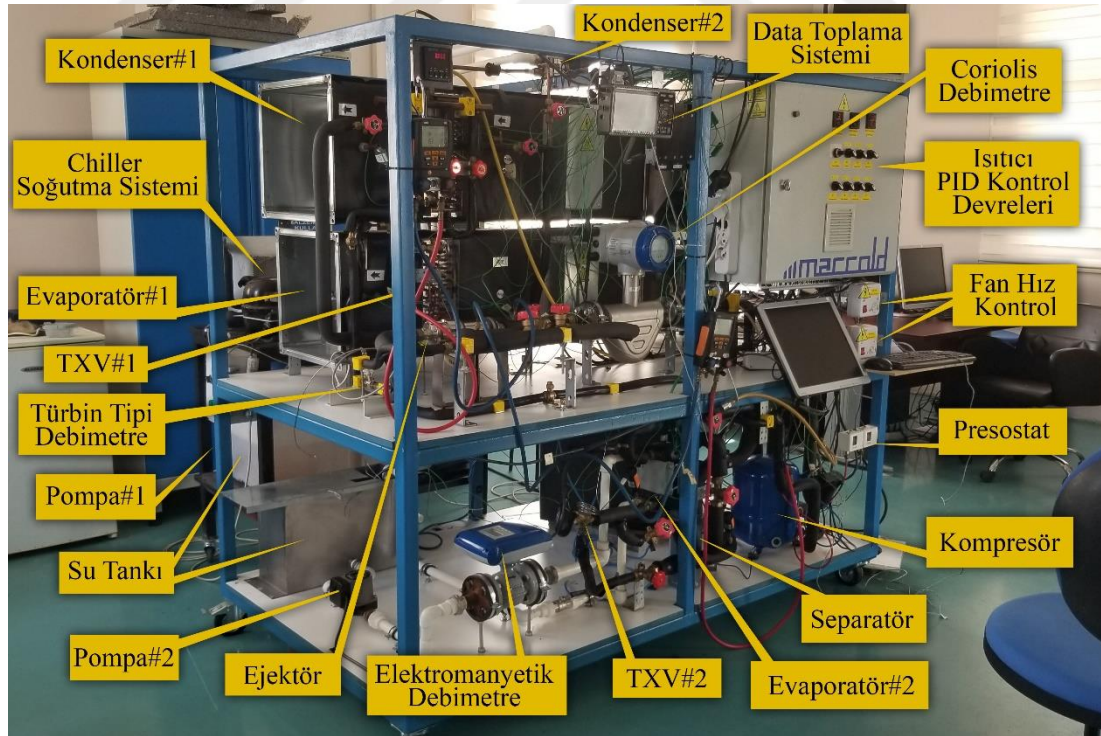
3.1. Deneysel Sistem

3.1.1. Deneysel Sistemin Tanıtılması

Bu tez çalışmasında deneylerin yapıldığı ejektörlü soğutma sistemi; Yalova Üniversitesi tarafından 2019/AP/0013 ve 2021/YL/0020 nolu Bilimsel Araştırma Projeleri kapsamında desteklenmiştir.

Deneysel sistem farklı konfigürasyonlarda çalıştırılabilecek şekilde dizayn edilmiştir. Sistem klasik bir buhar sıkıştırma soğutma sistemi ana ekipmanları, ejektör, separatör, su çevrimleri, kanallar, boru, vana ve baypas hatlarının birleştirilmesi ile oluşturulmuştur.

Deneysel sistemde kullanılan kondenserler ve evaporatörlerin teknik özellikleri Tablo 3.1’de verilmiştir. Sistemin genel görünümü ve üzerinde bulunan ekipmanların isimleri Şekil 3.1’de görülebilir.



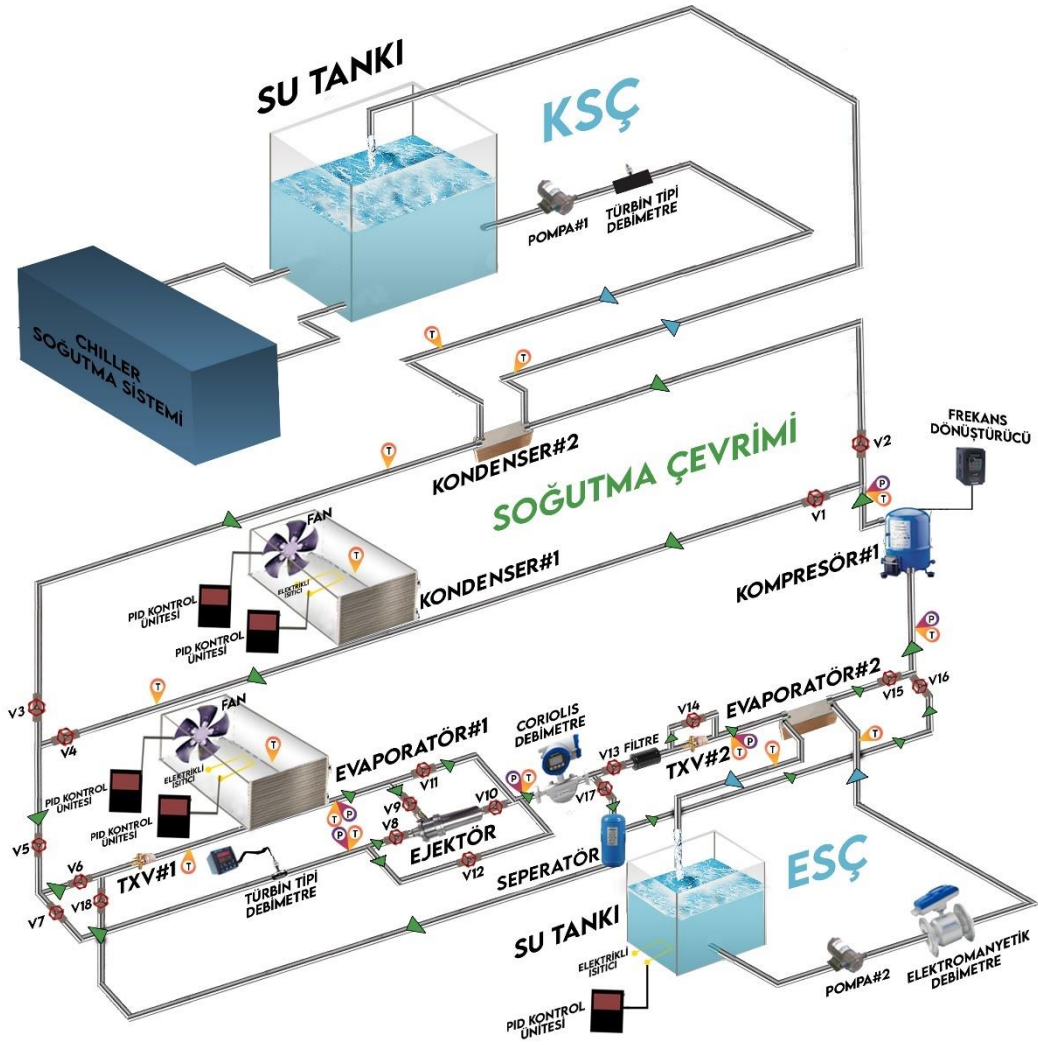
Şekil 3.1. Deneysel sistem ve ekipmanların genel görünümü

Tablo 3.1. Deneysel sistemde kullanılan ısı değıştiricilerin teknik özellikleri

Ekipman	Tipi	Özellikler
Kondenser#1	Hava soğutmalı	Isı transfer alanı: 6,6 m ² Devre geçiş sayısı 3/20 Sıra sayısı:5, Duyulur ısı oranı:1 Toplam ısı transferi katsayısı:48 W m ⁻² K ⁻¹
Kondenser#2	Su soğutmalı	Plaka sayısı:24 Isı transfer alanı:0,5 m ²
Evaporatör#1	Hava soğutmalı	Isı transfer alanı: 9,9 m ² Devre geçiş sayısı 2/39 Sıra sayısı:6 Duyulur ısı oranı:1 Toplam ısı transferi katsayısı: 52 W m ⁻² K ⁻¹
Evaporatör#2	Su soğutmalı	Plaka sayısı:24 Isı transfer alanı:0,5 m ²

Sistemde TXV#1 ve TXV#2 olmak üzere 2 adet Danfoss 068Z3386 TEN 2 markalı, dıştan dengeleme ve değıştirilebilir orifis özelliğine sahip termostatik genleşme vanası kullanılmıştır.

Deneysel sistemde bir adet soğutma çevrimi ve iki adet su çevrimi bulunmaktadır. Birinci su çevrimi, su soğutmalı kondenser ile bağlantılı hale getirilmiştir ve kondenser su çevrimi (KSC) olarak adlandırılmıştır. İkinci su çevrimi evaporatör#2 ile bağlantılı hale getirilmiştir ve evaporatör su çevrimi (ESC) olarak adlandırılmıştır. KSC’de kullanılan suyun şartlandırılması amacıyla chiller sistemi kullanılmıştır. Chiller sistemi ile soğutulan suyun kondensere istenilen sıcaklıklarda girebilmesi sağlanmıştır. ESC’deki suyun sıcaklığı da su tankının içerisinde bulunan PID kontrol ünitesine bağlı bir elektrikli ısıtıcı ile istenilen değerlere getirilmiştir. Deneysel sistemde soğutucu akışkan ejektörden sıvı-buhar karışımı olarak çıkmaktadır. Kompresöre sıvı soğutucu akışkanın gitmesi istenmediği için sistemde I-Cold marka separatör kullanılmıştır. Bu separatör, soğutucu akışkanı sıvı ve buhar olarak birbirinden ayırmaktadır. Separatör, sistemde yalnızca ejektörlü buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi modunda vanalar yardımıyla aktif edilmiş ve kullanılmıştır. Deneysel sistemin genel şeması Şekil 3.2’de sunulmuştur.



Şekil 3.2. Deneysel sistemin genel şeması

Sistemde hava soğutmalı kondenser ve evaporatör bir kanal içerisine konumlandırılmış ve bu kanalların girişine istenilen hızlarda hava akımları sağlamak amacıyla değişken devirli fanlar konulmuştur. Deneylerde, kondenser ve evaporatör girişinde istenilen hava akımı sıcaklıklarını sağlamak için kanallar içerisine PID kontrollü elektrikli rezistans ısıtıcılar monte edilmiştir. Deneysel sistemde Danfoss MTZ022 marka hermetik kompresör kullanılmıştır. Kompresörün teknik özellikleri Tablo 3.2’de gösterilmiştir.

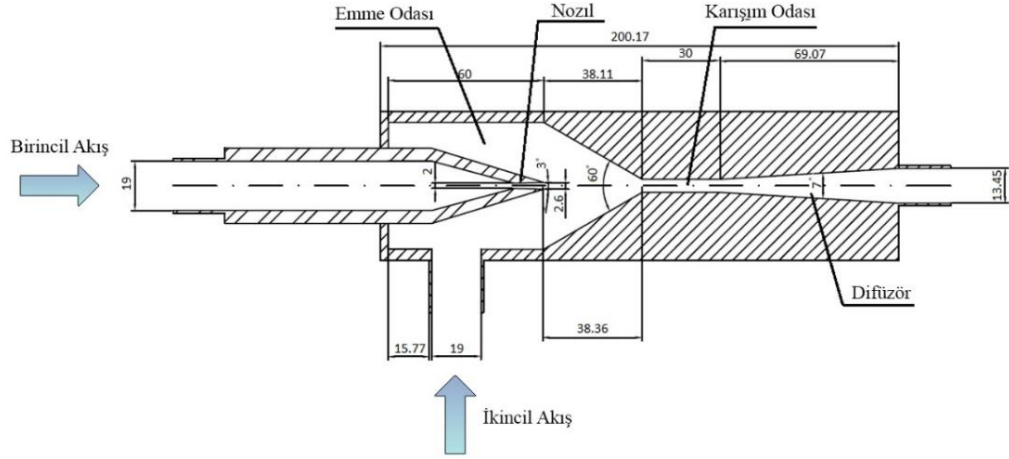
Tablo 3.2. Deneysel sistemde kullanılan kompresörün teknik özellikleri

Kompresör Tipi	Hermetik
Marka	Danfoss MTZ 022-4
Kompresör Gücü	2,9 kW
Devir Sayısı	2900 rpm

Sistemde kullanılan kompresörün hızı, bir sürücü yardımıyla frekansı ayarlanarak değiştirilmiştir. Sürücü, elektrik panosunun içine konumlandırılmış ve panonun içerisine PID sistemlerin elektrik bağlantıları, şalterleri ve sigortaları monte edilmiştir.

3.1.2. Deneysel Sistemde Kullanılan Ejektörün Özellikleri

Ejektör, kompresör giriş basıncını arttırarak kompresördeki enerji tüketimini azaltmayı ve böylece STK'yı arttırmayı amaçlayan mekanik ve hareketsiz bir sistem elemanıdır. Yüksek basınç ve yoğunluktaki soğutucu akışkan ejektörün birinci girişinden emme odasına giderken hızı ve kinetik enerjisi artar. Bu durum, ejektörün emme odasında basıncının düşmesine neden olur. Bu da ikinci girişten gelen soğutucu akışkana karşı bir vakum etkisi yaratarak emme odasına çeker. Karışım odasında bu iki akışkan karışır. Karışım odasından difüzör bölümüne ilerleyen soğutucu akışkan, akış hızını kaybeder ve basıncı artar. Deneysel sistemde kullanılan ejektör Nagihan Bilir Sağ ve arkadaşlarının [3] modeline göre tasarlanmıştır. Deneysel sistemde kullanılan ejektörün teknik çizimi Şekil 3.3'te, genel görünümü Şekil 3.4'te, teknik özellikleri ise Tablo 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3.3. Deneysel sistemde bulunan ejektörün teknik çizimi



Şekil 3.4. Deneysel sistemde bulunan ejektörün görünümü

Tablo 3.3. Deneysel sistemde kullanılan ejektörün teknik özellikleri

Ejektör Bölümü	Ölçüsü
Karışım odası çapı	2 mm
Karışım odası uzunluğu	30 mm
Difüzör açısı	7°
Nozul yakınsama bölümü açısı	30°
Nozul ıraksama bölümü açısı	3°
Nozul boğaz çapı	2 mm
Nozul çıkış çapı	6 mm

3.2.Sistem Konfigürasyonlarının Tanıtılması

Deneyisel sistem farklı konfigürasyonlarda çalıştırılabilecek şekilde tasarlanmıştır. Bunu sağlamak için sistemin çeşitli noktalarına kontrol vanaları ve baypas hatları monte edilmiştir. Böylece sistem 4 farklı ana konfigürasyonda çalıştırılabilmektedir. Bu konfigürasyonlar sırasıyla; (1) buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi (BSSS), (2) ejektörlü buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi (EBSSS), (3) çift evaporatörlü ejektörsüz soğutma sistemi (ÇES), (4) çift evaporatörlü ejektörlü soğutma sistemi (ÇEES)'dir. Sistem konfigürasyonlarının adları ve kısaltmaları Tablo 3.4'te verilmiştir.

Çalışma modları iki ana başlık altında incelenmiştir.

- Sistemin ejektörsüz olarak çalıştırılması
 - (1) Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi (BSSS)
 - (3) Çift evaporatörlü ejektörsüz soğutma sistemi (ÇES)
- Sistemin ejektörlü olarak çalıştırılması
 - (2) Ejektörlü buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi (EBSSS)
 - (4) Çift evaporatörlü ejektörlü soğutma sistemi (ÇEES)

Tablo 3.4. Deneyisel sistem konfigürasyonları

Konfigürasyon Adı	Konfigürasyon Kısaltması
Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemi	BSSS _A
	BSSS _B
	BSSS _C
Ejektörlü Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemi	EBSSS
Çift Evaporatörlü Soğutma Sistemi	ÇES
Çift Evaporatörlü Ejektörlü Soğutma Sistemi	ÇEES _A
	ÇEES _B
	ÇEES _C
	ÇEES _D

Tablo 3.5. Deneysel konfigürasyonlarda aktif olan ekipmanlar

	BSSS _A	BSSS _B	BSSS _C	EBSSS	ÇES	ÇEES _A	ÇEES _B	ÇEES _C	ÇEES _D
Kondenser#1	+	+	—	+	+	+	—	+	—
Kondenser#2	—	—	+	—	—	—	+	—	+
Evaporatör#1	+	—	+	+	+	+	+	+	+
Evaporatör#2	—	+	—	—	+	+	+	+	+
TXV#1	+	—	+	+	+	+	+	+	+
TXV#2	—	+	—	—	—	—	—	+	+
Ejektör	—	—	—	+	—	+	+	+	+
Separatör	—	—	—	+	—	—	—	—	—

Aşağıdaki bölümde farklı sistem konfigürasyonları, ilgili konfigürasyondaki aktif sistem ekipmanları ve soğutucu akışkanın sistemde izlediği yollar açıklanmıştır.

3.2.1.Sistemin Ejektörsüz Olarak Çalıştırılması

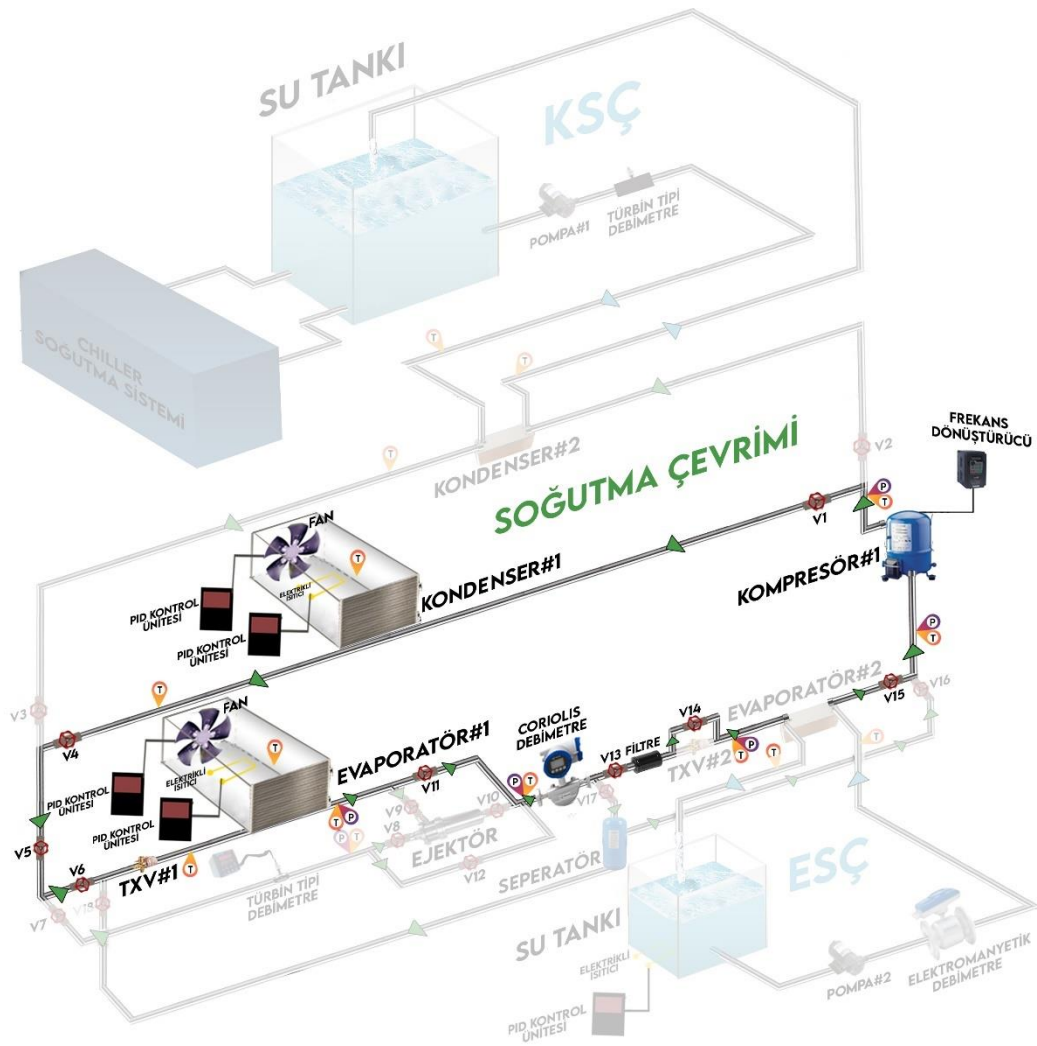
Deneysel sistemdeki ejektör bu konfigürasyonda vanalar yardımıyla baypas edilmiştir.

3.2.1.1.Buhar Sıkıştırma Soğutma Sistemi (BSSS)

Şekil 3.5, Şekil 3.6 ve Şekil 3.7’de sistemin BSSS olarak kullanılması durumundaki ekipmanlar ve sistemde soğutucu akışkanın izlediği yollar gösterilmiştir. Bu konfigürasyonda testler hava soğutmalı (evaporatör#1) ve su soğutmalı (evaporatör#2) olarak çalıştırılan iki farklı evaporatörün kullanılması durumuna göre iki aşamada yapılmıştır.

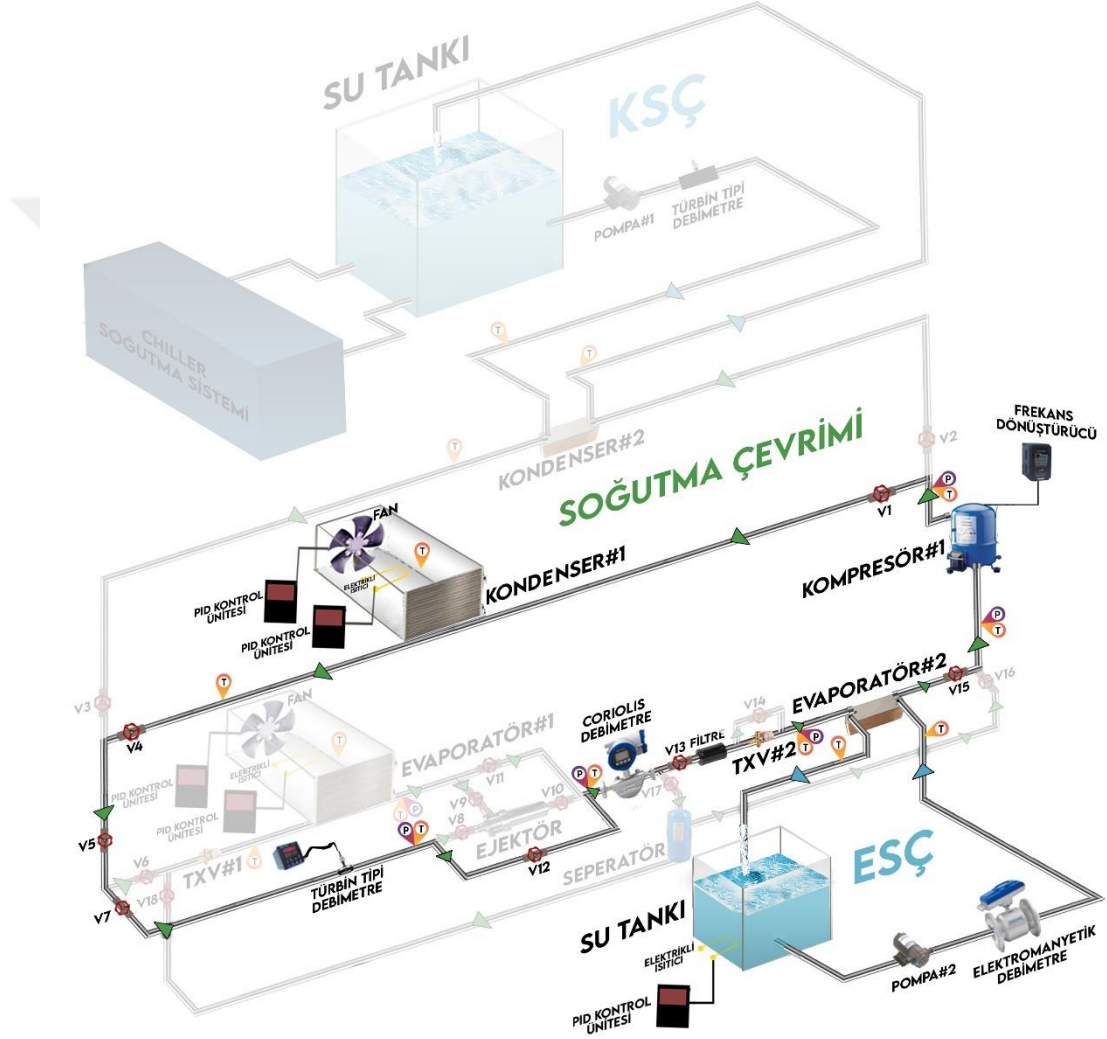
Şekil 3.5’te hava soğutmalı olarak çalıştırılan kondenser#1 ve evaporatör#1’in aktif olduğu ilk çalışma modu görülmektedir. Bu çalışma modunda KSC ve ESC hatları kapalı konumdadır. Kullanılmayan ekipman ve hatlar fulü şekilde gösterilmiştir. Bu durumda kompresörden çıkan yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar halindeki

soğutucu akışkan önce kondensere gitmektedir. Kondenserde fan yardımıyla üzerinden geçirilen hava akımına ısısını bırakarak yoğunlaşmaktadır. Bu çalışma modunda ejektör, vanalar yardımıyla baypas edildiği için akışkanın tamamı TXV#1'e gitmektedir. Daha sonra TXV#1'de kısılarak düşük basınç ve sıcaklıkta doymuş sıvı-buhar karışımı haline gelmektedir. TXV#1'den çıkan soğutucu akışkan evaporatör#1'e gelmektedir. Evaporatör#1'de hava akımına ısısını vererek buharlaşan soğutucu akışkan, daha sonra kompresöre gelerek çevrim tamamlanmaktadır.



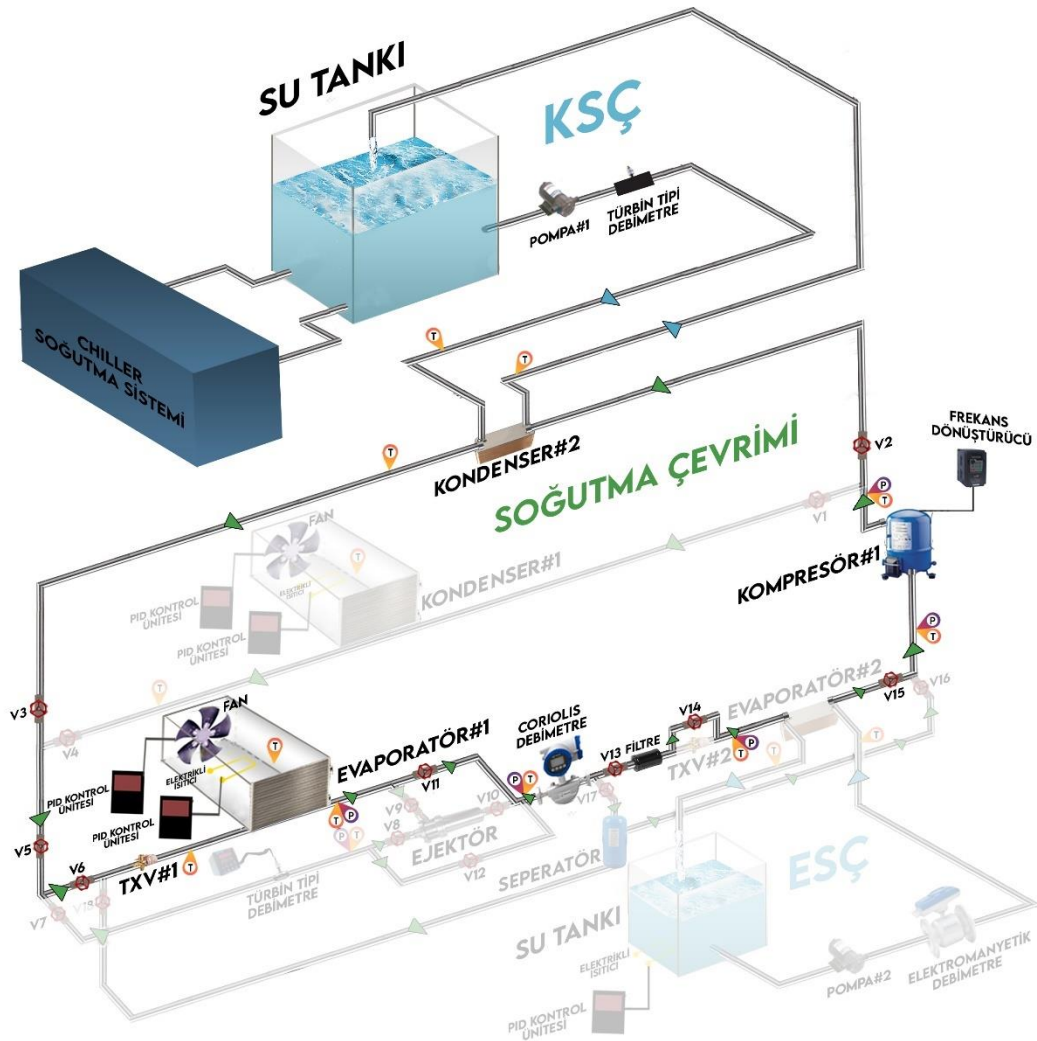
Şekil 3.5. BSSSA modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar

Şekil 3.6’da BSSS modunda evaporatör#1 yerine evaporatör#2’nin kullanıldığı ikinci konfigürasyonun çevrim şeması görülmektedir. Bu çalışma modunda vanalar yardımıyla evaporatör#1 baypas edilmektedir, evaporatör#2 ve EŞÇ hattı aktif hale getirilmektedir. Bunun haricinde kullanılan ekipmanlar ve sistemde soğutucu akışkanın izlediği yollar Şekil 3.5 ile aynıdır.



Şekil 3.6. BSSS_B modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar

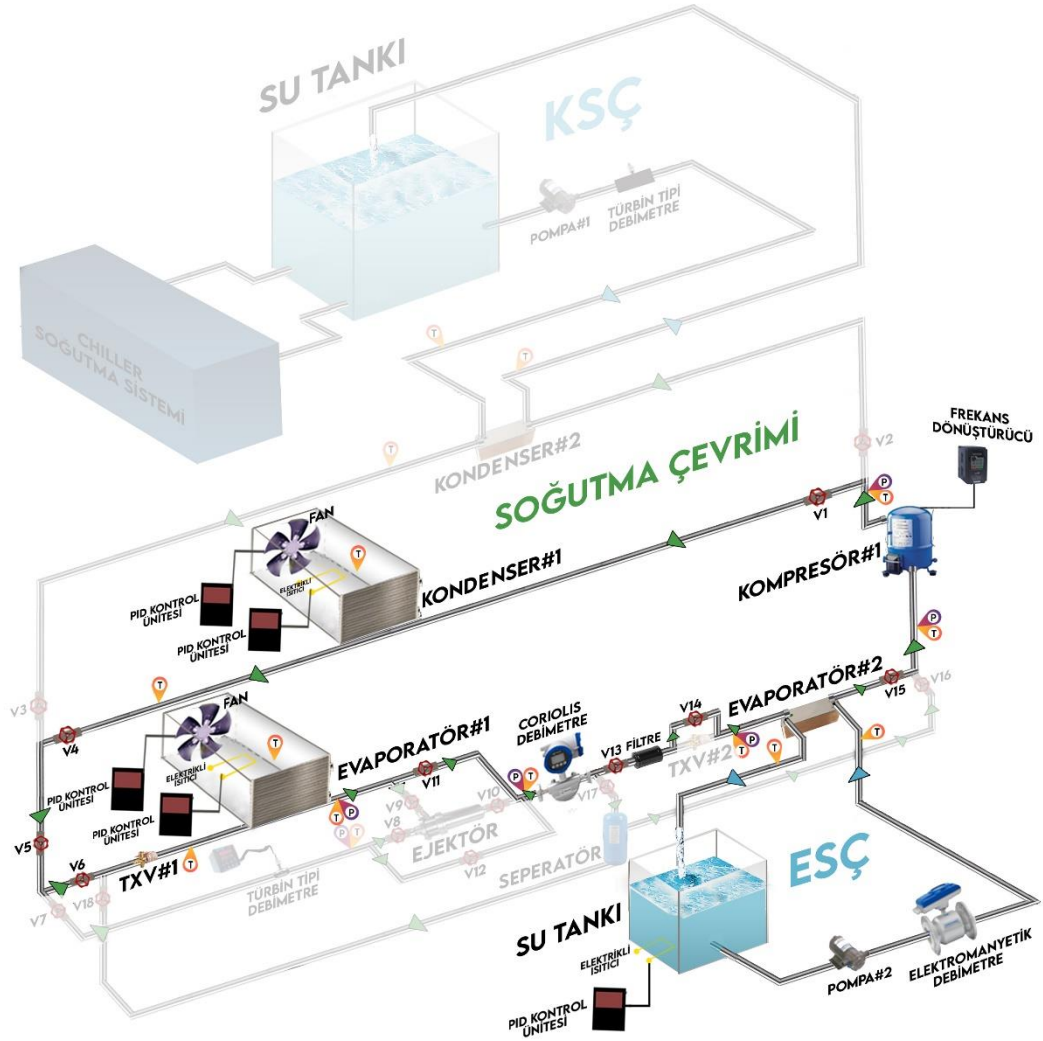
Şekil 3.7’de BSSS modunda hava soğutmalı kondenser (kondenser#1) yerine su soğutmalı kondenserin (kondenser#2) kullanıldığı üçüncü konfigürasyonun çevrim şeması görülmektedir. Bu çalışma modunda evaporatör#2 vanalar yardımıyla baypas edilmekte, evaporatör#1 ise aktif konumdadır. KSC hattı aktif, ESC hattı ise pasif hale getirilmektedir. Sistemde kullanılan ekipmanlar ve soğutucu akışkanın izlediği yollar Şekil 3.7’de görülmektedir.



Şekil 3.7. BSSS_C modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar

3.2.1.2.Çift Evaporatörlü Ejektörsüz Soğutma Sistemi (ÇES)

ÇES çalışma modunda sistem çift evaporatörlü olarak tasarlanmıştır. Bu çalışma modunda ejektör kullanılmamaktadır. ÇES çalışma modunda hem evaporatör#1 hem de evaporatör#2 aktif konumdadır. Sistemde kullanılmayan ekipmanlar fulü olarak gösterilmiştir. Sistemde kullanılan kondenser hava soğutmalı kondenserdur. Ejektör ve TXV#2 vanalar yardımıyla pasif duruma getirilmiştir. ESÇ hattı aktif, KSÇ hattı pasif durumdadır. Soğutucu akışkanın izlediği yollar Şekil 3.8’de görülmektedir.



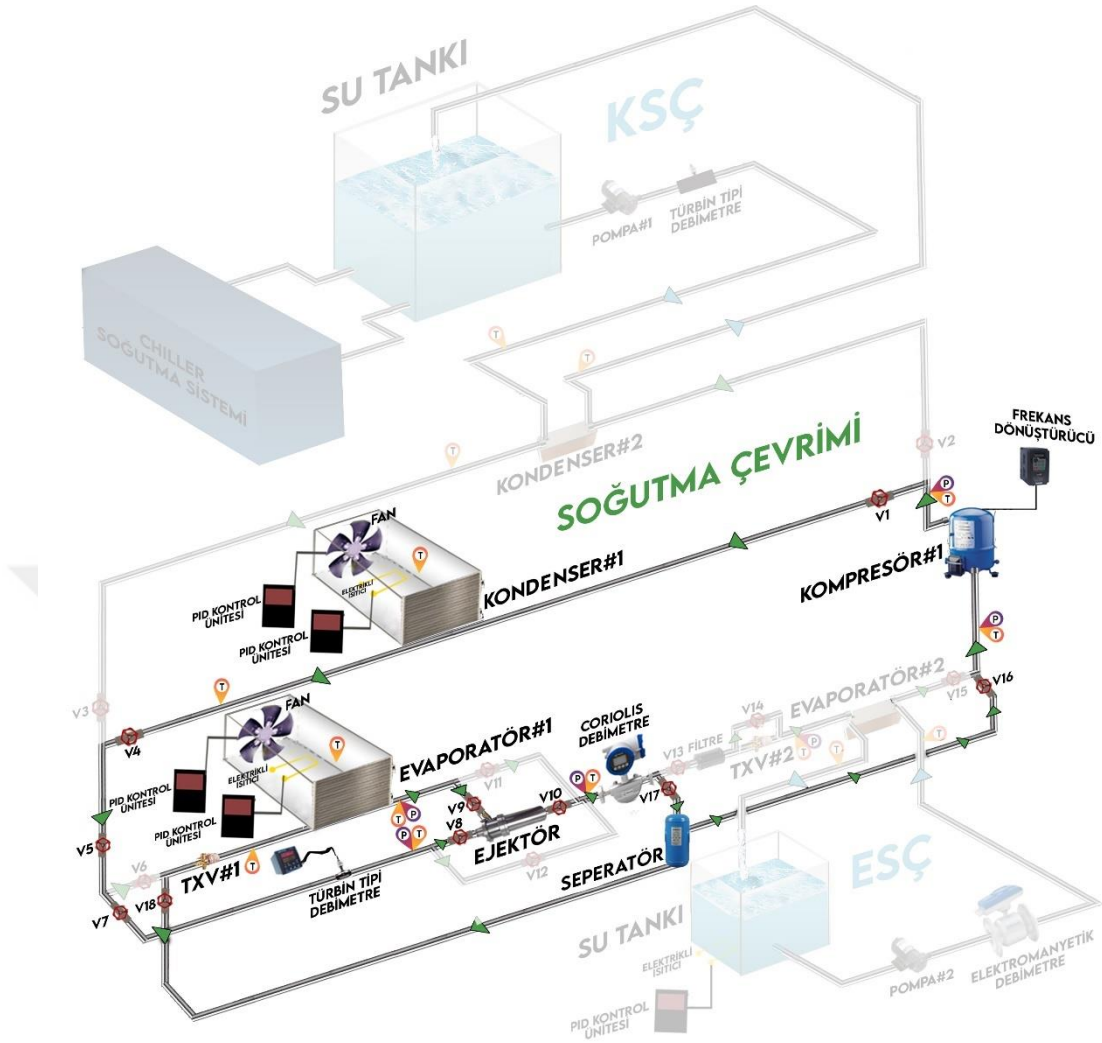
Şekil 3.8. ÇES modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar

3.2.2.Sistemin Ejektörlü Olarak Çalıştırılması

Deneyisel sistemde ejektörün aktif durumda olduğu konfigürasyonlar aşağıda verilmiştir.

3.2.2.1.Ejektörlü Buhar Sıkıştırma Soğutma Sistemi (EBSSS)

EBSSS konfigürasyonunda deneyisel sistem standart ejektör genleşmeli soğutma çevirimi olarak çalıştırılmıştır. Sistem tek evaporatörlü ve ejektörlü olarak tasarlanmıştır. Bu durumda evaporatör#1 aktif, TXV#2 pasif haldedir. KSÇ hattı ve ESÇ hattı pasif haldedir. Kullanılmayan hatlar ve ekipmanlar flu olarak gösterilmiştir. Bu çalışma modunda kompresörden çıkan yüksek basınçlı kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, hava soğutmalı kondensere gitmektedir. Kondenser#1’de hava akımına ısı atarak yoğunlaşan sıvı-buhar karışımındaki soğutucu akışkan, ejektörün birinci girişinden girmektedir. Separatör’de sıvı-buhar karışımı halinde olan soğutucu akışkan sıvı ve buhar olarak birbirinden ayrılmaktadır. Separatör’de ayrılan sıvı fazındaki soğutucu akışkan, TXV#1’de kısılarak düşük basınçta ve sıcaklıkta doymuş sıvı haline gelmektedir. TXV#1’den çıkan soğutucu akışkan evaporatör#1’e gitmektedir. Evaporatör#1’de hava akımından ısı çekerek buharlaşan soğutucu akışkan daha sonra ejektördeki sıvı-buhar karışımı tarafından vakum etkisiyle çekilerek ejektöre girmektedir. Bu iki hattan gelen soğutucu akışkan ejektörün karışım odasında karışmaktadır. Daha sonra difüzör bölümüne giden sıvı-buhar karışımındaki soğutucu akışkanın, ejektör çıkışında hızı düşmekte ve basıncı artmaktadır. Basıncı artan soğutucu akışkan separatöre girmektedir. Separatörden buhar fazında çıkan soğutucu akışkan, buradan kompresöre gelerek soğutma çevrimini tamamlamaktadır. Sistem çevrim şeması Şekil 3.9’da görülmektedir.



Şekil 3.9. EBSSS modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar

3.2.2.2. Çift Evaporatörlü Ejektörlü Soğutma Sistemi (ÇEES)

ÇEES konfigürasyonunda sistem çift evaporatörlü olarak tasarlanmıştır. Evaporatör#1, evaporatör#2 ve ejektör bu çalışma modunda aktif durumdadır. Sistemin ÇEES olarak çalıştırılması durumunda sistemde alt konfigürasyonlar oluşturulmuştur. Bunlardan ilk ikisi baypas hatları ve vanalar kullanılarak su soğutmalı ve hava soğutmalı kondenserlerin kullanılma durumuna göre tek TXV ile oluşturulmuştur. Diğer iki konfigürasyon ise iki TXV'nin de aktif olması ile gerçekleştirilmiştir. Bu modlar sırasıyla; ÇEES_A, ÇEES_B ve ÇEES_C, ÇEES_D olarak aşağıda açıklanmaktadır.

44



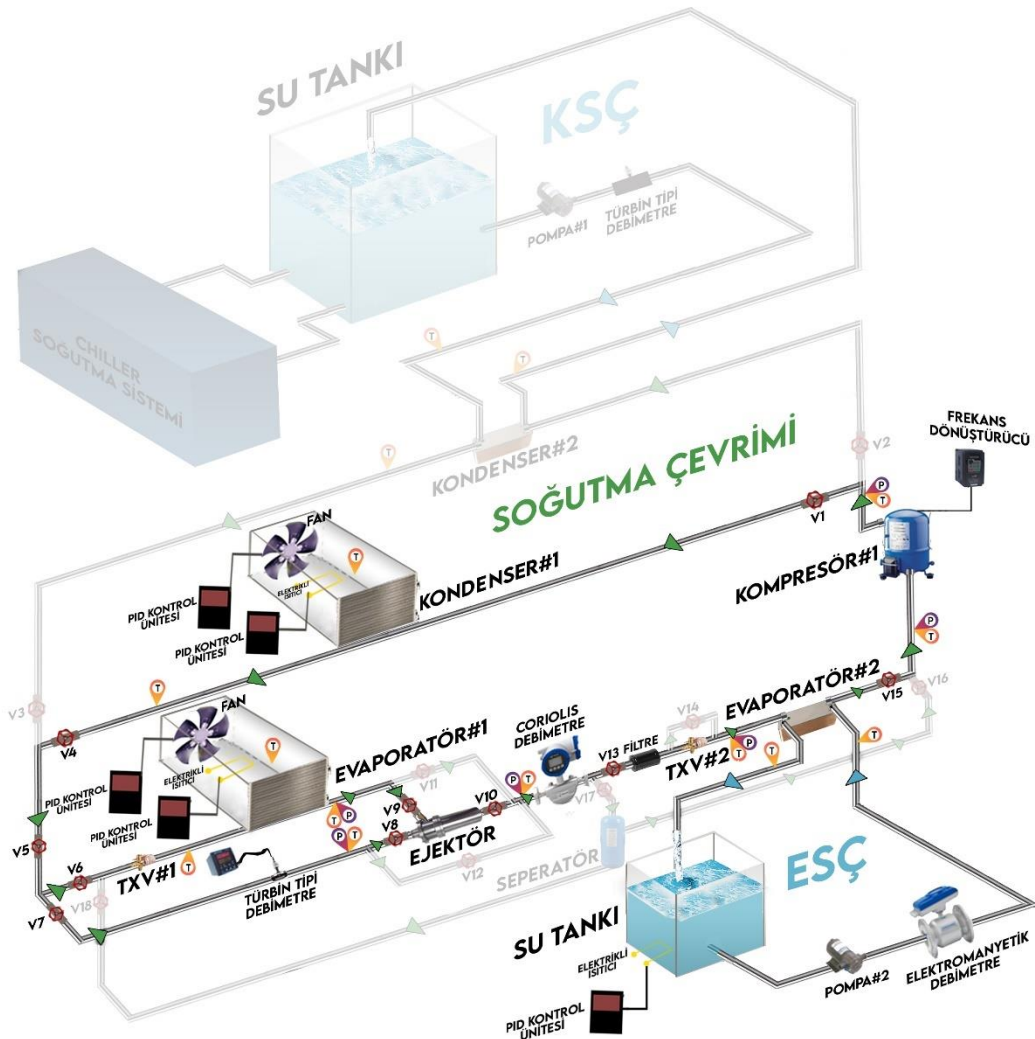
44

The diagram illustrates a complex two-stage refrigeration system. Key components include:

- Condensers:** KONDENSER#1 and KONDENSER#2, each equipped with a fan and PID control units.
- Compressors:** KOMPRESÖR#1 and KOMPRESÖR#2, with associated pressure and temperature sensors.
- Evaporators:** EVAPORÖR#1 and EVAPORÖR#2, with associated pressure and temperature sensors.
- Separators:** SEPERÖR units for each stage.
- Water Tanks:** SU TANKI units connected to the system via pumps (POMPA#1, POMPA#2) and flow meters (TÜRBİN TİPİ DEBİMETRE, ELEKTROMANYETİK DEBİMETRE).
- Chiller:** CHILLER SOĞUTMA SİSTEMİ connected to the water tanks.
- Control and Monitoring:** Multiple PID KONTROL UNİTESİ, FREKANS DÖNÜŞTÜRÜCÜ, and various sensors (T, P, F) throughout the system.

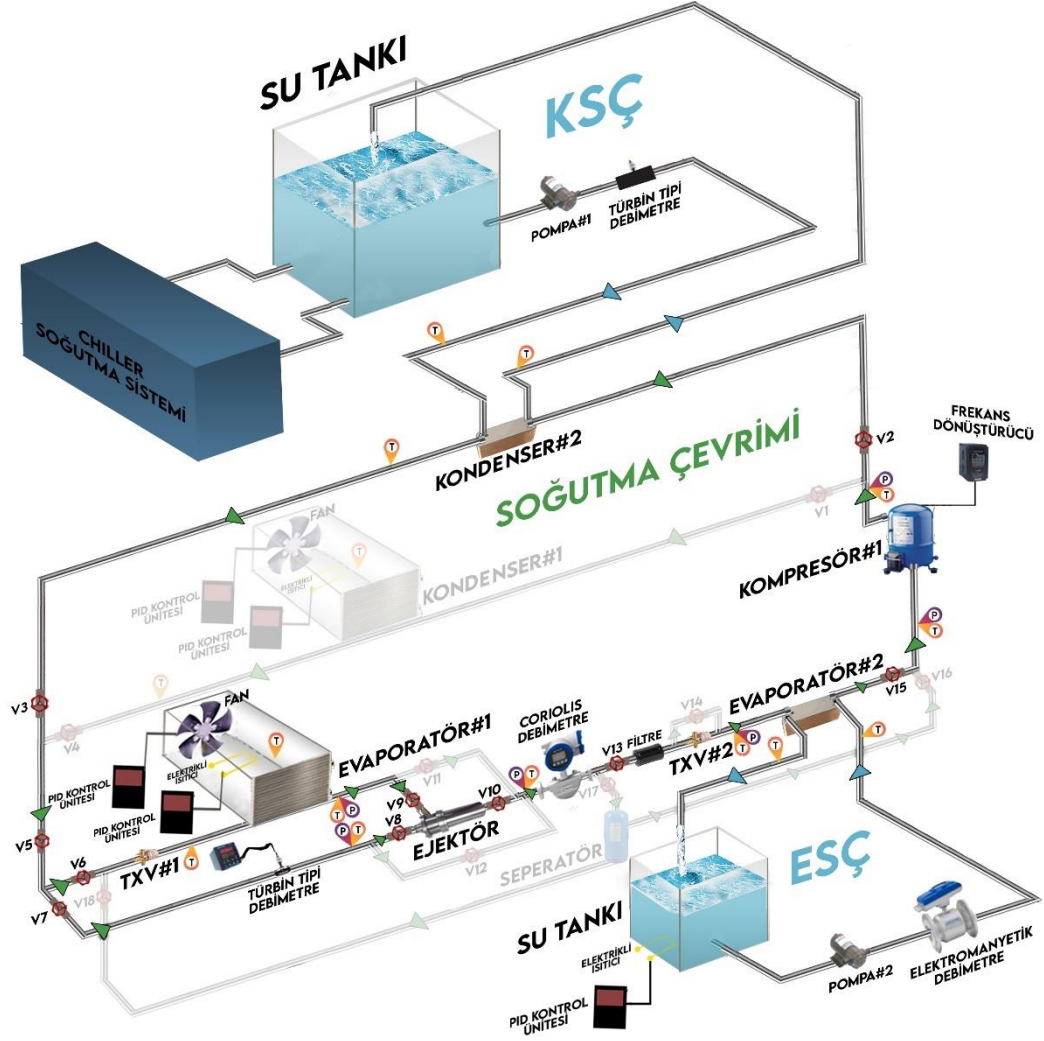
45

Şekil 3.12’de ÇEES konfigürasyonunun üçüncü çalışma modu görülmektedir. Bu çalışma modunda kondenser#2 vanalar yardımıyla baypas edilerek pasif duruma getirilmiştir. Sistemde aktif olan kondenser, hava soğutmalı kondenserdir (kondenser#1). Bu çalışma modunda iki TXV de aktif durumdadır. KSÇ hattı pasif, ESÇ hattı aktif durumdadır.



Şekil 3.12. ÇEES_C modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar

ÇEES konfigürasyonunun dördüncü ve son çalışma modu Şekil 3.13'te görülmektedir. Bu modda sistemde iki TXV de aktif durumdadır. Ayrıca KSÇ ve ESÇ çevrimleri de aktif hale getirilmiştir. Bu çalışma modunda kondenser#1 vanalar yardımıyla baypas edilmiştir, kondenser#2 ise çalışır konuma getirilmiştir.



Şekil 3.13. ÇEES_D modunda soğutucu akışkanın izlediği yollar

3.3. Deneysel Sistemin Analizinde Yapılan Kabuller

- Sistem ekipmanlarında oluşan basınç düşüşleri ihmal edilmiştir.
- Sistemde kondenserler haricinde ısı kaybı olmamıştır.
- ER oranı %45-55 aralığındadır.
- Kondenserlerin çıkışından evaporatör girişine kadar entalpi sabit kalmıştır.
- TXV#1 ve TXV#2 izentalpik çalışmaktadır.
- Ejektör sabit basınç modeli ile çalışmaktadır.
- Ejektörün karışım odasında iki fazlı akışkan sabit basınçta homojen olarak karışmaktadır.

3.4. Deneysel Sistemin Termodinamik Analizi

Analizlerde kullanılmak üzere deneysel sistemde bulunan tüm ekipmanların giriş ve çıkışlarına numaralar verilmiştir. Numaralandırılmış sistem şeması Şekil 3.14'te görülmektedir. Ölçülen sıcaklık ve basınç değerleri kullanılarak deneysel sistemde bulunan ekipmanların giriş ve çıkış entalpi değerleri REFPROP 9.1 programıyla elde edilmiştir. Aşağıdaki bölümde BSSS ve ÇEES konfigürasyonuna ait basınç-entalpi diyagramları ve sistemin termodinamik analizinde kullanılan formüller sunulmuştur.

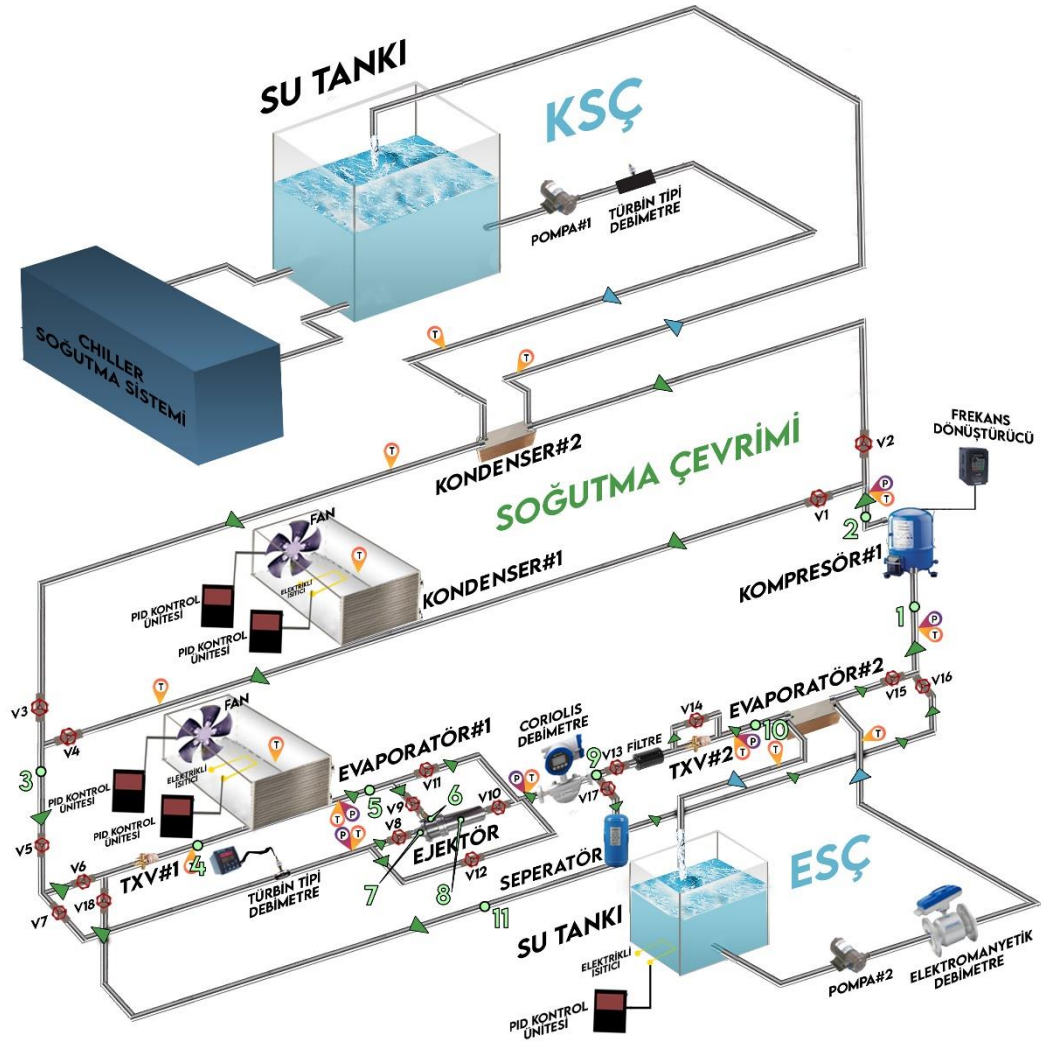
Deneysel BSSS konfigürasyonunda ideal soğutma çevrimi için basınç-entalpi diyagramı illüstrasyonu Şekil 3.15'te verilmiştir. İdeal çevrimde gerçekleşen işlemler aşağıda sıralanmıştır.

1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma

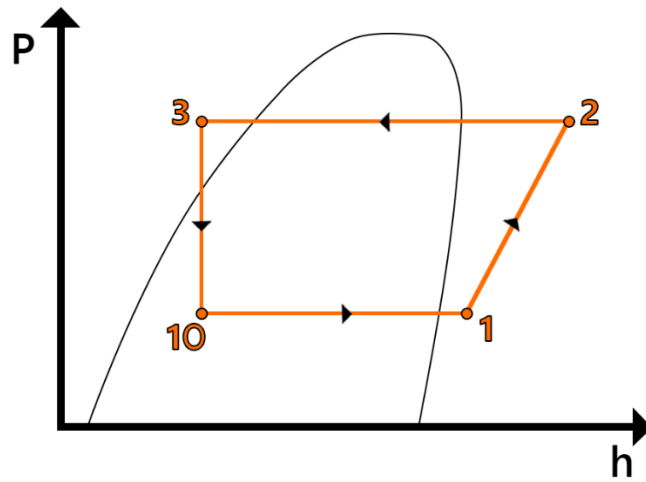
2-3 Kondenser#1'de sabit basınçta yoğuşma

3-10 TXV#1'de izentalpik genişleme

10-1 Evaporatör#1'de sabit basınçta buharlaşma



Şekil 3.14. Deneysel sistemin termodinamik numaralandırılma şeması



Şekil 3.15. BSSS konfigürasyonu ideal p-h diyagramı

Deneyisel BSSS konfigürasyonunda termodinamiğin birinci yasası kompresöre uygulandığında kompresör gücü aşağıdaki denklem ile bulunur. Denklem 1’de bulunan h_2 , izentropik verim değeri uygulanarak bulunmuştur.

$$\dot{W}_{komp} = (h_2 - h_1) \cdot \dot{m}_1 \quad (1)$$

Burada $\dot{m}_1$, coriolis debimetresinde okunan soğutucu akışkan debisidir. Kondenser ısıtma kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunmaktadır.

$$\dot{Q}_{kond} = (h_3 - h_2) \cdot \dot{m}_1 \quad (2)$$

Kondenser çıkışında bulunan TXV’de sıkıştırma prosesi izentalpik olarak gerçekleştiği için kondenser çıkışındaki entalpi ile evaporatör girişindeki entalpilerin eşit olduğu kabul edilmektedir. Evaporatörün soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunmaktadır.

$$\dot{Q}_{evap} = (h_{10} - h_1) \cdot \dot{m}_1 \quad (3)$$

BSSS konfigürasyonunda STK değeri aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$STK_{BSSS} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} \quad (4)$$

Deneyisel ÇEES konfigürasyonunda ideal soğutma çevrimi için basınç-entalpi diyagramı illüstrasyonu Şekil 3.16’da verilmiştir. ÇEES konfigürasyonunda farklı çalışma modları oluşturulmuş bu modlardan bazılarında TXV#2 aktif olarak kullanılmıştır. Bu nedenle evap#2 çıkışı olan 10 ile gösterilen nokta da işlemlere dahil olmaktadır. Böylelikle evaporatör#2’den önce sıralamaya “TXV#2’de izentalpik genişleme” de eklenmektedir.

1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma

2-3 Kondenserlerde sabit basınçta yoğunlaşma

3-4 TXV#1’de izentalpik genişleme

4-5 Evaporatör#1’de sabit basınçta buharlaşma

5-6 Ejektör ikinci girişinde izantropik genişleme

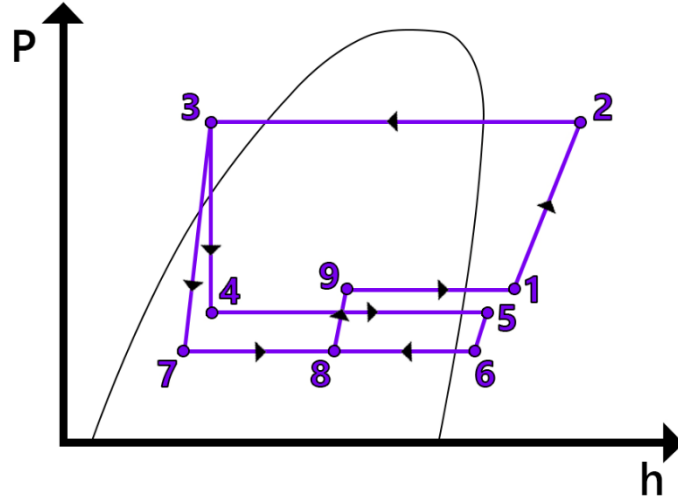
2-7 Ejektör birinci girişinde izantropik kısılma

7-5 Karışım odasında sabit basınçta karışma

6-5 Karışım odasında sabit basınçta emilme

5-9 Difüzörde izentalpik basınç artışı

9-1 Evaporatör#2’de sabit basınçta buharlaşma



Şekil 3.16. ÇEES konfigürasyonu ideal p-h diyagramı

Deneyisel ÇEES konfigürasyonunda da kompresör gücü Denklem 1 ve Denklem 2, kondenser ısıtma kapasitesi Denklem 3 ile bulunabilir. Evaporatör#1’in soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunmaktadır.

$$\dot{Q}_{evap\#1} = (h_5 - h_4) \cdot \dot{m}_3 \quad (5)$$

Burada $\dot{m}_3$ ejektörün ikinci giriş hattındaki soğutucu akışkan debisidir. Ejektörün ikinci giriş debisi ($\dot{m}_3$) aşağıdaki denklem ile bulunmaktadır.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (6)$$

Evaporatör#2’nin soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$\dot{Q}_{evap\#2} = \dot{Q}_{kond} - (\dot{Q}_{evap\#1} + \dot{W}_{komp}) \quad (7)$$

Toplam soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunmaktadır.

$$\dot{Q}_{evap,toplam} = (\dot{Q}_{evap\#1} + \dot{Q}_{evap\#2}) \quad (8)$$

ÇEES konfigürasyonunda STK değeri aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$STK_{\text{ÇEES}} = \frac{\dot{Q}_{evap\#1} + \dot{Q}_{evap\#2}}{\dot{W}_{komp}} \quad (9)$$

ÇEES konfigürasyonunda ER değeri aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$ER = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \quad (10)$$

3.5. Deneysel Sistemde Kullanılan Ölçüm Cihazlarının Tanıtılması

Deneysel sistemde kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri, ölçüm aralıkları ve hassasiyetleri Tablo 3.6’da görülmektedir. Deneysel sistemde soğutucu akışkanın debisini ölçmek amacıyla iki adet debimetre kullanılmıştır. Krohne Optimss 6400 marka Coriolis debimetre sistem debisini ölçmek amacıyla ejektör çıkışına konumlandırılmıştır. Türbin tipi debimetre ise ejektörün birinci ve ikinci girişine giden akışkan miktarını ölçmek amacıyla ejektörün birinci girişine konulmuştur. Deneysel sistemdeki ESÇ hattında su debisini ölçmek amacıyla elektromanyetik debimetre, KSÇ hattında su debisini ölçmek amacıyla türbin tipi debimetre kullanılmıştır.

Tablo 3.6. Deneysel sistemde kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri

Ölçülen Değer	Ölçüm Cihazı	Doğruluk	Ölçüm Aralığı
Sıcaklık	K-tipi termokupl	$\pm \%0,8$	-100 – 1370 °C
Basınç	Elektromanyetik manifold	$\pm \%0,5$	-1 – 60 bar
Basınç	Basınç transmitteri	$\pm \%0,5$	4 – 20 mA
Basınç	Bourdon manometresi	$\pm \%0,5$	-1 – 55 bar
Hava akış hızı	Anemometre	$\pm \%0,1$	0 – 30 m s ⁻¹
Soğutucu akışkan debisi	Coriolis kütleli debimetre	$\pm \%0,1$	0 – 5 kg s ⁻¹
Soğutucu akışkan debisi	Türbin tipi debimetre	$\pm \%0,1$	0,2 – 1,2 kg s ⁻¹
ESÇ Su debisi	Elektromanyetik debimetre	$\pm \%0,3$	0 – 1 m ³ s ⁻¹
KSÇ Su debisi	Türbin tipi debimetre	$\pm \%0,1$	0,2 – 1,2 kg s ⁻¹
Kompresör frekansı	Frekans inverteri	$\pm \%0,2$	10 Hz – 50 Hz

Deneysel sistem şemasında görüldüğü üzere sistemin belirli noktalarında manometre ile basınçlar ölçülmüştür. Basınç ölçüm noktaları Tablo 3.7’de görülmektedir. Ekipmanların öncesinde ve sonrasında K-tipi termokupllarla sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Sıcaklık ölçüm noktaları Tablo 3.8’de görülmektedir. Ölçüm verileri bir data toplama sistemi ile bilgisayara aktarılmıştır.

Tablo 3.7. Deneysel sistemde bulunan basınç ölçüm noktaları

Basınç sensörü numarası	Ölçüm noktası	Ölçülen akışkan
P1	Kompresör giriş	Soğutucu akışkan
P2	Kondenser giriş	Soğutucu akışkan
P3	Evaporatör#1 giriş	Soğutucu akışkan
P4	Ejektör birinci giriş	Soğutucu akışkan
P5	Ejektör ikinci giriş	Soğutucu akışkan
P6	Ejektör çıkış	Soğutucu akışkan
P7	Evaporatör#2 giriş	Soğutucu akışkan
P8	Kompresör giriş	Soğutucu akışkan

Tablo 3.8. Deneysel sistemde bulunan sıcaklık ölçüm noktaları

Sıcaklık sensörü numarası	Ölçüm noktası	Ölçülen akışkan
T1	Kondenser#1 fanı girişi	Hava
T2	Kondenser#1 ısıtıcı sonrası	Hava
T3	Kondenser#1 çıkışı	Hava
T4	Evaporatör#1 fanı girişi	Hava
T5	Evaporatör#1 ısıtıcı sonrası	Hava
T6	Evaporatör#1 çıkışı	Hava
T7	Evaporatör#1 girişi	Soğutucu akışkan
T8	Evaporatör#1 çıkışı	Soğutucu akışkan
T9	Kondenser#1 girişi	Soğutucu akışkan
T10	Kondenser#1 çıkışı	Soğutucu akışkan
T11	Kondenser#2 girişi	Soğutucu akışkan
T12	Kondenser#2 çıkışı	Soğutucu akışkan
T13	Kondenser#2 girişi	Su
T14	Kondenser#2 çıkışı	Su
T15	Ejektör ikinci girişi	Soğutucu akışkan
T16	Ejektör birinci girişi	Soğutucu akışkan
T17	Ejektör çıkışı	Soğutucu akışkan
T18	Evaporatör#2 girişi	Soğutucu akışkan

T19	Evaporatör#2 çıkışı	Soğutucu akışkan
T20	Evaporatör#2 girişi	Su
T21	Evaporatör#2 çıkışı	Su
T22	Kompresör girişi	Soğutucu akışkan
T23	Kompresör çıkışı	Soğutucu akışkan
T24	KSÇ Su Tankı	Su
T25	ESÇ Su Tankı	Su

3.6. Belirsizlik Analizi

Test ekipmanlarının doğruluk oranlarına göre sistemin belirsizlik analizi McClintock'ın geliştirdiği denklem (**Denklem 11**) ile hesaplanmıştır [38].

$$U_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} u_{x_i} \right)^2} \quad (11)$$

Bu denklemde U_y 'nin hesaplanan belirsizlikleri ifade ettiği yerde, u_{x_i} ölçüm parametrelerinin belirsizliklerini ifade eder. Ayrıca y , dikkate alınan performans parametresini; x_i , ölçülen parametreyi göstermektedir. En büyük ve en küçük U_y değerleri bu denklem kullanılarak belirlenebilir. Her deney için belirsizlik analizi tekrarlanmıştır. Belirsizlik değer aralıkları Tablo 3.9'da verilmiştir.

Tablo 3.9. Belirsizlik değerleri

Performans parametresi	Belirsizlik değer aralığı
Evaporatör#1 soğutma kapasitesi	%0,71 – 0,85
Evaporatör#2 soğutma kapasitesi	%0,35 – 0,47
Kompresörde harcanan iş	%0,25 – 0,27
Toplam soğutma kapasitesi	%0,37 – 0,42
STK	%3,75 – 4,50

3.7. Soğutucu Akışkan Seçimi

Soğutucu akışkanların performansları ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerleri sebebiyle yeni alternatif akışkanlar keşfedilmeye başlanmıştır. Ozon tabakasına olumsuz etkileri olan R12 soğutucu akışkanına alternatif olarak üretilen R134a soğutucu akışkanı, en yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanların başında gelmektedir. Mobil iklimlendirme sistemleri ve konut tipi soğutucular gibi birçok

farklı endüstride kullanılmaktadır. Yalova Üniversitesi İklimlendirme Laboratuvarı'nda 2019/AP/0013 ve 2021/YL/0020 numaraları projeler kapsamında gerçekleştirilen deneysel sistemin elemanlarına uygunluğu nedeniyle (kompresör, genleşme vanaları, ısı değiştiriciler, borular, filtre vb.) bu çalışma kapsamında soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. R134a'nın termodinamik özellikleri Tablo 3.10'da verilmiştir.

Tablo 3.10. Soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri [39]

Akışkan	R134a
Kaynama sıcaklığı (K)	247,1
Kritik basınç (kPa)	4059,3
Kritik sıcaklık (K)	374,2
25°C buhar yoğunluğu (kg m^{-3})	13,83
25°C sıvı yoğunluğu (kg m^{-3})	1206,7
Gizli ısı değeri (kJ kg^{-1})	216,9
C_p sıvı ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	1,425
C_p buhar ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	1,032
GWP_{100}	1300
ASHRAE Güvenlik Sınıfı	A1

3.8. Deneysel Prosedür

Deney sistem, belirlenen test prosedürüne göre BSSS, EBSSS, ÇES ve ÇEES modlarında sırasıyla test edilmiştir. Tüm çalışma modlarında deneylere başlamadan önce sistemde kaçak testi yapılmıştır. Sistemde bir kaçak olmadığından emin olunduktan sonra sisteme 1000 gram R134a soğutucu akışkan şarj edilmiştir. Vanalar yardımıyla belirlenen sistem konfigürasyonu oluşturulmuş, sistemde soğutucu akışkan akımının izlediği yolun doğruluğu kontrol edildikten sonra deneylere başlanmıştır. Sistemde bulunan elektrikli ısıtıcılar ve su soğutma (chiller) sistemi yardımıyla istenilen deney şartları elde edilmiştir. Deney şartları oluşturulduktan sonra deneylere başlanmış ve sistemin kararlı hale gelmesi ile birlikte data toplama sistemi ve ölçüm cihazlarıyla deney verileri bilgisayara kaydedilmiştir.

Sistem performans parametreleri iki ana değişkene bağlı olarak karşılaştırılmıştır.

1) Sistem performans parametrelerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi

a) Hava soğutmalı kondenserin kullanıldığı deneyler

b) Su soğutmalı kondenserin kullanıldığı deneyler

Kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı deneylerin birinci grubunda hava soğutmalı kondenser kullanılan ÇEES_A, ÇES, BSSS_A ve BSSS_B modlarında sistem test edilmiştir. İkinci grubunda ise su soğutmalı kondenser kullanılan BSSS_C, ÇEES_B ve ÇEES_D modlarında testler tekrarlanmıştır.

2) Sistem performans parametrelerinin soğutucu akışkan kütlesel debi değerine bağlı değişimi

a) Birinci grup deneyleri

b) İkinci grup deneyleri

Deneylerin birinci grubunda sistem EBSSS, ÇES ve ÇEES_A modlarında test edilmiştir.

Deneylerin ikinci grubunda ise EBSSS, BSSS_C ve ÇEES_C modları test edilmiştir.

Karşılaştırılan performans parametreleri şunlardır:

- Kompresör giriş basıncının kondenser yoğuşma sıcaklığı ve soğutucu akışkan kütlesel debi değerine bağlı değişimi
- Kompresör gücünün kondenser yoğuşma sıcaklığı ve soğutucu akışkan kütlesel debi değerine bağlı değişimi
- Evaporator#1 ve evaporator#2, kondenser kapasitelerinin kondenser yoğuşma sıcaklığı ve soğutucu akışkan kütlesel debi değerine bağlı değişimi
- Toplam soğutma kapasitelerinin kondenser yoğuşma sıcaklığı ve soğutucu akışkan kütlesel debi değerine bağlı değişimi
- STK değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığı ve soğutucu akışkan kütlesel debi değerine bağlı değişimi
- Kızgınlık değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığı ve soğutucu akışkan kütlesel debi değerine bağlı değişimi
- Kızgınlık derecesinin soğutucu akışkan kütlesel debi değerine bağlı değişimi
- Kompresör sıkıştırma oranı değerinin soğutucu akışkan kütlesel debi değerine bağlı değişimi

4. TARTIŞMA ve BULGULAR

Bu bölümde deneysel sistemin BSSS, EBSSS, ÇES ve ÇEES modlarının çalıştırılması durumunda deneylerden elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Deneyler esnasında sabit tutulan veriler Tablo 4.1’de verilmiştir.

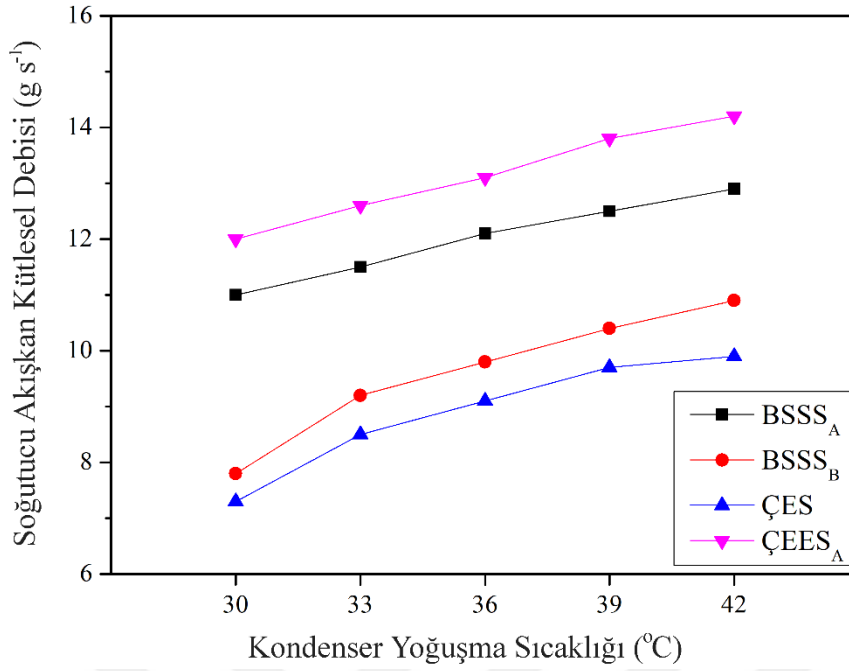
Tablo 4.1. Kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı deneylerde sabit tutulan parametreler

Evaporatör#2 su sıcaklığı	25 °C
Evaporatör#1 fan hızı	1,2 m s ⁻¹
Dış ortam sıcaklığı	21 °C
Evaporatör#2 su debisi	0,294 kg s ⁻¹

1) Sistem performans parametrelerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi

a) Hava soğutmalı kondenserin kullanıldığı deneyler

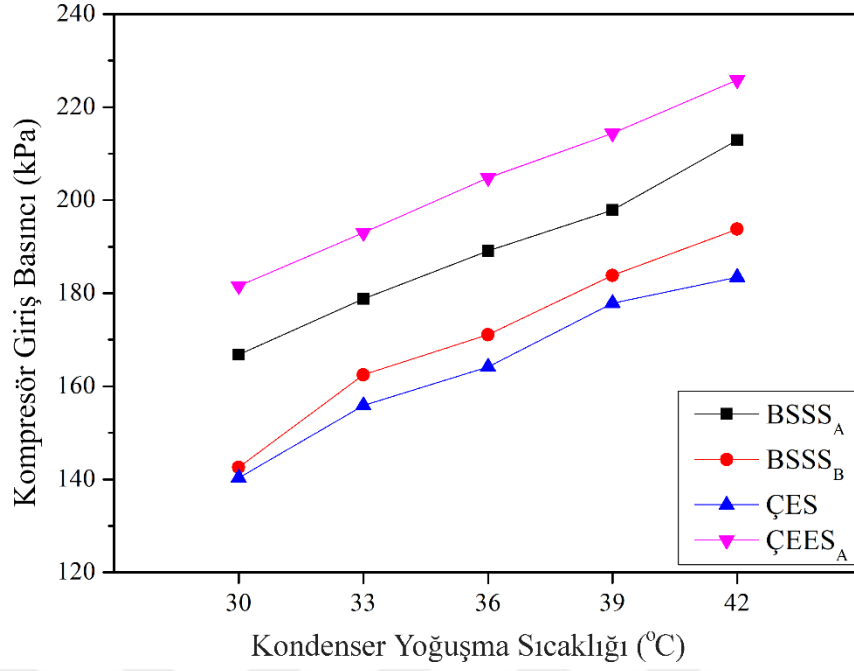
Bu bölümde kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak ejektörün soğutma sistemine olan katkısını belirlemek amacıyla deneysel sistem, BSSS_A, BSSS_B , ÇES ve ÇEES_A konfigürasyonlarıyla çalıştırılmasından elde edilen veriler aşağıdaki bölümde farklı performans parametreleri için karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bu konfigürasyonlarda aktif olan sistem elemanları Tablo 3.5’de gösterilmiştir.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSS _A	+	—	+	—	+	—	—	—
BSSS _B	+	—	—	+	—	+	—	—
ÇES	+	—	+	+	+	—	—	—
ÇEES _A	+	—	+	+	+	—	+	—

Şekil 4.1. Farklı çalışma modlarında soğutucu akışkan kütleli debisinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSS_A – BSSS_B – ÇES – ÇEES_A)

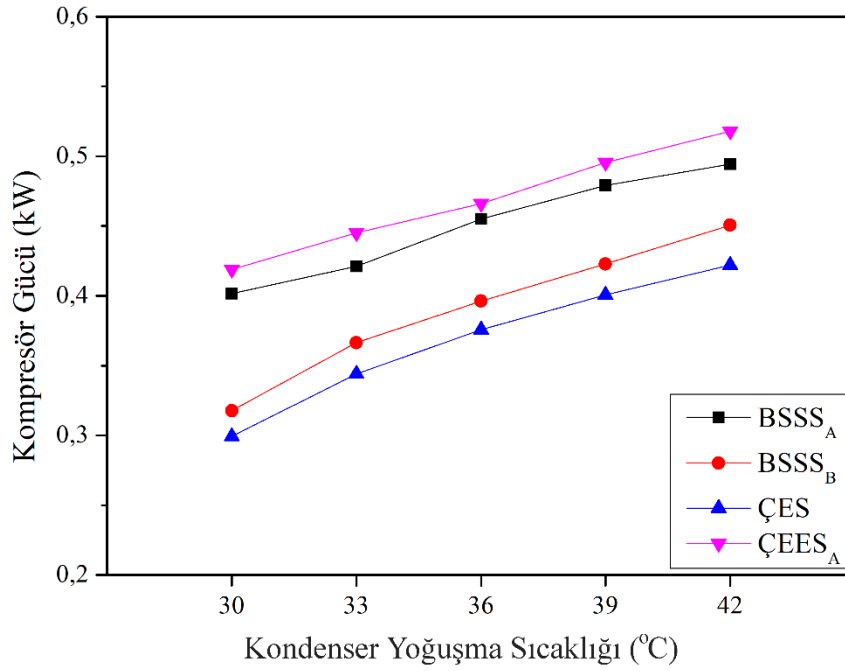
Dört farklı konfigürasyonun kütleli debi değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.1’de verilmiştir. Şekil 4.1 incelendiğinde kondenser yoğuşma sıcaklıklarının artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlar için soğutucu akışkan kütleli debi değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Sistem ÇES olarak çalıştırıldığında en düşük kütleli debi değeri elde edilmiştir. Örneğin, kondenser yoğuşma sıcaklığı 36°C olduğunda ÇES’deki soğutucu akışkan kütleli debi değeri ÇEES_A, BSSS_A, BSSS_B modlarıyla karşılaştırıldığında sırasıyla %30,5 , %24,8 ve %7,1 daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. ÇES’de evaporator#1’de buharlaşma sıcaklıkları daha düşük olduğu için soğutucu akışkan daha düşük buhar yoğunluğuna sahiptir. Bu nedenle ile sistem, ÇES olarak çalıştırıldığında en düşük kütleli debi değerine ulaşılmıştır. Ayrıca Şekil 4.2’de görüldüğü gibi en düşük buharlaşma sıcaklıkları sistem ÇES modunda çalıştırıldığında elde edilmiştir.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSSA	+	—	+	—	+	—	—	—
BSSSB	+	—	—	+	—	+	—	—
ÇES	+	—	+	+	+	—	—	—
ÇEESA	+	—	+	+	+	—	+	—

Şekil 4.2. Farklı çalışma modlarında kompresör giriş basıncının kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSSA – BSSSB – ÇES – ÇEESA)

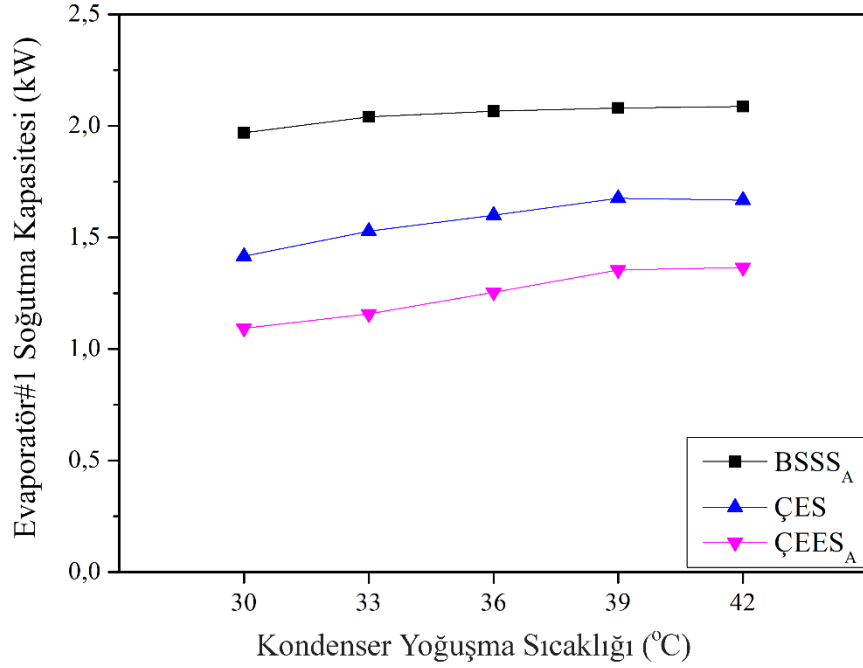
Farklı çalışma modlarında kompresör giriş basıncı değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.2’de verilmiştir. Şekil 4.2 incelendiğinde kondenser yoğuşma sıcaklıklarının artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda kompresör giriş basıncı değerlerinin arttığı gözlemlenmektedir. Kondenser yoğuşma sıcaklığının artması daha yüksek kompresör çıkış basıncına neden olmaktadır. Bu da kompresör giriş basıncını arttırmıştır. En düşük kompresör giriş basınçları ÇES çalışma modunda elde edilmiştir. Örneğin, kondenser yoğuşma sıcaklığı 39°C olduğunda ÇES’deki kompresör giriş basıncı değeri ÇEESA , BSSSA ve BSSSB modlarıyla karşılaştırıldığında sırasıyla 37 kPa, 20 kPa ve 6 kPa daha düşük olduğu belirlenmiştir. ÇES’in en düşük kompresör giriş basıncına sahip olmasının nedeni, sistemde ejektör kullanılmamış olması ve kütleli debisinin düşük olması ile açıklanabilmektedir.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSSA	+	—	+	—	+	—	—	—
BSSSB	+	—	—	+	—	+	—	—
ÇES	+	—	+	+	+	—	—	—
ÇEESA	+	—	+	+	+	—	+	—

Şekil 4.3. Farklı çalışma modlarında kompresör gücünün kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSSA – BSSSB – ÇES – ÇEESA)

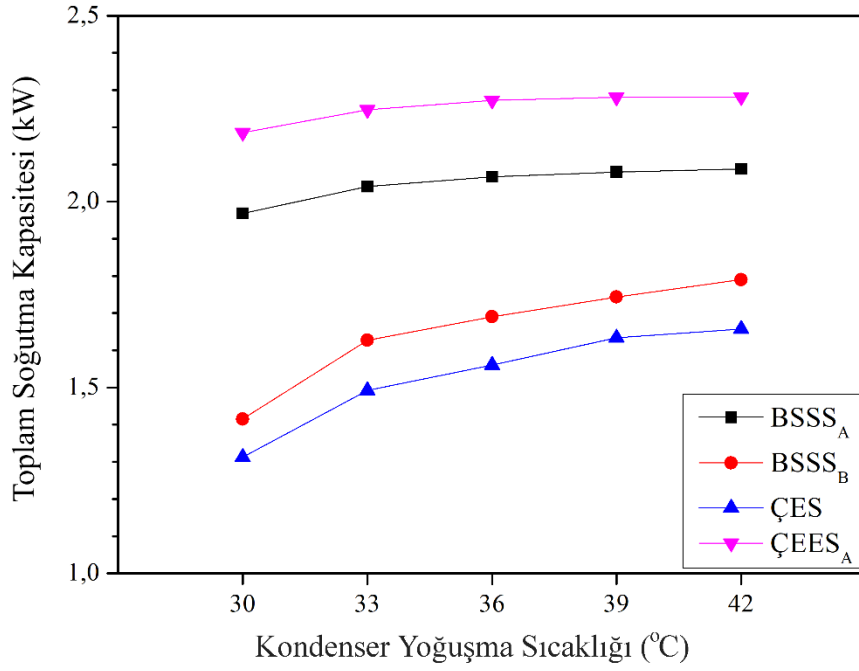
Dört farklı konfigürasyonun kompresör gücü değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.3'te verilmiştir. Şekil 4.3 incelendiğinde kondenser yoğuşma sıcaklıklarının artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda kompresör gücü değerlerinin arttığı gözlemlenmiştir. En yüksek kompresör gücü ÇEESA modunda elde edilmiştir. Örneğin; 33°C kondenser yoğuşma sıcaklığında ÇEESA'dan elde edilen kompresör gücü değerinin ÇES, BSSSA ve BSSSB modlarıyla karşılaştırıldığında sırasıyla %22,6 , %5,3 ve %17,7 daha yüksek olduğu belirlenmiştir. ÇEESA'da kompresör giriş basıncının en yüksek olması, kompresör sıkıştırma oranının en düşük olduğunu göstermektedir. Düşük kompresör gücü elde edilmesi beklenirken, kompresör gücünün en yüksek değerde olması; ÇEESA'nın kütleli debisinin yüksek olmasıyla açıklanabilmektedir.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSSA	+	—	+	—	+	—	—	—
BSSSB	+	—	—	+	—	+	—	—
ÇES	+	—	+	+	+	—	—	—
ÇEESA	+	—	+	+	+	—	+	—

Şekil 4.4. Farklı çalışma modlarında evaporatör#1 soğutma kapasitesinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSSA – BSSSB – ÇES – ÇEESA)

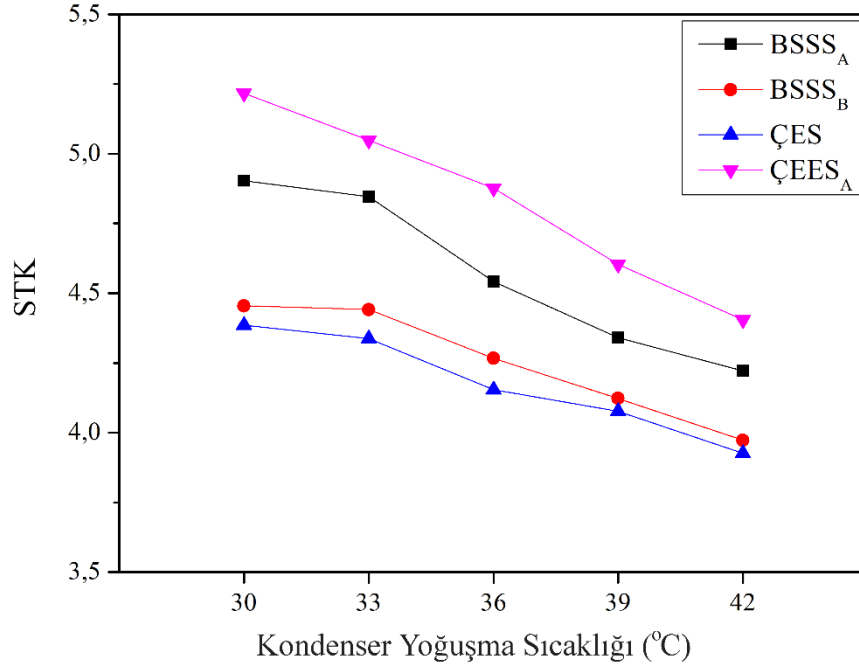
Dört farklı konfigürasyonun evaporatör#1 soğutma kapasitesi değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.4’te verilmiştir. Şekil 4.4 incelendiğinde kondenser sıcaklıklarının artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda evaporatör#1 soğutma kapasitesi değerlerinin BSSSB modu hariç arttığı gözlemlenmiştir. Bunun nedeni, BSSSB ‘de evaporatör#1’in kullanılmamasıdır. Örneğin; 39°C kondenser yoğuşma sıcaklığında ÇEESA’dan elde edilen evaporatör#1 soğutma kapasitesi değeri ÇES’e göre %19,17 , BSSSA’ya göre %34,84 daha düşük değerde olduğu belirlenmiştir. Bunun nedeni; akışkan iki yola ayrıldığı için evaporatör#1 üzerinden geçen soğutucu akışkan kütleli debi değeri, ÇES moduna kıyasla azalmasıdır. Bu nedenden dolayı soğutma kapasitesi değerinin daha düşük olduğu anlaşılmaktadır.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSS _A	+	—	+	—	+	—	—	—
BSSS _B	+	—	—	+	—	+	—	—
ÇES	+	—	+	+	+	—	—	—
ÇEES _A	+	—	+	+	+	—	+	—

Şekil 4.5. Farklı çalışma modlarında toplam soğutma kapasitesinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSS_A – BSSS_B – ÇES – ÇEES_A)

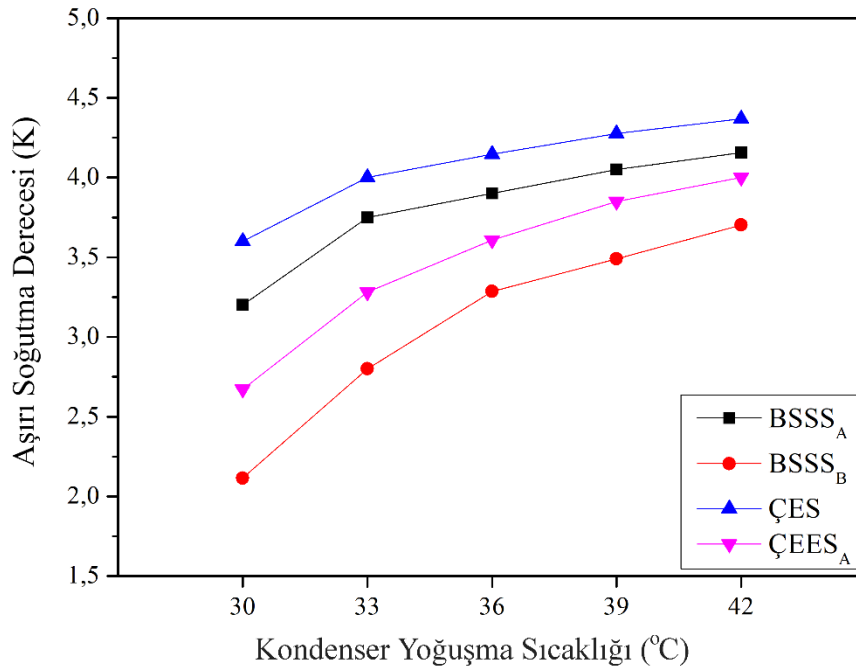
Dört farklı konfigürasyonun toplam soğutma kapasitesi değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.5'te verilmiştir. Şekil 4.5 incelendiğinde kondenser sıcaklıklarının artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda toplam soğutma kapasitesi değerlerinin arttığı görülmektedir. En düşük toplam soğutma kapasitesi değeri, sistem ÇES modunda çalıştırıldığında elde edilmiştir. Örneğin; 36°C kondenser yoğuşma sıcaklığında ÇES'den elde edilen toplam soğutma kapasitesi değeri ÇEES_A, BSSS_A, BSSS_B modlarıyla karşılaştırıldığında sırasıyla %31,3 , %24,5 ve %7,68 daha düşük olduğu belirlenmiştir. BSSS_A'nın toplam soğutma kapasitesi, BSSS_B'den daha yüksek değerde olmasının sebebi; evaporatör#1'in, evaporatör#2'den daha büyük kapasitede olmasıdır. ÇEES_A konfigürasyonunun en yüksek toplam soğutma kapasitesine sahip olmasının sebebi ise iki evaporatörün de soğutma sağlaması ve kütleli debi değerinin yüksek olması ile açıklanabilir.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSSA	+	—	+	—	+	—	—	—
BSSSB	+	—	—	+	—	+	—	—
ÇES	+	—	+	+	+	—	—	—
ÇEESA	+	—	+	+	+	—	+	—

Şekil 4.6. Farklı çalışma modlarında STK değerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSSA – BSSSB – ÇES – ÇEESA)

Dört farklı konfigürasyonun STK değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.6’da verilmiştir. Şekil 4.6 incelendiğinde kondenser sıcaklıklarının artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda STK değerlerinin azaldığı görülmektedir. Kondenser yoğuşma sıcaklığının artmasıyla kompresör gücünde olan artış, soğutma kapasitesindeki artıştan daha yüksek olduğu için; kondenser yoğuşma sıcaklığı arttıkça sistem STK değeri azalmaktadır. ÇEESA modunda kompresör gücü değeri yüksek olmasına rağmen, STK değerinin de yüksek olduğu incelenebilir. Örneğin; 30°C kondenser yoğuşma sıcaklığında ÇEESA’dan elde edilen STK değeri ÇES, BSSSA, BSSSB modlarıyla karşılaştırıldığında sırasıyla %18,9 , %6,4 ve %17,1 daha düşük olduğu belirlenmiştir. Bunun nedeni, ÇEESA konfigürasyonunun kompresör gücü ile birlikte toplam soğutma kapasitesinin de yüksek olmasıdır.



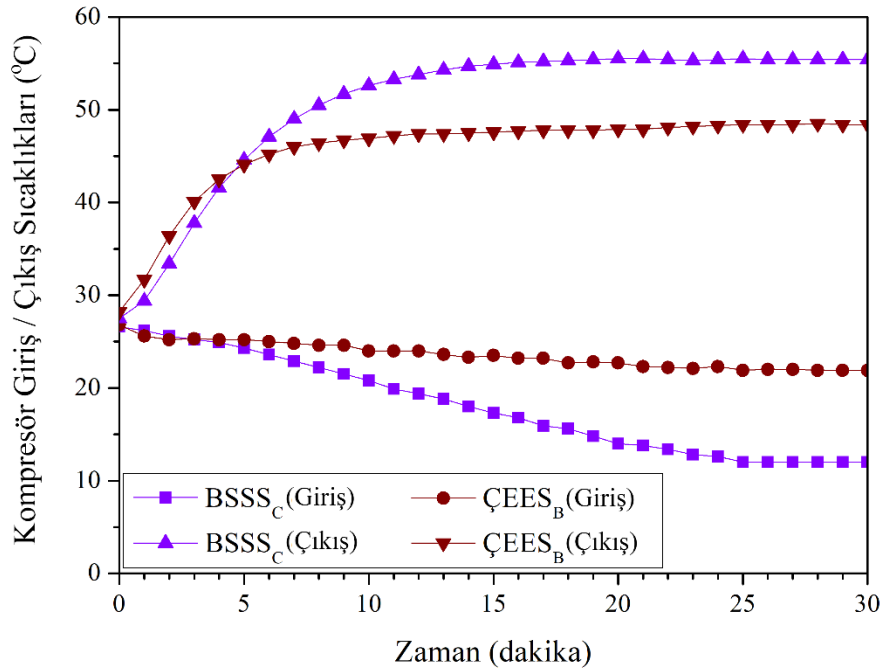
	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSSA	+	—	+	—	+	—	—	—
BSSSB	+	—	—	+	—	+	—	—
ÇES	+	—	+	+	+	—	—	—
ÇEESA	+	—	+	+	+	—	+	—

Şekil 4.7. Farklı çalışma modlarında aşırı soğutma derecesinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSSA – BSSSB – ÇES – ÇEESA)

Dört farklı konfigürasyonun aşırı soğutma değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.7’de verilmiştir. Şekil 4.7 incelendiğinde kondenser sıcaklıklarının artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda aşırı soğutma değerlerinin arttığı görülmektedir. En yüksek aşırı soğutma değeri ÇES modunda elde edilmiştir. Örneğin; kondenser yoğuşma sıcaklığının 33°C olması durumunda ÇES modundaki aşırı soğutma değeri BSSSA , BSSSB ve ÇEESA modlarıyla karşılaştırıldığında sırasıyla 0,25 K , 1,2 K ve 1,3 K daha yüksek olmuştur. Bu durum, ÇES modunda ölçülen soğutucu akışkan kütleli debi değerinin daha yüksek olmasıyla açıklanabilir. Bu da aşırı soğutma değerini yükseltmiştir.

b) Su soğutmalı kondenserin kullanıldığı deneyler

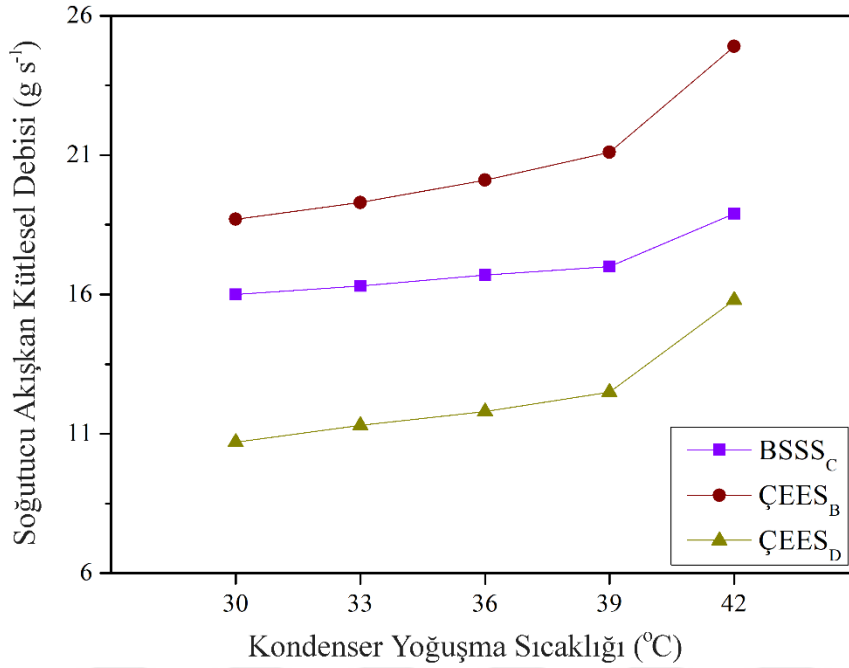
Deneysel sistemin, su soğutmalı kondenserin aktif olduğu durumda 30 dakika boyunca BSSS_C ve ÇEES_B modunda çalıştırılmıştır. Kompresör giriş ve çıkış sıcaklıklarındaki değişiklikler her dakika gözlemlenmiş ve veriler kaydedilmiştir. Su soğutmalı kondenser kullanımında kompresör giriş ve çıkış su sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi Şekil 4.8’de gösterilmiştir. Gerçekleştirilen deney sonucunda, kompresör giriş ve çıkış sıcaklıklarının kararlı hale geldiği gözlemlenmiştir.



Şekil 4.8. Su soğutmalı kondenser kullanımında kompresör giriş ve çıkış su sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi (BSSS_C – ÇEES_B)

Bu bölümde, hava soğutmalı kondenser devre dışı bırakılmıştır ve su soğutmalı kondenser aktif hale getirilmiştir. Deneyler, kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Su soğutmalı kondenser kullanımında, ejektör ve genleşme valfinin sistem performansına etkisini belirlemek amacıyla deneyler gerçekleştirilmiştir.

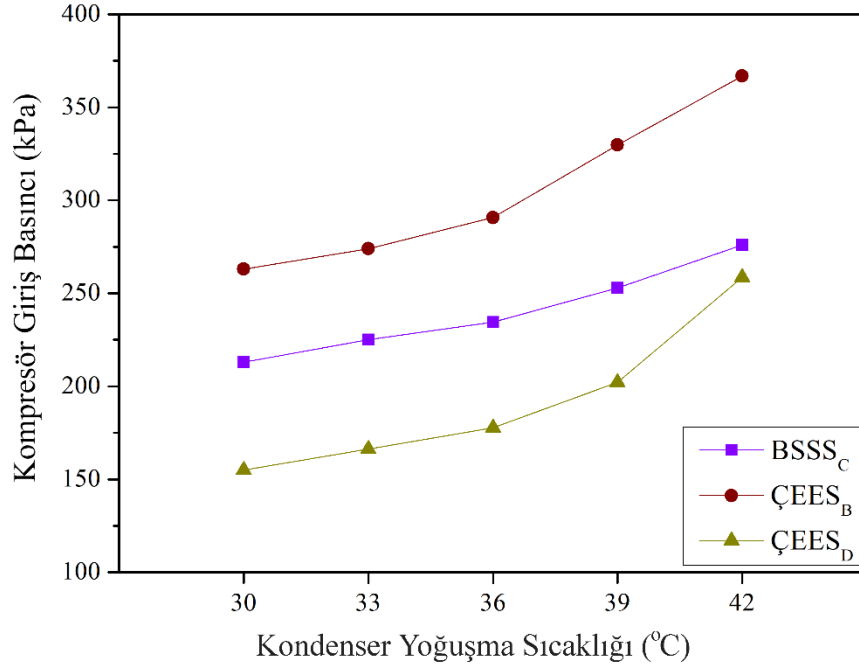
Sistemde BSSS_C, ÇEES_B ve ÇEES_D modlarında deneyler gerçekleştirilmiştir. KSC hattı su debisi, deneyler boyunca 0,5 kg s⁻¹ olarak sabit tutulmuştur. Belirlenen performans parametrelerinin değişimi, kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak Şekil 4.9 ve Şekil 4.16 arasında verilmiştir.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSSc	—	+	+	—	+	—	—	—
ÇEESB	—	+	+	+	+	—	+	—
ÇEESD	—	+	+	+	+	+	+	—

Şekil 4.9. Farklı çalışma modlarında soğutucu akışkan kütleli debi değerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSSc – ÇEESB – ÇEESD)

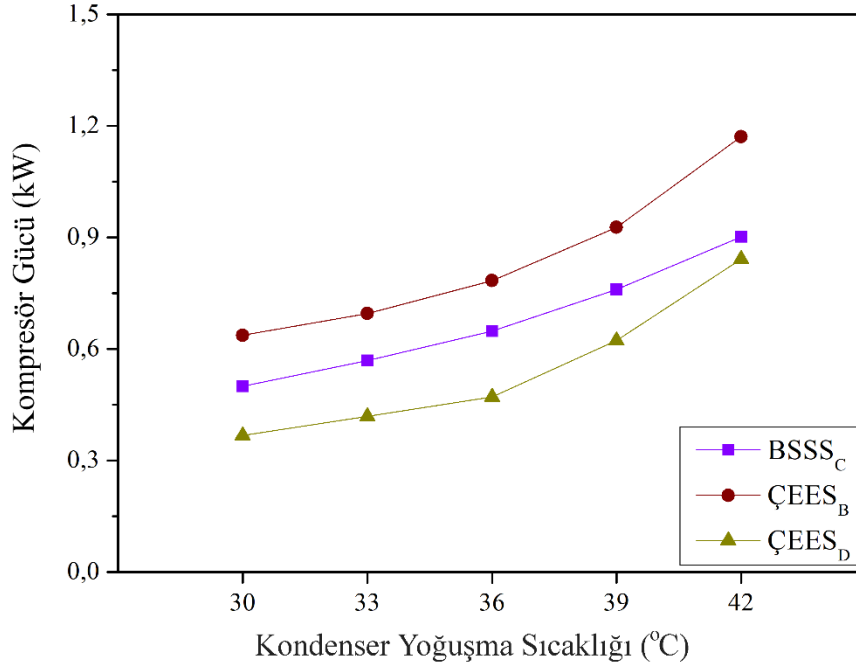
Şekil 4.9’da üç farklı konfigürasyonun kütleli debi değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi verilmiştir. Şekil 4.9 incelendiğinde kondenser sıcaklıklarının artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda, hava soğutmalı kondenserin kullanıldığı kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı deneylerdeki gibi kütleli debi değerlerinin arttığı görülmüştür. Sistem ÇEESB modunda çalıştırıldığında soğutucu akışkanın kütleli debisi diğer modlara göre daha düşük değerde olduğu gözlemlenmektedir. Örneğin, kondenser yoğuşma sıcaklığı 39°C olduğunda ÇEESB konfigürasyonunun kütleli debi değeri ÇEESD’e göre %71,7 ve BSSSc konfigürasyonuna göre %24,84 daha yüksek olduğu belirlenmiştir. ÇEESB’de ölçülen soğutucu akışkan kütleli debi değerlerinin en yüksek olmasının nedeni ejektör kullanılmasıdır. ÇEESB’de, yalnızca evaporatör#1 sonrası TXV kullanıldığından dolayı; soğutucu akışkan, daha düşük buharlaşma sıcaklıklarına inemediği için daha yüksek yoğunluğa sahiptir. Bu da daha yüksek kütleli debiye ulaşması demektir. Bununla birlikte, ÇEESD’de ejektör kullanılmasına rağmen, BSSSc’nin daha yüksek kütleli debi değerlerine sahip olmasının nedeni; ÇEESD modunda evaporatör#2 öncesinde genişleme vanası kullanılmasıdır.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSSc	—	+	+	—	+	—	—	—
ÇEESB	—	+	+	+	+	—	+	—
ÇEESD	—	+	+	+	+	+	+	—

Şekil 4.10. Farklı çalışma modlarında kompresör giriş basıncının kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSSc – ÇEESB – ÇEESD)

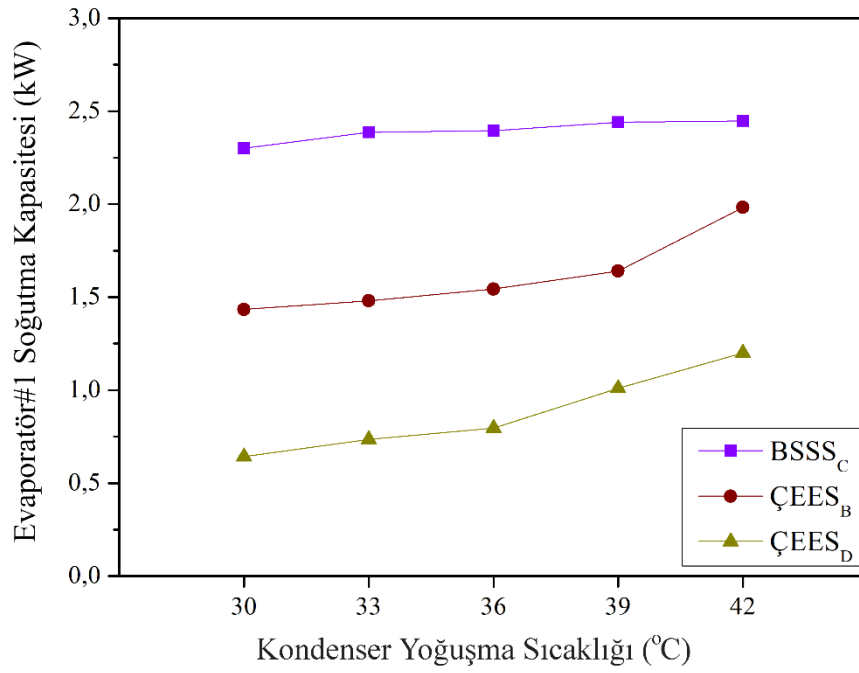
Üç farklı konfigürasyonun kompresör giriş basıncı değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.10'da verilmiştir. Şekil 4.10 incelendiğinde kondenser yoğuşma sıcaklıklarının artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda, kompresör giriş basıncı değerlerinin arttığı görülmüştür. Kompresör giriş basıncı değeri en yüksek olan konfigürasyonun ÇEESB olduğu görülmektedir. Örneğin, kondenser yoğuşma sıcaklığı 33°C olduğunda ÇEESB'den elde edilen kompresör giriş basıncı değerleri ÇEESD'ye göre %64,9 ve BSSSc'ye göre %21,8 daha yüksek olmuştur. Kompresör giriş basıncı değerlerinin ÇEESB'de en yüksek olmasının sebebi, evaporatör#2 öncesinde genleşme vanası kullanılmamasıdır. Sistemde ikinci genleşme vanası aktif olduğunda soğutucu akışkan debisi düşmektedir. Ejektörün aktif olarak kullanıldığı modlarda, soğutucu akışkanın kompresöre daha yüksek basınçta girmesi beklenmektedir. Fakat ÇEESB, ÇEESD'ye göre daha yüksek basınçta girmiştir. Bunun nedeni evaporatör#2'den önce kullanılan genleşme vanasının, kompresör giriş basıncını düşürme etkisi; ejektörün kompresör giriş basıncını artırma etkisinden daha fazla olmasıdır.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSSc	—	+	+	—	+	—	—	—
ÇEESB	—	+	+	+	+	—	+	—
ÇEESD	—	+	+	+	+	+	+	—

Şekil 4.11. Farklı çalışma modlarında kompresör gücünün kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSSc – ÇEESB – ÇEESD)

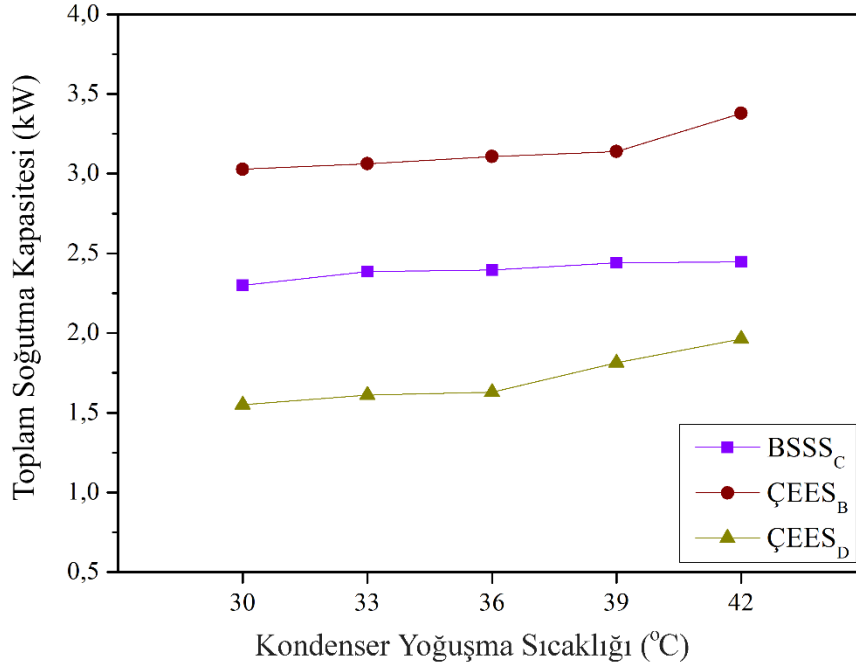
Üç farklı konfigürasyonun kompresör gücü değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.11’de verilmiştir. Şekil 4.11 incelendiğinde kondenser sıcaklıklarının artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda, kompresör gücü değerlerinin arttığı gözlemlenmiştir. En yüksek kompresör gücü değeri ÇEESB modunda elde edilmiştir. Örneğin, kondenser yoğuşma sıcaklığı 42°C olduğunda ÇEESB konfigürasyonunun kompresör gücü değerleri ÇEESD’e göre %39,2 ve BSSSc konfigürasyonuna göre %29,9 daha yüksek olmuştur. Bunun nedeni, ÇEESB modunda kütleli debi ve kompresör giriş basıncı değerlerinin diğer modlara göre daha yüksek olmasıdır.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSSc	—	+	+	—	+	—	—	—
ÇEESB	—	+	+	+	+	—	+	—
ÇEESD	—	+	+	+	+	+	+	—

Şekil 4.12. Farklı çalışma modlarında evaporatör#1 soğutma kapasitesinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSSc – ÇEESB – ÇEESD)

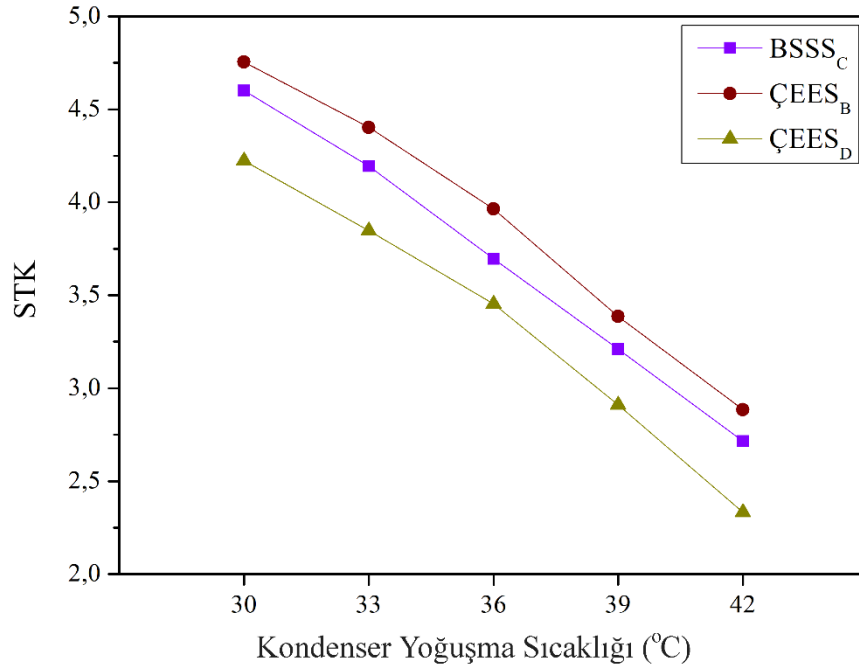
Üç farklı konfigürasyonun evaporatör#1 soğutma kapasitesi değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.12’de verilmiştir. Şekil 4.12 incelendiğinde kondenser sıcaklıklarının artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda evaporatör#1 soğutma kapasitesi değerlerinin arttığı görülmektedir. En düşük evaporatör#1 soğutma kapasitesi değeri ÇEES_D modunda elde edilmiştir. Örneğin, kondenser yoğuşma sıcaklığının 36°C olması durumunda ÇEES_D konfigürasyonunun evaporatör#1 soğutma kapasitesi değeri BSSSc’ye göre %66,8 ve ÇEES_B’ye göre %48,5 daha düşük olmuştur. ÇEES_D ve ÇEES_B modlarının, BSSSc’den daha düşük evaporatör#1 soğutma kapasitesine sahip olmasının sebebi; soğutucu akışkanın, kondenser çıkışında iki farklı yola ayrılması ve evaporatör#1 üzerinden geçen soğutucu akışkan miktarının azalmış olmasıdır. BSSSc modunda ise soğutucu akışkanın tümü evaporatör#1 üzerinden geçmiştir. ÇEES_D’nin ÇEES_B’den daha yüksek evaporatör#1 soğutma kapasitesine sahip olmasının sebebi ise evaporatör#2 öncesinde kullanılan genleşme vanasının kütleli debiyi azaltması olarak açıklanabilir.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSSc	—	+	+	—	+	—	—	—
ÇEESB	—	+	+	+	+	—	+	—
ÇEESD	—	+	+	+	+	+	+	—

Şekil 4.13. Farklı çalışma modlarında toplam soğutma kapasitesinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSSc – ÇEESB – ÇEESD)

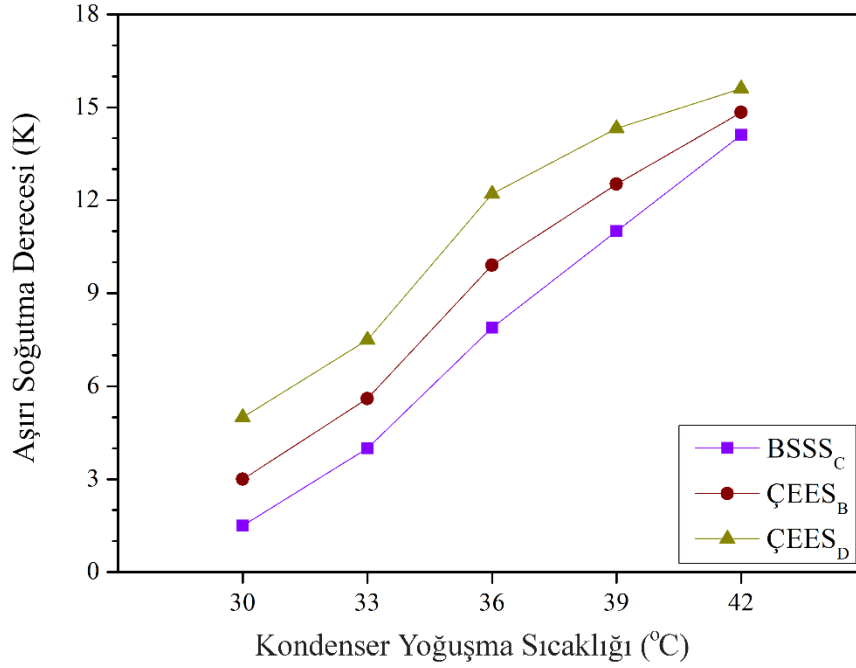
Üç farklı konfigürasyonun toplam soğutma kapasitesi değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.13’de verilmiştir. Şekil 4.13 incelendiğinde kondenser sıcaklıklarının artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda, hava soğutmalı kondenserin kullanıldığı kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı deneylerdeki gibi toplam soğutma kapasitesi değerlerinin arttığı görülmektedir. En düşük toplam soğutma kapasitesi değeri ÇEESD modunda elde edilmiştir. Örneğin, kondenser yoğuşma sıcaklığının 30°C olması durumunda ÇEESD konfigürasyonunun toplam soğutma kapasitesi değerleri ÇEESB’ye göre %48,8 ve BSSSc konfigürasyonuna göre %32,58 daha düşük olmuştur. Bunun nedeni ÇEESD’nin en düşük kütleli debi değerine sahip olmasıdır.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSSc	—	+	+	—	+	—	—	—
ÇEESB	—	+	+	+	+	—	+	—
ÇEESD	—	+	+	+	+	+	+	—

Şekil 4.14. Farklı çalışma modlarında STK değerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSSc – ÇEESB – ÇEESD)

Üç farklı konfigürasyonun STK değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.14'te verilmiştir. Şekil 4.14 incelendiğinde tüm konfigürasyonlarda, STK değerinin azaldığı gözlemlenmiştir. Kondenser yoğuşma sıcaklığı 30°C'den 42°C'ye gelirken STK değerinin %60,7 azalmıştır. Yüksek kompresör gücüne rağmen, en yüksek STK değeri ÇEESB modunda elde edilmiştir. Örneğin kondenser yoğuşma sıcaklığı 42 °C olduğunda STK değeri ÇEESB konfigürasyonu sırasıyla ÇEESD'e göre %23,7 ve BSSSc konfigürasyonuna göre %6,3 daha yüksek olmuştur. Bunun nedeni ÇEESB konfigürasyonunun kompresör gücü ile birlikte toplam soğutma kapasitesinin de yüksek olmasıdır.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSSc	—	+	+	—	+	—	—	—
ÇEESB	—	+	+	+	+	—	+	—
ÇEESD	—	+	+	+	+	+	+	—

Şekil 4.15. Farklı çalışma modlarında aşırı soğutma değerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi (BSSSc – ÇEESB – ÇEESD)

Üç farklı konfigürasyonun aşırı soğutma değerlerinin kondenser yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.15’de verilmiştir. Şekil 4.15 incelendiğinde kondenser sıcaklıklarının artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda, aşırı soğutma değerlerinin arttığı görülmektedir. En yüksek aşırı soğutma değeri ÇEES_D modunda elde edilmiştir. Örneğin kondenser yoğuşma sıcaklığı 42 °C olduğunda, aşırı soğutma değeri ÇEES_D konfigürasyonu ÇEES_B’e göre 0,7 K ve BSSSc konfigürasyonuna göre 1,5 K daha yüksek değerde olduğu gözlemlenmiştir. Bunun nedeni; ÇEES_D modunda, evaporatör#2 öncesinde ikinci bir genleşme vanasının kullanılmasıdır. Genleşme vanasının kullanımı ÇEES_D konfigürasyonunun soğutucu akışkan kütleli debisini düşürmüştür (Şekil 4.9). Bu yüzden, birim kütle başına düşen enerji miktarı fazla olmuştur. Birim kütle başına düşen enerji miktarının fazla olması, aşırı soğutma değerinin daha yüksek olmasına sebep olmuştur.

2) Sistem performans parametrelerinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı değişimi

a) Birinci grup deneyler

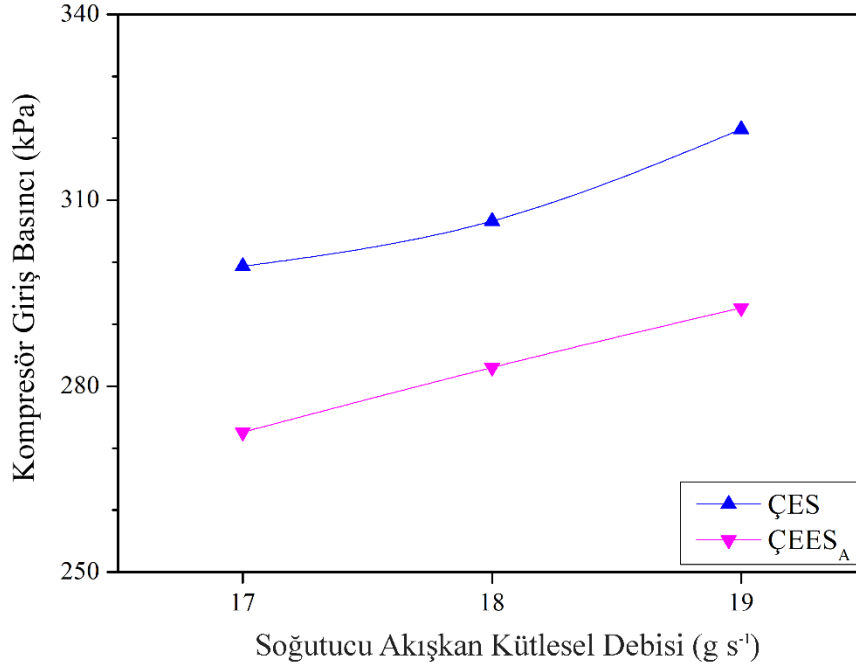
Bu bölümde sistem performans parametrelerinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı değişimleri grafikler halinde sunulmuştur. Soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı olarak ejektörün farklı konfigürasyonlarda kullanımında sistem performans parametrelerine olan etkisi değerlendirilmiştir.

Deneyler esnasında sabit tutulan veriler Tablo 3.2’de verilmiştir.

Tablo 4.2. Soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı deneylerde sabit tutulan parametreler

Evaporatör#2 su sıcaklığı	25 °C
Evaporatör#1 fan hızı	1,2 m s ⁻¹
Dış ortam sıcaklığı	21 °C
Evaporatör#2 su debisi	0,294 kg s ⁻¹
KSÇ su debisi	0,5 kg s ⁻¹

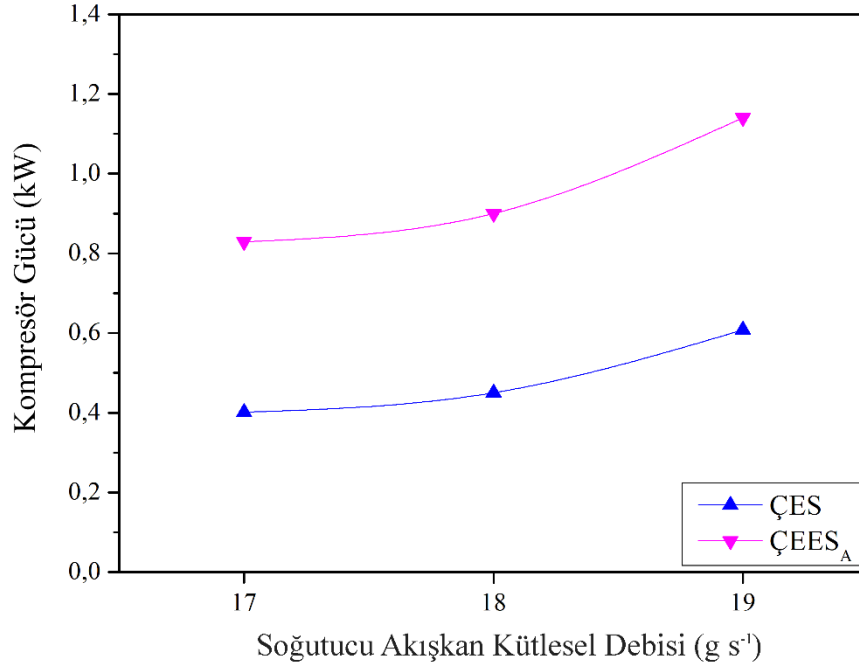
Bu amaçla sistemin ÇES ve ÇEESA konfigürasyonlarıyla çalıştırılmasından elde edilen veriler aşağıdaki bölümde farklı performans parametreleri için karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bu konfigürasyonların aktif olan sistem elemanları Tablo 3.5’de gösterilmiştir.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
ÇES	+	–	+	+	+	–	–	–
ÇEESA	+	–	+	+	+	–	+	–

Şekil 4.16. Farklı çalışma modlarında kompresör giriş basıncı değerinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı olarak değişimi (ÇES – ÇEESA)

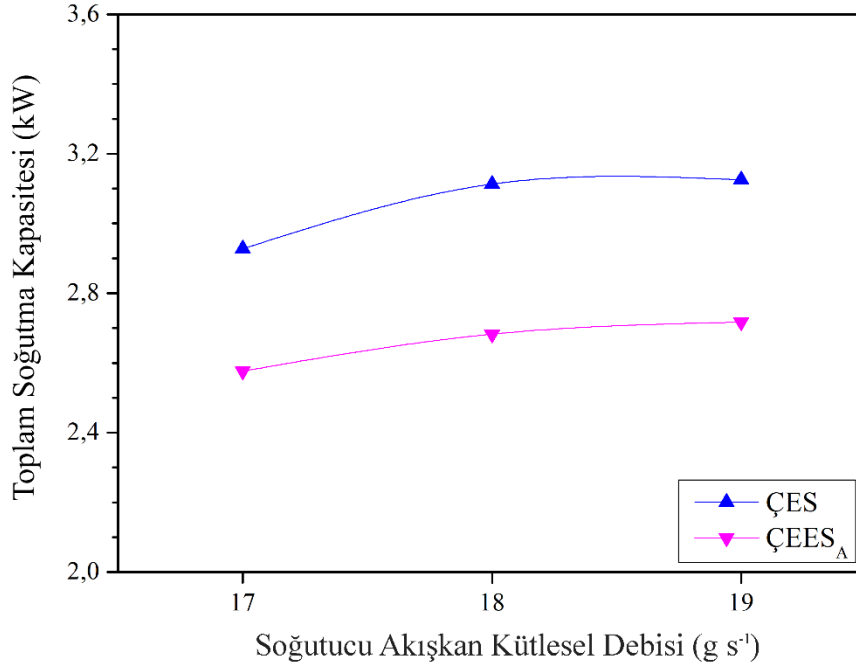
İki farklı konfigürasyonun kompresör giriş basıncı değerlerinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı değişimi Şekil 4.16’da verilmiştir. Şekil 4.16 incelendiğinde soğutucu akışkan kütleli debi değerinin artmasıyla birlikte her iki konfigürasyonda da kompresör giriş basıncı değerlerinin arttığı görülebilir. Soğutucu akışkan kütleli debisinin artması, kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı ve basıncının artmasına neden olmuştur. Bu da kompresör giriş basıncını arttırmıştır. ÇEESA modunun kompresör giriş basıncı değerleri ÇES’den ortalama %7,7 daha düşük olmuştur. Bunun nedeni; ÇEESA konfigürasyonunun ÇES ile aynı soğutucu akışkan kütleli debi değerini daha düşük kondenser sıcaklıklarında verebiliyor olmasıdır. Kondenser yoğuşma sıcaklığının azalması kompresör giriş basıncını azaltmıştır.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
ÇES	+	—	+	+	+	—	—	—
ÇEESA	+	—	+	+	+	—	+	—

Şekil 4.17. Farklı çalışma modlarında kompresör gücünün soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı olarak değişimi (ÇES – ÇEESA)

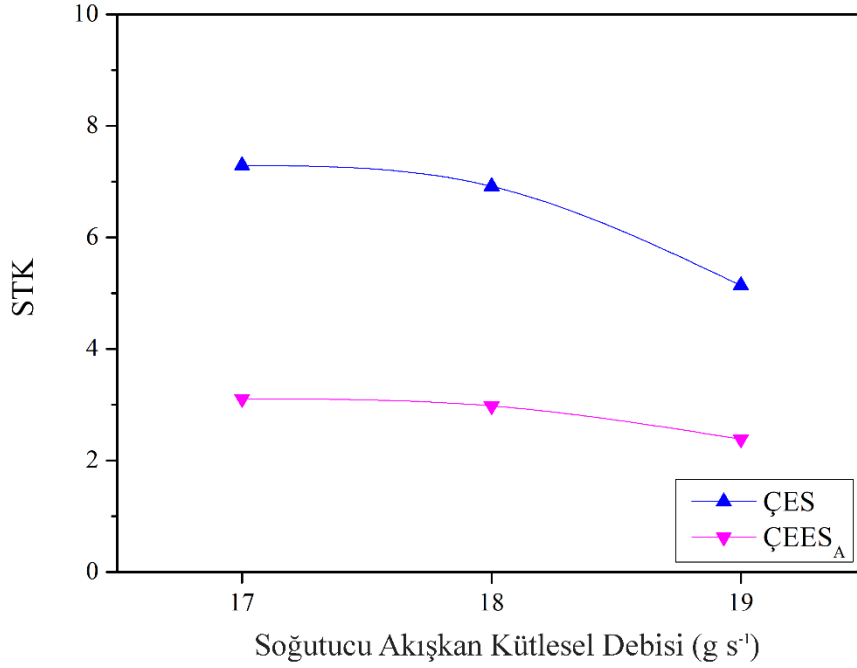
İki farklı konfigürasyonun kompresör gücü değerinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı değişimi Şekil 4.17’de verilmiştir. Şekil 4.17 incelendiğinde soğutucu akışkan kütleli debi değerinin artmasıyla birlikte her iki konfigürasyonda da kompresör gücünün arttığı gözlemlenmiştir. Bunun nedeni, kompresörün; daha yüksek kütleli akış hızına sahip soğutucu akışkanı, sistemde sıkıştırması ve sirküle etmesi için daha fazla enerjiye ihtiyaç duymasıdır. ÇES modunun kompresör gücü değerleri, ÇEESA’dan ortalama %50 daha düşük olduğu anlaşılmaktadır. Bunun nedeni; ÇEESA deneylerinde kızgınlık (superheat) değerlerinin ÇES’den yüksek olmasıdır. Kızgınlık değerlerinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı değişimi Şekil 4.20’de verilmiştir. Kızgınlık değeri arttıkça izantropik verim azalmaktadır ve buna bağlı olarak kompresör gücü de artmaktadır.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
ÇES	+	—	+	+	+	—	—	—
ÇEESA	+	—	+	+	+	—	+	—

Şekil 4.18. Farklı çalışma modlarında toplam soğutma kapasitesinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı olarak değişimi (ÇES – ÇEESA)

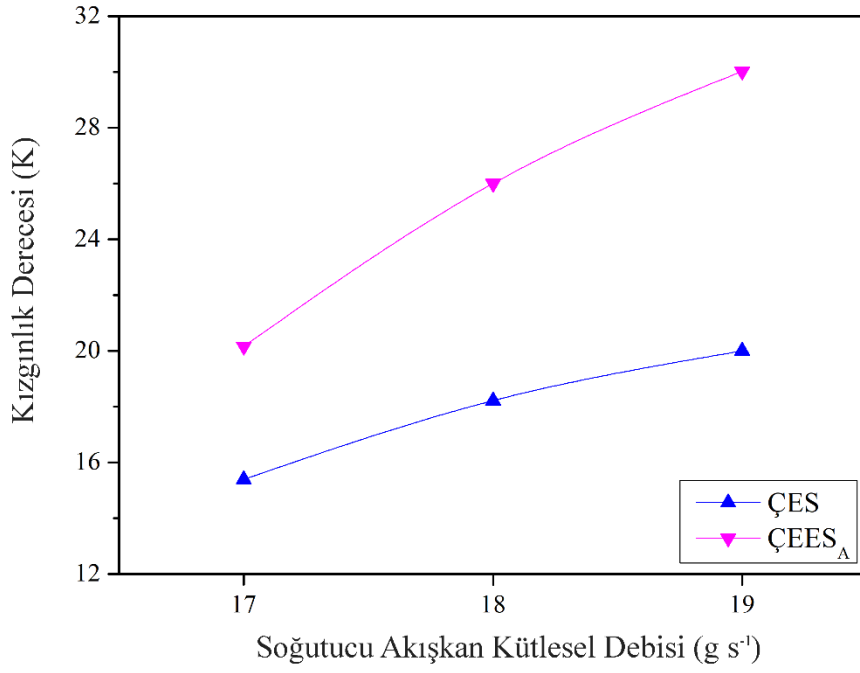
İki farklı konfigürasyonun toplam soğutma kapasitesinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı değişimi Şekil 4.18’de verilmiştir. Şekil 4.18 incelendiğinde soğutucu akışkan kütleli debi değerinin artmasıyla birlikte her iki konfigürasyonda da toplam soğutma kapasitesinin arttığı gözlemlenmiştir. ÇES modunun toplam soğutma kapasitesi değerleri, ÇEESA’dan ortalama %16 daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bunun nedeni; ÇES deneylerinde aşırı soğutma (subcooling) değerlerinin ÇEESA’dan daha yüksek olmasıdır. Aşırı soğutma değerlerinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı değişimi Şekil 4.21’de verilmiştir. Aşırı soğutma değeri arttıkça toplam soğutma kapasitesi artmaktadır.



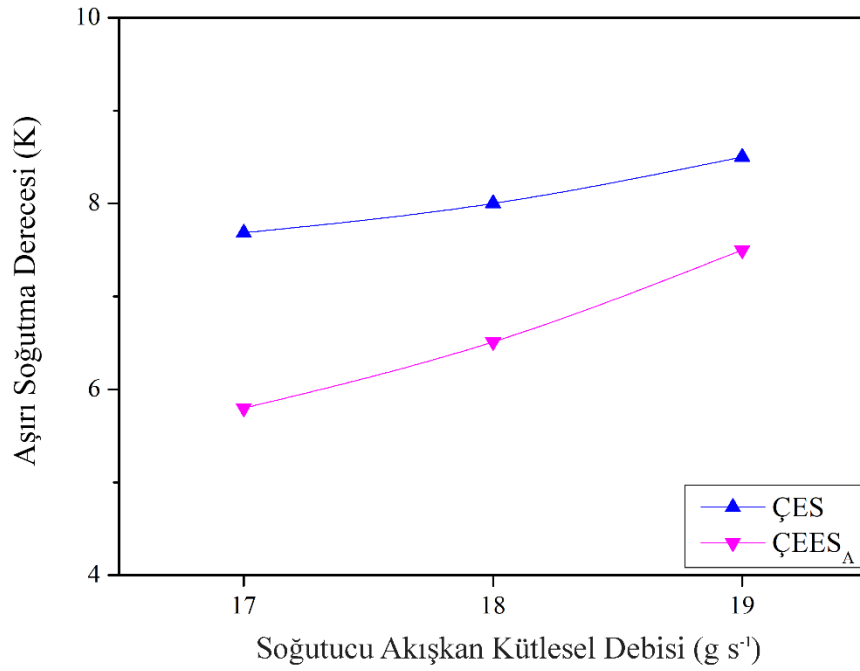
	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
ÇES	+	—	+	+	+	—	—	—
ÇEESA	+	—	+	+	+	—	+	—

Şekil 4.19. Farklı çalışma modlarında STK değerinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı olarak değişimi (ÇES – ÇEESA)

İki farklı konfigürasyonun STK değerlerinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı değişimi Şekil 4.19’da verilmiştir. Şekil 4.19 incelendiğinde soğutucu akışkan kütleli debi değerinin artmasıyla birlikte her iki konfigürasyonda da STK değerinin azaldığı gözlemlenmiştir. Bunun nedeni, soğutucu akışkan kütleli debi değeri arttıkça; kompresör gücündeki artışın, soğutma kapasitesindeki artıştan daha yüksek olmasıdır. ÇEESA modunun STK değeri ÇES’den ortalama %56,9 daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bunun nedeni, ÇES konfigürasyonunun ÇEESA’ya göre; kompresör gücü daha düşük değerde, toplam soğutma kapasitesi daha yüksek değerde olmasıdır. STK; birim güçte sağlanan soğutma yükü olduğu için ÇES konfigürasyonunun STK değeri, ÇEESA’ya göre daha yüksektir.



Şekil 4.20. Farklı çalışma modlarında kızgınlık derecesinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı olarak değişimi (ÇES – ÇEES_A)

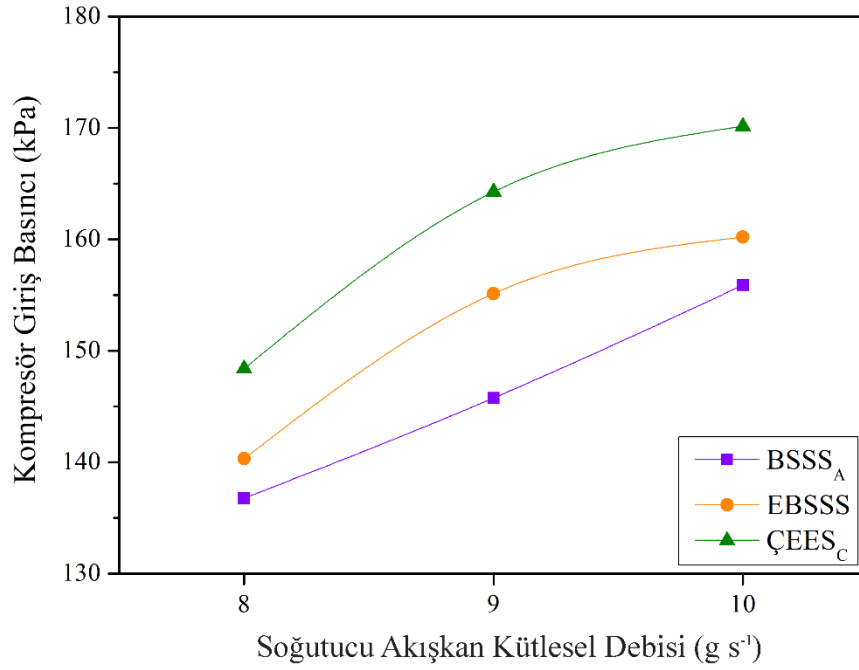


	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
ÇES	+	–	+	+	+	–	–	–
ÇEES _A	+	–	+	+	+	–	+	–

Şekil 4.21. Farklı çalışma modlarında aşırı soğutma derecesinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı olarak değişimi (ÇES – ÇEES_A)

b) İkinci grup deneyler

Bu bölümde soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı olarak yapılan ikinci grup deneylerinden alınan sonuçlar verilmiştir. Sistemin farklı modlarda çalıştırılması durumunda ejektörün soğutma sistemine olan etkisi, soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı olarak değerlendirilmiştir. Bu amaçla sistem BSSS_A, EBSSS ve ÇEES_C konfigürasyonlarıyla çalıştırılmış, elde edilen veriler aşağıdaki bölüme farklı performans parametreleri için karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

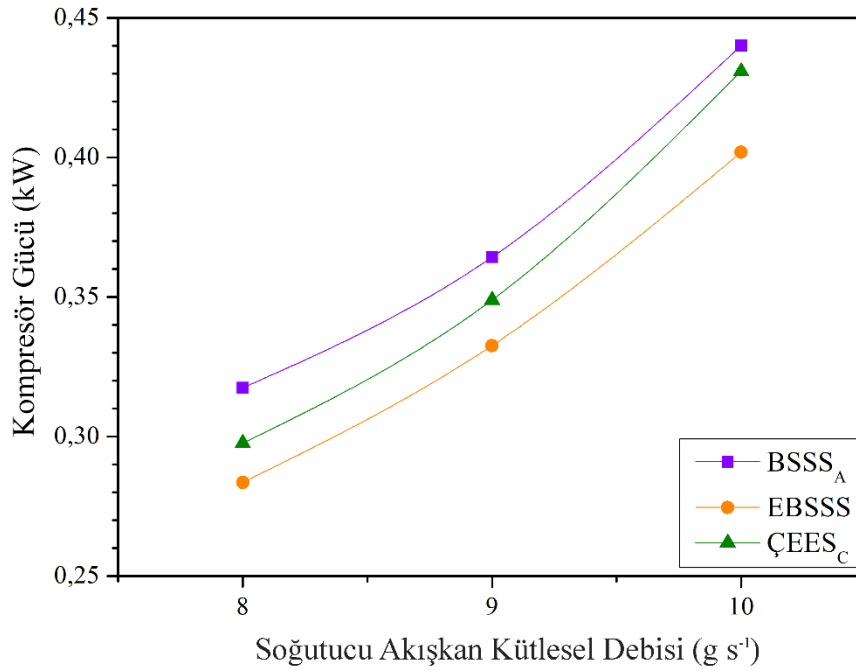


	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSS _A	+	—	+	—	+	—	—	—
EBSSS	+	—	+	—	+	—	+	+
ÇEES _C	+	—	+	+	+	+	+	—

Şekil 4.22. Farklı çalışma modlarında kompresör giriş basıncı değerinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı olarak değişimi (BSSS_A – EBSSS – ÇEES_C)

Üç farklı konfigürasyonun kompresör giriş basıncının soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı değişimi Şekil 4.22’de verilmiştir. Şekil 4.22 incelendiğinde soğutucu akışkan kütleli debi değerinin artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı birinci grup deneylerinde olduğu gibi kompresör giriş basıncının arttığı görülmektedir. En yüksek kompresör giriş basıncına ÇEES_C modunda ulaşılmıştır. Soğutucu akışkan kütleli debi değerinin 9 g s⁻¹ olması durumunda, ÇEES_C’nin kompresör giriş basıncı EBSSS’ye göre %5,9 ve BSSS_A’ye göre %12,7 daha yüksek olmuştur. Bunun nedeni; ÇEES_C’de evaporatör#2 öncesi

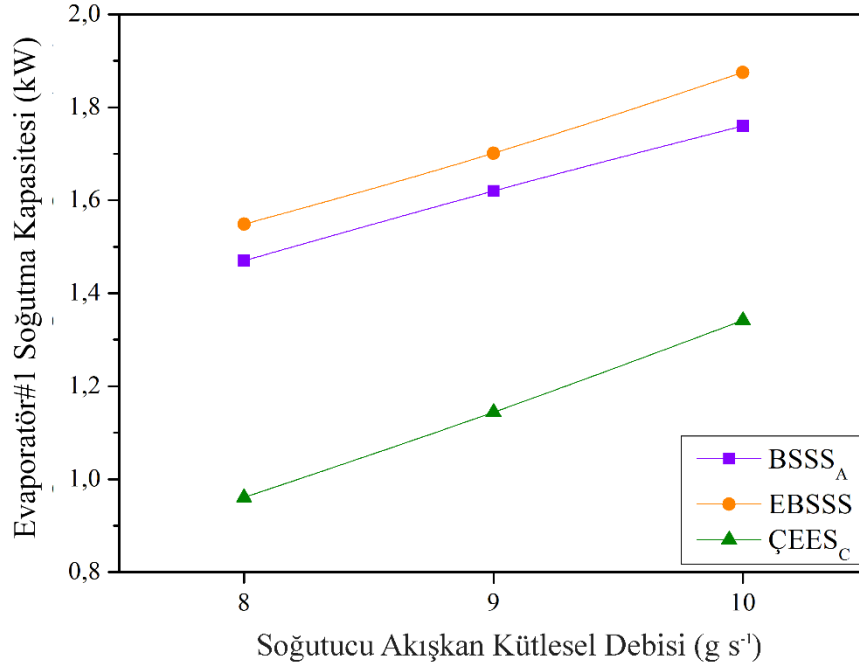
TXV aktif durumda olmasıdır. İki TXV kullanılan bu modda sistem aynı soğutucu akışkan kütleli debi değerlerini daha yüksek kondenser sıcaklıklarında sağlayabilmektedir. Bu da kompresör giriş basıncını arttırmaktadır. Ayrıca ÇEES_C ve EBSSS konfigürasyonlarında kompresör giriş basınçlarının BSSSA'dan daha yüksek değerde olmasının sebebi; bu iki sistemde ejektör kullanılmasıdır.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSSA	+	—	+	—	+	—	—	—
EBSSS	+	—	+	—	+	—	+	+
ÇEESc	+	—	+	+	+	+	+	—

Şekil 4.23. Farklı çalışma modlarında kompresör gücünün soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı olarak değişimi (BSSSA – EBSSS – ÇEES_C)

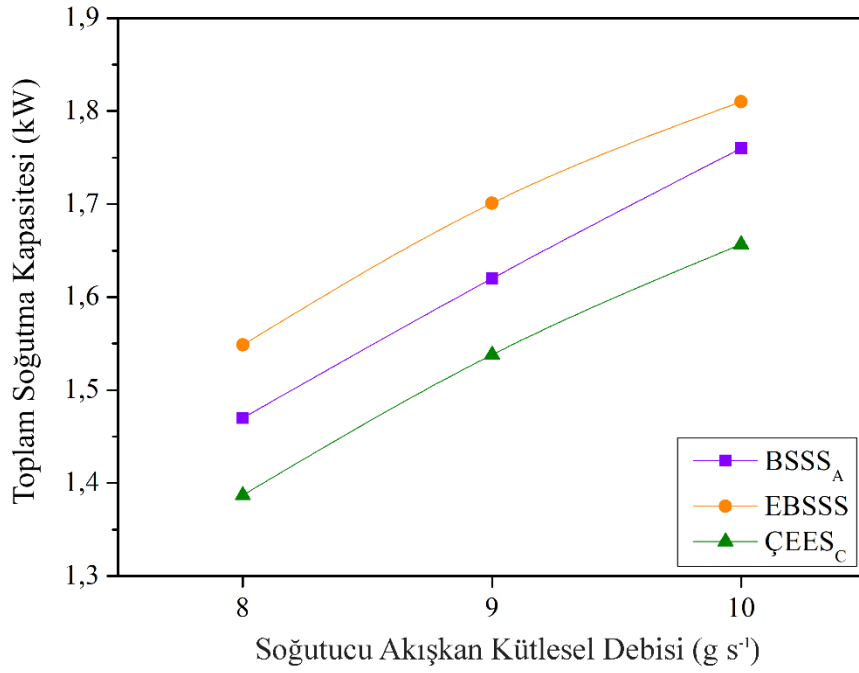
Üç farklı konfigürasyonun kompresör gücünün soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı değişimi Şekil 4.23'te verilmiştir. Şekil 4.23 incelendiğinde soğutucu akışkan kütleli debi değerinin artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda, kompresör gücünün arttığı anlaşılmaktadır. En yüksek kompresör gücü BSSSA modunda elde edilmiştir. Örneğin; kütleli debi 9 g s⁻¹ olduğunda, BSSSA'nın kompresör giriş basıncı ÇEES_C'ye göre %4,38 ve EBSSS'ye göre %9,5 daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bunun nedeni; BSSSA'nın en yüksek kompresör sıkıştırma oranına sahip olmasıdır. Kompresör sıkıştırma oranı değerinin, soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı değişimi Şekil 4.27'de verilmiştir.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSS _A	+	-	+	-	+	-	-	-
EBSSS	+	-	+	-	+	-	+	+
ÇEES _C	+	-	+	+	+	+	+	-

Şekil 4.24. Farklı çalışma modlarında evaporatör#1 soğutma kapasitesinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı olarak değişimi (BSSS_A – EBSSS – ÇEES_C)

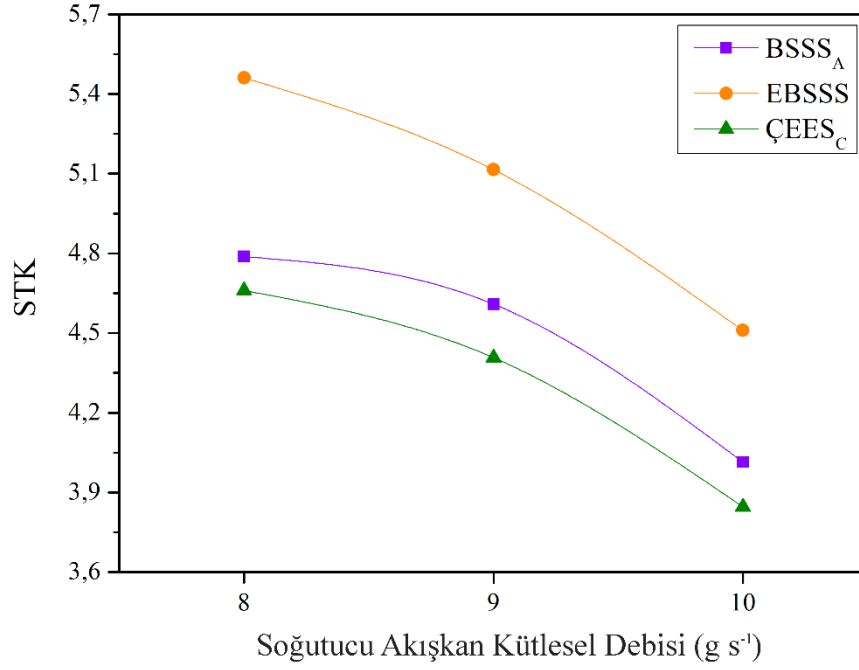
Üç farklı konfigürasyonun evaporatör#1 soğutma kapasitesinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı değişimi Şekil 4.24’te verilmiştir. Şekil 4.24 incelendiğinde soğutucu akışkan kütleli debisinin artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda, evaporatör#1 soğutma kapasitesinin arttığı anlaşılmaktadır. En düşük evaporatör#1 soğutma kapasitesi ÇEES_C modunda elde edilmiştir. Örneğin; soğutucu akışkanın kütleli debisi 9 g s⁻¹ olduğunda, ÇEES_C’nin evaporatör#1 soğutma kapasitesi BSSS_A’ya göre %29,4 ve EBSSS’ye göre %32,8 daha düşük olmuştur. Bunun nedeni; ÇEES_C konfigürasyonunda kondenser sonrası soğutucu akışkanın iki farklı yola ayrılmasıdır. Bu ayrım sebebiyle, soğutucu akışkanın evaporatör#1 üzerinden geçen soğutucu akışkan kütleli debi miktarının daha az olmasıdır.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSS _A	+	–	+	–	+	–	–	–
EBSSS	+	–	+	–	+	–	+	+
ÇEES _C	+	–	+	+	+	+	+	–

Şekil 4.25. Farklı çalışma modlarında toplam soğutma kapasitesinin soğutucu akışkan kütlesel debi değerine bağlı olarak değişimi (BSSS_A – EBSSS – ÇEES_C)

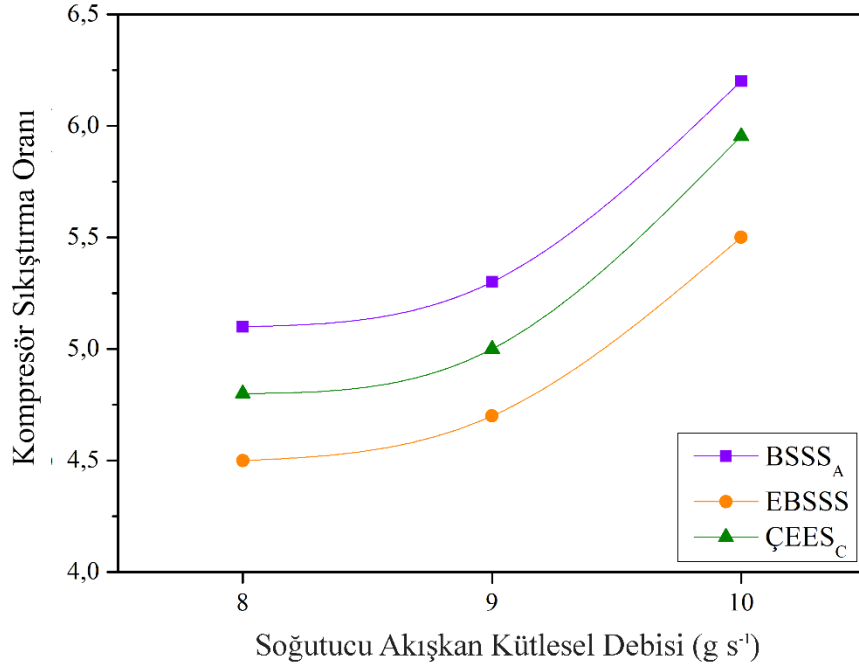
Üç farklı konfigürasyonun toplam soğutma kapasitesinin soğutucu akışkan kütlesel debi değerine bağlı değişimi Şekil 4.25’te verilmiştir. Şekil 4.25 incelendiğinde soğutucu akışkan kütlesel debi değerinin artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda, toplam soğutma kapasitesinin arttığı görülmektedir. BSSS_C ve EBSSS’de tek evaporatör kullanıldığı için toplam soğutma kapasitesi evaporatör#1 soğutma kapasitesine eşittir. ÇEES_C konfigürasyonunun evaporatör#2’de ikinci bir soğutma sağlamasına rağmen en düşük toplam soğutma kapasitesine sahip olduğu görülmektedir. Soğutucu akışkan kütlesel debi değerinin 9 g s⁻¹ olması durumunda, ÇEES_C’nin toplam soğutma kapasitesi BSSS_A’ye göre %5,1 ve EBSSS’ye göre %9,6 daha düşük olduğu belirlenmiştir. Bunun nedeni; ÇEES_C modunda evaporatör#2’den önce kullanılan TXV’nin aktif durumda olmasıdır. Ejektör çıkışında TXV#2’de yeniden kısılan soğutucu akışkan, yüksek kuruluk derecesine sahip olmaktadır. Bu yüzden ÇEES_C toplam soğutma kapasitesi, evaporatör#2 soğutma kapasitesi eklenmesine rağmen; diğer konfigürasyonlardan daha düşük olduğu incelenebilir.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSSA	+	—	+	—	+	—	—	—
EBSSS	+	—	+	—	+	—	+	+
ÇEESc	+	—	+	+	+	+	+	—

Şekil 4.26. Farklı çalışma modlarında soğutma tesiri katsayısının soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı olarak değişimi (BSSSA – EBSSS – ÇEESc)

Üç farklı konfigürasyonun STK değerinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı değişimi Şekil 4.26’da verilmiştir. Şekil 4.26 incelendiğinde soğutucu akışkan kütleli debi değerinin artmasıyla birlikte tüm konfigürasyonlarda, STK değerinin azaldığı gözlemlenmiştir. En yüksek STK değeri EBSSS modunda elde edilmiştir. Örneğin; soğutucu akışkan kütleli debi değeri 9 g s⁻¹ olduğunda, EBSSS’nin toplam soğutma kapasitesi BSSSA’ya göre %11 ve ÇEESc’ye göre %16,1 daha yüksek olduğu hesaplanmıştır. Bunun nedeni; EBSSS konfigürasyonunun en yüksek soğutma kapasitesine sahip olması ve en düşük kompresör gücü değerine sahip olması ile açıklanabilir.



	Kond#1	Kond#2	Evap#1	Evap#2	TXV#1	TXV#2	Ejektör	Separatör
BSSS _A	+	—	+	—	+	—	—	—
EBSSS	+	—	+	—	+	—	+	+
ÇEES _C	+	—	+	+	+	+	+	—

Şekil 4.27. Farklı çalışma modlarında sıkıştırma oranı değerinin soğutucu akışkan kütleli debi değerine bağlı olarak değişimi (BSSS_A – EBSSS – ÇEES_C)

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada çift evaporatörlü ejektör destekli soğutma sisteminin performansı, farklı sistem konfigürasyonları için karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Bu konfigürasyonlar; buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi (BSSS), çift evaporatörlü soğutma sistemi (ÇES), ejektörlü buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi (EBSSS) ve çift evaporatörlü ejektörlü soğutma sistemi (ÇEES) olarak belirlenmiştir. Sistem, farklı konfigürasyonlarda kondenser yoğuşma sıcaklığı ve kütleli debiye bağı olarak test edilmiştir.

Kondenser yoğuşma sıcaklığına bağı deneyler, hava soğutmalı ve su soğutmalı kondenserin kullanılması durumuna göre iki grupta gerçekleştirilmiştir. Sistem ilk olarak hava soğutmalı kondenserin kullanıldığı BSSS_A, BSSS_B, ÇES ve ÇEES_A konfigürasyonları için test edilmiştir. Daha sonra su soğutmalı kondenserin kullanıldığı BSSS_C, ÇEES_B ve ÇEES_C konfigürasyonları için testler tekrarlanmıştır.

Kondenser yoğuşma sıcaklığına bağı deneylerden elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- ❖ Hava soğutmalı kondenser deneylerinin sonuçları incelendiğinde; en yüksek toplam soğutma kapasitesi ve STK değeri, çift evaporatörün ve ejektörün kullanıldığı ÇEES_A konfigürasyonunda elde edildiği görülmüştür.
- ❖ ÇES konfigürasyonunda iki farklı soğutma elde edilse de sistemde ejektör bulunmadığı için performansının oldukça düşük olduğu tespit edilmiştir.
- ❖ Su soğutmalı kondenser deneylerinde de en yüksek toplam soğutma kapasitesi ve STK değeri sistemin ÇEES_B konfigürasyonunda çalıştırıldığı durumda elde edilmiştir.
- ❖ Deneyisel sistemde ikinci TXV aktif duruma getirildiğinde, kütleli debinin ve STK'nın azaldığı gözlemlenmiştir.

Soğutucu akışkanın kütleli debisine bağılı deneyler birinci ve ikinci grup adı altında, toplam iki grupta gerçekleştirilmiştir. Sistem, ilk olarak ÇES ve ÇEES_A konfigürasyonları için ikinci olarak da BSSS_A, EBSSS ve ÇEES_C konfigürasyonları için test edilmiştir.

Soğutucu akışkanın kütleli debisine bağılı deneylerden elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- ❖ Birinci grup deneylerinde; eşit soğutucu akışkan kütleli debi değerlerinde kompresör giriş basıncı değeri ÇES konfigürasyonunun ÇEES_A'dan daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu da ÇES konfigürasyonunun aynı soğutucu akışkan kütleli debi değerine sahip olabilmek için kondenser yoğunlaşma sıcaklığını artırdığını belirtmektedir.
- ❖ İkinci grup deneylerinde; eşit soğutucu akışkan kütleli debi değerlerinde ÇEES_C'nin en yüksek kompresör giriş basıncı değerine sahip olduğu gözlemlenmiştir. Bunun nedeni; ÇEES_C konfigürasyonunda iki TXV kullanılmasıyla daha düşük soğutucu akışkan kütleli debi değerlerinde çalışıyor olmasıdır. Sistem aynı soğutucu akışkan kütleli debileri daha yüksek kondenser yoğunlaşma sıcaklığı değerlerinde sağlayabilmiştir.

Yapılan tüm değerlendirmeler sonucunda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- ❖ Ejektörün aktif olduğu konfigürasyonlarda, soğutucu akışkan kütleli debi değeri daha yüksek olmuştur.
- ❖ Ejektörün aktif olduğu konfigürasyonlarda; ejektör, kompresör giriş basıncını arttırmıştır.
- ❖ Ejektörün çift evaporatör ile kullanıldığı ÇEES konfigürasyonunda elde edilen soğutma kapasitesi ve STK değerleri, diğer konfigürasyonlara göre daha yüksek olmuştur.
- ❖ Deneylerden elde edilen veriler değerlendirildiğinde; çift evaporatörlü ejektör destekli soğutma sisteminden elde edilen STK değerinin klasik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine göre %7–17 arasında daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

- ❖ Analizler sonucunda, ejektörün çift evaporatörlü sistemlerde diğer konfigürasyonlara göre daha verimli çalıştığı ve sistem performansına olumlu katkı sağladığı belirlenmiştir.
- ❖ Deneysel sistemde oluşturulan tüm konfigürasyonlar arasında en öne çıkan konfigürasyonun ÇEESA olduğu belirlenmiştir. ÇEESA'nın diğer konfigürasyonlara göre daha çok önerilmesinin nedeni aşağıda maddeler halinde sunulmuştur.
 - ÇEESA'da tek TXV aktif durumdadır. Soğutucu akışkan kütleli debi değerini ve kompresör giriş basıncını düşürecek ikinci TXV sistemde aktif durumda değildir.
 - ÇEESA'da seperatör yerine ikinci bir evaporatör kullanılmıştır. Bu da seperatörün tam olarak görevini yerine getirememesinden kaynaklanan olumsuz etkilere çözüm olmuş ve iki farklı soğutma elde edilmesine olanak sağlamıştır.
 - Ejektörün aktif durumda olması, sisteme olumlu etkide bulunduğu ve kompresör giriş basıncını arttırdığı belirlenmiştir.
 - ÇEESA konfigürasyonunun STK değerinin, diğer konfigürasyonlara göre yaklaşık %17 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Bu tez çalışmasına ek olarak, gelecekte yapılabilecek bazı çalışma önerileri aşağıda sunulmuştur.

R134a ile yapılan analizler düşük GWP değerine sahip farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak yapılabilir. Farklı sistem konfigürasyonları için yapılan değerlendirmeler kompresörün hızları değiştirilerek yapılabilir. Ayrıca aynı karşılaştırmalar ER'ye bağlı olarak gerçekleştirilebilir.



KAYNAKLAR

- [1] W. B. Gosney, "Principles of refrigeration," *Cambridge University Press; Cambridge*, 1982, doi: 10.3/JQUERY-UI.JS.
- [2] N. Lawrence and S. Elbel, "Experimental investigation of a two-phase ejector cycle suitable for use with low-pressure refrigerants R134a and R1234yf," *International Journal of Refrigeration*, vol. 38, no. 1, pp. 310–322, Feb. 2014, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.08.009.
- [3] N. Bilir Sag, H. K. Ersoy, A. Hepbasli, and H. S. Halkaci, "Energetic and exergetic comparison of basic and ejector expander refrigeration systems operating under the same external conditions and cooling capacities," *Energy Convers Manag*, vol. 90, pp. 184–194, Jan. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2014.11.023.
- [4] N. Lawrence and S. Elbel, "Theoretical and practical comparison of two-phase ejector refrigeration cycles including First and Second Law analysis," *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, no. 4, pp. 1220–1232, Jun. 2013, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.03.007.
- [5] Y. Jeon, D. Kim, J. Jung, D. S. Jang, and Y. Kim, "Comparative performance evaluation of conventional and condenser outlet split ejector-based domestic refrigerator-freezers using R600a," *Energy*, vol. 161, pp. 1085–1095, Oct. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.08.007.
- [6] L. Geng, H. Liu, X. Wei, Z. Hou, and Z. Wang, "Energy and exergy analyses of a bi-evaporator compression/ejection refrigeration cycle," *Energy Convers Manag*, vol. 130, pp. 71–80, Dec. 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.10.016.
- [7] Z. Zhang, X. Feng, D. Tian, J. Yang, and L. Chang, "Progress in ejector-expansion vapor compression refrigeration and heat pump systems," *Energy Conversion and Management*, vol. 207. Elsevier Ltd, Mar. 01, 2020. doi: 10.1016/j.enconman.2020.112529.
- [8] D. di Battista, F. Fatigati, K. Sutthivirode, and T. Thongtip, "Experimental Determination of an Optimal Performance Map of a Steam Ejector Refrigeration System," *Energies 2022, Vol. 15, Page 4208*, vol. 15, no. 12, p. 4208, Jun. 2022, doi: 10.3390/EN15124208.
- [9] "Controls for multiple-phase ejector refrigeration systems," Feb. 1971.
- [10] C. A. Kemper Etal, C. A. Kemper, G. E. Harper, and G. A. Brown, "Multiple-phase ejector refrigeration system," Dec. 1965.
- [11] A. A. Kornhauser, "Purdue e-Pubs The Use of an Ejector as a Refrigerant Expander", Accessed: Dec. 24, 2022. [Online]. Available: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/82>
- [12] P. A. Domanski and A. Prabhakar, "Theoretical Evaluation of the Vapor Compression Cycle With a Liquid-Line/Suction-Line Heat Exchanger, Economizer, and Ejector (NISTIR 5606)," 1995, doi: 10.6028/NIST.IR.5606.
- [13] P. Menegay and A. A. Kornhauser, "Improvements to the ejector expansion refrigeration cycle," *Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, vol. 2, pp. 702–706, 1996, doi: 10.1109/IECEC.1996.553783.

- [14] S. Wongwises and S. Disawas, "Performance of the two-phase ejector expansion refrigeration cycle ARTICLE in INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND MASS TRANSFER · SEPTEMBER 2005 Performance of the two-phase ejector expansion refrigeration cycle", doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.04.017.
- [15] M. J. Bergander, "Purdue e-Pubs Refrigeration Cycle With Two-Phase Condensing Ejector REFRIGERATION CYCLE WITH TWO-PHASE CONDENSING EJECTOR", Accessed: Dec. 24, 2022. [Online]. Available: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/748>
- [16] E. Nehdi, L. Kairouani, and M. Bouzaina, "Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander," *Int J Energy Res*, vol. 31, no. 4, pp. 364–375, Mar. 2007, doi: 10.1002/ER.1260.
- [17] P. Chaiwongsa and S. Wongwises, "Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device," *International Journal of Refrigeration*, vol. 4, no. 30, pp. 601–608, Jun. 2007, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2006.11.006.
- [18] M. Yari, "Exergetic analysis of the vapour compression refrigeration cycle using ejector as an expander," *International Journal of Exergy*, vol. 5, no. 3, pp. 326–340, 2008, doi: 10.1504/IJEX.2008.018114.
- [19] N. Bilir and H. K. Ersoy, "Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector," *Int J Energy Res*, vol. 33, no. 5, pp. 469–480, Apr. 2009, doi: 10.1002/ER.1488.
- [20] B. R. Brodie, Y. Takano, and M. Gocho, "Evaporator with integrated ejector for automotive cabin cooling," in *SAE Technical Papers*, 2012. doi: 10.4271/2012-01-1048.
- [21] C. Reddick, Y. Mercadier, and M. Ouzzane, "Experimental Study Of An Ejector Refrigeration System," *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Jan. 2012, Accessed: Dec. 24, 2022. [Online]. Available: <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1176>
- [22] N. Lawrence and S. Elbel, "Theoretical and practical comparison of two-phase ejector refrigeration cycles including First and Second Law analysis," *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, no. 4, pp. 1220–1232, Jun. 2013, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2013.03.007.
- [23] N. Lawrence and S. Elbel, "Experimental and Analytical Investigation of Two-Phase Ejector Air-Conditioning Cycles Using Low-Pressure Refrigerants R134a and R1234yf," *SAE Technical Papers*, vol. 2, Apr. 2013, doi: 10.4271/2013-01-1495.
- [24] H. Li, F. Cao, X. Bu, L. Wang, and X. Wang, "Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle," *Appl Energy*, vol. 121, pp. 96–103, May 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.01.079.
- [25] Ş. Ünal and T. Yilmaz, "Thermodynamic analysis of the two-phase ejector air-conditioning system for buses," *Appl Therm Eng*, vol. 79, pp. 108–116, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.023.

- [26] X. Wang, J. Yu, and M. Xing, "Performance analysis of a new ejector enhanced vapor injection heat pump cycle," *Energy Convers Manag*, vol. 100, pp. 242–248, Aug. 2015, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2015.05.017.
- [27] J. A. Expósito Carrillo, F. J. Sánchez de La Flor, and J. M. Salmerón Lissén, "Thermodynamic comparison of ejector cooling cycles. Ejector characterisation by means of entrainment ratio and compression efficiency," *International Journal of Refrigeration*, vol. 74, pp. 371–384, Feb. 2017, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2016.11.006.
- [28] S. Kim, Y. Jeon, H. J. Chung, and Y. Kim, "Performance optimization of an R410A air-conditioner with a dual evaporator ejector cycle based on cooling seasonal performance factor," *Appl Therm Eng*, vol. 131, pp. 988–997, Feb. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.12.012.
- [29] J. Liu, Y. Liu, and J. Yu, "Performance analysis of a modified dual-ejector and dual-evaporator transcritical CO₂ refrigeration cycle for supermarket application," *International Journal of Refrigeration*, vol. 131, pp. 109–118, Nov. 2021, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.06.010.
- [30] Ü. Işkan and M. Direk, "Experimental investigation on the effect of expansion valves in a dual evaporator ejector refrigeration system using R134a and R456a," *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects*, 2021, doi: 10.1080/15567036.2021.1982076.
- [31] Y. M. Alkhulaifi, N. A. A. Qasem, and S. M. Zubair, "Exergoeconomic assessment of the ejector-based battery thermal management system for electric and hybrid-electric vehicles," *Energy*, vol. 245, p. 123252, Apr. 2022, doi: 10.1016/J.ENERGY.2022.123252.
- [32] Ü. Işkan and M. Direk, "Experimental performance evaluation of the dual-evaporator ejector refrigeration system using environmentally friendly refrigerants of R1234ze(E), ND, R515a, R456a, and R516a as a replacement for R134a," *J Clean Prod*, vol. 352, p. 131612, Jun. 2022, doi: 10.1016/J.JCLEPRO.2022.131612.
- [33] Ü. Işkan, B. Ügüdü, M. C. Kahraman, M. Direk, and C. Tunçkal, "Evaluation of the impact of the temperature and mass flow rate of the water, utilized in the R516A refrigeration system with dual evaporator and ejector, on the performance parameters", vol. 44, no. 3, pp. 7316–7329, 2022, doi:10.1080/15567036.2022.2108526.
- [34] S. Elbel, "Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no. 7, pp. 1545–1561, Nov. 2011, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2010.11.011.
- [35] Y. Çengel and A. Boles, "Thermodynamics: An Engineering Approach," *McGraw-Hill, New York, A.N.D.*, 1994.
- [36] A. K. S. Al-Sayyab, J. Navarro-Esbrí, and A. Mota-Babiloni, "Energy, exergy, and environmental (3E) analysis of a compound ejector-heat pump with low GWP refrigerants for simultaneous data center cooling and district heating," *International Journal of Refrigeration*, vol. 133, pp. 61–72, Jan. 2022, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.09.036.

- [37] N. Lawrence and S. Elbel, “Experimental and Analytical Investigation of Automotive Ejector Air-Conditioning Cycles Using Low-Pressure Refrigerants,” *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Jan. 2012, Accessed: Dec. 24, 2022. [Online]. Available: <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1169>
- [38] S. J. Kline and F. A. , McClintock, “Describing uncertainties in single-sample experiments,” *Mechanical Engineering*, vol. 75, pp. 3–8, 1953.
- [39] E. W. Lemmon, M. L. Huber, and M. O. McLinden, “NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1.” 2013. Accessed: Dec. 24, 2022. [Online]. Available: <https://www.nist.gov/publications/nist-standard-reference-database-23-reference-fluid-thermodynamic-and-transport>



ÖZGEÇMİŞ

İlk ve orta öğrenimini Manisa’da tamamladı. 2014 yılında girdiği Yalova Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği bölümünden 2019 yılında mezun oldu. 2020 yılından beri Yalova Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği bölümünde yüksek lisans yapmaktadır. 2022 yılının başından beri özel bir soğutma şirketinde çalışmaktadır.

YAYIN VE ESERLER

- [1] Ü. İşkan, B. Üğüdür, M. C. Kahraman, M. Direk & C. Tunçkal (2022) Evaluation of the impact of the temperature and mass flow rate of the water, utilized in the R516A refrigeration system with dual evaporator and ejector, on the performance parameters, Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 44:3, 7316-7329.
DOI: [10.1080/15567036.2022.2108526](https://doi.org/10.1080/15567036.2022.2108526)
- [2] B. Üğüdür, M. Direk (2022) Deneysel ejektörlü soğutma sisteminin kurulumu, farklı konfigürasyonlarda çalıştırılması ve karşılaştırmalı performans değerlendirilmesi, IV. International Turkic World Congress on Science and Engineering (TURK-COSE 2022) /s.1169

