

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

**EJEKTÖRLÜ BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMINDA
OPTİMİZASYON KOŞULLARININ TEORİK VE DENEYSEL OLARAK
ARAŞTIRILMASI**

Gamze YAKUT

**Danışman
Prof. Dr. Mustafa ACAR**

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISPARTA - 2016**



© 2016 [Gamze YAKUT]

TEZ ONAYI

Gamze YAKUT tarafından hazırlanan "**Ejektörlü Bir Soğutma Sisteminin Tasarımında Optimizasyon Koşullarının Teorik Ve Deneysel Olarak Araştırılması**" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri üyeleri önünde Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**'nda **DOKTORA TEZİ** olarak başarı ile savunulmuştur.

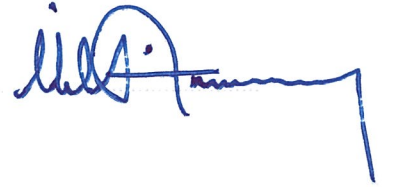
Danışman **Prof. Dr. Mustafa ACAR**
Süleyman Demirel Üniversitesi

Jüri Üyesi **Prof. Dr. Osman İPEK**
Süleyman Demirel Üniversitesi

Jüri Üyesi **Prof. Dr. Arzu ŞENCAN ŞAHİN**
Süleyman Demirel Üniversitesi

Jüri Üyesi **Prof. Dr. Ramazan KÖSE**
Dumlupınar Üniversitesi

Jüri Üyesi **Doç. Dr. İbrahim ATMACA**
Akdeniz Üniversitesi



Enstitü Müdürü **Doç. Dr. Yasin TUNCER**

TAAHHÜTNAME

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

Gamze YAKUT



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET.....	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	5
3. MATERYAL VE METOT	25
3.1. Soğutma ve Soğutma Sistemleri.....	25
3.1.1. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemleri	25
3.1.2. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri.....	26
3.1.3. Adsorbsiyonlu soğutma sistemleri.....	27
3.1.4. Hava soğutma sistemleri	28
3.1.5. Termoelektrik soğutma sistemleri.....	29
3.1.6. Vorteks borulu soğutma sistemleri.....	29
3.1.7. Paramanyetik soğutma.....	30
3.1.8. Stirling soğutma çevrimi.....	31
3.1.9. Termoakustik soğutma.....	32
3.2. Ejektör Teorisi ve Ejektörlü Soğutma.....	32
3.2.1. Yapılarına göre ejektörler	34
3.2.2. Ejektör malzemeleri ve uygulama alanları	37
3.2.3. Ejektör modelleri	40
3.2.4. Boğulma olayı	41
3.2.5. Soğutucu akışkan tercihi.....	42
3.3. Ejektörlü (Buhar-Jet) Soğutma Sistemi ve Kullanılan Elemanlar	44
3.4. Ejektörlü Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi	46
3.5. Ejektörlü Soğutma Sisteminin Modellenmesi	56
3.6. Ejektörlü Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi.....	61
3.6.1. Generatörün ekserji analizi	63
3.6.2. Evaporatörün ekserji analizi.....	64
3.6.3. Kondanserin ekserji analizi	65
3.6.4. Ejektörün ekserji analizi	66
3.6.5. Sistemin toplam ekserji kaybı	67
3.6.6. Ejektörlü soğutma sisteminin ikinci yasa verimi.....	67
3.7. Sistemin Hata Analizi	67
3.8. EES Programında Hesaplamalar	68
3.9. Deneysel Sistem Tasarımı ve İmal Edilmesi	68
3.9.1. Generatörün tasarlanması ve imal edilmesi	70
3.9.2. Evaporatörün tasarlanması ve imal edilmesi	72
3.9.3. Kondanserin tasarlanması ve imal edilmesi	73
3.9.4. Ejektörün tasarlanması ve imal edilmesi	75
3.10. Ejektörlü Soğutma Sisteminin Bilgisayar Destekli Mühendislik Programı ile Analizi	79
4. ARAŞTIRMA BULGULARI	85

4.1. Teorik Bulgular.....	85
4.1.1. Ejektörlü soğutma sisteminin dizayn parametrelerinin I. ve II. yasa verimlerine etkileri	85
4.1.2. Ejektörlü soğutma sisteminin ekserji kayıpları.....	100
4.1.3. Bilgisayar destekli mühendislik programı ile yapılan analizin bulguları	102
4.2. Deneysel Bulgular.....	107
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	112
KAYNAKLAR	115
EKLER.....	123
ÖZGEÇMİŞ.....	136



ÖZET

Doktora Tezi

EJEKTÖRLÜ BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMINDA OPTİMİZASYON KOŞULLARININ TEORİK VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI

Gamze YAKUT

Süleyman Demirel Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Mustafa ACAR

Yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanan soğutma sistemleri üzerine yapılan çalışmalar dikkate alındığında ülkemizde gün geçtikçe arttığı görülmektedir. Ejektörü kullanan soğutma sistemleri ise güneş enerjisi, jeotermal enerji gibi ısı enerjisi kaynaklarını ve suyu çalışma akışkanı olarak kullanması açısından dikkat çekmektedir. Bu nedenle ejektörlü sistemler, çevreyle dost sistemler olarak kabul edilmektedir. Bu çalışmada, ejektörlü bir soğutma sisteminin tasarlanmasında optimizasyon koşulları teorik ve deneysel olarak araştırılmıştır. Çalışma akışkanı olarak su tercih edilen ejektörlü soğutma sisteminde, Termodinamiğin I. ve II. yasa analizleri ejektör teorisine uygun şekilde yapılmıştır. Sistemin her bir noktasındaki entalpi, entropi, sıcaklık, basınç, kütleli debi ve hız gibi termodinamik özellikleri hesaplanmıştır. Ayrıca sistemin ekserji analizi yapılarak her bir sistem elemanındaki ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar tablolar halinde verilmiştir.

Ejektörün boğaz bölgesinde gerçekleşen şok olayının teorik olarak elde edilmesini sağlayan Rayleigh ve Fanno eğrilerinin kesişimi, iterasyon yapılarak elde edilmiştir. Burada optimum değer elde edilerek ejektör boyutlandırılması gerçekleştirilmiştir. Ayrıca soğutma sisteminin her bir elemanı için modelleme yapılarak boyutlar elde edilmiştir. Farklı çalışma şartları altında, ejektörlü sistemin soğutma performans katsayısı (COP) ve ekserji verimi (ϵ) hesaplanmıştır. Sistem parametrelerinin, sistemin performans katsayısı (COP) ve ikinci yasa verimi (ϵ) üzerine olan etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, grafikler ve tablolar halinde verilmiştir. Deneysel çalışma için 1 kW'lık soğutma kapasitesine sahip ejektörlü soğutma sistemi tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deneysel olarak elde edilen veriler ile teorik olarak hesaplanan değerler karşılaştırılmıştır.

Bu çalışmada, ejektörlü sistemin her türlü analizinin yapılabildiği EES programında bir program yazılmıştır. Sistemin giriş parametrelerinin her bir değeri için çalışacak şekilde hazırlanmış bulunan bu programla, istenilen şartlarda sistemin hesabını yapmak mümkün olabilmektedir. Kurulan deneysel sistemin teorik ve deneysel analizinin yanı sıra Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) programı ile akış analizi yapılarak farklı generatör sıcaklıklarında ejektör

içindeki sıcaklık, basınç ve hız dağılımı elde edilmektedir. Bu sistemde, teorik, deneysel ve akış analizi sonuçlarının birbirleri ile tutarlı olduğu görülmektedir. Ejektörlü sistemin teorik ve deneysel olarak tüm analizlerinin yapıldığı bu çalışmada, ülkemizde bu sistemlerin tasarımı ve imalatı konusunda yapılacak araştırmalar için önemli bir kaynak oluşturacaktır.

Anahtar Kelimeler: Ejektörlü soğutma sistemi, ejektör, ekserji, HAD.

2016, 135 sayfa



ABSTRACT

Ph. D. Thesis

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF OPTIMIZATION CONDITIONS IN A DESIGN OF AN EJECTOR COOLING SYSTEM

Gamze YAKUT

**Süleyman Demirel Üniversitesi
Graduate School of Applied and Natural Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Prof. Dr. Mustafa ACAR

Considering that studies on cooling system using renewable energy sources in our country, it is seen that utilization of these systems increasing day by day. Ejector refrigeration systems are becoming popular since they use thermal energy such as solar and geothermal and water as working fluid. Therefore, ejector refrigeration systems are considered as environmentally friendly systems. In this study, theoretical and experimental investigation of an ejector cooling system have been investigated for optimum design conditions. For this aim, the first and second law of thermodynamics analyses were made in accordance with ejector theory, for water as the working fluid in ejector cooling system. The thermodynamic properties of the system such as enthalpy and entropy were determined at each point according to the temperature and pressure values. Also exergy losses in each system element were calculated. The obtained numerical results were presented in tables.

The intersection of Rayleigh and Fanno curves on shock event occurred in the throat of the ejector is obtained by iteration. Ejector modelling was carried out for the optimum conditions. Also the whole system was modelled for each element and the cooling system dimensions were obtained. Cooling coefficient of performance (COP) and exergy efficiency (ϵ) of the ejector cooling system were calculated at different operating conditions. The effect on the coefficient of performance and second law efficiency of the system parameters were investigated. The obtained numerical results were presented in tables and graphics. For the experimental study, an ejector cooling system with cooling capacity of 1 kW was designed and constructed. Experimental values were compared with theoretical values.

For the thermodynamic analyses and calculations of the system, a computer program code was written in EES program. Computer program operates for every value of input parameters of the system. The system parameters can be calculated for required conditions with this program. Flow Analysis as well as the theoretical and experimental analysis was carried out with Computational Fluid Dynamics (CFD) program by modelling temperature, pressure and velocity values for different generator temperature values. In this system, theoretical,

experimental and flow analysis results were appeared to be consistent with each other. This study, in which all the theoretical and experimental analyses of the ejector cooling system were carried out, will be an important source for investigations about the design and construction of ejector cooling systems in our country.

Keywords: Ejector cooling system, ejector, exergy, CFD.

2016, 135 pages



TEŞEKKÜR

Bu araştırma için beni yönlendiren, karşılaştığım zorlukları bilgi ve tecrübesi ile aşmamda yardımcı olan değerli Hocalarım Prof. Dr. Mustafa ACAR ve Doç. Dr. İbrahim ÜÇGÜL'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

1130-YL-05 No`lu Proje ile tezimi maddi olarak destekleyen Süleyman Demirel Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Yönetim Birimi Başkanlığı'na teşekkür ederim.

Tezimin her aşamasında maddi ve manevi olarak beni yalnız bırakmayan eşim Uzman Dr. Melik Ziya YAKUT'a, hem babam hem hocam Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT'a ve tüm aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

Gamze YAKUT
ISPARTA, 2016

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Ejektörlü soğutma sistemi	3
Şekil 3.1. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemi	26
Şekil 3.2. Temel bir absorpsiyonlu soğutma sistemi.....	27
Şekil 3.3. Adsorpsiyonlu soğutma sistemi	28
Şekil 3.4. Temel bir hava soğutma çevrimi.....	28
Şekil 3.5. Termoelektrik soğutma ve Peltier etkisi	29
Şekil 3.6. Vorteks tüpü türleri	30
Şekil 3.7. Paramanyetik soğutma.....	31
Şekil 3.8. Stirling soğutma çevrimi.....	32
Şekil 3.9. Ejektörün temel bölümleri.....	33
Şekil 3.10. Farklı ejektör yapıları.....	35
Şekil 3.11. Ejektör içindeki basınç ve hız değişimi.....	37
Şekil 3.12. Ejektör modelleri.....	41
Şekil 3.13. Ejektörlü soğutma sisteminin T-s diyagramı	47
Şekil 3.14. Ejektörün temel noktaları ve şematik görüntüsü	48
Şekil 3.15. Ejektörlü soğutma sistemi modeli	57
Şekil 3.16. Ejektör içindeki kesit alanlar	59
Şekil 3.17. Generatöre giriş ve çıkışların gösterimi	63
Şekil 3.18. Evaporatöre giriş ve çıkışların gösterimi.....	64
Şekil 3.19. Kondansere giriş ve çıkışların gösterimi	65
Şekil 3.20. Deneysel olarak kurulan ejektörlü soğutma sisteminin şematik olarak gösterimi	69
Şekil 3.21. Deneysel düzenekte kullanılan generatör	71
Şekil 3.22. Deneysel düzenekte kullanılan evaporatör	72
Şekil 3.23. Deneysel düzenekte kullanılan kondansere	74
Şekil 3.24. Ejektör birincil nozulun ayrı hali.....	75
Şekil 3.25. Ejektör birincil nozulu birleştirilmiş hali.....	76
Şekil 3.26. Birincil nozulun ejektör gövdesine bağlantı parçası.....	76
Şekil 3.27. Ejektörün karışım bölmesi	77
Şekil 3.28. Ejektörün difüzör bölmesi.....	78
Şekil 3.29. Ejektörün birleştirilmiş hali	78
Şekil 3.30. ANSYS Workbench programında modelleme aşamaları.....	81
Şekil 3.31. ANSYS SpaceClaim'de çizimi	81
Şekil 3.32. ANSYS meshing uygulanmış hali	82
Şekil 3.33. Çözüm ağının model içinde oluşumunun görünümü.....	83
Şekil 3.34. FLUENT analiz ekranı.....	84
Şekil 4.1. Generatör ve evaporatör sıcaklığının değişimine bağlı Rayleigh ve Fanno eğrilerinin iteratif yaklaşımları.....	86
Şekil 4.2. Soğutma performans katsayısının (COP) ve sürüklenme oranlarının (G) evaporatör sıcaklığına bağlı değişimi.....	87
Şekil 4.3. Soğutma performans katsayısının (COP) ve ekserji veriminin (ϵ) evaporatör sıcaklığına bağlı değişimi	88
Şekil 4.4. Generatör sıcaklığının soğutma performans katsayısı (COP) ve ekserji verimine (ϵ) etkisi.....	89
Şekil 4.5. Generatör sıcaklığının sürüklenme oranına (G) etkisi	90

Şekil 4.6. Evaporatör sıcaklığının soğutma performans katsayısına (COP) etkisi	91
Şekil 4.7. Farklı kondanser basınçlarında evaporatör sıcaklığının soğutma performans katsayısı (COP) ve sistem ekserjisine (ϵ) etkisi.....	92
Şekil 4.8. Kondanser basıncının soğutma performans katsayısına (COP) ve sistemin ekserjisine (ϵ) etkisi.....	93
Şekil 4.9. Evaporatör sıcaklığının sürüklenme oranına (G) etkisi.....	94
Şekil 4.10. Evaporatör ve kondanser sıcaklık değişimlerinin soğutma performans katsayısına (COP) etkisi.....	95
Şekil 4.11. Evaporatör ve kondanser sıcaklık değişimlerinin sürüklenme oranına (G) etkisi	96
Şekil 4.12. Evaporatör ve generatör sıcaklık değişimlerinin soğutma performans katsayısına (COP) etkisi.....	97
Şekil 4.13. Evaporatör ve generatör sıcaklık değişimlerinin sürüklenme oranına (G) etkisi	98
Şekil 4.14. Evaporatör sıcaklığındaki değişime bağlı teorik olarak elde edilen optimum durum	99
Şekil 4.15. FLUENT programında 90 °C generatör sıcaklığında ejektör içindeki sıcaklık dağılımı	102
Şekil 4.16. FLUENT programında 90 °C generatör sıcaklığında ejektör içindeki hız dağılımı.....	103
Şekil 4.17. FLUENT programında 85 °C generatör sıcaklığında ejektör içindeki sıcaklık dağılımı.....	103
Şekil 4.18. FLUENT programında 85 °C generatör sıcaklığında ejektör içindeki hız dağılımı.....	104
Şekil 4.19. FLUENT programında 80 °C generatör sıcaklığında ejektör içindeki sıcaklık dağılımı	104
Şekil 4.20. FLUENT programında 80 °C generatör sıcaklığında ejektör içindeki hız dağılımı.....	105
Şekil 4.21. Farklı generatör sıcaklıklarında ejektör girişinden çıkışına kadar olan yol boyunca sıcaklığın değişimi.....	105
Şekil 4.22. Farklı generatör sıcaklıklarında ejektör girişinden çıkışına kadar olan yol boyunca hızın değişimi	106
Şekil 4.23. Farklı generatör sıcaklıklarında ejektör girişinden çıkışına kadar olan yol boyunca basıncın değişimi	107
Şekil 4.24. Deneysel olarak kurulan ejektörlü soğutma sisteminin görünüşü..	108
Şekil 4.25. Deneysel çalışmada zamana bağlı farklı generatör sıcaklıklarındaki evaporatör sıcaklığının değişimi	109
Şekil 4.26. Deneysel çalışmada farklı generatör sıcaklıklarındaki kondanser sıcaklığının zamana bağlı değişimi.....	110
Şekil 4.27. Sürüklenme oranı (G) ve generatör sıcaklığına göre teorik, deneysel ve CFD analizlerinin karşılaştırılması	111
Şekil A.1. Birincil nozul ön parçası	124
Şekil A.2. Birincil nozul bağlantı parçası	125
Şekil A.3. Ejektör gövdesi arka parçası.....	126
Şekil A.4. Ejektör gövdesi karışım bölmesi.....	127
Şekil A.5. Ejektör gövdesi difüzör bölümü.....	128
Şekil A.6. Ejektörün birleştirilmiş hali.....	129
Şekil B.1. EES programında hesaplanan değerlerin sonuçları.....	135

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Ejektör uygulamaları	39
Çizelge 3.2. Ölçüm sensörlerine ait özellikler	69
Çizelge 3.3. Generatör özellikleri	71
Çizelge 3.4. Evaporatör özellikleri.....	73
Çizelge 3.5. Kondanser özellikleri	74
Çizelge 4.1. Sistemin giriş parametreleri.....	100
Çizelge 4.2. Ejektörlü soğutma sisteminin çalışma şartları.....	101
Çizelge 4.3. Ejektörlü sistemin ekserji kayıpları	101
Çizelge 4.4. Ejektör boyutlarının karşılaştırılması.....	110



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	Kesit alanı (m ²)
COP	Performans katsayısı
G	Akış sürüklenme oranı
h	Entalpi (kJ/kg)
\dot{m}	Kütle debi (kg/s)
P	Basınç (kPa)
R	Hata oranının bulunacağı değişken
Q	Enerji (kW)
s	Entropi (kJ/kg K)
T	Sıcaklık (°C)
x	Buhar oranı
X _d	Ekserji kaybı (kJ/kg)
V	Hız (m/s)
W	Hata oranı
η	İzentropik verim
v	Özgül hacim (m ³ /kg)
ϵ	Ekserji verimi
ψ	Ekserji

Alt İndisler Dizini

a1	Ejektör iç bölgesi
a2	Ejektör iç bölgesi
as	Ejektör iç bölgesi
b	Ejektör iç bölgesi
c	Ejektör iç bölgesi
c	Denklem sabiti
cs	Ejektör iç bölgesi
d	Ejektör iç bölgesi
e	Evaporatör
f	Doymuş sıvı
g	Generatör
g	Doymuş buhar
1	Generatör çıkışı, ejektör birincil nozul girişi
2	Evaporatör çıkışı, ejektör vakum girişi
3	Kondanser girişi, ejektör çıkışı
3s	Ejektör iç bölgesi
4	Kondanser çıkışı
5	Evaporatör girişi
6	Generatör girişi

1. GİRİŞ

Günümüzde teknolojik gelişmelere paralel olarak enerjiye olan ihtiyaç hızla artmaktadır. Dünyamızda gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerin enerji talepleri de buna bağlı olarak hep artış eğilimi göstermektedir. Son yıllarda ülkelerin gelişmişlik düzeylerinin belirlenmesinde rol oynayan temel kıstaslardan birinin kişi başına tüketilen enerji miktarı olduğu görüşü yaygın olarak kabul görmektedir. Bu nedenle ülkeler açısından enerji kaynaklarına sahip olmak veya enerji kaynaklarına hükmetmek, gücün sembolü olarak değerlendirilmektedir. Diğer taraftan 3. dünya ülkeleri olarak tanımlanan ve hızla gelişmekte olan (nüfusları ve nüfus artış hızları çok yüksek olan) bu ülkelerin de enerji talepleri gün geçtikçe artmaktadır. Bunların sonucunda ülkeler arasında enerjiden ve enerji kaynaklarının paylaşımından kaynaklanan büyük krizler yaşanmaktadır (Örün, 2006; Yakın, 2007).

Dünya üzerinde enerji kaynağı olarak çoğunlukla petrol, doğal gaz, likit petrol gazı (LPG), kömür, odun gibi fosil kaynaklı yakıtların kullanıldığı ve bu kaynakların 35 ile 200 yıl arasında tükeneceği göz önüne alındığında, alternatif enerji kaynağı arayışları ülkelerin gündemine girmektedir. Bu yaşanan olaylarla beraber ülkelerin enerji politikaları ve bu konudaki çalışmaları giderek hız kazanmaktadır. Bu nedenle enerjinin daha verimli kullanılması, atık veya yenilenebilir enerji kaynaklarından daha fazla yararlanma yollarının aranması ve bu süreçte yapılan çalışmalar devletler tarafından teşvik edilmektedir (Aktoprakoğlu, 2006).

Yüzyıllardan bu yana teknolojinin gelişmesiyle beraber kalite ve konfor şartlarında iklimlendirme ve soğutma ihtiyaçlarının karşılanması, enerjinin daha çok tüketilmesi zorunluluğunu getirmektedir. Günümüzde ve gelecekte soğutma ihtiyacının azalmayacağı düşünüldüğünde, bu sistemlerin yenilenebilir enerji kaynaklarından yararlanılarak yapılmasının giderek yaygınlaşacağı beklenmektedir.

Soğutma, soğutulmak istenilen ortamın, onu çevreleyen ortamdan daha düşük sıcaklığa indirilmesi ve orada tutulması için yapılan ısı alma işlemidir. Buna göre, soğutmada ısı tamamen yok olmayıp bir yerden başka bir yere taşınmaktadır. Termodinamiğin ikinci kanununa göre ısı, sıcak ortamdan daha soğuk olan ortama kendiliğinden geçiş yapmaktadır. Soğutma için ise termodinamiğin ikinci kanununun aksine dışarıdan enerji alarak ısının soğuk ortamdan sıcak ortama aktarılması sağlanmaktadır. Bu prensibe dayanarak çalışan sistemler de soğutma sistemleri olarak adlandırılmaktadır (Örün, 2006; Yakın, 2007; Yamankaradeniz vd., 2009).

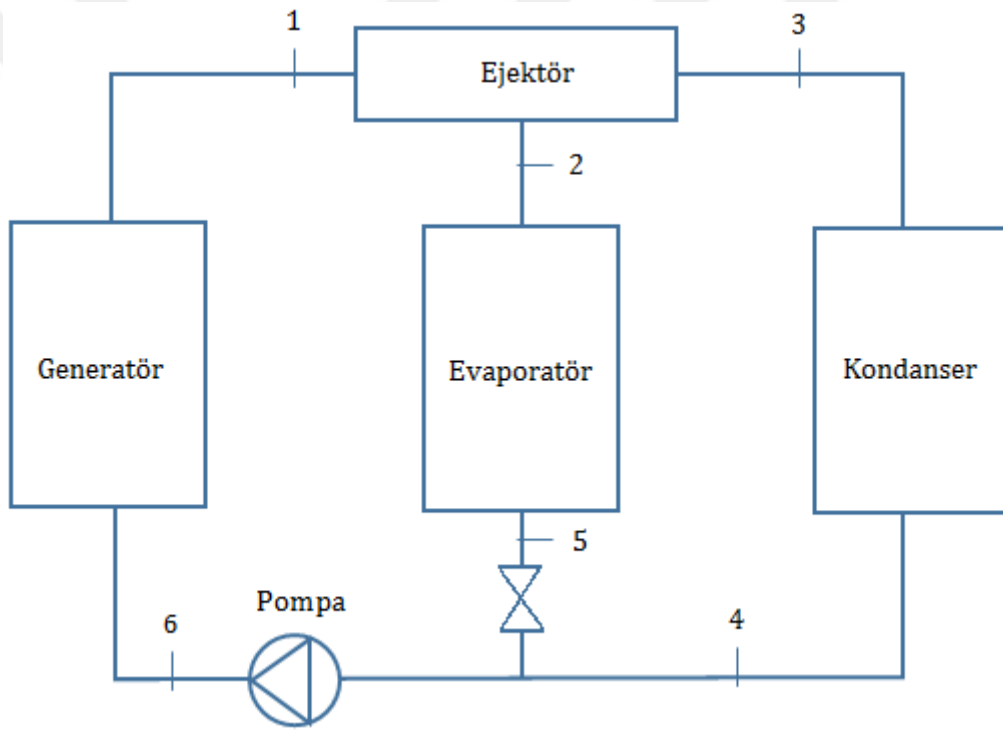
Soğutma sistemleri günümüzde her alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Eysel kullanımdan sanayinin birçok koluna kadar her yerde soğutma sistemlerini görmek mümkündür. Geleneksel yani mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemleri fosil yakıtlı kaynaklarla çalışmasına rağmen çevremizde en sık karşılaştığımız soğutma sistemleridir. Enerjinin kullanım maliyeti ve çevresel etkilerinden dolayı geleneksel soğutma sistemlerinin yerini yenilenebilir enerji kaynaklı sistemler almaktadır. Alternatif olarak görülen sistemlerden biri de ejektör kullanılan soğutma sistemleridir.

Ejektörlü soğutma sistemi 1900'lü yılların başından beri bilinmektedir. Soğutma amaçlı kullanılan ilk ejektörlü sistemde su, soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Bu sistemler, 1930'lu yıllarda popüler hale gelmesine rağmen daha sonra mekanik sıkıştırımlı sistemler yaygın olarak kullanılmıştır (Aktoprakoğlu, 2006; Sun ve Eames, 1996). Sıcaklığı düşük seviyede olan enerji kaynakları ile tahrik edilebilmesi, kurulumunun kolay ve basit olması, sessiz çalışması, soğutucu akışkan olarak suyu kullanabilmesi gibi avantajları olan ejektörlü soğutma sistemleri birçok alanda geleneksel sistemlerin yerini alacağı düşünülmektedir.

Ejektörlü soğutma sistemlerinin yaygın olarak kullanılmamasının en önemli sebebi olan sistem performans katsayısının düşük olması, bu konu ile ilgili iyileştirme çalışmalarını hızlandırmıştır. Son zamanlarda ejektör tasarım ve

boyutlandırma hesaplamalarının arttığı literatür araştırmalarında görülmektedir (Huang vd., 1998; Aktoprakoğlu, 2006; Chen vd., 2015).

Ejektörlü soğutma sistemlerinde mekanik sıkıştırıcı sistemlerindeki gibi evaporatör, kondanser ve kısma vanası bulunmaktadır. Mekanik sıkıştırıcı sistemlerdeki kompresörün yerini ise bu sistemlerde ejektör almaktadır. Burada kompresör, mekanik veya elektrik enerjisiyle tahrik edilirken, ejektörlü sistemlerde ise bu sıkıştırmayı generatör ve ejektör ikilisi beraber yapmaktadır (Ersoy ve Yapıcı, 2003; Üçgül ve Akgül, 2010). Şekil 1.1'de ejektörlü sistemin temel olarak gösterimi verilmektedir.



Şekil 1.1. Ejektörlü soğutma sistemi

Bu çalışmada, ilk olarak performans kriterleri ve bu kriterleri etkileyen parametreler belirlenmiştir. Ejektör teorisine göre EES programında bir program yazarak performans parametreleri için iteratif yaklaşımlar yapılmıştır. Sistemin tasarımı ve optimizasyonu için akış sürüklenme oranının önemli olduğu gözlemlenmiştir. Ejektörlü soğutma sistemindeki ejektör için boyutlandırma çalışması yapılarak birincil nozul için hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamaya göre ejektör imalatı gerçekleştirilmiştir.

Ejektörlü soğutma sistemi için I. ve II. yasa analizleri yapılarak performans katsayısı (COP) ve ekserji verimleri elde edilmiştir. Sistemin çalışma parametrelerinin soğutma performans katsayısı ve ekserji verimine etkileri incelenerek grafikler ve tablolar halinde verilmiştir. Teorik hesaplamaların yanı sıra FLUENT programı ile CFD analizleri gerçekleştirilerek performans parametreleri ve optimum koşullar incelenmiştir.

Daha sonra, 1 kW'lık soğutma kapasitesine sahip bir sistem için yapılan deneyler ile optimizasyon parametreleri incelenmiştir. Son olarak deneysel olarak ölçülen değerler ile teorik olarak hesaplanan değerler karşılaştırılarak yapılan teorik analizin doğruluğu test edilmiştir.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Ejektörlü soğutma sistemleri ile ilgili literatürde birçok çalışma yapılmış ve hala yapılmaktadır. Bu çalışmalar, geçmişte genellikle deneysel olarak yapılmış bir çalışmanın iyileştirilmesi için ejektör tasarımına ve performansın artırılmasına yönelik olarak teorik hesaplamalara dayanmaktadır. Yakın tarihlere doğru yaklaştıkça çalışmaların daha çok bilgisayar analizlerine dayanarak yapıldığını göstermektedir. Bilgisayarlar veya algoritmalar ile yapılan analizler sonucunda imal aşaması zor olan ejektör nozulunun tasarımı ve sistem verimliliğinin artırılması önem kazanmakta olduğu görülmektedir.

Yapılan çalışmalara bakıldığında genellikle çalışmaların şu şekilde olduğu görülmektedir. Ejektör tasarımı ve ejektör birincil nozulunun tasarımı, birincil nozulun ejektör içindeki pozisyonunun değiştirilmesi, ejektörün performansının hesaplanması, ejektörlü soğutma sisteminin performansının hesaplanması, bilgisayar programları ile algoritmaların yapılması, CFD analizler ile akış analizleri, çeşitli soğutucu akışkanlar kullanarak hesaplamaların yapılması, sisteme farklı ısı kaynakları ekleyerek sistemin tasarlanması ve hesaplanması ve art arda ejektör ekleyerek yapılan sistemler üzerine çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmalar ilerleyen kısımlarda ayrıntılı olarak anlatılmaktadır.

Yaptıkları çalışma ile soğutma teknolojilerindeki uygulamaların çok yönlülük, çeşitlilik ve ejektörün çalışma prensibi hakkında bilgi veren Chen vd. (2015a), çeşitli ejektör soğutma sistemleriyle ilişkili çalışmalar ile geleneksel ejektör soğutma sistemi, gelişmiş ejektör soğutma sistemleri, birleşik soğutma sistemleri ve buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri olarak kategorize etmişlerdir. Ayrıca bu çalışma ile ejektörlü sistemlerin optimum performansını etkileyen önemli unsurları ortaya koyulmuştur. Performans geliştirme ve geniş soğutma sıcaklık ölçekleri için büyük bir potansiyel ve enerji tasarrufu doğrulamaları yapılmıştır.

Dennis vd. (2015) yaptıkları çalışmada, güneş ısısı ile çalışan ejektörlü soğutma sistemlerine artan ilginin önemini vurgulamaktadır. Solar soğutmalarda ejektör kullanımının ana problemlerinden birisi olan dizayn aşamasındaki sıkıntıya

değınmektedir. Eğer alışma koşullarında dizayn noktasındaki sıcaklıktan sapma olması durumunda, ejektörün iyi çalışamayacağı belirtilmektedir. Değişken geometrili ejektörlerin dikkat çekmekte ve modellemeler ile ejektörün çalışma aralıkları artırılabilir. Özellikle, değişken birincil nozul çapına sahip ejektör ile deneysel olarak ejektör performansına etkisi gösterilmektedir. Ayrıca değişken boğaz çaplı ve değişken nozul çıkış mesafeli ejektör tasarımının diğer çalışmalara destek sağlayacağı vurgulanmaktadır. Buhar generatörü ve güneş kolektörünün davranışlarını açıklamak için algoritma hazırlanmıştır. Güneş radyasyonu ve çalışma koşulları, ortam sıcaklığının bir fonksiyonu olarak nozul çapını belirlenmektedir. Bu ilişki ile pratik olarak temel bir nozul kontrol sistemi sağlamış olmaktadır.

Chen vd. (2015b) yaptıkları çalışmada geleneksel ve ileri ekserji analizi kullanarak bir ejektörlü soğutma sisteminin kapsamlı incelemesini yapmaktadırlar. Ekserji kalitesini artırmak ve ek yararlı bilgi sağlamak için engellenebilir ve engellenemez bölümler ve her bir sistem bileşeni içindeki eksojen/endojen ekserji yıkımını göstermektedirler. Geleneksel ekserji analizine göre toplam ekserji yıkımının yaklaşık yarısı ejektör tarafından, yaklaşık bir çeyreği ise generatör tarafından meydana gelmektedir. Gelişmiş ekserji analizi ile sistem bileşenleri arasındaki güçlü etkileşim yansıtılmaktadır. Ejektör, geliştirilmesi en yüksek önceliğe sahip olan sistem elemanıdır. Ardından ejektörü, kondanser ile generatör takip etmektedir. Generatör ve evaporatör ile karşılaştırıldığında kondanserdeki sıcaklık farkının ekserji yıkımına etkisi çok büyük miktardadır. Ayrıca ejektör verimleri ekserji yıkımı için çok fazla önem taşımaktadır. Generatörün yanı sıra kondanser ve ejektörün geliştirilmesi ile sistem performansında büyük ölçüde artış sağlanacağı belirtilmektedir.

Bilir Sağ vd. (2015) tarafından enerji geri kazanımı sağlaması ve tersinmezlik etkilerini azaltması amacıyla R134a soğutucu kullanan buhar sıkıştırmalı buzdolapları üzerinde deneysel bir çalışma yapılmıştır. Genleşme vanası yerine genleştirici bir ejektör kullanılmıştır. Ejektörlü soğutma sisteminin performans katsayısı ve sistemdeki her bir bileşenin verimi ve geri dönüşüm miktarı belirlenmekte ve aynı çalışma koşullarına ve aynı soğutma kapasitesine sahip

temel bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin karşılaştırılması yapılmıştır. Ejektör genleştirmeli sistem, temel sistem ile karşılaştırıldığında daha düşük toplam geri döndürülemezlik göstermektedir. Ejektör, soğutma sistemi içinde bir genleştirici olarak kullanıldığında, performans katsayısı temel sistemdeki %7.34-12.87 aralığından daha yüksek; ekserji verim değeri ise temel sistemdeki %6.6-11.24'den daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Wu vd. (2014), karışım bölmesi geometrisinin, çok etkili damıtma sistemlerinde kullanılan buhar ejektörünün performansına etkisini araştırıp ortaya koymaktadırlar. Buhar ejektörünün içi, akış karakteristikleri ve karışım bölmesindeki yakınsama açısı ile uzunluğunun etkisi elde edilmiştir. Ejektördeki en büyük sürüklenme oranı elde edecek karışma bölgesi uzunluğunun optimum aralığı elde edilmiştir. Ayrıca karışım odası en iyi buhar ejektör performansı olan optimum yakınsama açısına sahip olduğu bulunmaktadır.

Al-Doori ve Buttsworth (2014)'nin yaptıkları çalışma ile bir pitot basınç probu kullanılarak incelenen bir eksenel simetriye sahip süpersonik buhar ejektörünün aşağı yönlü akış üretimi sağlanmıştır. Buhar, nozula 142 °C durma sıcaklığı ile 270-300 kPa durma basıncında verilmiştir. Nozulun çıkış çapı 13.6 mm ve akış hızı yaklaşık 1150 m/s; ayrıca yüksek sıkıştırılabilirlik karıştırma koşulları ve konvektif Mach sayısı yaklaşık 1.5 olarak bulunmuştur. Nozul çıkışının aşağı yönlü akışı 1, 25, 50 ve 70 mm pozisyonundaki pitot basınç değerleri, yaklaşık 3 kPa basınçtaki buhar dolu test bölgesinde elde edilmiştir. Elde edilen bu veriler, 25 mm istasyondaki pitot basınç verisindeki düzgün olmayan bu durumda, ejektörde aşırı genişleme yapmaktadır. Pitot basınç ölçümlerinden çıkarılan serbest kayma tabakası büyüme oranı $\delta' \approx 0.06 \pm 0.02$ ve bu değer, sıkıştırılabilir, düzlemsel karıştırma katmanlar için kurulan deneysel sonuçlar olarak kabul etmektedir. Sıkıştırılabilir karıştırma için mevcut olan korelasyonlara dayalı ejektör uygulamalarında, ikincil akışın sürüklenmesi için güvenilebilir mühendislik modellerinin geliştirilmesine olanak sağlamaktadır.

Thongtip vd. (2014)'nin yaptıkları çalışmada, Tayland'da gerçek ortam koşullarında, ejektörlü soğutmayı geliştirilmiş ve test edilmiştir. 3000 W soğutma

kapasiteli bir prototip buhar jet soğutucu tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu soğutma sistemi, düşük dereceli ısı enerjisine sahip durumdadır. Kazanı çalıştırmak için ısı kaynağını temsilen LPG brüleri kullanılmıştır. Ejektör geometrilerinde test boyunca değişiklik yapılmamıştır. Sistem performansını test etmek için 3.3 ve 3.8 mm çapında iki adet birincil nozul kullanılmıştır. Nozul çıkışında Mach sayısı 4 elde edilmiştir. Soğutucu, çeşitli soğutma alanlarında soğutulmuş su üretmek için kullanılmıştır. 29–33 °C arasında soğutma kuleleri ile soğuk su sıcaklığı elde edilen Tayland'da, gerçek ortam şartlarında prototip buhar jet soğutucu ile tamamen soğutma gerçekleştirmiş olduğu gösterilmiştir. Soğutucu, 3000 W soğutma kapasitesi, 17 °C evaporatör sıcaklığı ve 110 °C kazan sıcaklığı ile çalıştığı durumda COP değeri maksimum 0.45'e ulaşılabilmiştir.

Sharifi ve Sharifi (2014) yaptıkları çalışmada; buhar ejektörleri, buhar çevrimlerinde çalışmayı sağlayan itici akış gibi basınçlı buhar kullanmışlardır. Bu sistemlerde kullanılan itici akışın basıncı, termal enerji tüketimini etkileyen en önemli parametre durumunda olmuştur. Bu çalışmada arızalı bir deneysel ejektörün emme bölgesinden düşük tahliye oranlı kaynağını ortaya çıkarmak için sayısal çalışmalar yapılmıştır. Bu ejektör, 6 bar itici basınca uygun olarak tasarlanmıştır. Bunun yanı sıra itici buhar basıncı 8 bar'a yükseltilmedikçe, emme bölgesinde gerekli olan vakuma ulaşamamıştır. Sistem performansını iyileştirmede en hızlı ve en ucuz yol birincil nozulun değiştirilmesi olarak vurgulanmıştır. Ejektör gövdesinde yapılacak herhangi bir değişiklik ejektöre bağlı diğer elemanlara uyumluluğu değiştirmiş ve çok pahalı hale gelmiştir. Optimizasyon işlemi CFD simülasyon programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Birincil süpersonik nozulun şeklinde, CFD analizleri ile değişiklikler yaparak ve en uygun nozul seçilerek imal edilmesi sağlanmıştır. Tasarlanan nozul, kurulduktan sonra 6 bar basınç altında istenilen vakum seviyesi elde edilmiştir.

Kumar ve Ooi (2014)'nin yaptıkları çalışmada, esas olarak elektriksel güç gereksinimlerini azaltmak için düşük dereceli ısı kaynaklarını, kendi yeteneği ile kullanan ejektörlü soğutma sistemleri, geleneksel soğutma çevrimlerine kıyasla daha az güç yoğunluğuna sahip olduğu vurgulanmıştır. Bu sistemlerin performansı büyük ölçüde ejektör performansı ile ölçülmüştür. Bu nedenle

dizayn analizine yardım etmek için matematiksel bir model kullanılarak ejektörün karakteristik performansı öngörülebilmiştir. Ejektörlerin matematiksel modelleri çok sayıda mevcut olsa da, bu çalışma ile tek boyutlu ejektörün matematiksel modeli geliştirilmiş ve R141b soğutucu için literatürdeki deneysel veriler ile karşılaştırılarak doğruluğu yapılmıştır. Bu geliştirilmiş modelin yeniliği, Fanno akış kavramı olmuştur. Ejektörün karışım bölgesinde meydana gelen sıkıştırılabilir akışın sürtünmesini yakalamak için uygulanmıştır. Doğrulamalar, kondanser çalışma basıncında, deneysel ölçümlere göre ortalama mutlak %5 hata ile tahmin edilmişken, sürüklenme oranı %4 mutlak hata ile tahmin edilmiştir.

Zhu ve Jiang (2014)'in yaptıkları çalışmada, CFD ve Schlieren akış görselleştirme ile üç boyutlu bir ejektörde şok dalga yapısı ve sürüklenme performansı incelenmiştir. Ejektör performansı birincil ve ikincil kütle akış oranına bağlı olarak hesaplanmıştır. Ejektör karışım bölgesindeki şok dalga yapısı optik Schlieren ölçümleri ile yakalanmıştır. Ejektör, alt kritik modda çalıştığında, şok dizisindeki genişleyen dalgalar, karışım bölmesi duvarına ulaşamadığı ortaya çıkmıştır. İkincil kütle akış oranı arttığında, şok dalgalarının dalga boylarının arttığı görülmüştür. Dört türbülans modeli üç boyutlu CFD modeli, deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak hem kütle akış oranları hem de şok dalga yapılarının tahmini için ölçümler ile en uyumlu RNG k- ϵ modeli olduğu gösterilmiştir.

Chandra ve Ahmed (2014)'in yaptıkları çalışmada geleneksel bir buhar jet ejektörlü soğutma sisteminin deneysel sonuçları sunulmuş ve aynı sonuçların CFD analizi ile performansı karşılaştırılmıştır. Değişken alanlı bir süpersonik ejektör geliştirilmesi için bir metot tanımlanmıştır. Aynı çalışma koşullarında değişken alanlı ejektörün çalışma performansı, deneysel sonuçlar ile sunulmuştur. Bu iki ejektör, 120 °C'nin altında kazan sıcaklığı ve 15 °C'nin altında evaporatör sıcaklığı için deneysel olarak test edilmiştir. Yaklaşık 90 °C düşük sıcaklıkta kararlı olarak kazan ile buhar jet soğutma sistemi çalışabilmiş ve süpersonik ejektör, ejektörden gelen şok dalgasını ortadan kaldırarak soğutma sistem performansını artırmıştır.

Chen vd. (2013) tarafından yapılan bu çalışmada ejektörlerde, ejektörlü soğutma sistemi uygulamalarında ve sistem performansının geliştirilmesindeki son gelişmeler üzerine literatür araştırması yapılmıştır. Ejektörün çalışma prensibi ve arka plan çalışmaları ile ilgili yararlı yönergeler sunulmuştur. Soğutucu seçimi, ejektörlü sistemin matematiksel olarak modellenmesi, sayısal simülasyonu, geometrik optimizasyon, çalışma koşullarının optimizasyonu ve diğer soğutma sistemleri ile kombinasyonu gibi bazı başlıklarda çalışmalar kategorize edilmiştir. Son zamanlarda yapılan çalışmaların çoğunun hala bilgisayar modellemesi ile sınırlı olduğu, gerçek endüstriyel uygulamaların daha iyi anlaşılmasını sağlamak için büyük ölçekli ve deneysel çalışmaların daha fazla yapılması gerektiği vurgulanmıştır.

Wenyan vd. (2011)'nin yaptıkları bu çalışmada, buhar jet soğutma sistemindeki buhar ejektörünün akış yapısı Fluent 6.2 ile araştırılmıştır. Ejektörün sürüklenme oranındaki çalışma basıncının etkisi çalışılmıştır. Sürüklenme oranı, ikincil sıvı basıncının artması ve çıkış basıncının azalması ile artmakta olduğu vurgulanmıştır.

Varga vd. (2011) tarafından yapılan bu çalışmada değişik geometrilerdeki 5 kW kapasiteli buhar ejektörlü soğutma sistemi için deneysel ve CFD sonuçlar ve karşılaştırılmalar verilmiştir. Birincil nozul girişine hareketli bir mil uygulanarak değişik geometriler elde edilmiştir. Vakum tüplü güneş kolektörleri tarafından sağlanan termal enerji ve havalandırma uygulamaları için uygun olacak şekilde çalışma koşulları belirlenmiştir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılan ejektörün deneysel sembolü, simetrik eksenli CFD modele bağlıdır. Deneysel sürüklenme oranı, çalışma koşulları ve mil ucu pozisyonuna bağlı olarak 0.1 ile 0.5 aralığında değişmiştir. Birincil akış oranı, mil ayarlanarak bulunabilmiştir. CFD ve deneysel birincil akış hızı, ortalama %7.7 hata payı ile birbirine yakın bulunmuştur.

Ma vd. (2011) tarafından yapılan çalışmada, buhar üretimi için vakum tüplü güneş kolektörü kullanan havalandırma uygulamalarına uygun olacak şekilde tasarlanmış yeni bir ejektörlü soğutmanın deneysel sonuçları bulunmuştur. Güneş ışınımı ile ısı giriş değişimi gibi ejektörün çalışmasını hassas şekilde

sağlayabilen bir mil kullanılarak ejektörün birincil akışı kontrol edilmiştir. Çalışma akışkanı olarak çevre dostu su kullanılmıştır. Farklı uzunluklarda birincil nozul kullanılarak, kondanser kapasitesi, boyler sıcaklığı ve birincil akışın kontrol aralığı için ejektör performansı test edilmiştir. Ejektör performansına, nozul uzunluğunun ve çalışma şartlarının etkisi analiz edilmiştir. 84-96 °C aralığındaki boyler sıcaklığındaki kısa nozullu ejektörün soğutma kapasitesi (4.01 kW), 21 mm pozisyonundaki mildeki uzun nozullu ejektörün kapasitesinden (2.9 kW) daha büyük olduğu test edilmiştir. Boyler sıcaklığı 88 °C'nin altında ve kritik basıncın daha yüksek olduğu durumda, uzun nozullu ejektörün COP'u arttırdığı vurgulanmıştır.

Ziapour ve Abbasy (2010)'nin çalışmasında, ısı borusu ve ejektör entegrasyonu ile kompakt ve yüksek performanslı bir sistem yapılmıştır. Isı borusu ve ejektörlü soğutma çevrimi kavramları anlatılmıştır. Sürüklenme oranı, performans katsayısı, sistemin ısıl ve ekserji verimi gibi sistemin temel karakteristikleri hesaplanmıştır. Bu sistemde ejektöre sıfır boyutlu sabit basınçlı karışım teorisi uygulanmış ve çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Karışım akışkan hızının, sesüstü hızlarda ve normal bir şok dalgasının difüzör girişinin akış yönünde olduğu kabul edilmiştir. Evaporatör sıcaklığı 10 °C, kondanser sıcaklığı 30 °C, generatör sıcaklığı 100 °C için performans katsayısının yaklaşık 0.30'a ulaştığı simülasyon sonuçları ile gösterilmiştir. Ayrıca ısı borulu ejektörlü soğutma çevriminin ikinci yasa verimi, evaporatör sıcaklığının artması ve kondanser sıcaklığının azalması ile arttığı görülmüştür. Geniş ısı borusu çapı ve küçük ısı borusu uzunluğu için maksimum ısı borusu soğutma kapasitesi elde edildiği görülmüştür. Bu tür soğutma sistemlerinin, özellikle güneş enerjisi gibi yenilenebilir enerji ile pek çok alanda yaygın şekilde kullanıldığı kanıtlanmıştır.

Zhang vd. (2010) yaptıkları çalışmada, ayarlanabilir bir ejektörün performansı üzerindeki sayısal çalışmalar sunulmuştur. Ayarlanabilir ejektör yaparken nozulun boğaz alanını değiştirebilmek için nozul içine uzanmış aksenal bir mil kullanılmaktadır. RNG (Re-Normalisation Group)'nin k-epsilon modeli deneysel ölçümler ile diğer iki türbülans modelinden daha fazla uyumlu olduğu görülmüştür. Sayısal sonuçlar, aynı emme ve itme çalışma koşullarındaki

ayarlanabilir ejektörün yüksek sürüklenme oranı ve düşük çıkış basıncına sahip olduğu gösterilmiştir. Nozul içinde milin olması, nozul boğaz kesit alanını azaltmıştır. Ayarlanabilir ejektörün bu özellikleri ekonomik olarak tasarım ve işletimi için potansiyel sağladığı vurgulanmıştır.

Saengmanee ve Pianthong (2010) tarafından yapılan çalışmada, havalandırma sistemleri için buhar ejektörlü soğutma sisteminin dizayn prosedürleri sunulmuştur. Belirtilen çalışma koşulları altındaki performanslara, ejektör geometrisinin etkisi üzerinde durulmuştur. Bu dizayn için Mühendislik Bilimleri Veri Birimi (ESDU) ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) bir araç olarak kullanılmıştır. İlk olarak sabit basınç modeli (CPM) tipinde ejektör seçilmiş ve temel geometriler ESDU tarafından belirlenmiştir. Bunlardan; yakınsak duvar açıları 2°C, 4°C, 6°C, 8°C, ve 10°C; ıraksak duvar açıları 3°C, 4°C, ve 5°C; ejektör boğaz uzunluğu 69, 103 ve 137mm olarak belirlenmiştir. Ejektörün akış ve performans karakteristiği CFD tarafından simule edilmiştir. Bu çevrimde çalışma akışkanı olarak su (R-718b) kullanılmıştır. Uygulamadaki değerler generatör basıncı 5.5 bar, evaporatör basıncı 12.3 mbar ve kondanser basıncı 75-100 mbar, simülasyon koşulları olarak seçilmiştir. Bu çalışma için buhar ejektörün yakınsak duvarın açısı 2°C, ıraksak duvar açısı 3°C ve ejektör boğaz uzunluğu 137mm optimum boyutlar olarak bulunmuştur.

Rahman vd. (2010) tarafından ejektörde sıvı akış oranının bir fonksiyonu olan gaz sürüklenme oranı, farklı geometrili nozullar kullanılarak geliştirilmiştir. Veriler, hava ve su giriş hattı deşarj katsayısı dikkate alınarak her bir faz için makro enerji dengesi ile analiz edilmiştir. Küçük deşarj katsayılı nozullar, yüksek vakum ve dolayısıyla daha yüksek sürüklenme oranı üretiminde etkilidir. Hava sürüklenme oranının sınırlayıcı faktörü, hava giriş yolundaki düşük deşarj katsayısı olduğu görülmüştür. Daha yüksek hava yolu giriş deşarj katsayısı, sürüklenme oranını artırabilmiştir.

Zhu vd. (2009)'nin yaptıkları çalışmada CFD tekniği ile birincil nozul çıkış pozisyonu (NXP) ve karışım bölgesi yakınsak açısı gibi iki önemli ejektör geometrisinin etkilerinin incelemesi yapılmıştır. Gerçek deneysel verilerle bir

CFD model kurulup ayarlamalar yapılmış ve farklı çalışma şartları altında 95 farklı ejektör geometrisi oluşturulmuştur. 210 test sonucundan optimum NXP değeri, sadece karışım bölgesinin boğaz çapını değil aynı zamanda birincil akış basıncının yükselmesi gibi artış olduğu elde edilmiştir. Diğer taraftan optimum çalışma noktası yakınındaki özelliklerden θ (sabit basınçlı karışım bölmesinin yakınsama açısı) değerinin çok hassas olduğu vurgulanmıştır. Sürüklenme oranı, %26.6'ya kadar θ değerinin değişimi ile farklılık gösterebilmiştir. Birincil akış basıncı yükseldiğinde, ejektör performansını en üst düzeye çıkarmak için, θ değerinin nispeten daha büyük olması gerektiği görülmüştür. Bu çalışma, tasarım koşullarından farklı olan çalışma koşullarındaki en iyi ejektör sistem performansını elde etmek için NXP değerinin yerleşiminin ayarlanması ve θ değerinin bulunmasına rehber olabilecek niteliktedir.

He vd. (2009)'nin çalışmasında, ejektörlü soğutma sisteminde ejektör performansı, tüm sistemin maliyeti, kapasitesi, boyutu ve performansı için kritik önem taşıdığı görülmektedir. Tüm soğutma sistemi için kullanılan etkili metotlar gibi ejektörün performans analizi için matematiksel model kurulmuştur. Bu modelin sistem dizaynı ve optimizasyonu, deneysel sonuçların yorumlanması ve sistemin çalışmasına rehberlik edebilecek nitelikte olduğu vurgulanmıştır. Ejektör içinde olan termodinamik ve hidrodinamik karakterlerdeki matematiksel model hakkında çeşitli araştırmalar gözden geçirilmiştir. Kısacası ejektörün temel prensibini, akış ve karışım mekanizmasını ve model kurulum metodu açıklanmıştır. Ayrıca uygun varsayımlardan oluşan çeşitli modeller, korunum denklemleri, yardımcı durumlar, çözüm metotları ve ana sonuçlar bulunmuştur. Bu modeller iki gruba ayrılmıştır. Tek fazlı akış modeli, iki fazlı akış modeli olarak ayrılmış sabit termodinamik model ve akışın fazı dikkate alınarak oluşturulan dinamik modeldir. Dinamik modellerin daha hassas tahmine sahip olduğu ve sabit modeller karşılaştırıldığında daha çok bilgi verdiği görülmüştür.

Meyer vd. (2009) yaptıkları çalışmada küçük ölçekli buhar jet ejektör deney düzeneği tasarlamış ve imal edilmiştir. Bu ejektörün kurulumu açık çevrim olarak ve kazan 85-140 °C aralığında çalışılmıştır. Tipik bir soğutma suyu için kondanser basıncı 1.70-5.63 kPa ($T_c=15-35$ °C) aralığındayken tipik bir evaporatör sıvısının

sıcaklığı 5-10 °C aralığında belirlenmiştir. Evaporatör içindeki soğutma yükü 3 kW'lık elektrik elemanı ile ifade edilirken kazan, 2 adet 4 kW'lık elektrik elemanı ile güçlendirilmiştir. Elektrik elemanları varyaklar tarafından kontrol edilmiştir. İkincil ejektör boğaz çapı 18 mm değişmeden kalırken, birincil nozul boğaz çapları 2.5 mm, 3 mm ve 3.5 mm olarak test edilmiştir. Birincil nozul, kazanın 85-110 °C aralığında çalışmasına izin verilmiştir. Nozulun boğaz çapı arttığında kazanın minimum sıcaklığı azalmıştır. 95 °C kazan sıcaklığı, 10 °C evaporatör sıcaklığı ve kritik kondanser basıncı 2.67 kPa ($T_{cri}=22.6$ °C) olan sistem, 3.5 mm boğaz çaplı birincil nozul ile test edilmiştir. Bu sistemin COP değeri, 0.253 olarak bulunmuştur. Örnek bir çalışma olarak güneş enerjili buhar jet soğutmanın deneysel verileri incelenmiştir. Güneş enerjili buhar jet ejektör soğutma sistemi, teknik ve ekonomik açıdan geleneksel buhar sıkıştırmalı soğutmaya göre uygun olduğu bulunmuştur. Böyle bir sistem için mevcut güneş enerjisi türüne göre, ya düz plakalı ya da boşaltılmış tüplü termal güneş kolektörleri kullanılabilirdiği vurgulanmıştır.

Üçgül (2009)'ün yaptığı çalışmada, güneş enerjili ejektör soğutma sisteminin termodinamik, çevresel ve ekonomik incelemesi yapılmıştır. Geleneksel buhar sıkıştırmalı soğutma tesislerinin, kullandıkları soğutucu akışkanın zararının dışında çevresel etkisi olmadığı vurgulansa da, kompresörde kullanılan elektrik enerjisinin üretim kökeninin incelenmediğine değinilmiştir. Geleneksel buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi kullanan tesislerde, yıllık 4.2 milyon kg miktarında karbondioksit gibi sera gazının dolaylı olarak atmosfere salınmasına yol açtığı ve çevre için tahribat oluşturduğu gösterilmiştir. Bu çalışmada incelenen ejektörlü soğutma sistemleri, sıkıştırma için gereken enerjiyi elektrikten değil de, çevresel kirleticilik etkileri ihmal edilebilecek düzeyde olan yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilen ısıdan yararlanılmıştır. Örnek uygulama olarak, Isparta ilindeki elma üretiminde yoğun kullanılan soğuk depolama tesisleri kullanılmıştır. Ekonomik analiz yapıldığında, ilk yatırım maliyetinin yüksek olmasına rağmen işletme maliyetleri bakımından kara geçtiği belirtilmiştir. Saatlik ve ekonomik maliyetler göz önünde bulundurulduğunda, ejektörlü soğutma sisteminin soğutma performans katsayısı, buhar sıkıştırmalı soğutma

sistemine göre yaklaşık 4 kat daha fazla olmasına rağmen işletme maliyeti bakımından 5,56 kat daha ekonomik olduğu ortaya konulmuştur.

Varga vd. (2009)'nin yaptıkları çalışmada, ilk seferde birincil nozul, emme, karışım ve difüzör için ejektör verimleri belirlenmiş ve bu tanımlamalara göre aksel simetrik CFD model kullanılmıştır. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmış ve güneş enerjisiyle çalışan bir iklimlendirme cihazı için uygun olan bir aralıkta çalışma koşulları seçilmiştir. Sabit kesit alanı oranlarında, farklı nozul boğazı için ejektör performansı tahmin edilmiştir. Çalışma şartlarına bağlı olarak optimum oran, sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Farklı çalışma şartları için ejektör verimleri hesaplanmıştır. Nozul veriminin sabit olduğu kabul edilse bile, çalışma şartlarına bağlı olarak ejektörün difüzör, karışım ve emme bölgesinin verimlilikle ilişkili olduğu bulunmuştur.

Elbel ve Hrnjak (2008)'in çalışmasında, bir soğutucu ejektör kullanan transkritik R744 sisteminden elde edilen deneysel sonuçlar verilmiştir. Bu sonuçlar, genişleme vanalı geleneksel sistemler ile karşılaştırılmıştır. Deney koşulları için soğutma kapasitesi %8 ve COP %7 kabul edilmiştir. İtici nozul ve difüzör büyüklüğü gibi temel ejektör boyutlarındaki değişimin bir sonucu olarak sistemin performansına etkilerini niceliksel olarak değerlendirmek için deneyler ile incelemeler yapılmıştır. 5° gibi küçük açılar, yüksek hızlı iki fazlı akışın giriş difüzörünün sabit basınç geri kazanımı için iyi sonuçlar verdiği anlaşılmıştır. Genişleme vanalı geleneksel transkritik R744 bir sistemdeki gibi ejektör içine entegre edilmiş yüksek basınç kontrolleri, sistem performansını en üst düzeye çıkarmak için kullanılmıştır. Sayısal simülasyon sonuçları, bu temel eğilimi belirlemeye yardımcı olmuştur. Ejektör boğaz basınç ölçümlerindeki zorluklar nedeniyle, toplam ejektör verimlerini ölçmek için daha fazla uygulamalı bir performans ölçümü geliştirilmiştir. Bu tanımlamaya göre prototip bir ejektör boğaz kayıplarını %14.5'e kadar geri çekmeyi başarılabilmiştir.

Alexis (2007)'nin yaptığı çalışmada bir kojenerasyon sisteminde enerji korunumu tartışılmıştır. Buhar güç çevriminden (Rankine) 2 MW elektrik gücü elde edilmekte ve bu buhar 7 bar basınçta türbin kanatlarına verilmiştir. Bu

sistem, kış aylarında binalarda veya fabrikalarda ısınma amacıyla veya yaz ayları boyunca aynı alanlarda iklimlendirme için bir buhar ejektörlü soğutma çevrimi ile kullanılmıştır. Ayrıca bu sistem yaz aylarında absorpsiyonlu sisteme alternatif çözüm olarak kullanılmıştır. Ejektörlü soğutma biriminin, absorpsiyon biriminden daha ekonomik olduğu vurgulanmıştır. Elektriksel güç veya elektriksel ısı oranı 0.1-0.4 aralığında, ejektörlü çevrimdeki evaporatör sıcaklığı ise 10-16 °C aralığında değişiklik göstermekte olduğu bulunmuştur. Kojenerasyon sisteminin performans parametrelerini çalışmak için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir.

Aktoprakoğlu (2006) tarafından yapılan çalışmada, geometrik parametrelerin ejektörlü soğutma sisteminin performansına etkisini incelemek için özel bir ejektör tasarlanmıştır. Tasarlanan ejektörde, sesüstü (tahrik, birincil) nozulunu aksenal olarak hareket ettirerek, değişik geometri ve boyutlarda birincil nozulları ve karışma odaları oluşturulmuştur. Geliştirilen bu soğutma sistemi, düşük seviyedeki ısı enerjisiyle (83 °C'deki su) başarıyla çalıştırılıp test edilmiştir. Soğutucu akışkan olarak R-123 kullanılarak, birincil nozulu konumunun ve karışma odası kesit alanının birincil nozulu boğaz alanına oranı olan alan oranının, ejektörlü soğutma sisteminin soğutma kapasitesine ve performans katsayısına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Farklı iki karışma odası için üç alan oranında ayrı ayrı optimum sesüstü konumu ile evaporatör sıcaklığı 10 °C ve kondanser basıncı 125 kPa'da optimum generatör sıcaklıkları bulunmuştur. 103 °C'lik generatör sıcaklığında yaklaşık %40'lık bir performans katsayısı elde edilmiştir.

Üçgül (2006)'da yaptığı araştırmada, soğutma-iklimlendirme proseslerindeki soğutma ihtiyacının güneş, jeotermal ve biyokütle gibi yenilenebilir enerji kaynaklı ısı ile karşılaştırılması yapılmıştır. Prototip olarak tasarlanan sistemde dizayn parametreleri, basınç ve sıcaklık gibi işletim koşulları ile çalışma akışkanı cinsine bağlı olarak değiştiği görülmüştür. Bu parametrelerin yanı sıra generatör sıcaklığının performansa etkisinin olduğu tespit edilmiştir.

Meyer (2006)'in çalışmasında, küçük ölçekli buhar jet ejektörlü deney düzeneği tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu ejektörün kurulumu açık çevrimdir ve kazan 85-140 °C aralığında çalışılmıştır. Tipik bir soğutma suyu için kondenser basıncı 1.70-5.63 kPa ($T_c=15-35$ °C) aralığındayken tipik bir evaporatör sıvısının sıcaklığı 5-10 °C aralığında tutulmuştur. Evaporatör içindeki soğutma yükü 3 kW'lık elektrik elemanı ile ifade edilirken kazan, 2 adet 4 kW'lık elektrik elemanı ile güçlendirilmiştir. Elektrik elemanları, varyaklar tarafından kontrol edilmiştir. İkincil ejektör boğaz çapı 18 mm olarak değişmeden kalırken, birincil nozul boğaz çapları 2.5 mm, 3 mm ve 3.5 mm olarak farklı boyutlarda test edilmiştir. Birincil nozul, kazanın 85-110 °C aralığında çalışmasına izin vermektedir. Nozulun boğaz çapı arttığında kazanın minimum sıcaklığı azalmaktadır. 95 °C kazan sıcaklığı, 10 °C evaporatör sıcaklığı ve kritik kondanser basıncı 2.67 kPa ($T_{cri}=22.6$ °C) olan sistemde, 3.5 mm boğaz çaplı birincil nozul ile test edilmiştir. Bu sistemin COP değeri 0.253 olarak bulunmuştur. Örnek bir çalışma olarak güneş enerjili buhar jet soğutmanın deneysel verileri incelenmiştir. Güneş enerjili buhar jet ejektörlü soğutma sistemi, teknik ve ekonomik açıdan geleneksel buhar sıkıştırma soğutmaya göre uygundur. Böyle bir sistem için mevcut güneş enerjisi türüne göre ya düz plakalı ya da boşaltılmış tüplü termal güneş kolektörleri kullanılabilirdiği vurgulanmıştır.

Bergander (2006)'in çalışmasında, geleneksel sistemlerdeki genişleme valfinin kayıplarını, iki fazlı akış yayılımının potansiyel enerjisini rejeneratif kullanım ile soğutma için yeni bir buhar sıkıştırma çevrimin geliştirilmesi tanımlanmıştır. Bu yeni çevrim, sıvıyı aynı anda daraltan ve birleştiren ejektör tarafından iki adımlı sıkıştırmayı içermektedir. Kompresör, son basıncın yaklaşık 2/3'üne buharı sıkıştırmakta, ejektöre ek bir sıkıştırma sağlamakta ve böylece bir kompresör için gereken mekanik enerji miktarı azalmakta ve verim artmakta olduğu görülmüştür. Bu termodinamik model, geleneksel buhar sıkıştırma çevrim ile karşılaştırıldığında %38 olası verimlilik gelişimi gösteren R22 soğutucu akışkan için geliştirilmiştir. 10 kW bir prototip ile teorik çalışma takip edilmiştir.

Alexis (2005)'in çalışmasında buhar ejektörlü soğutma sisteminin tersinmezlikleri detaylı olarak incelenmiştir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Çevrim parametrelerinin etkileri, birinci ve ikinci yasa temelinde analiz edilmekte ve sonuçlar daha fazla tersinmezlikler ile bileşenleri gösterilmiştir. Ejektörün kalitesinin, diğer bileşenlerin kalitesinden sistem performansı üzerinde daha fazla etkiye sahip olduğu çünkü birincide ejektörde, ikincide kondanserde daha fazla ekserji kaybı olduğu vurgulanmıştır. Soğutma sistemi için maksimum performans katsayısının 0.4-0.6 arasında değişmiş ve generatör basıncının 6 bar, evaporatör sıcaklığının 4-8 °C ve kondanser sıcaklığının 44-50 °C değerleri için ikinci yasa veriminin 0.17'ye yakın olduğu verilmiştir. Ayrıca bir sistem içindeki kayıplar niceliksel olarak görselleştirilmekte ve optimizasyon için fikir vermektedir.

Üçgül vd. (2005)'nin yaptıkları çalışmada jeotermal enerjinin kullanımı ve buhar ejektörlü soğutma sistemi üzerinde uygulanması incelenmiştir. Sistemin, I. yasa analizi ile sistem performansı ve II. yasa analizi ile de sistemin ekserjetik performansı incelenmiştir. Bu sistemde Denizli-Kızıldere jeotermal buharı (P=4,5 bar) kullanılmıştır. 70 °C, 100 °C ve 130 °C generatör sıcaklıklarında, sabit yoğuşturucu sıcaklığında ($T_c=35$ °C) ve farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında ($T_e=10-15$ °C) sistem performansı (COP) ve sistemin ekserjetik performansı (COPEX) ortaya konulmuştur. Kütle akış oranı (G) ve sistem performans katsayısı (COP) değerlerinin, artan T_g ve T_c sıcaklıklarıyla artış gösterdiği aynı zamanda generatör sıcaklığının artmasıyla ekserjetik verimin arttığı vurgulanmıştır. Bunun dışında kondanser sıcaklığındaki artma ile ekserjetik verimin azaldığına değinilmiştir.

Rusly vd. (2005)'nin yaptıkları çalışmada, sınırlı işlevselliğe sahip bir dizi çalışma şartları için deneysel verilerden elde edilen katsayılar kullanılarak ejektörün bir boyutlu analizi yapılmıştır. Ejektör içindeki akış dinamiklerini çözmek için sonlu hacimler CFD yöntemi kullanılarak birçok ejektör dizayn modellenmesi yapılmıştır. Deneysel verilerin sonuçları ile CFD sonuçları doğrulanmıştır. Deneysel aralığın dışında, ejektör performansının tahmini ve akış alanının analizleri de gerçekleştirilmiştir. Ejektörde hiçbir şok kaydedilmemesine

rağmen, CFD verilerinden kesin alan oranlarında büyük bir doğrulukla sürüklenme oranları tahmin edilmiştir. Deneysel veriler, birleşik ejektör-buhar sıkıştırma sistemdeki çalışma şartlarından elde edilmiştir. Bu şartlardaki deneysel aralığın dışındaki tahminler ile çeşitli ejektör geometrisine sahip akış koşullarının sonuçları tartışılmıştır. Ejektör içinde bir şok meydana gelmeden hemen önce maksimum sürüklenme oranının olduğu ve nozul pozisyonunun önemli bir ejektör tasarım parametresi olduğu gösterilmiştir.

Alexis ve Karayiannis (2005)'in yaptıkları çalışmada, soğutucu akışkan olarak R134a kullanan ve solar enerji ile çalışan ejektörlü soğutma sistemi tanımlanmıştır. Atina şehrinde beş ay (Mayıs-Eylül) boyunca orta sıcaklıklı güneş kolektörü ile bağlantılı bir sistem düşünülmüştür. Sistem işletimi ve termodinamik ilişkiler, uygun bilgisayar kodları ile simule edilmiştir. Bölgeye ait iklimsel veriler, yıllık önemli sayıda istatistiksel süreçler ile tespit edilmiştir. Çalışma koşulları, 82-92 °C generatör sıcaklığı, 32-40 °C kondanser sıcaklığı ve -10-0 °C evaporatör sıcaklığına sahip olduğu durumda ejektörlü soğutma sisteminin COP değeri 0.035 ile 0.199 aralığında değiştiği görülmüştür. Temmuz ayında toplam güneş radyasyonu (536-838 W/m²) ve aynı çalışma şartlarında tüm güneş soğutmalı sistemlerin COP değerinin 0.014 ile 0.101 arasında değiştiği bilinmektedir.

Chunnanond ve Aphornratana (2004) tarafından yapılan çalışmada, soğutmada, ejektör ve uygulamalarının literatür taraması yapılmıştır. Jet soğutmanın geliştirilmesi, çalışma akışkanları, performans özellikleri, jet soğutma çevrimi ve ejektör teorisi gibi birçok konu üzerine tartışılmış ve gruplandırmalar yapılmıştır. Ayrıca, diğer türdeki soğutma sistemlerinin başka uygulamaları da tanımlanmıştır.

Alexis (2004) yaptığı çalışmada, buhar ejektörü ile çalışan bir soğutma sisteminin ejektör boğazının enine kesit hesaplamasını yapmıştır. Buharın termodinamik özelliklerini tanımlayan bir metot geliştirilerek ejektörün ayrıntılı hesaplaması yapılmıştır. Ejektörün kesit bölgesinde üç ana parametrenin etkisi tartışılmıştır. Bu parametreler generatör basıncı, kondanser sıcaklığı ve evaporatör sıcaklığı

olarak belirlenmiştir. Tasarım koşullarında kullanılmış olan generatör basıncı 6-8 bar, kondanser sıcaklığı 40-50 °C ve evaporatör sıcaklığı 4-10 °C olarak belirlenmiştir. Bu çalışma ile ejektör boyutlarının bu işletim koşullarına bağlı olduğu teyit edilmiştir.

Alexis ve Katsanis (2004)'in çalışmasında, orta sıcaklıklı ısı kaynağı ile çalışan bir soğutma sisteminde, ejektör içinden geçen metanolün davranışı üzerinde durulmuştur. Bu sistemin hesaplanması için metanolün termodinamik özellikleri analitik fonksiyonlar kullanarak bir metot ile geliştirilmiştir. Ayrıca bu sistem, aynı sıcaklık seviyelerinde çalışan Carnot çevrimi ile karşılaştırılmıştır. Üç temel parametre olan generatör, kondanser ve evaporatör sıcaklıkları ile performans katsayısı ve ejektör verimliliği tartışılmıştır. 150 °C sabit kızgın sıcaklığın üzerinde, üç sıcaklık korelasyonu ile maksimum COP değeri tahmin edilmiş ve 0.139-0.467 aralığında sonuçlar elde edilmiştir. Tasarım şartları olarak generatör sıcaklığı 117.7-132.5 °C, kondanser sıcaklığı 42-50 °C ve evaporatör sıcaklığı -10-5 °C olduğu kabul edilmiştir.

Alexis ve Rogdakis (2003)'in yaptıkları çalışmada, bir buhar ejektörlü soğutma modelinin doğrulama çalışmaları yapılmıştır. Buhar ejektörlü soğutma çevrimi için matematiksel bir model tanımlanmış ve üretilen sonuçlar literatürde bulunan deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada Munday ve Bagster (1977) tarafından geliştirilen teori kullanılmıştır. Ayrıca ejektördeki izentropik verim ve şok olayı dikkate alınmıştır.

Khattab ve Barakat (2002) tarafından yapılan çalışmada konforlu soğutma için düşük basınç ve düşük sıcaklıklı güneş enerjili buhar jet soğutma çevriminin performansının matematiksel modellenmesi ayrıntılı olarak verilmiştir. Bu modelde, sesüstü ve sesaltı difüzör ve ıraksak-yakınsak nozuldaki sesüstü akış durumu ile birlikte performans ve çevrim analizi yapılmıştır. Buharın termodinamik özelliklerini sağlayan bir alt program ile birlikte modelden aynı anda denklem sonuçlarını belirleyen bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Bu simülasyon programı ile, farklı dizayn ve çalışma koşulları altında, güneş enerjili

buhar jet soğutma sistemini analiz edilmiştir. Seçilen ejektör boyutları için ve güneş enerjili buhar jet soğutma çevrimi için dizayn grafikleri bulunmuştur.

El-Dessouky vd. (2002)'nin çalışmasında, buhar jet ejektörün verimi ve dizaynı için yarı-ampirik model geliştirilmiştir. Bu model, itici buhar ve sıkıştırılmış buhar, sürüklenen buharın basıncı ve genişleme oranının bir fonksiyonu gibi sürüklenme oranı verilmiştir. Akış basınçları ve sürüklenme oranının bir fonksiyonu şeklinde, alan oranları, evaporatör ve kondanser basınçlarının bir fonksiyonu gibi nozul çıkışındaki itici buhar basıncı için korelasyonlar geliştirilmiştir. Bunlar, itici buhar basıncı, sürüklenme oranını veren evaporatör ve kondanser, nozul çıkışındaki itici buhar basıncı, nozul ve difüzörün kesit alanları gibi ejektör yüklerini tanımlayan ejektörün tam tasarlanmasını sağlamıştır. Geliştirilen korelasyonlar, deneysel veriler ve imalat tasarım verilerini içeren geniş veri tabanlarına bağlı olduğu bulunmuştur. Bu model, sıkıştırma oranları 1.8'in üzerinde olan ve boğulan akışların korelasyonlarını içermiş olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca, sıkıştırma oranları 1.8'in altında boğulma olmayan akışlar için de bir korelasyon sağlamıştır. Boğulma olan ve boğulma olmayan akış korelasyonları için (R^2) katsayı değeri sırasıyla 0.85 ve 0.78'dir. Nozul çıkışındaki itici buhar ve alan oranlarının hepsi için korelasyonlar ise 0.99 (R^2) değerine sahip olduğu bulunmuştur.

Alexis ve Rogdakis (2002)'in yaptıkları çalışmada, soğutucu olarak kullanılan amonyak-su birleşik ejektör-absorpsiyon çevriminin performansını tanımlamak için iki basit model kullanılmıştır. İlk modelde ejektör, evaporatör ve tahliyeden buhar çekerek kondansere göndermiştir. İkincisinde ise ejektör, evaporatör ve tahliyeden buhar çekerek absorbere göndermiştir. Sıcaklık-entropi diyagramında, ejektörün çalışması ve termodinamik çevrim gösterilmiştir. Birleşik ejektör-absorpsiyon çevriminin termodinamiği, uygun metot ve uygun bilgisayar kodu ile simule edilmiştir. NH_3-H_2O ikili karışımının davranışı, analitik bir fonksiyona bağlı kalarak tanımlanmıştır. İlk model 237 °C generatör sıcaklığı, 25.9-30.6 °C kondanser sıcaklığı, 48.6-59.1 °C absorber sıcaklığı ve -1.1-7.7 °C evaporatör sıcaklığı şartlarında çalıştığına, teorik olarak performans katsayısı (COP) değeri 1.099-1.355 aralığında değişkenlik gösterdiği belirtilmiştir. İkinci

modelde ise 237 °C generatör sıcaklığı, 91 °C kondanser sıcaklığı, 76.7-81 °C absorber sıcaklığı ve -1.1-7.7 °C evaporatör sıcaklığı şartlarında çalıştığına ise, teorik olarak performans katsayısı (COP) değeri 0.274-0.382 aralığında değişkenlik gösterdiği belirtilmiştir.

Aphornratana vd. (2001)'nin yaptıkları çalışmada, çalışma akışkanı olarak R11 kullanan bir ejektörlü soğutma çevriminin deneysel çalışması yapılmıştır. Bu sistem, kazan sıcaklığı 100 °C'den 110 °C'ye, kondanser sıcaklığı 35 °C'den 41 °C'ye, evaporatör sıcaklığı ise 12 °C'ye kadar olacak şekilde test edilmiştir. Bu sistemde, 8 mm boğaz çaplı iki farklı karışım bölgesi kullanılmıştır. Sistem içinde karışım bölmesinin birincisinde, her zaman boğulma olayı meydana geldiği ama ikinci karışım bölgesinde her zaman meydana gelmediği vurgulanmıştır. Karışım bölgesinde hiç boğulma olmadığında, sistem daha esnek çalışabilmiştir. 500-1700 W aralığında soğutma kapasitesi ve 0.1-0.25 aralığında COP ile -5 °C'ye kadar soğutma sıcaklığı elde edilebilmiştir.

Rogdakis ve Alexis (2000a)'in yaptıkları çalışmada, Munday ve Bagster (1977)'in geliştirdikleri teori yardımıyla bir ejektör teorisi geliştirilmiştir. Ejektör içinden geçen NH₃-H₂O karışımının termodinamik davranışlarını incelemek için bu teoriyi kullanmışlardır. Bu ejektör, amonyak-su ikili karışımını kullanan birleşik ejektör-absorpsiyon çevriminde kullanılmıştır. Birleşik ejektör-absorpsiyon sistemlerindeki ısı kazanç faktörünün, geleneksel absorpsiyonlu sisteminkinden % 0.8-37.7 daha büyük olduğu literatürde gösterilmiştir. Birincil, ikincil ve geri basınçların sabit olduğu dikkate alındığında, akış sürüklenme oranı ve soğutma çevrimlerindeki performans değeri maksimum alındığında, şok öncesi basınç elde edilmiştir. Ejektörün optimum tasarımı için, bu optimum akış sürüklenme oranı (w) ile, A_t/A_d (birincil nozul en dar kesit alanı/sabit alanlı kanalın kesit alanı) alan oranları değeri tahmin edilmiştir. Birincil basınç 30-50 bar, ikincil basıncın 3-5 bar, geri basıncın 10-14 bar ve amonyak buharının kütle kısmının % 97 olduğu kabul edilmiştir.

Rogdakis ve Alexis (2000b)'in yaptıkları çalışmada, düşük sıcaklıklı ısı kaynağı ile çalışan bir havalandırma sisteminde kullanılan ejektör içinden geçen amonyakın

(R-717) davranışı incelenmiştir. Önerilen sistemin hesaplamaları için amonyağın termodinamik özelliklerini tanımlayan analitik fonksiyonlar kullanılarak bir metot geliştirilmiştir. Önerilen çevrim, aynı sıcaklık seviyelerinde çalışan Carnot çevrimi ile karşılaştırılmıştır. Üç temel parametre olan generatör, kondanser ve evaporatör sıcaklıklarının performans katsayısı ve ejektör verimliliği üzerine etkisi tartışılmıştır. Ayrıca 100 °C sabit kızgın ısı sıcaklık için üç sıcaklık korelasyonu ile COP'un maksimum değeri tahmin edilmiştir. Sonuç olarak tasarım şartları, generatör sıcaklığı için 76.11-79.57 °C, kondanser sıcaklığı için 34-42 °C ve evaporatör sıcaklığı için 4-12 °C olduğu kabul edilmiştir.

Huang vd. (1985)'nin yapıları çalışmada ejektör performans özellikleri ve jet soğutma sisteminin tasarım analizi üzerinde durulmuştur. İkincil buhardaki boğulma oluşumunun, ejektör performansında önemli rol oynadığı gösterilmiştir. Karışım bölgesindeki ikincil buhar için varsayılan etkili alan ile ilişkili olan ejektördeki boğulma, ejektör kritik değerinin altındaki basınçta çalıştığında gerçekleştiği görülmüştür. Deneyde incelenen etkili alanın sabit olmadığı, çalışma koşulları ile değişiklik gösterdiği anlaşılmıştır. Deneysel sonuçlardan, ejektör performans karakteristiklerinin ve soğutma sisteminin dizayn analizlerini gösteren performans haritası çıkarılmıştır. Soğutma sistemi için önemli birçok özellik bu çalışmada bulunduğu vurgulanmıştır.

Munday ve Bagster (1977) tarafından yapılan çalışmada, buhar jet soğutma performansının özel bir referans ile yeni bir ejektör teorisi formüle edilmiştir. Bu teori, difüzörün yakınsak borusunda birleşen itici buhar ve emilen buhar olmak üzere iki akış olduğu varsayılmıştır. İkincil buharın sesüstü hızlara ulaştığı ve bu nedenle ejektörün kesit bölgesinin bazı yerlerinde etkili bir şok oluştuğu kabul edilmiştir. Nozul akışının standart hesaplamaları ile ejektör kapasitesinin bulunması ve buhar jet soğutma performansının tahmin edilmesi sağlanmıştır. Bu teori ve gerçek ölçekli testler arasında uyum olduğu tespit edilmiştir. Aynı zamanda buhar jet soğutmanın sabit kapasiteli etkisi açıklanmıştır. Buhar jet soğutma elemanlarının, daha büyük bir verim elde etmek yerine mevcut koşullar için tasarlanmış olması gerektiği sonucuna varılmıştır.

Yapılan literatür araştırmalarından farklı olarak bu çalışmada, çalışma akışkanı olarak su kullanan ejektörlü bir soğutma sisteminin tasarlanmasında optimizasyon koşulları hem teorik hem de deneysel olarak belirlenmiştir. Teorik olarak elde edilen veriler deneysel çalışmadan elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır. Ejektör içindeki akışın deneysel olarak incelenemediği noktalarda Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) yazılımı ile akış analizi yapılmıştır. Ayrıca soğutma sisteminin ekserji kayıpları hesaplanmış ve ekserji analizi yapılmıştır. Elde edilen teorik, deneysel ve CFD sonuçları karşılaştırılarak optimizasyon parametreleri belirlenmiş ve çalışma koşullarına bağlı olarak bu parametrelerin aralık değerleri elde edilmiştir.



3. MATERYAL VE METOT

3.1. Soğutma ve Soğutma Sistemleri

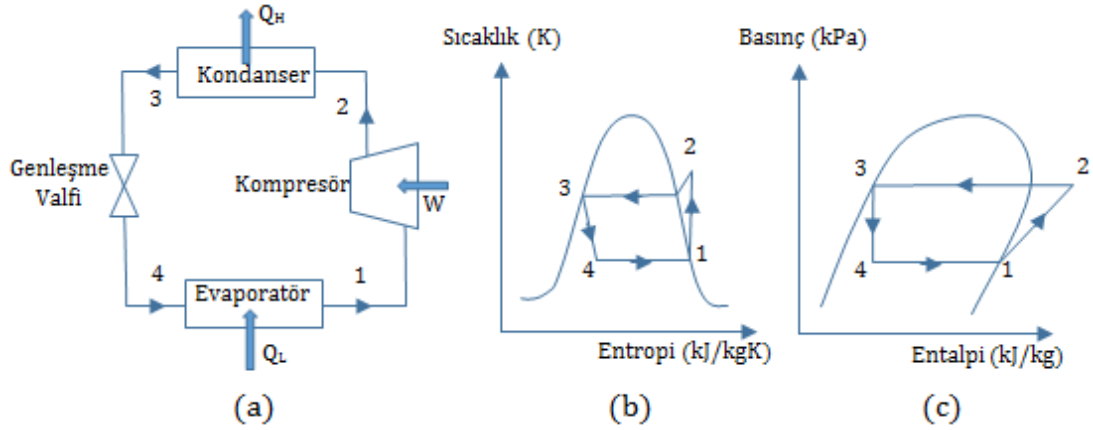
Soğutma, katı, sıvı veya gaz olan herhangi bir maddeden ısının çekilmesi işlemidir. Maddeden ısının çekilmesiyle madde ya soğumakta ya da ısısı düşmektedir (Dinçer, 2003). Başka bir deyişle ifade etmek gerekirse soğutma, bir yerdeki ısının başka bir yere nakledilerek, o yerdeki sıcaklığın ortam sıcaklığının altında bir sıcaklıkta tutulması veya bir maddenin ya da ortamın sıcaklığını, o madde ya da ortamı çevreleyen ortamın sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza edebilmek maksadı ile madde veya ortamın ısısının alınması işlemine denilmektedir. Geçmişten beri insanlar, gıdalarını muhafaza etmek, serinlemek veya soğuk bir şeyler içmek için çeşitli yöntemler kullanarak soğutma ihtiyacını karşılamaya çalışmışlardır (Yamankaradeniz vd., 2009). Günümüzde ise gelişen teknoloji ile birlikte zorunlu ihtiyaçların yanı sıra konforlu şekilde yaşama ihtiyacı da, soğutma sistemlerinin daha çok kullanılmasına ve daha yaygın hale gelmesine neden olmaktadır.

Eskiden beri bilinen çeşitli soğutma veya ısının düşürülmesi yöntemleri vardır. Bunlardan en eskisi düşük basınç altında gazın hızlı bir şekilde genişletilmesi ile meydana gelmektedir. Böylece gazın sıkışması esnasında üretilen fazla ısının atılması ile soğutma gerçekleşmekte ve daha sonra genişlemeye izin verilmektedir (Dinçer, 2003). Bilinen bu soğutma sistemlerinin yanı sıra soğutma ihtiyacını karşılamak için kullanılan başka sistemler de mevcuttur. Bu sistemler kullanım alanlarına, kaynaklarına bağlı olarak değişmekte ve üzerinde çalışmalar devam etmektedir.

3.1.1. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemleri

Soğutma sistemleri içinde en çok bilinen ve en sık uygulanmakta olan soğutma sistemidir. Bu sistemler Şekil 3.1'de görüldüğü gibi kompresör, evaporatör, kondanser ve genişleme valfi gibi temel elemanlardan oluşmaktadır. Kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan, kızgın buhar halde

kondansere gönderilir. Kondanserde, çevreye ısı vererek yoğuşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında alçak basınca kısılarak ıslak-buhar hale gelir. Buradan gelen ve evaporatörü çevreleyen ortam sıcaklığının altında bir sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan, ortamın ısını çekerek ortamı soğutur. Evaporatör çıkışında ise, doymuş buhar halde kompresör tarafından emilir.

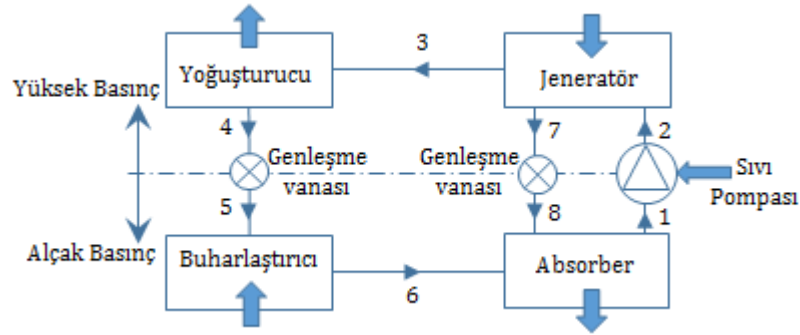


Şekil 3.1. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi (Dinçer ve Kanoğlu, 2010'dan Türkçeleştirilmiştir.)

3.1.2. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri

Absorbsiyonlu soğutma çevrimi prensibi 1800'lü yılların başlarına dayanmasına rağmen, ilk olarak Fransız mühendis Ferdinand P.E. Carre tarafından keşfedilmiştir (Dinçer ve Kanoğlu, 2010). Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde iki akışkan kullanılmaktadır. Amonyak-Su, Su-Lityum Bromür, Su-Lityum Klorür ve Metilen Klorür-Dimetil Eteri akışkan çiftleri sık olarak kullanılanlar arasında bulunmaktadır (Özkol, 1988). Absorbsiyonlu soğutma sistemi, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimine benzemesine karşılık Şekil 3.2'de gösterildiği gibi bu sistemde mekanik iş (genellikle elektrik) harcayan kompresör yerine absorber, sıvı pompası ve generatörden oluşan termik-kompresör adı verilen bir sistem kullanılmaktadır. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde evaporatörden (buharlaştırıcıdan) gelen düşük basınçlı soğutucu akışkan buharı, absorblayıcı sıvı tarafından emilmektedir. Daha sonra sıvı ve soğutucu akışkan karışımı generatörde ısıtılarak daha yüksek basınca çıkartılmaktadır. Son olarak da sağlanan ısı ile absorblayıcı sıvıdan, soğutucu akışkan buharı ayrılmaktadır

(Şencan, 1999; Büyükalaca ve Yılmaz, 2003; Dinçer, 2003; Yamankaradeniz vd., 2009)

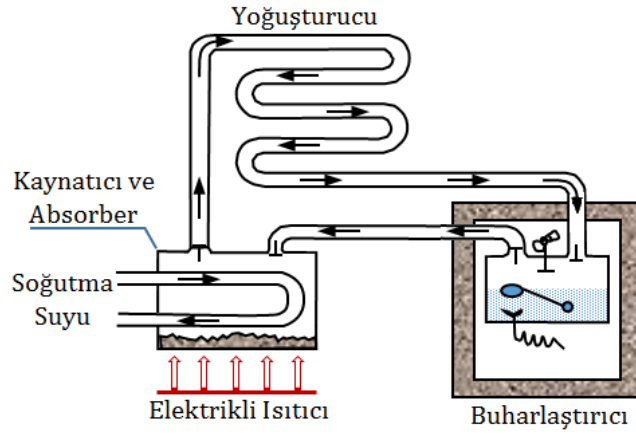


Şekil 3.2. Temel bir absorpsiyonlu soğutma sistemi (Dinçer ve Kanoğlu, 2010'dan Türkçeleştirilmiştir.)

3.1.3. Adsorpsiyonlu soğutma sistemleri

Adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinde sıvıyı emme işi, absorpsiyonlu soğutma sistemlerindeki sıvı bir madde ile değil de, katı bir madde tarafından yapılmaktadır. Bu sistemlerdeki katı maddeye absorbent adı verilmektedir. Soğutucu akışkan olarak su, metanol veya amonyak, absorbent olarak ise genellikle silika jel, aktif karbon, alümineler ve zeolitler kullanılmaktadır (Leite ve Daguene, 2000; Büyükalaca ve Yılmaz, 2003).

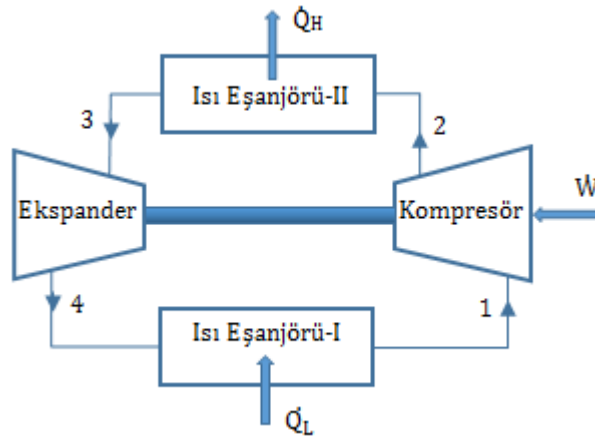
Absorpsiyonlu soğutma sistemi, Şekil 3.3'de gösterildiği gibi kaynatıcı, absorber, yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdan oluşmaktadır. Şekil 3.3'deki kaynatıcı içinde emilimi yapacak silika jel gibi absorbentlerden biri kullanılmaktadır. Sistemde, kaynatıcının ısıtılması ile katı madde ısınmakta ve emmiş olduğu soğutucu akışkan katı maddeden buharlaşarak ayrılmaktadır. Belirli bir basınca ulaştığında yoğuşturucuya geçmektedir. Yoğuşturucu içinde dışarıya ısı vererek sıvı hale gelen soğutucu akışkan buradan buharlaştırıcıya geçmektedir. Ortamdan ısı çekerek buharlaşan soğutucu akışkan, kaynatıcı içindeki katı madde tarafından emilmeye başlamakta ve çevrim aynı şekilde devam etmektedir (Büyükalaca ve Yılmaz, 2003; Yamankaradeniz vd., 2009).



Şekil 3.3. Adsorbsiyonlu soğutma sistemi (Yamankaradeniz vd., 2009)

3.1.4. Hava soğutma sistemleri

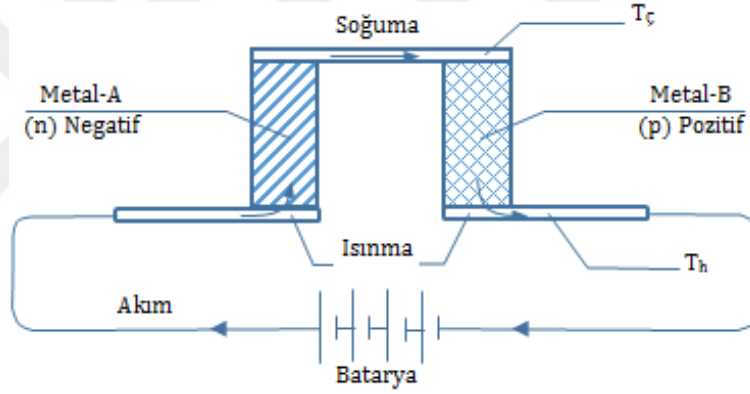
Hava soğutma çevrimleri, Brayton çevriminin tersi olarak da bilinmektedir. Bu sistemlerde soğutma, soğutucu buhar çevrimi yerine hava gibi yoğuşma olmayan bir gaz çevrimi ile sağlanmaktadır (Dinçer, 2003). Bu hava soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan, sistem içinde sıvı fazına geçmeden sürekli gaz fazında bulunmaktadır. Açık sistem veya kapalı sistem olarak iki şekilde çalışmaktadır. Açık sistemde soğutucu hava sürekli atmosfer ortamından alınıp çevrim içerisinde soğutulduktan sonra kullanılmaktadır. Kapalı sistemde ise sistem içinde dolaşan hava, çevrimden dışarı çıkmamaktadır (Özkol, 1988). Şekil 3.4'de temel bir hava soğutma çevrimi verilmektedir. Sistemde 1-2 arasında izentropik sıkıştırma, 2-3 arasında izobar şartlarda ısı atımı, 3-4 arasında izentropik genişleme ve 4-1 arasında izobar şartlarda ısı girişi olmaktadır (Dinçer, 2003).



Şekil 3.4. Temel bir hava soğutma çevrimi (Dinçer, 2003)

3.1.5. Termoelektrik soğutma sistemleri

Termoelektrik soğutma, Peltier etkisi olarak da bilinmektedir. Elektrik enerjisi, soğutmadan ziyade taşıyıcı olarak çalışmaktadır. Hareket eden parçası bulunmadığı için diğer soğutma sistemlerine göre farklıdır. Termoelektrik sistemler temel olarak uçaklarda ve uzay araştırmalarında kullanılan bilimsel aparatların soğutulmasında, su soğutmada ve portatif buzdolaplarında soğutma amacıyla kullanılmaktadır. Bu sistemde, iki farklı malzeme üzerine DC akım uygulanmakta ve akımın yönüne göre sıcaklık farkı meydana gelmektedir. Akımın yönüne göre negatif ve pozitif kutuplar yer değiştirildiğinde, istenildiğinde ısıtma veya soğutma amacıyla kullanılabilir (Özkoç, 1988). Şekil 3.5’de temel termoelektrik soğutma sistemi verilmektedir.

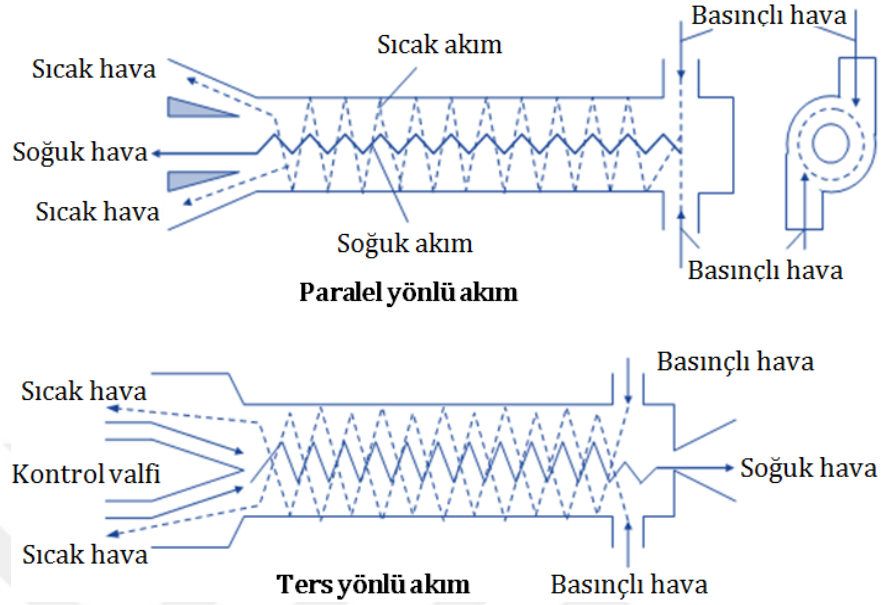


Şekil 3.5. Termoelektrik soğutma ve Peltier etkisi (Özkoç, 1988)

3.1.6. Vorteks borulu soğutma sistemleri

Ranque etkisi olarak da bilinen Vorteks tüpü hareketli olmayan basit bir borudan oluşan soğutma sistemidir. Temel olarak çalışma prensibi şu şekilde açıklanabilmektedir. Vorteks tüpünün içine yüksek basınçlı gaz teğetsel olarak verilmekte ve gaz, tüp içinde ses hızına yakın bir hıza ulaşmaktadır. Gaz, borudan dışarı çıkarken tüpün duvarına yakın yerlerde sıcak, tüpün merkezinde ise soğuk akımlar meydana getirmektedir. Gazın tüpten çıkışına göre ihtiyaca uygun olarak sıcak veya soğuk olarak faydalanılabilmektedir. Hava, tüpten ayrılırken, ayrılış yönüne göre ters yönlü akım ve paralel yönlü akım olarak gruplandırılmaktadır.

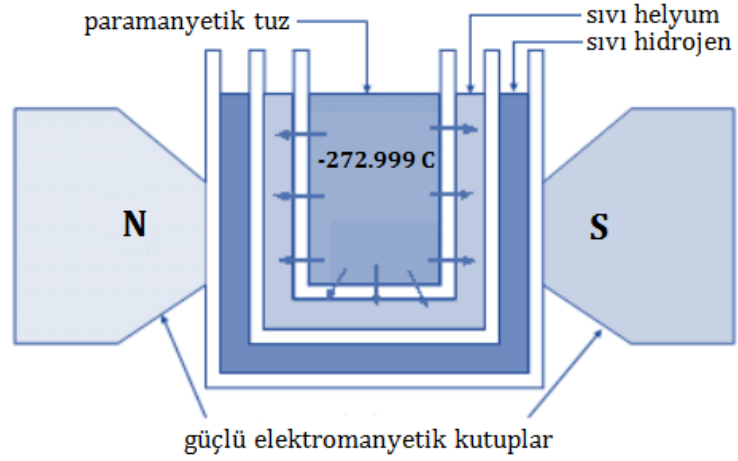
Şekil 3.6'da paralel ve ters yönlü vorteks tüpleri gösterilmektedir (Özkol, 1988; Özgür vd., 2001; Dinçer, 2003; Yamankaradeniz vd., 2009).



Şekil 3.6. Vorteks tüpü türleri (Özkol, 1988)

3.1.7. Paramanyetik soğutma

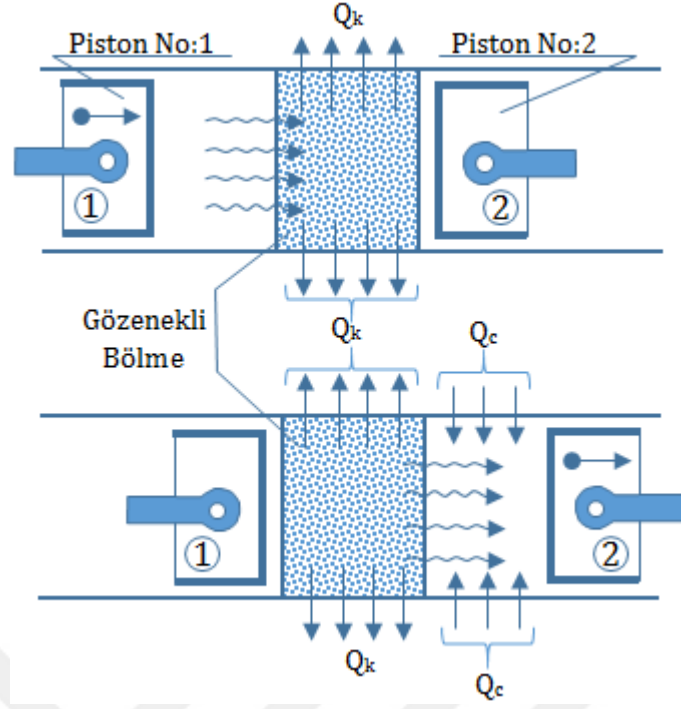
Paramanyetik soğutma sistemleri, mutlak sıfır sıcaklığına yakın sıcaklıklara ulaşılmasını sağlamak için araştırmacılar tarafından kullanılmaktadır. Bu sistemler, endüstri, tıp, tarım ve günlük hayatımızda olmak üzere çeşitli kullanım alanı bulunmaktadır. Paramanyetik maddeler, mıknatıs tarafından çekilmeyen maddeler olarak tanımlanmaktadır. Temel olarak paramanyetik soğutma Şekil 3.7'deki gibi gösterilmektedir (Özkol, 1988; Yamankaradeniz vd., 2009).



Şekil 3.7. Paramanyetik soğutma (Özkol, 1988)

3.1.8. Stirling soğutma çevrimi

1816'lı yıllarda keşfedilen Stirling çevrimi, buhar sıkıştırmalı çevrime benzemektedir. 1800'lü yılların ortalarına doğru bu çevrim uygulamalı olarak soğutma tekniğine uygulanmış ve ilk makine yapılmıştır. Bu sistem temel olarak bir silindir ve içerisinde iki adet pistonun meydana gelmektedir. Silindir içerisindeki pistonlar birbirlerinden gözenekli yapıda olan ve ısı tutumu yüksek bir bölmeyle ayrılmaktadır. Temel olarak stirling soğutma çevrimi Şekil 3.8'de gösterilmektedir (Özkol, 1988; Yamankaradeniz vd., 2009).



Şekil 3.8. Stirling soğutma çevrimi (Özkol, 1988)

3.1.9. Termoakustik soğutma

Termoakustik soğutucular, soğutucu akışkana ihtiyaç duymadan soğutma elde etmek için yeni bir teknoloji olarak kabul edilmektedir. Temel mekanizması basit ve etkilidir. Termoakustik soğutma, termoakustik etkisi ile yüksek yoğunluklu ses dalgalarını ısı transferinde kullanmaktadır. Bu nedenle bu sistemlerdeki çalışma akışkanı olarak gaz yönlendirilmektedir (Dinçer ve Kanoğlu, 2010). Termoakustik soğutma sistemlerinde, rezonans tüpü olarak adlandırılan boruya, yüksek enerjili ses dalgaları yayan hoparlör bağlanmaktadır. Hoparlörden çıkan yüksek enerjili ses dalgaları, tüp içinde gazın titreşimine neden olmaktadır. Rezonans ile ısınan gaz, ısı değiştiricisi görevi gören dizilerden geçerek ısıyı çekilmiş ve soğutma işlemi gerçekleşmiş olmaktadır (Özkol, 1988; Girgin, 2007; Dinçer ve Kanoğlu, 2010).

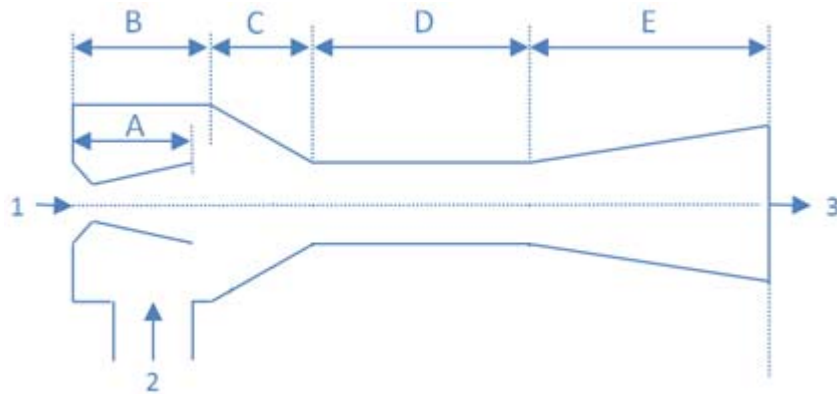
3.2. Ejektör Teorisi ve Ejektörlü Soğutma

Ejektör, 1901 yılında buhar makinesi kondanseri dışarı hava atmak için Sir Charles Parsons tarafından icat edilmiştir. İkinci bir sıvı akışı ile karışan

akışkanın, yüksek hızla iletildiği bir cihaz olarak tanımlanmaktadır. Karışım, ikinci sıvı kaynağına göre daha yüksek basınçta olan bir bölgeye boşaltılmaktadır. Ejektör aynı zamanda ikinci akışkanı bir yerden başka bir yere pompalama görevini de yerine getirmektedir. Hareketli parçaya sahip olmayan ejektörde, bu sürecin anlaşılması oldukça zor olmaktadır (Power, 2005).

Ejektörün aşamaları, en temel biçimde Şekil 3.9'daki gibi gösterilmektedir. Şekilde gösterilen ejektöre ait tanımlamalar aşağıda sıralanmaktadır.

- 1: Tahrik akışkanı veya birincil akışkan
- 2: Vakumlanan veya ikincil akışkan
- 3: Karışan akışkan
- A: Birincil (sesüstü) nozul
- B: Vakum haznesi
- C: Karışım bölgesi veya giriş difüzörü
- D: Boğaz bölgesi
- E: Çıkış difüzör bölgesi



Şekil 3.9. Ejektörün temel bölümleri (Yu vd., 2008'den uyarlanmıştır.)

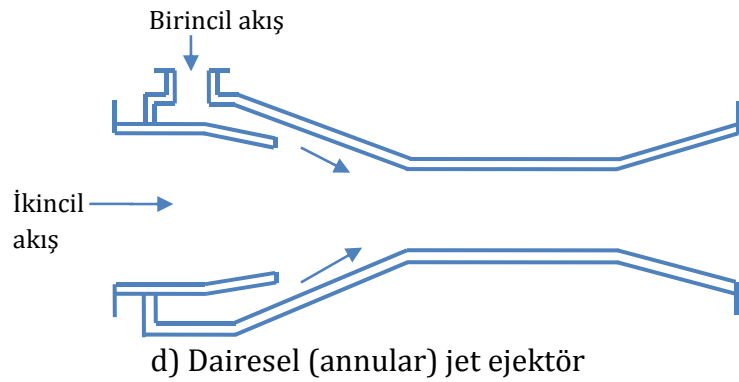
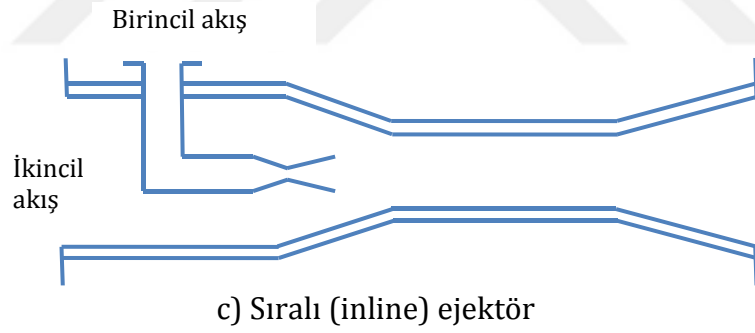
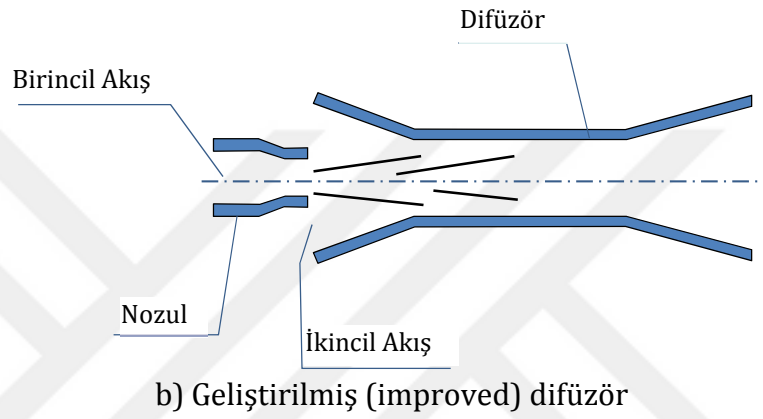
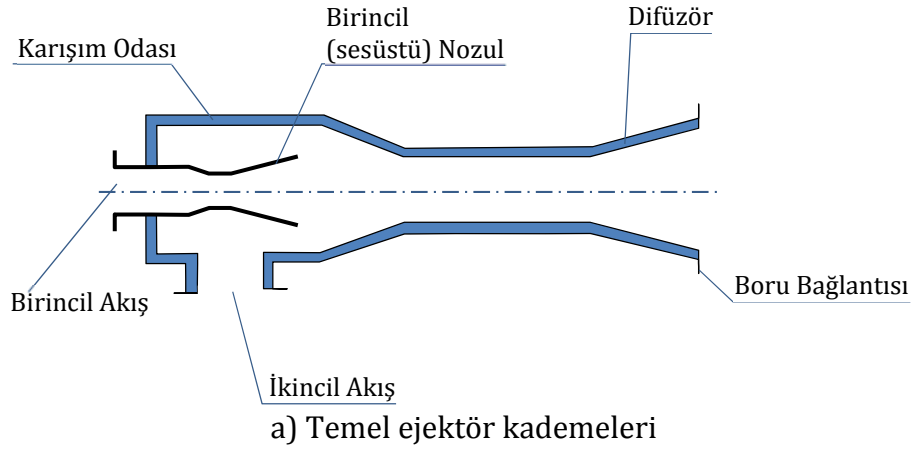
Tüm ejektörler ortak bir prensiple çalışmaktadır. Ejektörün çalışma prensibi, birincil akışkanının içindeki basınç enerjisinin, iç enerji ve kinetik enerjiye dönüştürülmesine ve daha sonra birincil ve ikincil akışkan karışımının sahip olduğu hız enerjisinin tekrar basınç enerjisine dönüştürülmesine dayanmaktadır (Berkeley, 1958).

Ejektör, şekil olarak De Laval denilen yakınsak-ıraksak lülelerden oluşmaktadır. Ejektöre gelen ilk akışkan; tahrik akışkanı, itici buhar, birincil veya primer akışkan olarak adlandırılmaktadır. Birincil akışkan (1) sistemin çalışma durumuna göre buhar, sıvı veya gaz olabilmektedir. Birincil nozula gelen bu akışkan, ısı kaynağı veya generatörden elde edilmektedir. Ejektörün ilk girişinde bulunan Birincil nozul (A), süpersonik nozul veya sesüstü nozulu olarak da adlandırılmaktadır. Birincil nozul, tipik olarak ejektör gibi yakınsak-ıraksak lülelerden oluşmaktadır. Birincil nozulun şekli nedeniyle generatörden gelen yüksek basınca sahip akışkan veya buhar, ses hızından daha yüksek hızlara çıkmakta ve evaporatörden gelen akışkanı vakum haznesinde (B) vakumlamaktadır. Evaporatörden vakumlanan akışkan (2), sekonder veya ikincil akışkan olarak tanımlanmaktadır. İkincil akışkanın ivmelendirilmesi sonucunda birincil akış ile momentum transferi gerçekleşmiş olmaktadır.

Isı kaynağından gelen ve vakumlanan akışkanlar karışım bölgesi (C) veya vakum odasında karışmaktadır. Karışma odası, vakumlanan akışkan akışını yönlendirmek ve birincil nozulu difüzöre göre düzgün yerleştirmek için kullanılmaktadır. Bu sayede birincil akışkanın püskürtülmesi ile etkili bir karışım meydana gelmektedir. Karışma odasından gelen akışkan karışımı (3), boğaz bölgesinde (D) ses hızına ulaşmaktadır. Daha sonra karışım, çıkış difüzörü (E) bölgesinden geçerek ejektörden dışarı çıkmaktadır. Ejektörün çıkış kısmındaki difüzör, karışımdaki hız enerjisini basınç enerjisine dönüştürmektedir. Bunu sağlamak için ejektör çıkışı konik olarak tasarlanmaktadır. Ejektörün bu çıkış kısmına Venturi de denilmektedir (Elbel, 2007).

3.2.1. Yapılarına göre ejektörler

Ejektörler, imalat olarak farklı şekillerde üretilebilmektedirler. Bunlar Şekil 3.10'da gösterilmektedir. Gösterilen bu ejektörlerde genellikle birincil ve ikincil akışkanların giriş kısımlarında farklılıklar bulunmaktadır.



Şekil 3.10. Farklı ejektör yapıları (Power, 2005)

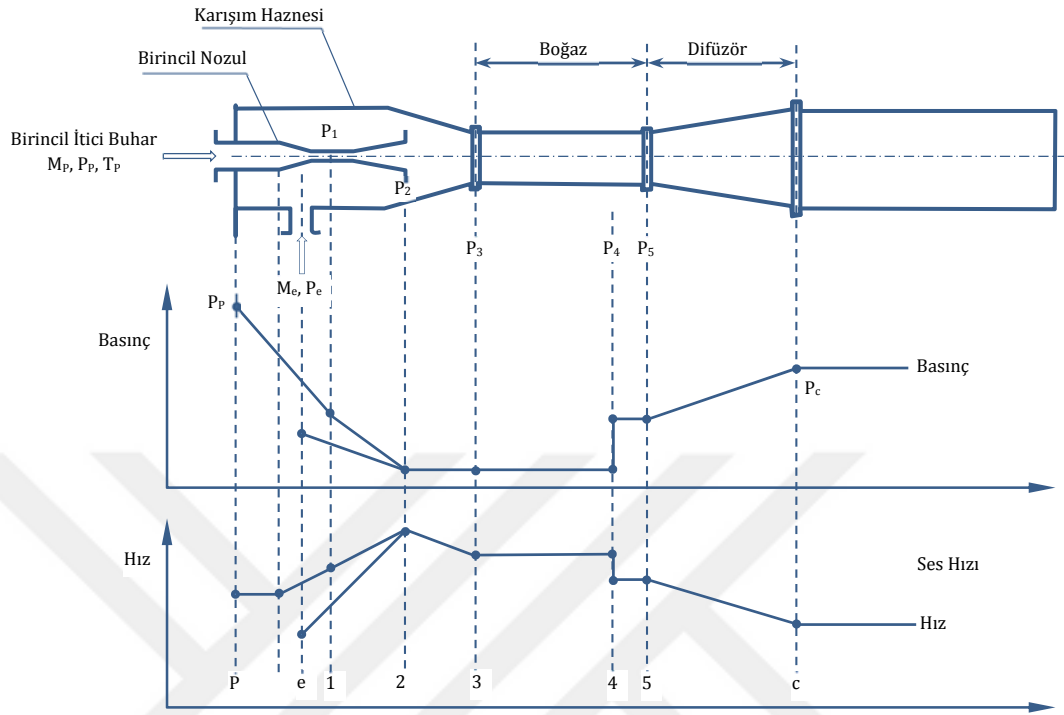
Şekil 3.10.a'da gösterilen temel ejektör kademesine gelene kadar birçok temel özellikler eklenmektedir. Karışım odası, nozulu difüzöre doğru konumlandırmak ve vakumlanan ikincil akışkanı yönlendirmek için bulunmaktadır. Böylece birincil akışkanın püskürtülmesi ile etkin bir şekilde karışım gerçekleşmektedir. Karışım odası terimi, atmosfer basıncının üzerinde bir basınç olsa bile ikincil akış ve bağlantısını ifade etmektedir. Birincil nozulu, buharı ses hızından daha yüksek hızlara genişletmek için yakınsak-ıraksak (deLaval) şekilde düzenlenmektedir (Power, 2005).

Şekil 3.10.b'de verilen ejektör şekline göre püskürtme işlemi yönlendirmek ve sınırlandırmak için boru şeklinde iki tür geliştirme yapılmaktadır. İkincil akışkanın girişi ve birincil akışkanın karışımı için yumuşak bir yol sağlayarak giriş ucu inceltilmektedir. Basınç enerjisini hız enerjisine dönüştürecek biçimde karışımın hızı artırılarak çıkışa yönlendirilmektedir. Ejektörün baskın olarak özellikleri bu şekilde belirtilmektedir. Bu yaygın olarak difüzör olarak adlandırılmaktadır. Çünkü basıncı arttıracak biçimde buharı dışarı yaymaktadır. Bazen de bu şekle sahip ejektörler venturi olarak da adlandırılmaktadır (Power, 2005).

Şekil 3.10.c'de birincil akışkanın dış bağlantısının olmasına rağmen, ejektörden çıkmasını sağlamak için difüzör çıkışı ile aynı eksenli durumda bulunmaktadır. Şekil 3.10.d'de ise birincil akışkan, vakumlanan akışkanın etrafından dairesel olarak geçmektedir (Power, 2005).

Şekil 3.11'de ejektör boyunca birincil ve ikincil akışkanın her aşamadaki basınç ve hız değişimi görülmektedir. Ejektör yapısına göre basınç ve hızın farklılık göstermesi dikkat çekmektedir. Birincil nozuldan yüksek hızla çıkan birincil akışkan, düşük hızla gelen ikincil akışkan ile karışmaktadır. Birincil akışkan ejektör girişinde yüksek basınca sahip bulunmaktadır. İkincil akışkan ise birincil akışkana göre daha düşük basınca sahiptir. Basıncın tersine hız eğrisinde görüldüğü gibi birincil nozuldan geçen birincil akışkan ses üstü hızlara çıkmakta ve gelen ikincil akışkan ile karışarak boğaz bölgesine kadar sesüstü hızda devam etmektedir. Boğaz bölgesinde boğulma olayının etkisiyle ses hızından biraz daha

aşağıya düşmektedir. Daha sonra karışım, difüzörde genişleyerek hızı daha da azalmakta ve buna paralel olarak basıncı artmaktadır (Meyer, 2006).



Şekil 3.11. Ejektör içindeki basınç ve hız değişimi (El-Dessouky vd., 2002)

3.2.2. Ejektör malzemeleri ve uygulama alanları

Ejektörler iki açıdan çok yönlü duruma sahip bulunmaktadır. Bunlardan ilki, hemen hemen her tür katı malzemeden imal edilebilir olması; diğeri ise, çok geniş aralıktaki sıvıların, gazların ve hatta granül yapıdaki katıların bile pompalanmasında kullanılabilmesidir.

Ejektörün yapımında kullanılan malzemeler genellikle proses sistemlerindeki su soğutmalı ısı değiştiricileri ve borularinkine benzemektedir. Buhar lülesi ve difüzörün, çok yüksek hıza sahip olan buhar veya ıslak gaz karışımının aşındırıcı ve çürütücü etkilerine karşı dayanıklı olması gerekmektedir. Buhar veya ıslak gaz karışımından geri dönüşen yoğuşmasında malzemeler belli miktarda kirlenebilmektedir (Power, 2005).

Ejektörün yapımı için çok geniş aralıkta malzeme tercih edilebilmekte ve aynı amaç için kullanılacak ejektörlere farklı malzemeler kullanılmaktadır. Bazı sistemlerde bakımının zor olmasına rağmen korozyona dayanıklı porselen, geçirimli olmayan grafit, haveg ve teflon tercih edilmektedir. Ejektörün yapımı için genellikle işlemeye uygun mekanik özelliklere sahip paslanmaz çelik, dökme demir, karbon, titanyum veya alüminyum alaşım kullanılmaktadır. Bunların dışında üretici firmalar aynı işi yapan ejektörlerin yapımında farklı malzeme önerileri getirebilmektedir. Diğer malzemeler arasında cam, taş, plastik kaplı çelik, Hastelloy ve çeşitli plastikler bulunmaktadır. Ancak önerilen bu malzemelerin sıcaklık sınırlamaları bulunmaktadır. Isıya dayanıklı malzemeler için ise yakın toleranslarda imal edilmesi zor olmaktadır. Bu nedenle verimleri daha az olmakta ve sistemdeki diğer elemanlar normalden daha fazla buhar kullanmaktadır (Power, 2005; Elbel, 2007; Croll Reynolds, 2014).

Ejektör içindeki en önemli göreve sahip olan buhar birincil nozulu, sert ve aşınmaya dirençli malzemedен yapılması gerekmektedir. Bu malzeme için genel olarak 316 serisi alaşımların en kalitelisi olan çelik türü tercih edilmektedir. Diğer kalan bölümleri için ise üretici firmalar tarafından standart malzeme olarak korozyona dayanıklı dökme demir ve çelik kullanılmaktadır (Power, 2005).

Ejektörün çok yönlü olmasına diğer açıdan bakıldığında ise, içinde kullanılacak akışkanların tercihleridir. Ejektörler, tanklar arasındaki sıvı transferlerinde, düzenli bir güç kaynağının sağlanamadığı koşullarda, asit ve baz transferlerinde, çamursu akışkanların derinlerden emilmesinde genellikle kullanılan sistemlerdir. Hangi akışkanın hangi alanlarda ne tür işleri yaptığı kısaca Çizelge 3.1'de gösterilmektedir. Ayrıca çizelgede itici buhar ve vakumlanan materyal ile ejektörün kullanım amacı belirtilmektedir.

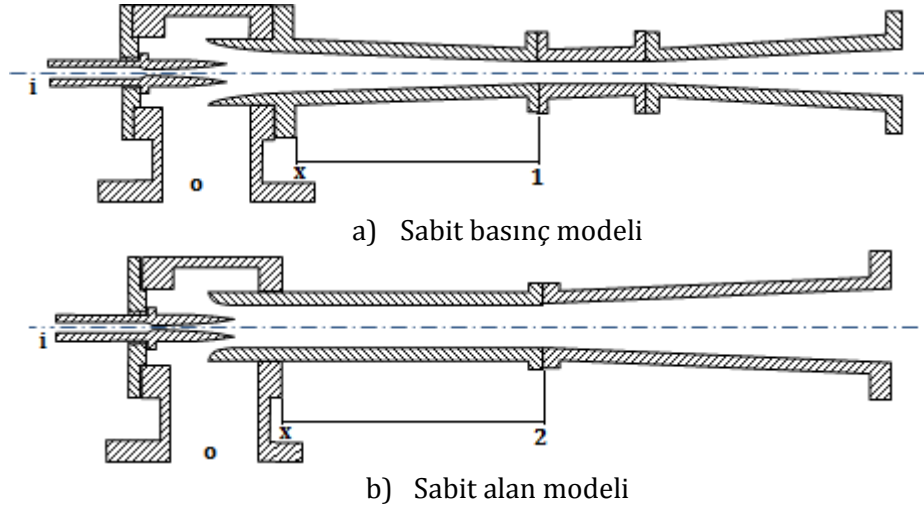
Çizelge 3.1. Ejektör uygulamaları (Power, 2005'den Türkçeleştirilmiştir.)

Sekonder (Vakumlanan) Materyal					
	Su buharı (Water vapor) Buhar (Steam)	Hava (Air)	Gaz (Gas) Buhar (Vapor)	Sıvı (Liquid)	Katılar (Solids)
Buhar (Steam)	Soğutma Sıyırma (Soyma) Kurutma Sıkıştırma	Vakumlama Sıkıştırma	Vakumlama Sıkıştırma	Pompalama Isıtma Enjeksiyon	Soğutma Sıyırma (Soyma) Kurutma Sıkıştırma
Hava (Air)		Vakumlama Sıkıştırma	Vakumlama Sıkıştırma	Numune alma Karıştırma	Taşıma (Konveyör)
Gaz (Gas) Buhar (Vapor)		BTU (ısı gücü) kontrolü Vakumlama	Vakumlama Sıkıştırma	Numune alma Karıştırma	Taşıma (Konveyör)
Sıvı (Liquid)	Vakumlama Yoğuşma	Vakumlama Pompa çalıştırma	Vakumlama	Pompalama Karıştırma	Taşıma (Konveyör) Karıştırma

Çizelgede belirtilen buhar, gaz, su buharı, hava ve sıvı gibi ifadeler şu şekilde açıklanabilmektedir. Buhar (steam) ve hava (air), yaygın olarak kullanılan akışkanlar durumunda olması nedeniyle ayrı ayrı ele alınmaktadır. Su buharı (water vapor) kolaylık sağlaması açısından buhar (steam) ile bir grupta toplanmaktadır. Burada sadece, suyun buhar fazına atmosfer altı basınçlarda geçtiği düşünülmektedir. Daha az yaygın olan ve özel tasarım gerektiren ejektörlerde, itici buhar akışkanları olarak kullanılan gazlar (gas) ve buharlar (vapor) birlikte gruplandırılmaktadır. Gazlar (gas) genellikle normal çalışma koşulları altında yoğuşturulamayan maddeler; buharların (vapor) ise bazı normal koşullar altında yoğuşabilme potansiyeli olduğu düşünülmektedir (Power, 2005).

3.2.3. Ejektör modelleri

Ejektörlerin tasarlanmasında iki model kullanılmaktadır. Bunlardan biri sabit basınç modeli diğeri ise sabit alan modeli olarak bilinmektedir (Keenan vd., 1950; Aktoprakoğlu, 2006). Bu iki model için başlangıçta bazı tanımlamalar ve kabuller yapılmaktadır. Birincil akış için i ve x bölgesi, ikincil akış için 0 ve x bölgeleri arasında süreç izentropik durumdadır. x noktasında iki akışkan birleşmekte ve bu bölgede basıncın homojen dağıldığı varsayılmaktadır. Sabit basınç modelinde akışkanların karışma işlemi sabit basınç altında gerçekleşmektedir. Şekil 3.12a'da verilen ejektör kesitine göre x ve 1 arası sabit basınç bölgesidir ve bu noktalar arasında karışım olduğu kabul edilmektedir. Şekil 3.12b'de verilen sabit alan modelinde ise karışma işlemi sabit alan bölgesinde gerçekleşmektedir. Her iki model için de karışım 1 ve 2 noktalarında tamamlanmış olmaktadır. Sabit alan modeline göre tasarlanan ejektörden elde edilen sonuçlar deneysel verilerden elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığında daha iyi örtüştüğü ortaya çıkmaktadır (Keenan vd., 1950). Bunun tersine sabit basınç modelinde basıncın sabit olmasını sağlayan geometri tam olarak belli olmamakta ve bütün çalışma şartları için değişiklik gösterebilmektedir. Ayrıca bu modelde ikincil akışın emilmesini sağlayan aerodinamik boğaz dikkate alınmadığından dolayı teorik ile deneysel sonuçlar arasında farklılıklar meydana gelmektedir (Munday ve Bagster, 1977; Aktoprakoğlu, 2006). Bu farklılıklar göz önünde bulundurulduğunda sabit alan modeline göre tasarlanan ejektör analizlerinde, gerçeğe daha yakın sonuçlar elde edildiği bilinmektedir.



Şekil 3.12. Ejektör modelleri (Chunnanond ve Aphornratana, 2004)

3.2.4. Boğulma olayı

Ejektörün yapısı itibariyle boğaz bölgesinde boğulma olayının gerçekleştiği bilinmektedir. Yapılan çalışmalarda bu olayı açıklamak için sabit kapasiteli ejektör olarak bilinen ejektörlere yer verildiği görülmektedir. Burada sabit kapasite, sürüklenme oranının (G : karışım oranı) kondanser basıncından bağımsız olduğu anlamına gelmektedir. Bu olay, kondanser basıncının kritik bir değerden daha az olması durumunda, sistem performansı (COP) ve sürüklenme oranında (G) kondanser basıncının bağımsız olması ile sonuçlanmaktadır. Ayrıca, kondanser basıncı kritik bir değerden daha büyük olduğunda sistem performansı ve sürüklenme oranının her ikisi de keskin bir düşüşle sıfır olmaktadır. Ejektör içindeki bu sabit kapasite, ikincil akışkanda boğulma meydana getirmektedir. Bunun nedeni karışım sürecinde yatmaktadır. Birincil ve ikincil akışkan karışım bölgesine girerken belirli bir mesafe ayrı kalmaktadır. Birincil akış nozuldan genişlemekte ve içerisinde ikincil akışkana ivme kazandırmak için daralan bir kanal oluşturarak etkili şekilde yayılmaktadır. Bu daralan kanal, ikincil akışkan için aerodinamik yakınsak nozul olarak tanımlanmaktadır. Aerodinamik yakınsak nozulun çıkış düzleminde ses hızına yükselmeye neden olması için gerekli olan kritik basıncın altındaki ikincil akışkan basıncı azaldığında, ikincil akışkan debisi maksimuma ulaşmakta ve akışkan boğulmaktadır. Çünkü ikincil akışkanın hızı aerodinamik nozul çıkışında ses hızında olduğu için aerodinamik nozul içinde kritik basınçtan daha düşük bir geri basınç akış yukarı

algılanamamakta ve bu nedenle akış debisini etkilememektedir. Aerodinamik yakınsak lüleden çıkan birincil akışın kritik değeri aşmaması durumunda, aynı miktarda ikincil akışı emmektedir. Her zaman sabit alanlı kısımda veya genişleme kısmında meydana gelen çapraz şok dalgası, ikincil akış boğulduğunda gerçekleşmektedir. Geri basıncın düşük olması şokun daha ileri bir kısımda meydana gelmesine neden olmaktadır. Geri basıncın artması durumunda ise şok dalgası, sabit alanlı kısma doğru gerçekleşmektedir. Kritik basınç durumunda ise sabit alanlı kısımda şok olayı gerçekleşmektedir. Basınç değerinin kritik değerinden daha yüksek geri basınç artışında şok dalgası karışma odasının içine doğru yayılmakta ve ikincil akışkanın boğulma durumu gerçekleşmemektedir. Sonuç olarak geri basınçtaki çok küçük artış durumunda şok dalgası karışma odasında olmakta ve ikincil akışkanın vakumlanma veya debi oranında aniden düşme yaşanmaktadır (Sun ve Eames, 1996; Aktoprakoğlu, 2006).

Boğulma olayının gerçekleştiği durum açısından bakıldığında, çalışma koşullarına bağlı olarak birincil nozul merkezi ile ejektör duvarı arasında uzanan bir alan nedeniyle ikincil akış kritik duruma ulaşmaktadır. Ses hızına ulaştığında ikincil kütle akış oranı maksimuma çıkmaktadır. Bu durumda birincil akış boğulduğu için ejektörden geçen toplam kütle akış oranı da maksimuma ulaşmaktadır. Çalışma şartlarının bu şekilde oluşması “on-design” olarak adlandırılmakta ve ikincil akış için kritik bir kesit oluşumuna dayanmaktadır. Eğer koşullar uygun değilse, ikincil akış ses altı hızda kalmakta ve ikincil kütle akış oranı yüksek ihtimalle kondanser koşulları tarafından getirilen geri basınca bağlı olmaktadır. Bu şartlarda olan durum ise “off-design” olarak adlandırılmaktadır (Hemidi vd., 2009).

3.2.5. Soğutucu akışkan tercihi

Soğutma, iklimlendirme ve ısı pompaları sistemlerinin en önemli çalışma akışkanları olan soğutucu akışkanlar, faz değişimi farkından faydalanarak soğutulmak istenen ortamdaki çektikleri ısıyı, taşınım veya iletim yoluyla ortam dışına aktarmaktadırlar. Soğutucu akışkandaki faz değişimi genellikle sıvı halden buhar hale buharlaşma veya buhar halden sıvı hale yoğunlaşma şeklinde olmaktadır.

Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırmalı ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde görölmektedir. Hava gibi bir akışkan kullanan gaz soğutma çevrimlerinde ise faz değişimi görölmemektedir (Dinçer, 2011; Onat vd., 2004).

19. yüzyılın ortalarında yapılan buhar sıkıştırmalı sistemlerde kullanılmaya başlanan ilk ticari soğutucu akışkan etil eterden sonra soğutma sanayiinde amonyak, karbon dioksit, metil klorid, kükürt dioksit, bütan, etan ve freonlar gibi soğutucu akışkanlar kullanılmıştır. Ardından zamanla yapay olarak elde edilen kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbon (HCFC) gibi maddeler yaygınlaşarak çok tercih edilir hale gelmiştir (Ataer vd., 2001; Çomaklı vd. 2006).

Isı aktarımını gerçekteşiren soğutucu akışkanların, ekonomik ve güvenilir olması beklenirken, bazı fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip olması gerekmektedir. Çalışma koşullarına göre bu özellikler değişme gösterebilmekle beraber, her zaman ya da her şart altında bu özelliklerin tamamını taşıması mümkün olmamaktadır. Bu şartlar altında tercih edilen soğutucu akışkanların özellikleri, soğutma sistemlerinin tasarımında ve performansında önemli rol oynamaktadır. Soğutucu akışkanların sahip olması istenen nitelikleri şu şekilde sıralanabilmektedir (Çengel ve Boles, 1996; ASHRAE, 1997; Koyun vd., 2005).

- Pozitif buharlaştırma basıncına sahip olmalıdır yani çevre basıncının biraz üzerinde olmalıdır.
- Yoğuşma basıncı düşük olmalıdır.
- Buharlaşma gizli ısısı yüksek olmalıdır.
- Korozif ve yağlama yağını etkilememesi gibi nedenlerle kimyasal olarak aktif olmamalıdır.
- Zehirli, yanıcı ve patlayıcı özelliğe sahip olmamalıdır.
- Sızdırma ve kaçakların kolay tespit edilebilmesine olanak sağlayacak özellikte olmalıdır.
- Maliyet açısından ucuz olmalıdır.
- Isı geçirgenlik katsayısı yüksek olmalıdır.
- Dielektrik olmalıdır.
- Düşük donma derecesi sıcaklığına sahip olmalıdır.

- Yüksek kritik sıcaklığı olmalıdır.
- Özgül hacmi yüksek olmalıdır.
- Düşük viskoziteye sahip olmalıdır.

Bu özelliklerin yanı sıra, soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında en çok tercih edilen CFC ve diğer soğutucu akışkanların ozon tabakasının tahribatına neden olması açısından bu soğutucu akışkanların yerine çevreye duyarlı ve daha az zararlı alternatif soğutucu akışkanların tercih edilmesi gerekmektedir (Onat vd., 2004).

Soğutucu akışkanların çevreye olan zararları göz önünde bulundurulduğunda ejektörlü soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak su buharının tercih edilmesi kaçınılmaz hale gelmektedir. Bu sistemlerde suyun kullanılması hem maliyet hem de çevre dostu olması açısından önem teşkil etmektedir. Ayrıca verilen bir soğutma kapasitesi için çok yüksek buharlaşma ısısına sahip olması, düşük debi miktarında sirkülasyon yapabilmesi ve bu nedenle sirkülasyon pompası için daha az güç gerektirmesi avantajları arasında bulunmaktadır. Sistemde kullanılan suyun 0 °C'nin altındaki düşük sıcaklıklarda çalışmaması ve yüksek vakum altında çalıştırılması gerekliliği dezavantajları arasında sayılabilmektedir (Üçgül, 2009).

3.3. Ejektörlü (Buhar-Jet) Soğutma Sistemi ve Kullanılan Elemanlar

Ejektör, 1910 yılında Maurice Leblanc tarafından buhar ejektörlü soğutma sisteminde kullanılmıştır (Gosney'den aktaran Aphornratana vd., 2001). 1930'ların başında büyük binaların iklimlendirilmesi için kullanılmış ve yaygın hale gelmiştir (Stoecker'den aktaran Eames vd., 1995). 1931 yılında ise Gay, ejektörlü soğutma sisteminin prototipini geliştirmiş ve patentini almıştır (Gay, 1931). Daha sonraki yıllarda ejektörlü soğutma sistemlerinin yanı sıra düşük yatırım maliyeti nedeniyle mekanik buhar sıkıştırırmalı sistemler daha çok tercih edilebilir hale gelmiştir. Fakat bu sistemler tarafından tüketilen birincil enerji önem teşkil ettiği, sera gazlarının emisyonu ve hava kirliliği göz önünde bulundurulduğunda jeotermal, biokütle, güneş enerjisi veya atık ısı enerjisini

kullanan sistemleri tercih etmek cazip hale gelmektedir (Sun ve Eames, 1996; Chen vd., 2013). Modern yaşamda insanların konforunu sağlayan soğutma ve iklimlendirme uygulamaları, tuzdan arındırma, petrol rafineri, petrokimya ve kimya sanayisinde, gıda sektörü, depolama ve birçok endüstriyel süreçlerde önemli rol oynamaktadır. Bununla birlikte soğutmaya olan ihtiyacın artması sonucunda yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanan ejektörlü soğutma sistemleri üzerine çalışmalar yapılmakta ve halâ devam etmektedir (Ersoy ve Yapıcı, 2003; Riffat vd., 2005).

Ejektörlü soğutma sistemlerinin, fosil kökenli yakıtları tüketilmesi yerine yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanabilmesi ve sera gazlarının emisyonu ve hava kirliliği dikkate alındığında çevre dostu olması gibi avantajları bulunmaktadır. Bunun yanı sıra, ilk yatırım maliyetleri hariç işletme maliyetlerinin çok düşük olması, her türlü soğutucu akışkanla çalışabilmesi, çevreye zararı olmayan suyu soğutucu akışkan olarak kullanabilmesi, tasarım, üretim ve işletiminin basit olması önemli üstünlükleri arasında sayılabilmektedir. Bunlara ek olarak, 30-200 °C sıcaklıkları arasında her türlü ısı kaynağını kullanması, atmosfer altı ya da üstü basınçlarda çalışabilmesi gibi avantajları bulunmaktadır. Buna karşılık, ejektörlü soğutma sistemlerinin dezavantajı olarak sadece enerji performans katsayısının (COP) düşük olması verilebilmektedir (Huang vd., 2001; Khattab ve Barakat, 2002; Selbaş vd., 2003; Chen vd., 2013). Ancak başka bir ısı kaynağını kullanan ve termal kompresör olarak çalışan ejektörün performansı, çalışma koşulları üzerinde önemli ölçüde etkili durumdadır. Bu nedenle herhangi bir ejektörlü soğutma sisteminin performansı için de çalışma koşulları kritik öneme sahiptir (Riffat vd., 2005). Bu nedenle birçok araştırmacı, ejektörlü soğutma sistemlerinin kullanımını teşvik etmek amacıyla sistemin genel performansını arttırmak için diğer soğutma sistemleri ile ejektörlü soğutma sistemini birleştirerek çalışmaktadır (Chen vd., 2013).

Ejektörlü soğutma sistemleri, buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemlerine benzemektedir. Şekil 1.1'de gösterildiği gibi ejektörlü soğutma sistemlerinde temel olarak evaporatör, kondansör, generatör, pompa, kısma vanası ve ejektör

bulunmaktadır. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemlerinden farklı olarak bu sistemlere ilave edilen generatör ve ejektör ikilisi, kompresör yerine kullanılmaktadır (Ersoy ve Yapıcı, 2003; Üçgül ve Akgül, 2010). Diğer sistemlerde kompresör elektrik veya mekanik enerji ile çalışırken ejektörlü soğutma sistemlerinde kullanılan ejektör ısı enerjisiyle çalışmaktadır. Bu nedenle ejektöre ısıl kompresör de denilmektedir (Ersoy ve Yapıcı, 2003; Godefroy vd., 2007).

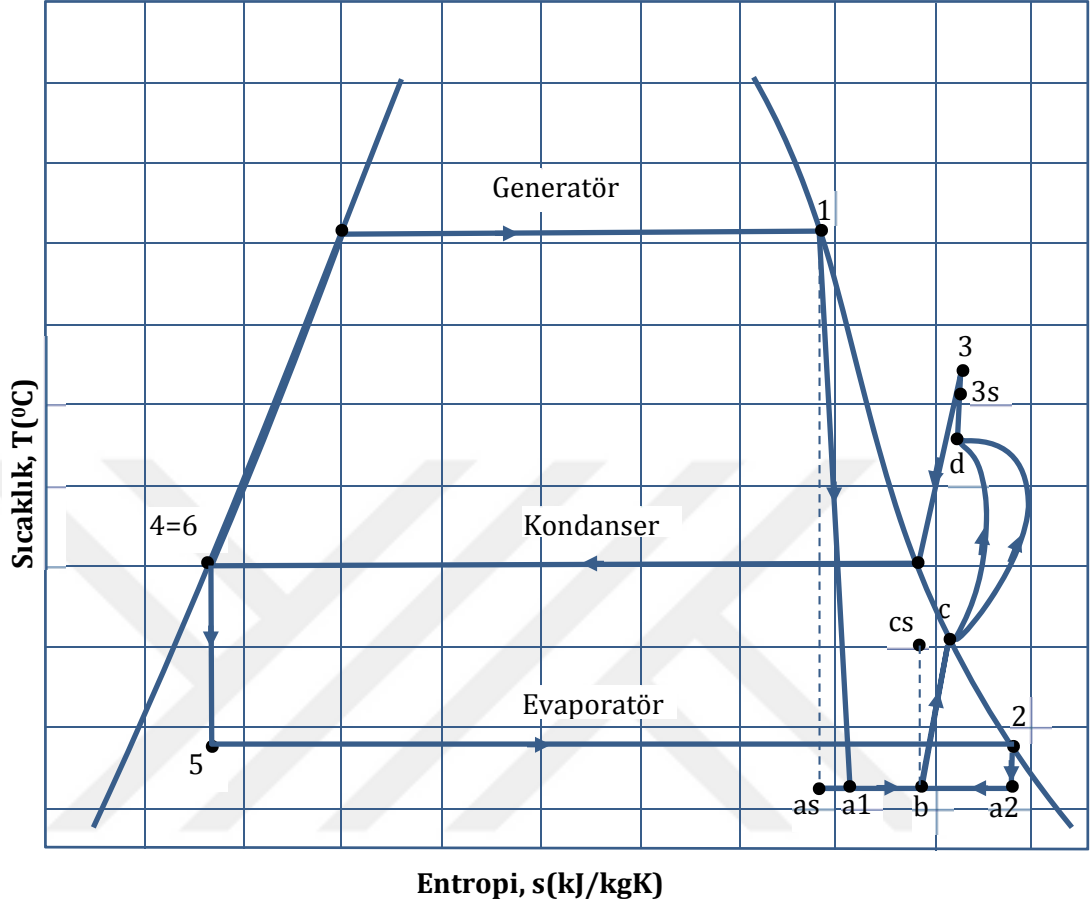
Bu sistemlerdeki generatör, yenilenebilir enerji kaynakları veya atık ısı enerjisi gibi herhangi bir enerji kaynağından elde edilebilecek buharın üretimini sağlayan kaynağı temsil etmektedir. Generatörde üretilen itici buhar, ejektör tarafından birincil akışkan olarak kullanılmaktadır (Huang ve Chang, 1999; Sun, 1996).

Generatörden gelen buhar, ejektöre girip sesüstü hızlarda nozuldan geçerek genişlemektedir. Ejektörün yapısı nedeniyle evaporatörden gelen akışkanı vakumlamakta ve evaporatör üzerinde soğutma sağlamaktadır. Bu nedenle sistemde kullanılan evaporatör, ejektörlü soğutma sisteminin soğutma yükünü temsil eden eleman durumundadır. Ejektör içindeki, generatörden gelen buhar ve evaporatörden gelen akışkan karışımı ejektör difüzöründen dışarı çıkarak kondansere girmektedir. Kondanserde yoğuşan sıvı-buhar karışımı, çevrimi tamamlayarak soğutma işlemini gerçekleştirmektedir (Üçgül ve Akgül, 2010).

3.4. Ejektörlü Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi

Ejektörlü soğutma sistemini oluşturan en önemli elemanın ejektör olduğu bilinmektedir. Bu elemanın hesaplamaları, tasarımı ve optimizasyonu sistemin daha verimli çalışmasını sağlamaktadır. Bu nedenle ejektör teorisine göre ejektörün tasarımı, önemli hale gelmektedir. Ejektörlü soğutma sistemlerinde performansa etki eden parametreler olarak sıcaklık ve basınca bağlı çalışma şartları, ejektör geometrisi, akış sürüklenme oranı (G) ve COP değerleri kullanılmaktadır. Şekil 3.13'de verilen ejektörlü soğutma sisteminin T-s diyagramdaki (Alexis, 2005'den Türkçeleştirilmiştir.) noktalara, Şekil 3.14'de verilen ejektörün şematik görüntüsüne (Rogdakis ve Alexis, 2000b'den

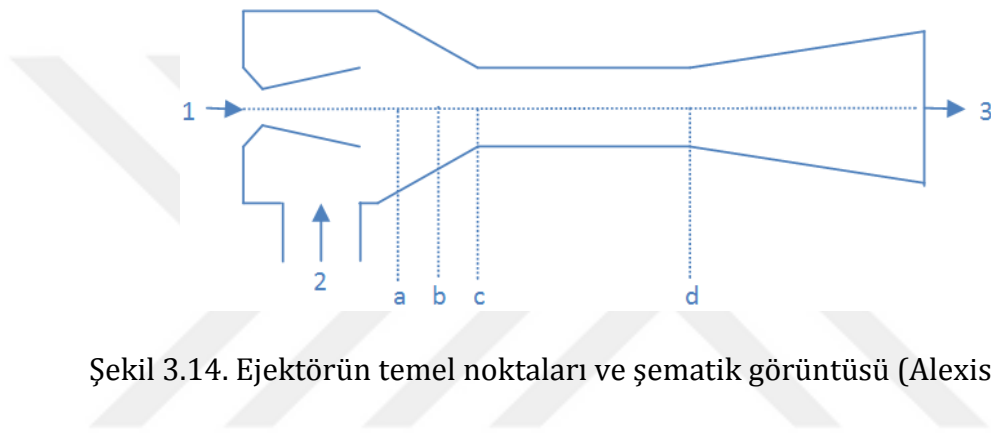
uyarlanmıştır.) ve Şekil 3.15’de verilen giriş-çıkış değerlerine göre hesaplamalar yapılmaktadır.



Şekil 3.13. Ejektörlü soğutma sisteminin T-s diyagramı (Alexis ve Rogdakis, 2003)

Şekil 3.13’de verilen T-s diyagramına göre, doymuş buhar olarak generatörden gelen birincil akışkan (1) ile bir miktar ısıyı düşürerek evaporatörden gelen ikincil akışkan (2), Şekil 3.14’de gösterilen (a) noktasına sırasıyla (a1) ve (a2) olarak gelmekte ve (b) noktasında akışkanlar karışmaktadır. Akışkan karışımı, ejektörün şekli itibariyle sabit basınçta sıcaklığı artarak ejektör boğazına (c) gelmektedir. Ejektör boğazındaki (c) ve (d) noktaları arasında şok meydana gelerek Rayleigh ve Fanno eğrilerini oluşturmaktadır. Bu eğrilerin kesişim noktası (d) ile gösterilmektedir. Akışkanın bu noktadan ejektörün difüzör çıkışına (3) geldiği görülmektedir. Akışkan, (3) noktasından sabit basınç ile kondansere giderek yoğuşmaktadır. Kondanserden yoğuşarak gelen akışkan evaporatör ve generatöre dağılarak sistem çevrimini tamamlamaktadır.

Ejektörün tasarlanmasında ejektör teorisine dayalı yöntem kullanılmaktadır. Bu teoriye göre, akış momentumunun karışım bölgesinde korunduğu varsayılmaktadır. Bu teori için Şekil 3.14’de verilen şematik görüntüye göre (1) noktası ejektöre generatörden gelen buharı temsil etmektedir. (2) noktası, evaporatörden ejektöre doğru vakumlanan akışkanı temsil etmektedir. Karışım bölgesindeki (a), (b), ve (c) noktaları Şekil 3.13’de gösterildiği gibi akışkanın sıcaklık–entropi değişimini göstermektedir. (c) ve (d) noktaları, boğaz bölgesinin giriş ve çıkışındaki akışkanın durumunu göstermektedir. (3) noktası ise ejektör çıkışındaki akışkanın durumunu ifade etmektedir.



Şekil 3.14. Ejektörün temel noktaları ve şematik görüntüsü (Alexis, 2005)

Ejektör teorisine göre birincil akışkan ile ikincil akışkanın karışım oranı; akış sürüklenme oranı, karışım oranı veya debi karışım oranı olarak bilinmektedir. Ejektörden geçen kütleli debiler ile ilgili olması nedeniyle, üretim kapasitesini ve büyüklüğünü karakterize etmektedir (Hakkaki-Fard vd., 2015). Yapılan çalışmalarda bu oran, (G) veya (w) ile gösterilmektedir. Akış sürüklenme oranı; birincil nozul tarafında gerekli akış oranının daha düşük ve böylece akış sürüklenme oranının daha yüksek olması bakımından belirli bir soğutma gücü sağlaması nedeniyle performans göstergesi olarak kullanılmaktadır. Bu oran, soğutma çevrimi performans katsayısı ile ilgilidir. Aynı zamanda hem geometriden hem de çalışma koşullarından etkilenmektedir (Kong vd., 2012; Varga vd., 2011).

Ejektörlü soğutma sisteminin termodinamik analizi için aşağıdaki kabuller yapılmaktadır.

1. Sistemin termodinamik analizi sürekli rejim koşullarında yapılmaktadır.

2. Generatörde üretilen ve ejektöre giden buharın doymuş buhar olduğu kabul edilmektedir.
3. Evaporatörden vakumlanan akışkanın buhar fazında olduğu kabul edilmektedir.
4. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmektedir.
5. Generatör, ejektör, evaporatör ve kondanser gibi elemanların çevreye ısı kaybı olmamaktadır (adyabatik).
6. Sisteme iş girişi ihmal edilmektedir (pompa işi ihmal edilebilir düzeydedir).

Şekil 3.14'de verilen ejektörlü sistemin dizayn parametrelerinin bulunmasında belirtilen noktalar kullanılarak ve enerji, momentum ve kütle dengeleri yapılarak aşağıdaki eşitlikler elde edilmektedir (Alexis ve Rogdakis, 2003; Alexis, 2007; Khattab ve Barakat, 2002).

$$G = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \quad (3.1)$$

Bu çalışmada akış sürüklenme oranı G ile ifade edilmektedir. \dot{m}_e veya \dot{m}_2 , evaporatörden gelen kütle debisini; \dot{m}_g veya \dot{m}_1 ise, generatörden gelen kütle debisini ifade etmektedir. Akış sürüklenme oranının, $0 < G < 1$ aralığında olduğu varsayılmaktadır.

$$V_{a1} + G V_{a2} = (1 + G) V_b \quad (3.2)$$

Ejektöre gelen birincil ve ikincil akışkana ait hızlar sırasıyla V_{a1} ve V_{a2} olarak verilmektedir. V_b olarak tanımlanan hız ise ejektör içindeki (b) noktasındaki hızı belirtmektedir.

Ejektör için enerji denge denklemi şu şekilde ifade edilmektedir.

$$h_1 + G h_2 = (1 + G) h_3 \quad (3.3)$$

$$h_1 = h(T_1, P_1) \quad (3.3a)$$

$$h_2 = h(T_2, P_2) \quad (3.3b)$$

h_1 değeri (1) noktasındaki, h_2 değeri (2) noktasındaki, h_3 değeri ise (3) noktasındaki sıcaklık ve basınca bağlı entalpiyi ifade etmektedir.

Ejektör içinde her kesit bölgesi için düzenlenen denklemler şu şekilde ifade edilmektedir.

Birincil Nozul: (1) ve (a1) noktaları arasındaki enerji denge denklemi;

$$V_{a1}^2/2 = h_1 - h_{a1} \quad (3.4)$$

şeklinde gösterilmektedir. h_{a1} entalpi değeri, sırasıyla Denklem (3.5), (3.6), (3.7) ve (3.8)'de hesaplamalar yapıldıktan sonra elde edilen değerler, Denklem (3.4)'te yerine konularak elde edilmektedir.

$$s_1 = s(T_1, P_1) = s_{as} \quad (3.5)$$

s_1 değeri, (1) noktasındaki sıcaklık ve basınca bağlı olarak okunmaktadır. Aynı zamanda s_1 değeri s_{as} değerine eşit durumdadır.

$$s_{as} = x_{as} s_{g,as} + (1 - x_{as}) s_{f,as} \quad (3.6)$$

Denklem (3.6)'dan x_{as} değeri elde edilmektedir. $s_{g,as}$ ve $s_{f,as}$ değerleri, s_{as} değerinin sıvı ve gaz halinin tablodan okunmasıyla elde edilmektedir.

$$h_{as} = x_{as} h_{g,as} + (1 - x_{as}) h_{f,as} \quad (3.7)$$

Elde edilen x_{as} değeri Denklem (3.7)'de yerine konularak h_{as} değeri elde edilmektedir. $h_{g,as}$ ve $h_{f,as}$ değerleri, h_{as} değerinin sıvı ve gaz halinin tablodan okunmasıyla elde edilmektedir.

$$\eta_{1-a1} = (h_1 - h_{a1}) / (h_1 - h_{as}) \quad (3.8)$$

η_{1-a1} değeri, (1) ile (a1) arasındaki izentropik verimi ifade etmektedir. η_{1-a1} izentropik verimi sistem tanımlamasında önceden belirlenmektedir. Denklem (3.3a) ve (3.7)'den elde edilen değerler bu denklemde yerine konularak h_1 değeri elde edilmektedir.

Evaporatör girişindeki (2) ve (a2) noktaları arasındaki enerji denge denklemi şu şekilde ifade edilmektedir.

$$V_{a2}^2 / 2 = h_2 - h_{a2} \quad (3.9)$$

h_{a2} entalpi değeri, Denklem (3.10) ve (3.11)'den hesaplanmaktadır.

$$s_2 = s(T_2, P_2) = s_{a2} \quad (3.10)$$

s_2 değeri, (2) noktasındaki sıcaklık ve basınca bağlı olarak tablodan okunmaktadır. Aynı zamanda s_2 değeri, s_{a2} değerine eşit durumdadır.

$$s_{a2} = x_{a2} s_{g,a2} + (1 - x_{a2}) s_{f,a2} \quad (3.11)$$

s_{a2} değeri, s_2 değeri ile aynı olduğundan Denklem (3.11)'den x_{a2} buhar oranı elde edilmektedir.

$$h_{a2} = x_{a2} h_{g,a2} + (1 - x_{a2}) h_{f,a2} \quad (3.12)$$

Denklem (3.12)'de bilinen değerler yerine konularak (a2) noktasına ait entalpi değeri elde edilmektedir.

$$V_{a2}^2 = 2 (h_{g,2} - h_{a2}) \quad (3.13)$$

(a2) noktasının hızı, Denklem (3.13) ile bulunmaktadır.

$$G = \frac{h_{g,1} - h_3 - \frac{V_3^2}{2}}{h_3 - h_{g,2} + \frac{V_3^2}{2}} \quad (3.14)$$

Akış sürüklenme oranı (G), Denklem (3.1)'de verildiği gibi hesaplanmasının yanında kütle korunum denkleminde entalpi ve hız değerleri ile Denklem (3.14)'deki gibi de yazılabilmektedir. Denklem (3.14)'den (3) noktasının entalpi değeri h_3 hesaplanmaktadır.

$$V_{a1} + G V_{a2} = (G + 1) V_b \quad (3.15)$$

Denklem (3.1), (3.4) ve (3.9)'da verilen değerler yerlerine konularak Denklem (3.15)'den (b) noktasının hızı elde edilmektedir. (3) ve (b) noktaları arasındaki enerji denge denklemi:

$$\frac{V_b^2}{2} = h_3 - h_b \quad (3.16)$$

şeklinde gösterilmektedir. Denklem (3.16)'dan, (b) noktasının entalpi değeri h_b hesaplanmaktadır.

P_c ($P_b < P_c < P_3$) basıncı için bir değer varsayılarak h_c entalpisi ve v_c özgül hacmi, sistem denklemlerinden hesaplanmaktadır.

$$h_b = x_b h_{g,as} + (1 - x_b) h_{f,as} \quad (3.17)$$

($a1$), ($a2$) ve (b) noktalarının basınçları aynı kabul edildiği için doymuş sıvı ve doymuş buhar değerleri eşit alınmaktadır. Denklem (3.17)'den (b) noktasının buhar oranı elde edilmektedir.

$$s_b = x_b s_{g,b} + (1 - x_b) s_{f,b} \quad (3.18)$$

(b) noktasının basınca bağlı doymuş sıvı ve doymuş buhar değerleri tablodan okunmakta ve entropi değeri hesaplanmaktadır.

$$s_{cs} = s_b = x_{cs} s_{g,cs} + (1 - x_{cs}) s_{f,cs} \quad (3.19)$$

Şekil 3.13'e göre (b) ve (cs) noktalarının entropi değerleri eşit olduğu için Denklem (3.19)'da gösterildiği gibi eşitlik sağlanmaktadır. Bu eşitlikten (cs) noktasının buhar oranı elde edilmektedir.

$$h_{cs} = x_{cs} h_{g,cs} + (1 - x_{cs}) h_{f,cs} \quad (3.20)$$

Denklem (3.20)'de (cs) noktasının entalpi değeri hesaplanmaktadır.

$$\eta_{bc} = (h_b - h_{cs}) / (h_b - h_c) \quad (3.21)$$

(b) ve (c) noktaları arasındaki önceden belirlenen izentropik verim η_{bc} ve entalpi değerleri yerine konularak (cs) noktasının entalpi değeri elde edilmektedir.

$$h_c = x_c h_{g,cs} + (1 - x_c) h_{f,cs} \quad (3.22)$$

(c) noktasının buhar oranını bulmak için Denklem (3.21)'de elde edilen entalpi değeri ile (cs) noktasının doymuş sıvı ve doymuş buhar değerleri kullanılmaktadır.

$$v_c = x_c v_{g,c} + (1 - x_c) v_{f,c} \quad (3.23)$$

Verilen ve hesaplanan değerler yerine konulduktan sonra (c) noktasının özgül hacmi hesaplanmaktadır.

$$h_b + \frac{v_b^2}{2} = h_c + \frac{v_c^2}{2} \quad (3.24)$$

(b) ve (c) noktaları arasında enerji denkleğinden (c) noktasının hızı elde edilmektedir.

Sabit dik kesit (\dot{m}/A): ($\dot{m} = \dot{m}_c = \dot{m}_e + \dot{m}_g$) için bir sabit değer varsayılarak P_d basıncı ve T_d sıcaklığı, Fanno ve Rayleigh çizgilerinin kesişiminden hesaplanmaktadır:

$$h_d + \frac{v_d^2 (\dot{m}/A)^2}{2} = c_1 \quad (3.25)$$

$$P_d + \frac{v_d^2 (\dot{m}/A)^2}{2} = c_2 \quad (3.26)$$

c_1 ve c_2 değerleri, Denklem (3.25) ve (3.26)'da verilen denklemler kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$h_d = h(T_d, P_d) \quad (3.27)$$

$$v_d = v(T_d, P_d) \quad (3.28)$$

$$s_d = s(T_d, P_d) \quad (3.29)$$

Enerji, momentum ve süreklilik denklemleri kullanılıp iteratif yaklaşımlar yapılarak Denklem (3.27), (3.28) ve (3.29) hesaplanmaktadır. Enerji ve süreklilik denklemlerinden elde edilen değerler Şekil 3.13'deki Fanno eğrisini oluşturmaktadır. Momentum ve süreklilik denklemlerinden elde edilen değerler ise Şekil 3.13'deki Rayleigh eğrisini oluşturmaktadır.

$$s_{3s} = s_d \quad (3.30)$$

$$s_{3s} = s(T_{3s}, P_d) \quad (3.31)$$

Şekil 3.14'e göre (d) ve ($3s$) noktalarının entropi değerleri eşit olduğu için Denklem (3.30)'da gösterildiği gibi eşitlik sağlanmakta ve Denklem (3.31) elde edilmektedir.

$$h_{3s} = h(T_{3s}, P_d) \quad (3.32)$$

$$\eta_{d3} = (h_d - h_{3s}) / (h_d - h_3) \quad (3.33)$$

$$h_3 = h(T_3, P_3) \quad (3.34)$$

(d) ve (3) noktaları arasındaki izentropik verim η_{d3} ve entalpi değerleri yerine konularak (3) noktasının entalpi değeri elde edilmektedir.

Belirlenen noktalara göre hesaplamaların yapılması sistemin adım adım termodinamik analizinin yapılmasını sağlamaktadır.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e(h_2 - h_5) \quad (3.35)$$

Denklem (3.35)'de evaporatörün ısı yükü hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g(h_1 - h_6) \quad (3.36)$$

Denklem (3.36)'da generatörün ısı yükü hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c(h_3 - h_4) \quad (3.37)$$

Denklem (3.37)'de kondanserin ısı yükü hesaplanmaktadır.

Ejektörlü soğutma sistemi için performans katsayısı, evaporatör ısı yükünün generatör ısı yüküne oranı olarak tanımlanmış olup aşağıdaki gibi yazılabilmektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} = \frac{\dot{m}_e(h_2 - h_5)}{\dot{m}_g(h_1 - h_4)} \quad (3.38)$$

Ejektörlü soğutma sistemi için performans katsayısı, kütleli debilerden bağımsız olarak ama buna karşılık akış oranına bağlı olmak üzere Denklem (3.1), (3.35) ve (3.36) ile aşağıdaki şekilde yazılabilmektedir. Akış sürüklenme oranı performans göstergesi olarak kullanılmaktadır. Akış oranının artması, birincil

nozuldan gelen akışın daha iyi sürüklenmesini ve daha iyi soğutma gücü oluşturmasını sağlamaktadır (Kumar ve Ooi, 2014; S. Varga vd., 2010; S. Varga vd., 2011; Zhang vd., 2010)

$$COP = G \frac{(h_2 - h_5)}{(h_1 - h_4)} \quad (3.39)$$

Denklem (3.39)'da, ejektörlü soğutma sisteminin performans katsayısının buharlaşma ısısına ve akış oranına bağlı olduğu, buharlaşma ısısının ve akış oranının (G) artmasıyla COP değerinin artacağı gösterilmektedir. Bu nedenle akış oranının iyi tespit edilmesi gerekmektedir.

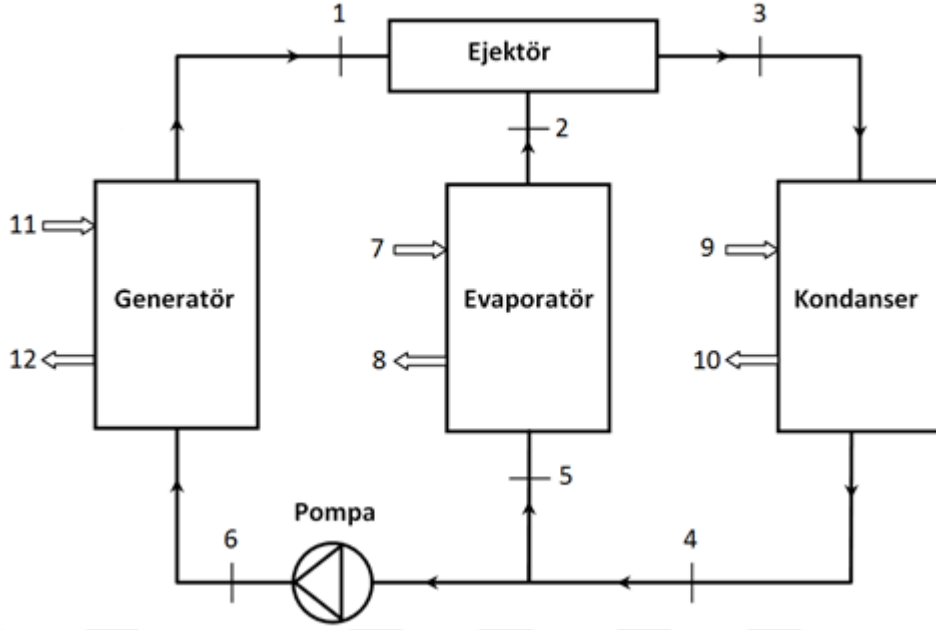
Sistemin teorik olarak ulaşabileceği en yüksek verim olan Carnot performans katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$COP_{Carnot} = \frac{T_g - T_c}{T_g} \cdot \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (3.40)$$

Denklem (3.40)'da, T_e , evaporatör sıcaklığını; T_g , generatör sıcaklığını; T_c ise kondanser sıcaklığını ifade etmektedir. Carnot performans katsayısı bu üç temel sıcaklık değerlerine bağlı olarak hesaplanmaktadır.

3.5. Ejektörlü Soğutma Sisteminin Modellenmesi

Ejektörlü soğutma sisteminin modellenmesinde her eleman için bir model seçilmektedir.



Şekil 3.15. Ejektörlü soğutma sistemi modeli

Generatör modeli olarak; elektrikli ısıtıcı ile ısıtarak sıcak su ve buhar üretilen bir kazan seçilmiştir. Generatör içinde bulunan iki adet ısıtıcıdan elde edilen elektrik işi, suyun ısınmasıyla ısı enerjisine dönüşmektedir. Bu dönüşüm şu şekilde ifade edilmektedir.

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g (h_1 - h_6) \quad (3.41)$$

Şekil 3.15’de verilen noktalara göre \dot{m}_1 , aynı zamanda generatörün kütle debisini gösterdiği için \dot{m}_g olarak da gösterilmektedir. Denklem (3.41)’de verilen h_1 ve h_6 , istenilen sıcaklığa ayarlanan ve generatöre giren suyun entalpilerini göstermektedir.

Evaporatör olarak, gövde üzeri gömlek kaplı bir ısı değiştirici tercih edilmiştir. Gövdenin içinden, sistem içinde dolaşan çalışma akışkanı olan su ve gövde boru üzerindeki gömlek içinden ise elde edilen soğutmanın aktarıldığı su geçirilmektedir. Şekil 3.15’de verilen noktalara göre \dot{m}_2 , aynı zamanda evaporatörün kütle debisini gösterdiği için \dot{m}_e olarak da ifade edilmektedir. Bu nedenle Denklem (3.35)’deki gibi gösterilebilmektedir. Denklem (3.35)’deki Q_e değeri ile Denklem (3.42)’deki Q_{eds} değeri eşit kabul edilmektedir.

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{eds} \quad (3.42)$$

Denklem (3.42)'de verilen Q_{eds} değeri ejektör dışındaki soğutma yükünü ifade etmektedir. Isısı dış gömlek suyundan çekilen soğutma yükü Şekil 3.15 dikkate alınarak aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{eds} = \dot{m}_{eg} (h_8 - h_7) \quad (3.43)$$

Denklem (3.43)'de verilen \dot{m}_{eg} değeri, evaporatör dışındaki gömlek içinde akan suyun kütle debisini ifade etmektedir. Bu denklem aynı zamanda şu şekilde de gösterilebilmektedir.

$$\dot{Q}_{eds} = \dot{m}_{eg} C_{su} (T_8 - T_7) \quad (3.44)$$

Kondanser olarak, gövde üzeri gömlek kaplı bir ısı değiştirici tercih edilmiştir. Gövdenin içinden, sistem içinde dolaşan çalışma akışkanı olan su; gövdenin üzerindeki gömlek içinden ise ejektörden gelen sıcak çalışma akışkanın soğumasının sağlandığı su geçirilmektedir. Şekil 3.15'de verilen noktalara göre \dot{m}_3 , aynı zamanda kondanserin kütle debisini gösterdiği için \dot{m}_c olarak da ifade edilmektedir. Bu nedenle Denklem (3.37)'deki gibi gösterilebilmektedir. Denklem (3.37)'deki Q_c değeri ile Denklem (3.45)'deki Q_{cds} değeri eşit kabul edilmektedir.

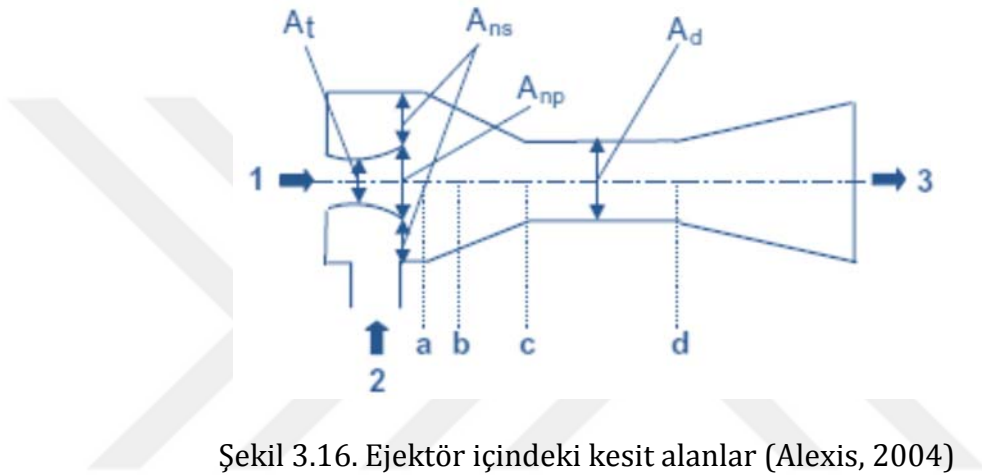
$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{cds} \quad (3.45)$$

Denklem (3.45)'de verilen Q_{cds} değeri, kondanser dışındaki ısı yükünü ifade etmektedir.

$$\dot{Q}_{cds} = \dot{m}_{cg} C_{su} (T_{10} - T_9) \quad (3.46)$$

Denklem (3.46)'da verilen \dot{m}_{cg} değeri, kondanser dışındaki gömlek içinde akan suyun kütle debisini ifade etmektedir. Denklem (3.46) ile kondanserin yoğunlaşmasını sağlayan dış gömlek suyunun ısı yükü hesaplanmaktadır.

Ejektörün modellenmesi için ejektör teorisinden faydalanılmaktadır. Ejektörün boyutlandırılması için Şekil 3.16'da gösterilen boyutlar dikkate alınarak hesaplamalar yapılmaktadır (Alexis, 2004). Boyutlandırma ile ilgili hesaplamalar şu şekilde ifade edilmektedir.



Şekil 3.16. Ejektör içindeki kesit alanlar (Alexis, 2004)

Şekil 3.16'da verilen ejektör üzerindeki boyutlar eşitlikler ile bulunabilmektedir.

$$\dot{m}_c = \dot{m}_g + \dot{m}_e \quad (3.47)$$

\dot{m}_c kondanser kütle debisi, generatörden gelen \dot{m}_g kütle debisi ile evaporatörden gelen \dot{m}_e kütle debisinin toplamından meydana gelmektedir.

$$\dot{m}_c = A_c \frac{V_c}{v_c} \quad (3.48)$$

Denklem (3.48)'de, c noktasının momentum eşitliği verilmektedir. V_c ve v_c , sırasıyla c noktasındaki hızı ve özgül hacmini göstermektedir. A_c değeri ise ejektör boğazının kesit alanını ifade etmektedir.

$$A_c = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 \quad (3.49)$$

Ejektör boğazının kesit alanı dairenin alanından hesaplanmakta ve boğaz çapı bulunmaktadır.

$$A_c = A_d \quad (3.50)$$

c noktasının kesit alanı ile d noktasının kesit alanı eşit kabul edilmektedir.

Ejektör boğaz kesit alanının hesaplaması Denklem (3.51)'de verilmektedir (Sun, 1997; Alexis, 2004; Ghorbanian ve Nejad, 2011).

$$\frac{A_t}{A_d} = \frac{P_3}{P_1} \cdot \sqrt{\frac{1}{(1+G)\left(1+G \cdot \frac{T_2}{T_1}\right)}} \cdot \frac{\left(\frac{P_d}{P_3}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot \sqrt{1-\left(\frac{P_d}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{1-\frac{2}{\gamma+1}}} \quad (3.51)$$

Denklem (3.52)'de verilen $\frac{A_t}{A_d}$ oranı, birincil nozul boğazı en dar kesit alanının ejektör boğazı en dar kesit alanına oranını vermektedir.

$$\frac{A_t}{A_{np}} = \left(\frac{P_{a1}}{P_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot \frac{\sqrt{1-\left(\frac{P_{a1}}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \cdot \sqrt{1-\frac{2}{\gamma+1}}} \quad (3.52)$$

$$\frac{A_{ns}}{A_{np}} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot \frac{\sqrt{1-\left(\frac{P_{a1}}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{\sqrt{1-\left(\frac{P_{a1}}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} \cdot G \cdot \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \quad (3.53)$$

Denklem (3.53)'de Şekil 3.16'da verilen boyutlar hesaplanmaktadır.

Ejektörün boyutlandırılmasında, bu hesaplamaların yanında bazı kabuller de yapılmaktadır. Bu kabuller şu şekilde yapılmaktadır (Alexis, 2004):

- Iraksak nozulun koni açıları 8° ile 15° arasında olup yaygın olarak $10-12^\circ$ aralığında kullanılmaktadır.
- Karışım bölümünün boğaz çapı uzunluğu 6-10 birim aralığında olup, ortalama olarak 7 değeri kullanılmaktadır.
- Karışım bölümü koni dâhil açıları, ilk kısımda $3-4^\circ$, ikinci kısımda $7-10^\circ$ olarak alınmaktadır.
- Boğaz bölgesi sabit alanı genellikle az yüklemdeki eksenel hareketi ve şok modelini karşılamak için 3-5 birim boğaz çapları uzunluğundadır.
- Ses altı lülesi her zaman konik şekilde ve açılı aralığı yaygın olarak $8-10^\circ$ olmasına rağmen $5-12^\circ$ aralığındadır.
- Boğaz çapının $4-12^\circ$ eksenel uzunluğu, pratik olarak 5 çap uzunluğu olarak bulunmaktadır.

3.6. Ejektörlü Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi

İkinci yasa analizi, termodinamik tersinmezlik nedeniyle her zaman azalan ekserjiye bağlı sistem performansını hesaplamaktadır. Ekserji kaybı bu nedenle sistemin termodinamik performansını değerlendirmek için çok önemli bir ölçüt durumunda bulunmaktadır. Dolayısıyla bir optimal enerji sistemi için, ekserji kaybı en az olması gerekmektedir. Bu durum termodinamik sistem geliştirirken ekserji kaybını en aza indirmek için arzu edilmektedir. Her sistemde ekserji kaybına neden olan durumlar bulunmaktadır. Kotas (1995)'a göre bu durumlar sıcaklık farkı nedeniyle oluşan ısı transferi, sürtünme kayıpları, ani genleşme veya sıkıştırma gibi olaylardan oluşmaktadır. Bunların yanı sıra Bejan ve ark. (1995) geri döndürülemez hale gelen süreçlerin varlığından bahsetmektedir. Aşağıda verilenler bunlara örnek olmaktadır.

- Sonlu sıcaklık farkı nedeniyle oluşan ısı transferi
- Bir gaz veya sıvının sınırsız genişlemesi
- Kendiliğinden olan kimyasal reaksiyonlar
- Farklı bileşim veya durumdaki maddenin karıştırılması
- Sıvıların akışındaki sürtünmenin yanı sıra kayma sürtünmesi
- Bir direnç üzerinden elektrik akım akışı

- Mıknatıslanma veya histerezis ile polarizasyon
- İnelastik deformasyon

Verilen örnekler bunlarla da sınırlı kalmamaktadır. Ejektörlü soğutma sisteminde de ekserji kaybına neden olan durumlar, bu sayılanlara benzemektedir. Ayrıca ejektörlü sistemlerde, bunlara ilave olarak ejektör ve generatörde meydana gelen kayıplar da bulunmaktadır.

Ejektörlü soğutma sisteminin ekserji analizi için şematik gösterimi, Şekil 3.15'de verilmektedir. 12 noktasındaki giriş ve 11 noktasındaki çıkışı gösteren ısı kaynağı, kalitesi ve verimi sabit olan atık ısı veya yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilen ısı giriş-çıkışını temsil etmektedir. Ekserji kaybı analizinin tanımı, temel olarak Denklem (3.54)'de verilmektedir (Çengel ve Boles, 1996; Kotas, 1995).

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (3.54)$$

Denklem (3.54)'deki kinetik ve potansiyel enerji terimleri ihmal edildiğinde Denklem (3.55) elde edilmektedir.

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3.55)$$

Denklem (3.55)'de verilen ψ , ekserji kaybını ifade etmektedir. h_0 ve s_0 entalpi ve entropi değerleri, T_0 ortam sıcaklığından elde edilmektedir.

Denklem (3.56) ile her bir eleman için kararlı durumdaki ekserji kaybı hesaplanmaktadır.

$$\dot{X}_d = \sum_i \dot{m}_i \psi_i - \sum_e \dot{m}_e \psi_e - \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \dot{W} \quad (3.56)$$

Eşitliğin sağ tarafındaki ilk iki terim sırasıyla giren ve çıkan ekserji toplamını ifade etmektedir. Üçüncü terim, sabit sıcaklıkta transfer edilen \dot{Q} ısı oranının

ekserjisini göstermektedir. Isının ekserjisi, T ve T_0 arasında Carnot çevrimi tarafından elde edilen işe eşittir ve \dot{Q} ısı oranından elde edilebilen maksimum tersinir iş ile aynıdır. Son terim ise transfer edilen veya sistemden elde edilen mekanik işin ekserjisidir (Alexis, 2005).

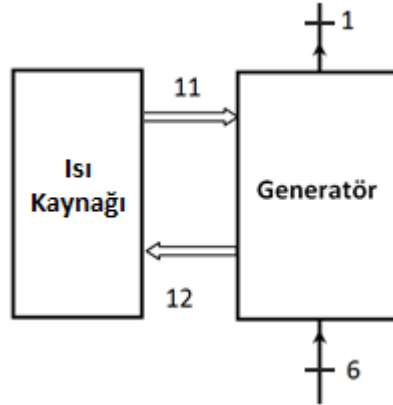
Ejektörlü sistemin ekserji analizi yapılırken aşağıdaki kabuller yapılmaktadır.

1. Sistem elemanlarındaki ve borulardaki sürtünme ve basınç kayıpları ihmal edilmektedir.
2. Sistem ve çevresi arasındaki ısı kayıpları ve kazançları ihmal edilmektedir.
3. Sistemde kullanılan pompaya verilen iş ihmal edilmektedir.

Şekil 3.15’de verilen ejektörlü soğutma sisteminin her bir elemanı için enerji ve ekserji dengeleri, ikinci yasa verimleri ve tersinmezlikleri hesaplanmaktadır.

3.6.1. Generatörün ekserji analizi

Şekil 3.17’ye göre generatöre giren ve generatörden çıkan özgül ekserjiler ile ekserji kayıpları aşağıdaki gibi yazılabilmektedir.



Şekil 3.17. Generatöre giriş ve çıkışların gösterimi

$$\psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (3.57)$$

$$\psi_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0) \quad (3.58)$$

Denklem (3.57) ve (3.58), generatör içinden geçen ve dış ısı kaynağından gelen suyun girişini ifade etmektedir.

$$\psi_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (3.59)$$

$$\psi_{12} = (h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0) \quad (3.60)$$

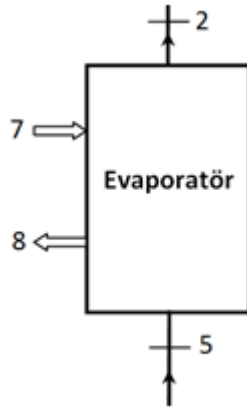
Denklem (3.57) ve (3.58), generatör içinden geçen ve dış ısı kaynağından gelen suyun girişine ait özgül ekserjiler verilmektedir.

$$(\dot{X}_d)_g = \dot{m}_g(\psi_6 - \psi_1) - \dot{m}_{gd}(\psi_{12} - \psi_{11}) \quad (3.61)$$

Sonuç olarak generatördeki ekserji kaybı Denklem (3.61)'deki gibi ifade edilmektedir.

3.6.2. Evaporatörün ekserji analizi

Evaporatöre giren ve evaporatörden çıkan ekserji kayıpları aşağıdaki Şekil 3.18'e göre hesaplanmaktadır.



Şekil 3.18. Evaporatöre giriş ve çıkışların gösterimi

$$\psi_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (3.62)$$

$$\psi_7 = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) \quad (3.63)$$

Denklem (3.62) ve (3.63), evaporatör içinden geçen ve dış gömlek suyunun girişini ifade etmektedir.

$$\psi_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad (3.64)$$

$$\psi_8 = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0) \quad (3.65)$$

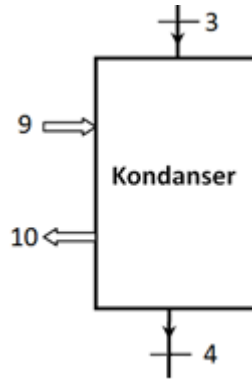
Denklem (3.64) ve (3.65)'de verilenler, evaporatör çıkışı ve dış gömlek suyunun çıkışını göstermektedir.

$$(\dot{X}_d)_e = \dot{m}_{eg}(\psi_7 - \psi_8) - \dot{m}_e(\psi_2 - \psi_5) \quad (3.66)$$

Evaporatörün ekserji kaybı Denklem (3.66)'da hesaplanmaktadır.

3.6.3. Kondanserin ekserji analizi

Kondansere giren ve kondanserden çıkan ekserji kayıpları aşağıdaki Şekil 3.19'a göre hesaplanmaktadır.



Şekil 3.19. Kondansere giriş ve çıkışların gösterimi

$$\psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (3.67)$$

$$\psi_9 = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0) \quad (3.68)$$

Kondanser girişi ve dış gömlek suyunun girişini ifade etmektedir.

$$\psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) \quad (3.69)$$

$$\psi_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0) \quad (3.70)$$

Denklem (3.69) ve (3.70)'de verilenler, kondanser çıkışı ve dış gömlek suyunun çıkışını göstermektedir.

$$(\dot{X}_d)_c = \dot{m}_{cg}(\psi_{10} - \psi_9) - \dot{m}_c(\psi_3 - \psi_4) \quad (3.71)$$

Kondanserin ekserji kaybı Denklem (3.71)'de hesaplanmaktadır.

3.6.4. Ejektörün ekserji analizi

Ejektörün enerji denkliği iki giriş ve bir çıkış olarak gösterilmektedir.

$$\dot{Q}_{ej} \Leftrightarrow \dot{m}_g h_1 + \dot{m}_e h_2 = \dot{m}_c h_3 \quad (3.72)$$

Generatör ve evaporatör girişi toplamı, kondanserin girişini oluşturmaktadır.

$$\psi_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (3.73)$$

$$\psi_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad (3.74)$$

Denklem (3.73) ve (3.74)'te ejektöre giren özgül ekserjiler hesaplanmaktadır.

$$\psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (3.75)$$

Denklem (3.75)'te ise ejektör çıkışındaki özgül ekserji hesaplanmaktadır.

$$(\dot{X}_d)_{ej} = \dot{m}_g(\psi_1 - \psi_3) + \dot{m}_e(\psi_2 - \psi_3) \quad (3.76)$$

Sonuç olarak ejektördeki ekserji kaybı Denklem (3.76)'daki gibi ifade edilmektedir.

3.6.5. Sistemin toplam ekserji kaybı

Ejektörlü sistemin toplam ekserji kaybı, her bir sistem elemanı için elde edilen ekserji kayıplarının toplamından oluşmaktadır.

$$(\dot{X}_d)_{Toplam} = \sum_i (\dot{X}_d)_i \quad (3.77)$$

$$(\dot{X}_d)_{Toplam} = (\dot{X}_d)_g + (\dot{X}_d)_e + (\dot{X}_d)_c + (\dot{X}_d)_{ej} \quad (3.78)$$

Denklem (3.77) ve (3.78)'de verilen eşitlikler ile toplam ekserji kaybı hesaplanabilmektedir.

3.6.6. Ejektörlü soğutma sisteminin ikinci yasa verimi

Ejektörlü soğutma sisteminin ikinci yasa verimi ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Alexis, 2005).

$$\varepsilon = 1 - \frac{\sum_i (\dot{X}_d)_i}{\dot{m}_g (\psi_{11} - \psi_{12})} \quad (3.79)$$

Denklem (3.79)'da görüldüğü gibi kayıp ya da çıkan ekserji toplamalarının giren ekserjiye oranı ile elde edilmektedir.

3.7. Sistemin Hata Analizi

Hatalar ve belirsizlikler hem ölçüm aletinin hem de yapılan ölçüm işleminin doğasında bulunmaktadır. Deneysel çalışmalarda hata ve belirsizlikler ölçüm aletinin seçiminden, özelliklerinden, kalibrasyonundan, çevre ve deney şartlarından ve okuma özelliklerinden kaynaklanmaktadır. Belirli sayıda deney yapıldıktan sonra bu deneye ait hata oranlarının tespiti için pratikte birkaç

yöntem geliştirilmiştir. Bunlardan en çok kullanılanlardan bir tanesi de belirsizlik analizi yöntemidir. Bu yöntemle göre yapılan temel hesaplama Denklem (3.80)'de verilmektedir.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.80)$$

Denklem (3.80)'de verilen R değişkeni, sistemde ölçülmesi gereken büyüklüğü ifade etmektedir. w_R , R büyüklüğüne ait hata oranını; w_1, w_2, \dots, w_n değişkenleri ise her bir bağımsız değişkene ait hata oranlarını ifade etmektedir (Genceli, 1998).

3.8. EES Programında Hesaplamalar

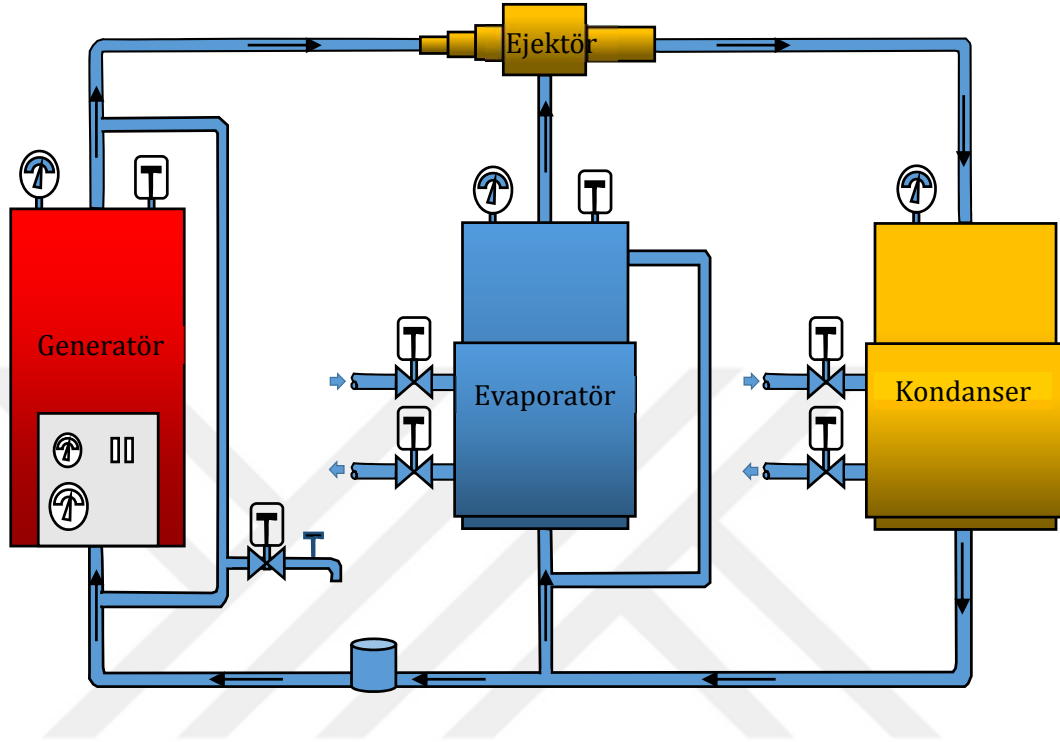
EES programı, mühendislik denklem hesaplayıcı olarak kullanılmaktadır. Sıcaklığa bağlı değişen entalpi, entropi gibi termodinamik özellikler, malzeme özellikleri, matematiksel fonksiyonlar gibi her türlü hesapları kolaylaştırabilecek özellikler program içerisine gömülmüş durumda bulunmaktadır. Bu özellikler ile dinamik çözümler sunabilmektedir. Program içerisinde tablolar oluşturarak çeşitli varyasyonların tek bir şekilde çözümü mümkün olmaktadır.

EES'de hazırlanan yazılım ile ejektör teorisine ait hesaplamalar ve ekserji hesapları yapılarak teorik değerler elde edilmiştir. Teorik hesaplamalar için EES programında giriş parametreleri belirlenmiştir. Bu giriş parametrelerinin sıcaklık ve basınca bağlı entalpi, entropi, özgül hacim gibi termodinamik özellikleri programdan elde edilmiştir. EES programında yazılan kodlar, giriş parametre değerleri ve elde edilen çıkış değerleri EK B ve EK B.1'de verilmiştir.

3.9. Deneysel Sistem Tasarımı ve İmal Edilmesi

Deneysel çalışmanın amacı, ejektörlü bir soğutma sistemi tasarlayarak, performans karakteristiklerini belirlemektir. Sistem, ejektörün çeşitli boyutlarda tasarlanarak değiştirilmesine olanak sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Böylece verilen çalışma şartlarında iyi bir COP değeriyle çalışan sistem dizaynının

mümkün olması sağlanacaktır. 1 kW'lık soğutma yükünü karşılayacak sistemin generatör sıcaklığı 90 °C olarak tasarlanmıştır. Deneysel olarak kurulan sistemin şematik hali Şekil 3.20'de gösterilmektedir.



Şekil 3.20. Deneysel olarak kurulan ejektörlü soğutma sisteminin şematik olarak gösterimi

Deney sisteminin üzerinde farklı yerlerde sıcaklık ve basınç ölçümü yapılmaktadır. Bu ölçümler için sıcaklık ve basınç sensörleri, Ahlborn Almemo 2890-9 data logger özellikli ölçüm cihazına uygun tercih edilmiştir. Kullanılan sensörlere ait doğruluk değerleri Çizelge 3.2'de verilmektedir.

Çizelge 3.2. Ölçüm sensörlerine ait özellikler

Sensör Türü	Marka/Model	Doğruluk
Sıcaklık	Ahlborn Digital measuring temperature FHAD 46-7	±1.3 K (-20 °C +80 °C)
	Ahlborn Pressure Transducer FDA 602 L	±1.5 % (10°C +80 °C)

3.9.1. Generatörün tasarlanması ve imal edilmesi

Ejektörlü soğutma sistemi, yenilenebilir enerji kaynakları ile çalışabilmeye uygun olarak tasarlanmıştır. Soğutma sisteminde yenilenebilir enerji kaynağından elde edilen ısıyı temsil etmesi nedeniyle generatör kullanılmaktadır. Generatör içine aktarılan ve çalışma akışkanı olarak kullanılan su, şebekeden sağlanmaktadır. Generatörün içindeki su miktarını yeterli hale getirmek için bir vana kullanılmaktadır. Su miktarı, buharlaşma sağlanması için uygun bir seviyede tutulmaktadır. Generatör içindeki sıvı miktarını görebilmek için sıvı seviye göstergesi kullanılmaktadır. Generatör içinde su bekletmemek veya su miktarını ayarlamak için bir tahliye musluğu bulunmaktadır. Ejektörlü soğutma sisteminde generatör yerine başka ısı kaynağının bağlantısı kolaylıkla yapılabilmektedir. Bu duruma olanak sağlaması açısından ejektöre giden boru girişi uygun olarak tasarlanmıştır.

Sistemde kullanılacak olan generatör içinde, buhar elde etmek için iki adet elektrikli ısıtıcı bulunmaktadır. Generatör sıcaklığı iki kademeli olarak ayarlanabilmekte ve 0 °C ile 100 °C aralığında ısıtma sağlayabilmektedir. 2 kW'lık (1 kW + 1 kW) enerjiye sahip olan generatörün sıcaklığı, 90 °C olarak belirlenmiştir. Generatör gövdesi dış çapı 31 cm, yüksekliği 48 cm olan bir kazandan imal edilmiştir. Deney düzeneğinde kullanılan generatör Şekil 3.21'de gösterilmektedir.



Şekil 3.21. Deneysel düzenekte kullanılan generatör

Kullanılan sıcaklık ve basınç sensörleri ile generatörün üzerinden basınç ve sıcaklık ölçülebilmektedir. Bu sıcaklık ve basınç, üretilen buhar ejektöre giden boruya gitmeden generatör kazanının üzerinden alınmaktadır. Sensörler, Almemo 2890-9 data logger'a uygundur. Generatör özellikleri tablo halinde Çizelge 3.3'de gösterilmektedir.

Çizelge 3.3. Generatör özellikleri

Parametre	Değer
Generatör yükü (Q_g)	1.6439 kW
Generatör basıncı	82.325 kPa
Generatör sıcaklığı	90 °C
Generatör su buhar debisi	0.00072 kg/s

Generatör yükü Q_g değerinin hesaplanabilmesi için generatör sıcaklığında ejektöre giren birincil akışkan debisinin bilinmesi gerekmektedir. Birincil akışkan debisi generatörde belirlenen hacimde akışkanın buharlaşma süresi deney sistemi üzerinden ölçülerek bulunmaktadır.

3.9.2. Evaporatörün tasarlanması ve imal edilmesi

Ejektörlü soğutma sisteminde, soğutma işinin asıl yapıldığı kısım evaporatördür. Ejektör içinden yüksek hızlarda geçen buhar, düşük basınçlarda evaporatörden vakumlama yapmaktadır. Vakumlama yaparken akışkan buharlaşmakta ve buharlaşırken bulunduğu ortamdan ısı çekmektedir. Evaporatör ısı çekerken soğutma etkisi meydana getirdiği için sistem üzerinde soğutucu görevi görmektedir. Evaporatör Şekil 3.22’de gösterilmektedir.



Şekil 3.22. Deneysel düzenekte kullanılan evaporatör

Evaporatör 48 cm yüksekliğinde, 28 cm çapında silindirden oluşmaktadır. Evaporatör üzerine sıvı miktarını gözlemlemek için sıvı seviye göstergesi bulunmaktadır. Sistem akışkanı olarak kullanılan evaporatör içindeki su, soğutucu olarak kullanılmaktadır. Silindir evaporatörün etrafı gömlek kaplanarak içinden su geçirilmektedir. Gömleğin giriş-çıkış suyu ölçülerek soğutma miktarı tespit edilebilmektedir.

Evaporatörün sıcaklık ve basıncı ile dış gömlek giriş ve çıkış suyu sıcaklıkları sensörler ile ölçülmektedir. Evaporatör sıcaklık ve basıncı, vakumlanan akışkan

ejektöre gitmeden önce ölçümler kazan üzerinden alınmaktadır. Sıcaklık ve basınç ölçümleri Almemo 2890-9 data logger'a uygun sensörler ile yapılmaktadır. Evaporatör soğutma sıcaklığı, teorik olarak 8 ile 16 °C arasında belirlenerek hesaplamalar yapılmaktadır. Deneysel verilerden elde edilen evaporatör özellikleri tablo halinde Çizelge 3.4'de gösterilmektedir.

Çizelge 3.4. Evaporatör özellikleri

Parametre	Değer
Evaporatör yükü (Q_e)	521.75 W
Evaporatör basıncı	1.025 kPa
Evaporatör sıcaklığı	15 °C
Evaporatör su buhar debisi	0.00024 kg/s
Su giriş sıcaklığı	20.4 °C
Su çıkış sıcaklığı	17.5 °C
Gömlek suyu debisi	0.043 kg/s

Evaporatör yükü Q_e değerinin hesaplanabilmesi için evaporatörden vakumlanan ve ejektöre giren ikincil akışkan debisinin bilinmesi gerekmektedir. İkincil akışkan debisi evaporatörde belirlenen hacimde akışkanın buharlaşma süresi ölçülerek bulunmaktadır.

3.9.3. Kondanserin tasarlanması ve imal edilmesi

Sistemin bir diğer parçası da kondanserdir. Kondanserde, ejektörden atılan buhar halindeki akışkan yoğunlaşarak sıvı hale gelmektedir. Kondanser, 48 cm yüksekliğinde, 28 cm çapında silindirden oluşmaktadır. Ejektörden gelen buhar iyi soğuyup yoğunlaşmadığı takdirde sistem çevriminin tamamlanması gerçekleşmemektedir. Bu nedenle kondanserde soğutma sağlamak amacıyla kondanserin etrafı gömlek ile kaplanmaktadır. Yoğuşmayı sağlamak amacıyla bu gömlek içinde su dolandırılmaktadır. Kondanser sıcaklık ve basıncı ile dış gömlek giriş ve çıkış suyu sıcaklıkları sensörler ile ölçülmektedir. Kondanser sıcaklık ve basıncı, ejektörden gelen akışkanın kondansere girdikten sonra yani kazan üzerinden ölçümü yapılmaktadır. Sıcaklık ve basınç ölçümleri Almemo 2890-9 data logger'a uygun sensörler ile yapılmaktadır. Ejektörlü soğutma sistemi

vakum altında çalıştığından dolayı başlangıç durumundaki sistem içindeki hava bir vakum pompası yardımıyla alınmaktadır. Bu nedenle kondanser üzerinde vakum pompasının takılabileceği bir uç bulunmaktadır. Kondanser Şekil 3.23’de gösterilmektedir.



Şekil 3.23. Deneysel düzenekte kullanılan kondanser

Deneysel verilerden elde edilen kondanser özellikleri tablo halinde Çizelge 3.5’de gösterilmektedir.

Çizelge 3.5. Kondanser özellikleri

Parametre	Değer
Kondanser yükü (Q_k)	2.049 kW
Kondanser sıcaklığı (θ)	67.4 °C
Kondanser basıncı	35.21 kPa
Kondanser su buhar debisi	0.00096 kg/s
Su giriş sıcaklığı	20.4 °C
Su çıkış sıcaklığı	26.3 °C
Gömlek suyu debisi	0.083 kg/s

3.9.4. Ejektörün tasarlanması ve imal edilmesi

Ejektörlü soğutma sistemlerinde en kritik göreve sahip olan ejektörün hesaplamaları, ejektör teorisine göre yapılmaktadır. Yapılan hesaplamalar ve literatür çalışmaları dikkate alınarak ejektör tasarlanmıştır. Ejektör içinde vakum oluşmasını sağlayan parça, birincil nozul veya sesüstü lülesi olarak adlandırılmaktadır. Birincil nozul, ejektör içindeki en dar kesit alana sahip durumdadır. Literatür araştırmaları ve yapılan deneysel çalışmalar dikkate alındığında yapısı itibariyle üretimi zor olan bir parça olması nedeniyle tasarım aşamasında iki parça olmasına karar verilmiştir. İki parça olan birincil nozul, vidalı şekilde tasarlanmıştır. Birbirine bağlantısında sızdırmazlığı sağlanmak için conta kullanılmaktadır. Ejektörün boyutlandırılması için gerekli olan A_t/A_{np} alanlarının oranı Denklem (3.52)'de verilmektedir. Ejektör birincil nozulu bu oran dikkate alınarak tasarlanmıştır. Birincil nozulun ayrı ve birleştirilmiş hali Şekil 3.24 ve Şekil 3.25'de gösterilmektedir.



Şekil 3.24. Ejektör birincil nozulunun ayrı hali



Şekil 3.25. Ejektör birincil nozulu birleştirilmiş hali

Birincil nozul, ejektör gövdesine kolay bağlanabilir ve ileri-geri hareket ettirilebilir olarak tasarlanmıştır. Birincil nozulun ejektöre bağlantısında yine conta kullanılmaktadır. Birincil nozula ait teknik çizimler EK A.1 ve EK A.2'de verilmektedir.

Ejektörün gövdesi, üç parçadan oluşmaktadır. Bu parçaların ayrı olarak tasarlanmasının amacı, birincil nozulun kolay şekilde bağlantısının yapılabilmesini sağlamaktır. Ejektörün birincil nozul ile bağlantısını sağlayan gövde parçası Şekil 3.26'da gösterilmektedir.



Şekil 3.26. Birincil nozulun ejektör gövdesine bağlantı parçası

Bu gövde parçası aynı zamanda, generatörden gelen akışın bağlantısını da sağlamaktadır. Ejektörün generatör ile bağlantısı kılcal bakır boru ile

yapılmaktadır. Birincil nozul ile bağlantıyı sağlayan gövde parçasının teknik çizimi EK A.3'de verilmektedir.

Ejektörün bir diğer gövde parçası, akışkanların karışımının olduğu yerdir. Bu bölmede, birincil nozuldan gelen akış ile evaporatörden vakumlanan akışın karışımı gerçekleşmektedir. Ejektörün karışım bölgesi Şekil 3.27'de gösterilmektedir. Karışım bölgesine ait teknik çizim EK A.4'de verilmektedir.



Şekil 3.27. Ejektörün karışım bölgesi

Karışım bölgesinin devamında ise ejektör gövde parçasının son bölümü bulunmaktadır. Bu bölüm ise difüzör bölgesi olarak adlandırılmaktadır. Difüzör bölgesi, yapısı itibarıyla birincil nozul gibi yakınsak-ırsaksak konilerden oluşmaktadır. Ejektör gövde parçasından olan difüzör bölgesi Şekil 3.28'de gösterilmektedir. Difüzör bölgesine ait teknik çizim EK A.5'de verilmektedir.



Şekil 3.28. Ejektörün difüzör bölgesi

Difüzör bölgesinin çıkışı, karışan akışkanın soğuması ve çevrimi tamamlaması için kondansere gönderilmektedir. Ejektörün tüm parçaları birleştirilerek sisteme bağlantısı gerçekleştirilebilmektedir. Ejektörün birleştirilmiş hali Şekil 3.29'da verilmektedir.



Şekil 3.29. Ejektörün birleştirilmiş hali

Ejektörün birleştirilmiş haline ait teknik çizim EK A.6'da verilmektedir.

3.10. Ejektörlü Soğutma Sisteminin Bilgisayar Destekli Mühendislik Programı ile Analizi

Ejektörlü soğutma sisteminin en önemli elemanı olan ejektörün teorik analizinin yanı sıra bilgisayar destekli mühendislik programının (Computer Aided Engineering - CAE) alt modülü olan hesaplamalı akışkanlar dinamiği (Computational Fluid Dynamics - CFD) ile ejektör içinden geçen akışkanın analizi yapılmaktadır. Bu eleman içindeki parametrelerin kesin olarak saptanamamasından dolayı bu programların kullanımı zorunlu hale gelmektedir.

Ejektörün tasarımı ve ejektör içindeki akışın analizi için ayrı ayrı programlar tercih edilmektedir. Ejektörün tasarımı için SpaceClaim yazılımı, ejektör içindeki akışkanın analizi için ise ANSYS FLUENT yazılımı kullanılmaktadır. Bu bilgisayar destekli mühendislik programları (CAE), uzun yıllardır bu alanda kullanılmaktadır. Pek çok mühendis ve uzmanın çalıştığı, yüksek geçerliliğe sahip, endüstriyel kullanıma dönük, profesyonel yazılımlardır. Bu nedenle, askeri ve sivil pek çok çalışmada tercih edilmektedir. Bu çalışmada da akademik açıdan güvenilir sonuçlar veren bu programlar tercih edilmektedir.

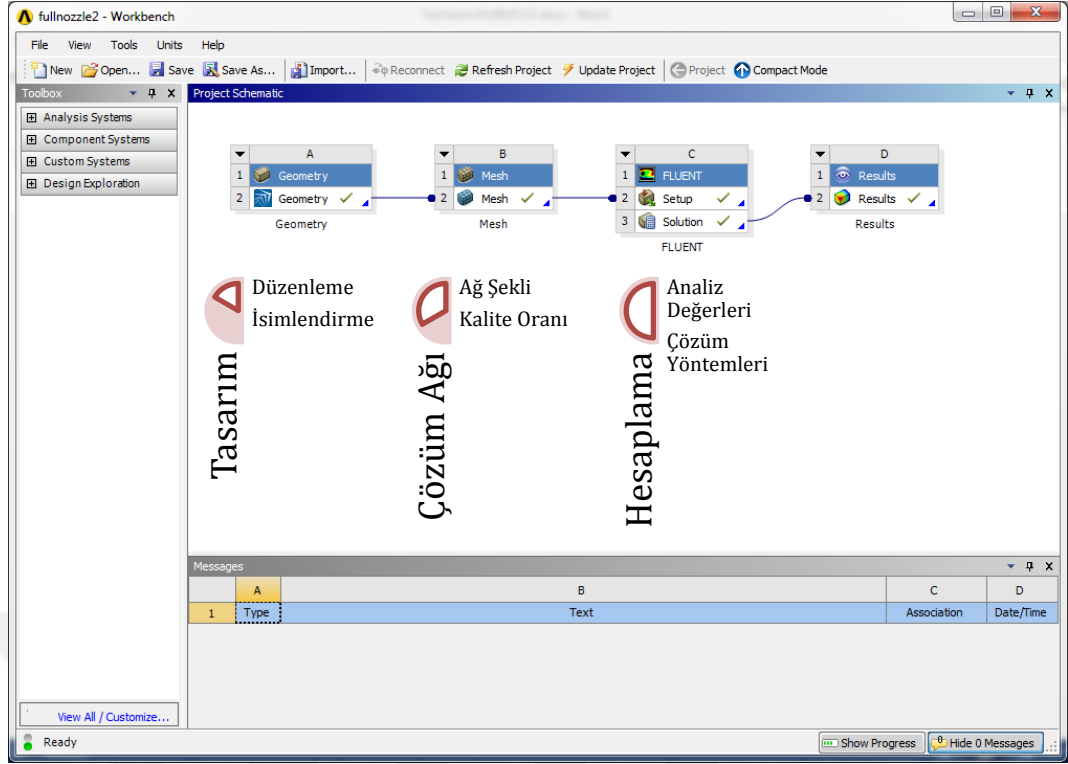
Analiz için öncelikle ejektördeki akışın gerçekleşeceği hacimler, CAD (Bilgisayar Destekli Tasarım - Computer Aided Design) programıyla çizilmiştir. Daha sonra sonlu sayıda küçük hesap alanlarına (hücre) bölünerek çözüm ağı (mesh) oluşturulmuştur. Akışların gerçeğe yakın bir şekilde modellenip analizinin yapılabilmesi için çözüm ağının kalitesi çok büyük önem taşımaktadır.

Cebirsel olarak kolaylıkla çözülemeyen karmaşık geometrilere sahip bölgelerde, çözüm ağı uygulanıp oluşan hücreler matematiksel olarak ifade edilmektedir. Ortaya çıkan matematiksel ifadede diferansiyel denklem takımı ve sınır şartları da bulunmaktadır. Bu diferansiyel ifadelerin çözümlenmesi için ayrıklaştırma işlemi uygulanmaktadır. Ayrıklaştırma işlemi için birçok yöntem bulunmaktadır. Sonlu Farklar Yöntemi, Sonlu Elamanlar Yöntemi, Sonlu Kontrol Hacmi Yöntemi gibi yöntemler kullanılabilir. Ancak akış analizlerinden en uyumlu ve en hızlı sonuçları veren yöntem Sonlu Kontrol Hacmi Yöntemi olmuştur. Bu nedenle

tercih edilen ANSYS FLUENT programı analizlerinde özellikle Sonlu Kontrol Hacmi Yöntemiyle çalışmaktadır. Ayrıklaştırma işlemi sonunda elde edilen denklem sistemi doğrusallaştırılmaktadır. Doğrusallaşan cebirsel denklem sistemi ya iteratif yöntemlerle (Jacobi, Gauss Seidel vb.) ya da doğrudan yöntemler kullanarak (Gauss, Gauss Jordan vb.) çözümlenmektedir. Bu sayede buharın ejektör içindeki akış davranışı ve hareketi Hesaplamalı Akış Dinamiği (CAE) programlarıyla sayısal olarak analiz edilmiş olmaktadır.

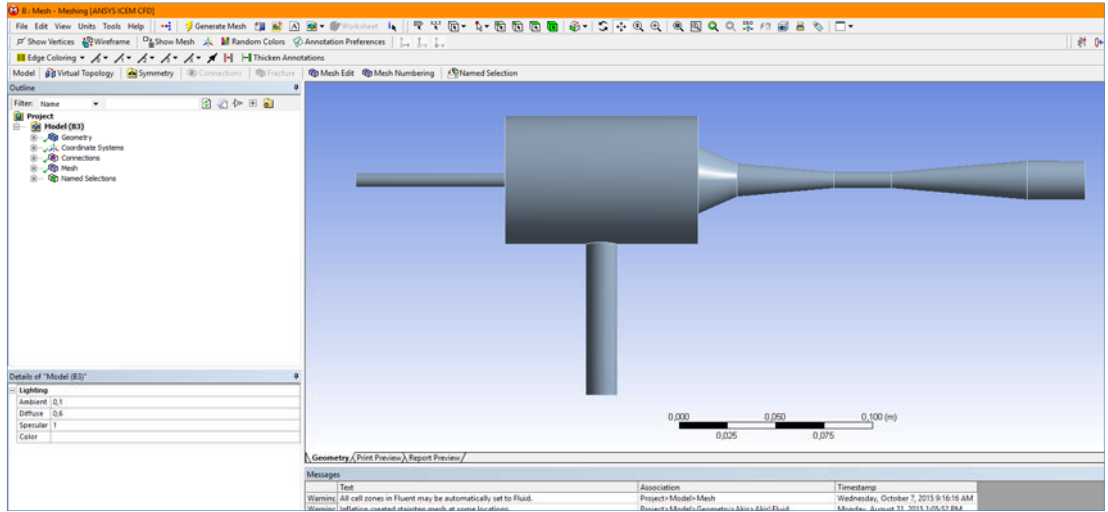
ANSYS programı, pek çok alandaki mühendislik problemlerini çözebilmek için farklı modülleri ve yöntemleri içerisinde barındırmaktadır. Bu çalışmada ANSYS programının FLUENT modülü tüm hatlarıyla akış modellemede kullanılmaktadır. FLUENT ile çalışmaya başlamadan önce çeşitli aşamalardan geçilmektedir.

Öncelikle matematiksel hesaplamalarla elde edilen veriler, sistemin üç boyutlu analizinin yapılmasına başlamak için yeterli olup, ejektördeki akışın gerçekleşeceği bölgenin incelenebilmesi için ANSYS programında üç ana aşamadan geçerek sonuca ulaşılmaktadır. Bu aşamalar Şekil 3.30'da görülmektedir.



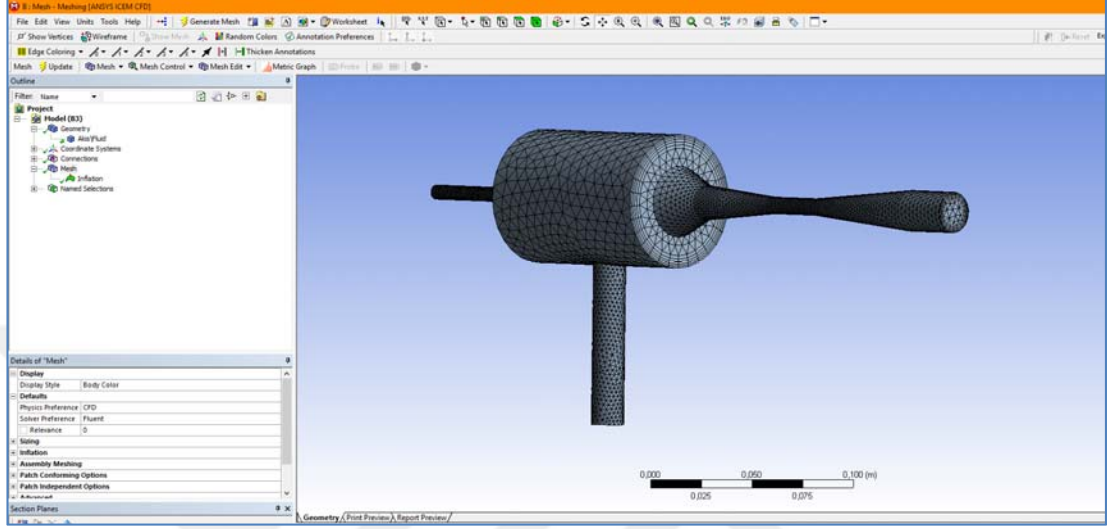
Şekil 3.30. ANSYS Workbench programında modelleme aşamaları

Akış hacmi, ANSYS programının tasarım modülü olan SpaceClaim ile EK-A'daki gibi ejektörün gerçek ölçüleri dikkate alınarak çizilmiştir. Çizilen tasarım Şekil 3.31'deki gibi akışın gerçekleşeceği yüzeylerin isimlendirilmesi işlemi yapılmıştır. Burada ejektör tasarımının giriş, çıkış ve sınır yüzeyleri belirlenmiştir.



Şekil 3.31. ANSYS SpaceClaim'de çizimi

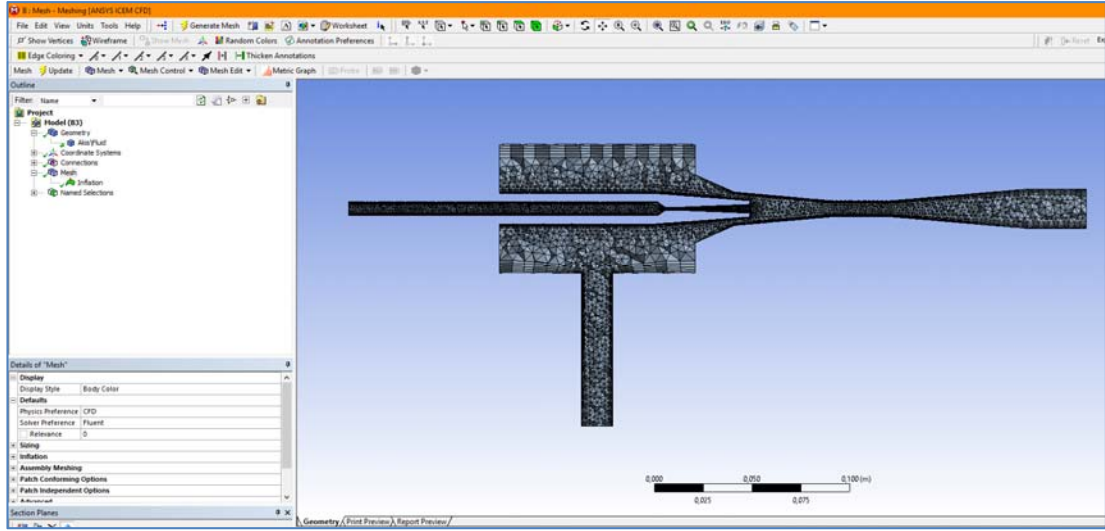
Tasarımın SpaceClaim'de çizilerek hazırlanması işleminden sonra çözüm ağı oluşturulması için ANSYS Meshing modülü kullanılmıştır. Meshing programında kullanılan çözüm ağı geometrisi ve sınır tabaka yüzeylerine uygulanacak ek yöntemler seçilmiştir. Şekil 3.32'de ejektöre ait mesh görüntüsü görülmektedir.



Şekil 3.32. ANSYS meshing uygulanmış hali

Oluşan çözüm ağı değerlendirildiğinde, uygulanan yöntemlerin FLUENT'te analize başlamak için uygun olduğu görülmüştür. Maximum Skewness değeri 0,92 olarak çıkmıştır. Bu değer FLUENT analizine geçmek için uygun bir değerdir. Ayrıca tasarlanan model 242584 eleman sayısına ve 87058 düğüm noktasına sahiptir. Her bir parçanın FLUENT'te matematiksel işleme tabi tutulacağı düşünüldüğünde oldukça yüksek bir işlem yükü oluşturmaktadır.

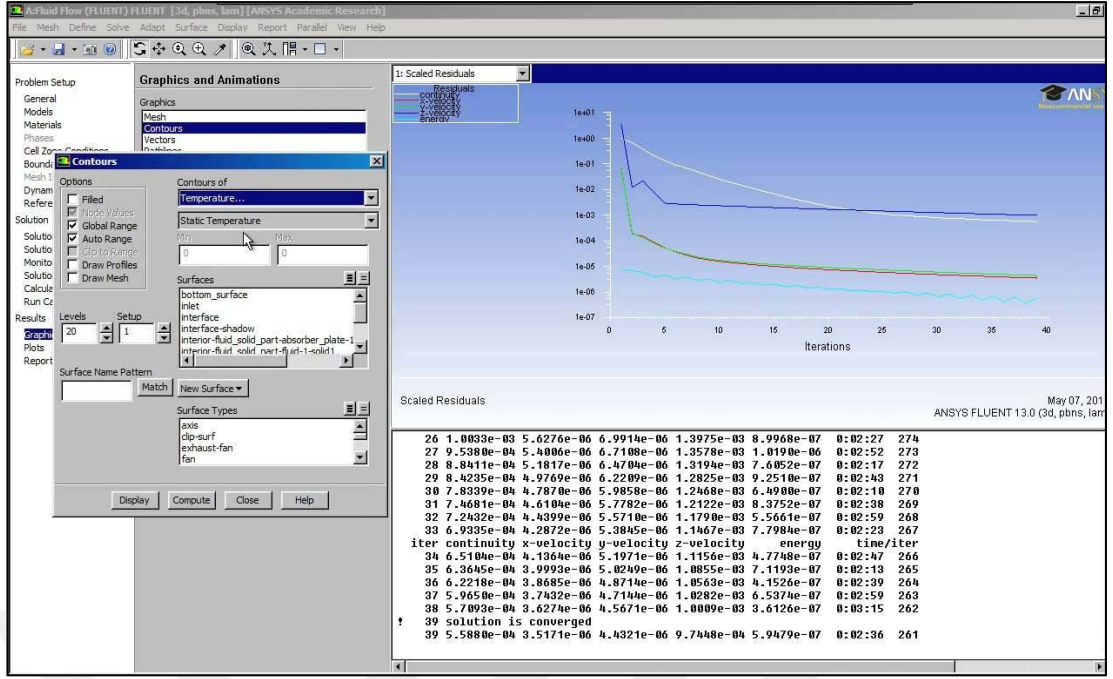
Çözüm ağının model içinde oluşumunun görünümü üç boyutlu olarak Şekil 3.33'de gösterilmektedir. Sınır yüzeylerinin tepkilerini incelemek için ek olarak inflation yöntemi uygulanarak sınır bölgelerde ayrı bir katmanda parçalar üretilmiştir.



Şekil 3.33. Çözüm ağının model içinde oluşumunun görünümü

Yapılan mesh işleminden sonra FLUENT üzerinde analizler için gerekli ayarlamalar gerçekleştirilmiştir. Sonlu kontrol hacmi denklemlerini kullanmakta olan FLUENT'te ejektör akış analizi için SIMPLE algoritmasının kontrol edilmiş hali olan SIMPLEC algoritması tercih edilmiştir.

FLUENT analizi yapılırken generatörden gelen akış birinci giriş, ejektörden gelen akış ise ikinci giriş olarak belirlenmiştir. Ejektörde karışan ve kondansere giden akış ise çıkış olarak belirlenmiştir. Deneysel çalışmada ölçülen basınç ve debi bilgilerine göre hesaplamalar yapılmıştır. Şekil 3.34'teki gibi FLUENT programına deneysel veriler girilerek ve uygun yöntemler seçilip analiz edilmiştir.



Şekil 3.344. FLUENT analiz ekranı

Analizde hesaplanan akış değerinin türbülanslı olduğu tespit edildiği için giriş akışı literatürdeki çalışmalar da dikkate alınarak en uygun yöntem olan k-ε RNG modeli tercih edilmiştir. Sistemde ölçülmüş olunan sıcaklık değerleri ve ısı kayıpları dikkate alınmıştır. Üç farklı generatör sıcaklık girişi için ayrı ayrı analiz yapılmıştır. Çıkan sonuçlar ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Ejektörlü soğutma sisteminin birinci yasa analizi, çalışma akışkanı olarak su kullanılarak hem teorik hem deneysel hem de CFD analiz programı ile elde edilen veriler ile yapılmıştır. Farklı generatör sıcaklıklarında yapılan incelemeler sonucu evaporatör sıcaklığı, kondanser sıcaklığı, kondanser basıncı, COP ve kütle akış oranlarının değişimi grafikler halinde verilmiştir.

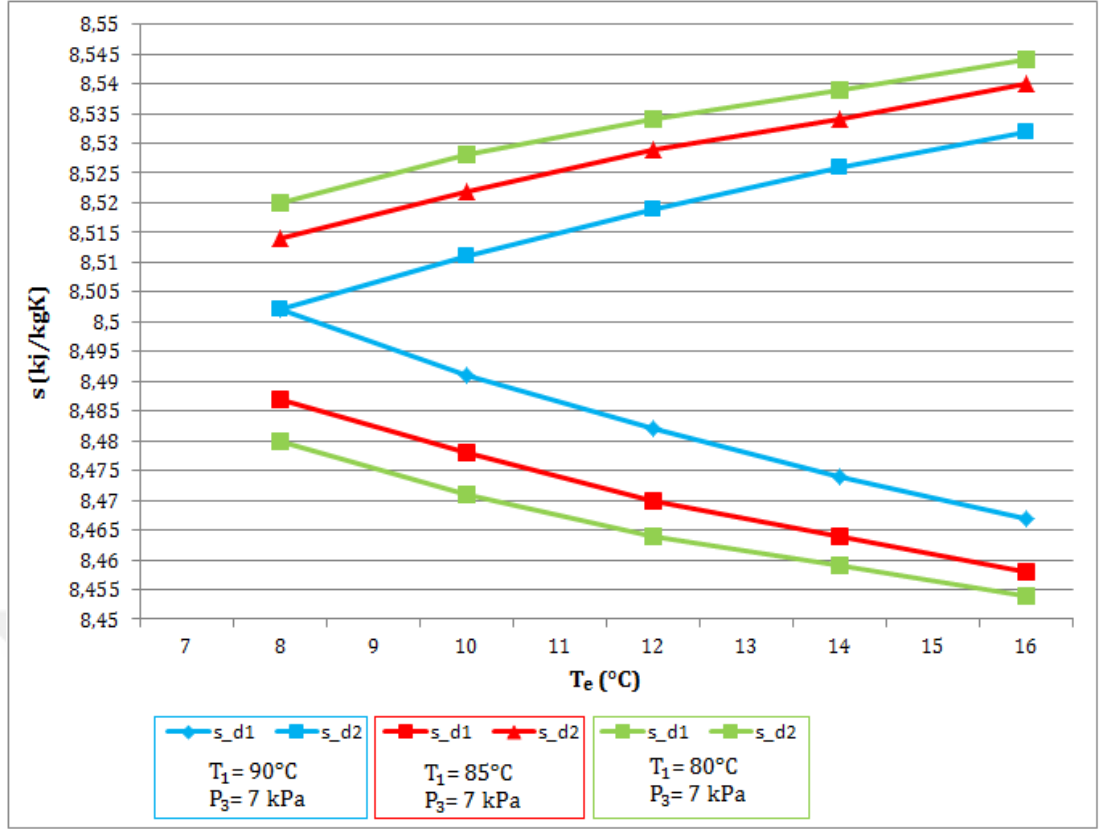
4.1. Teorik Bulgular

Teorik olarak hesaplanan ve sonuçlara göre elde edilen grafikler aşağıda verilmektedir.

4.1.1. Ejektörlü soğutma sisteminin dizayn parametrelerinin I. ve II. yasa verimlerine etkileri

Ejektörlü soğutma sisteminde dizayn parametreleri generatör sıcaklık ve basıncı, evaporatör sıcaklık ve basıncı, kondanser sıcaklık ve basıncı olarak belirlenmiştir. Dizayn parametrelerinin yanı sıra sistemin performansını etkileyen parametreler de bulunmaktadır. Performansı etkileyen parametreler ise soğutma performans katsayısı (COP), akış sürüklenme oranı (G) ve sistemin ekserji verimi olarak verilmektedir. Bu dizayn parametrelerinin değişimi ile sistem performansının teorik olarak nasıl etkilendiği grafikler ile açıklanmaktadır.

Şekil 4.1'de verilen grafikte, Şekil 3.13'de verilen diyagrama göre Rayleigh ve Fanno eğrilerinin kesişimi için iteratif yaklaşırma sonuçları gösterilmektedir. Evaporatör sıcaklığının değişimine bağılı olarak d noktasındaki entropi değerleri elde edilmektedir.

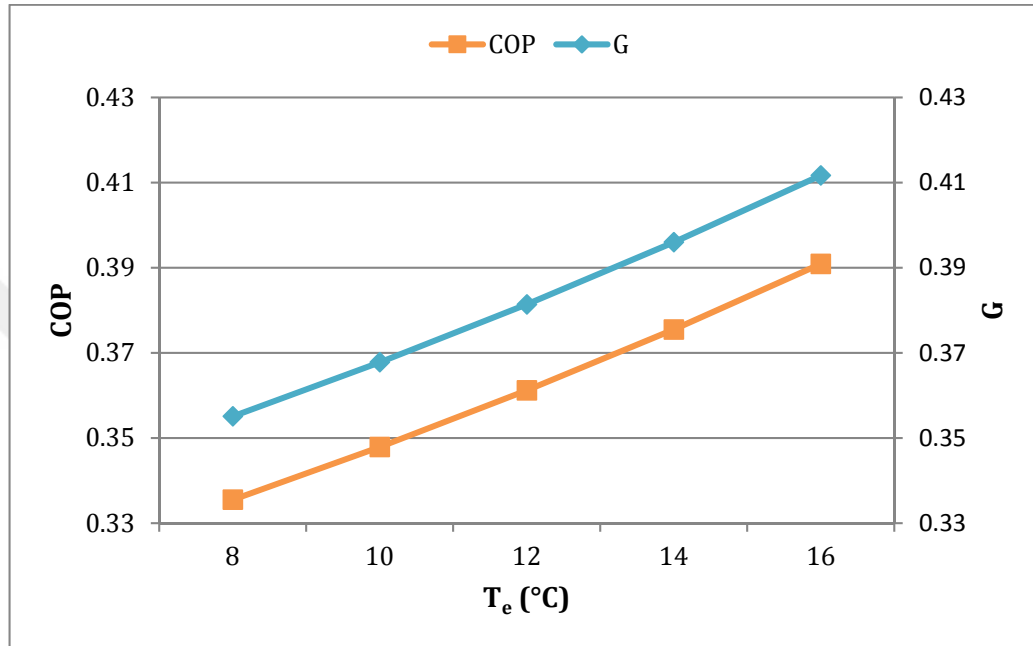


Şekil 4.1. Generatör ve evaporatör sıcaklığının değişimine bağlı Rayleigh ve Fanno eğrilerinin iteratif yaklaşımları

Bu iteratif yaklaşımlar optimizasyon koşullarının belirlenmesinde parametre olarak kullanılmaktadır. Momentum, süreklilik ve enerji denklemlerinden s_{d1} ve s_{d2} değerleri elde edilmektedir. s_{d1} değeri enerji ve süreklilik denklemlerinden elde edilmekte ve Şekil 3.13'deki Fanno eğrisini oluşturmaktadır. s_{d2} değeri ise momentum ve süreklilik denklemlerinden elde edilmektedir. Bu da Şekil 3.13'deki Rayleigh eğrisini oluşturmaktadır. s_{d1} ve s_{d2} değerlerinin birleştiği nokta ise Rayleigh ve Fanno eğrilerinin kesişim noktası olduğu bulunmaktadır. Kondanser basıncının sabit tutulup generatör sıcaklığının 90 °C ve evaporatör sıcaklığının 8 °C olduğu durumda eğrilerin kesiştiği görülmektedir.

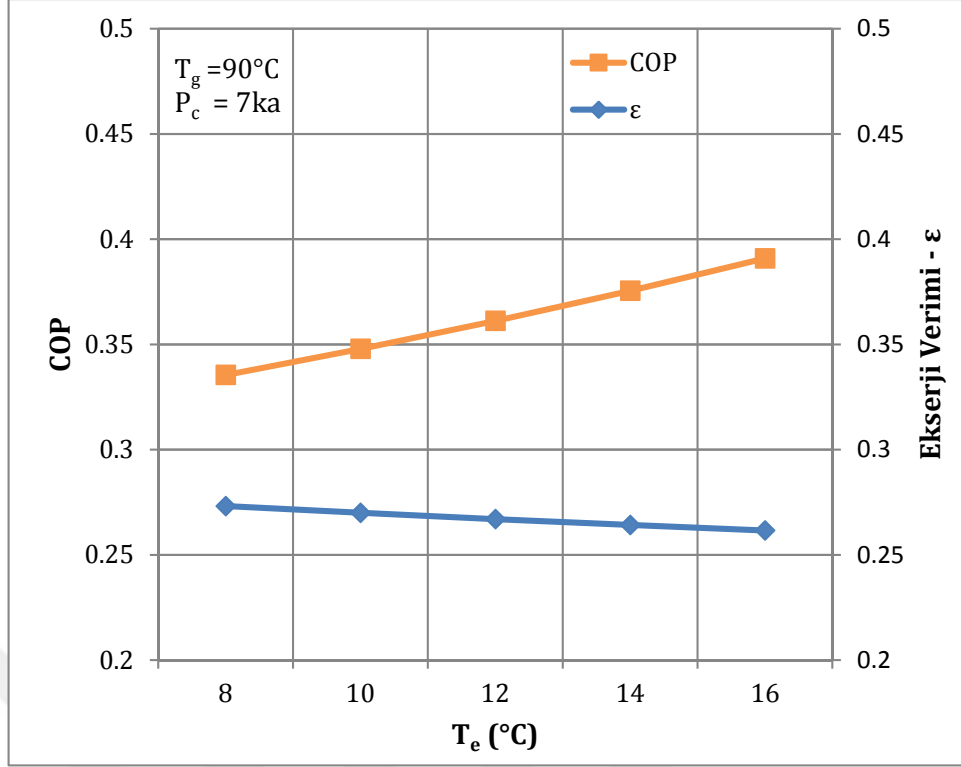
Ejektörlü soğutma sistemlerinde kullanılan ve hem performans parametresi hem de optimizasyon parametresi olarak belirlenen kütle akış oranı veya sürüklenme oranının (G) soğutma performans katsayısı (COP) ile paralel olarak arttığı Şekil 4.2'de görülmektedir. Bu nedenle birçok çalışmada performansın belirlenmesinde sürüklenme oranının kullanıldığı bilinmektedir. Şekil 4.2'de

verilenler, Şekil 4.1'de verilen kesişim değerlerine göre oluşturulmaktadır. Yapılan hesaplamalara göre, evaporatör sıcaklığının artmasına bağlı olarak ejektörlü soğutma sisteminin performans katsayısının (COP) ve sürüklenme oranının (G) arttığı görülmektedir. Bu da, sürüklenme oranının bir performans göstergesi olarak kullanılabileceğini doğrulamaktadır.



Şekil 4.2. Soğutma performans katsayısının (COP) ve sürüklenme oranlarının (G) evaporatör sıcaklığına bağlı değişimi

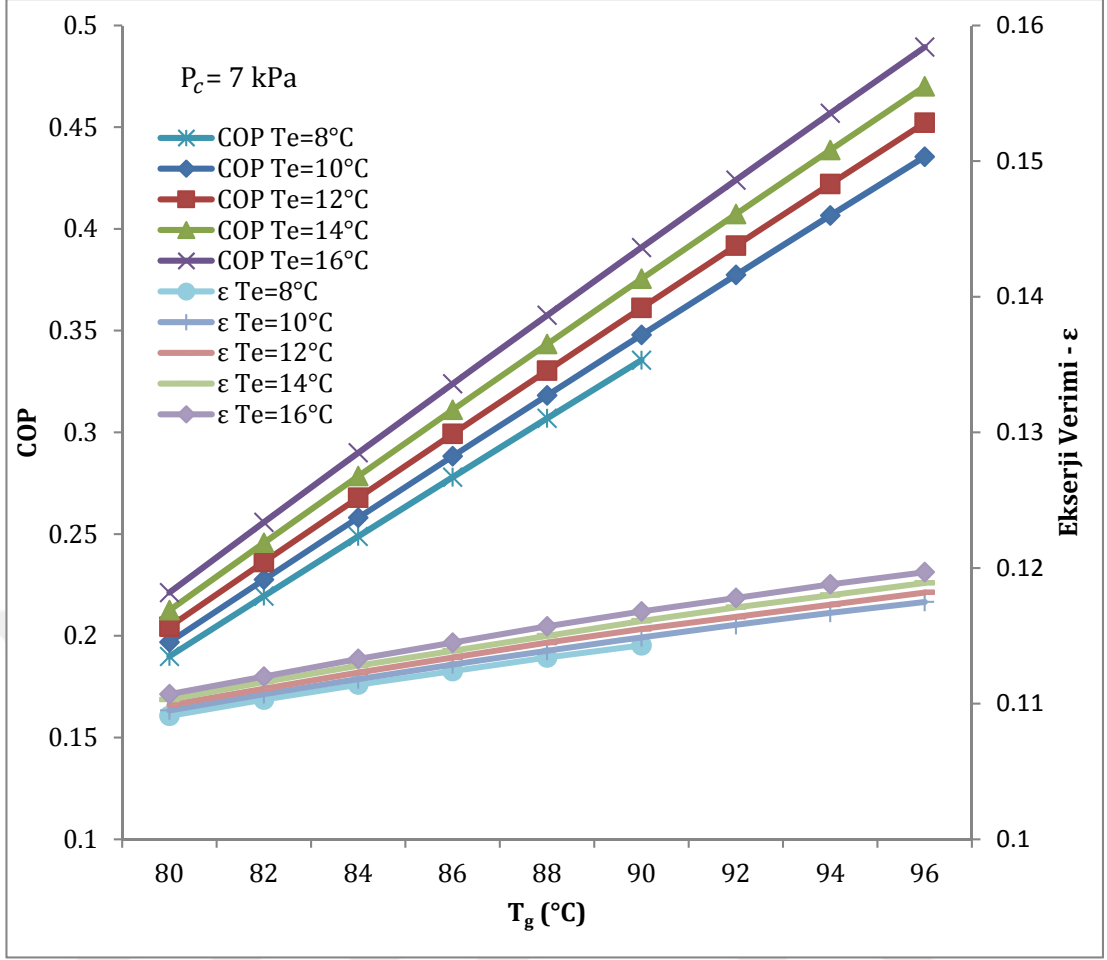
Şekil 4.3'de verilen grafikte, yine Şekil 4.1'de verilen kesişim değerlerine göre soğutma performans katsayısı (COP) ve ekserji veriminin (ϵ) evaporatör sıcaklığına bağlı değişimi gösterilmektedir.



Şekil 4.3. Soğutma performans katsayısının (COP) ve ekserji veriminin (ϵ) evaporatör sıcaklığına bağlı değişimi

Evaporatör sıcaklığının artmasıyla COP değerinin arttığı ama buna karşılık ekserji veriminin az miktarda azaldığı görülmektedir. Evaporatör sıcaklığının artması ile ölü hal durumuna yaklaşan ve tersinmezliklerin artmasına sebep olan evaporatör sıcaklığı, ekserji veriminin azalmasına neden olmaktadır. Bu nedenle Şekil 4.3'den, sistemin ekserji veriminin, evaporatör sıcaklığının artmasıyla azaldığı görülmektedir.

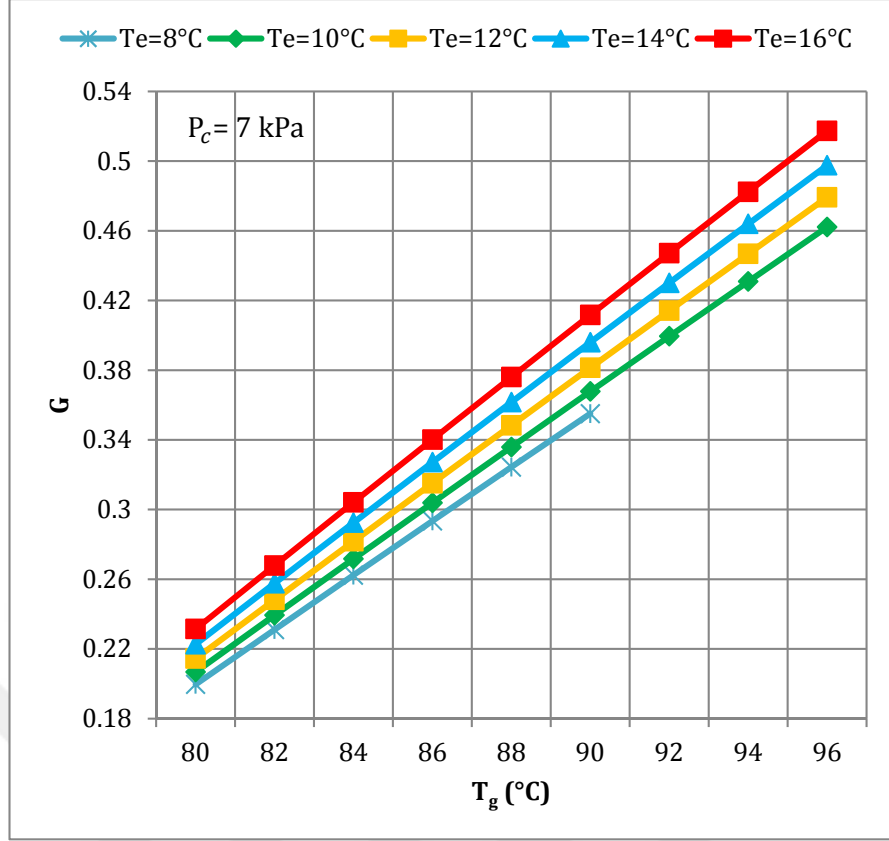
Şekil 4.4'de soğutma performans katsayısının (COP) ve ekserji veriminin (ϵ), farklı evaporatör sıcaklıklarında generatör sıcaklığına bağlı değişimi görülmektedir.



Şekil 4.4. Generatör sıcaklığının soğutma performans katsayısı (COP) ve ekserji verimine (ϵ) etkisi

Generatör sıcaklığındaki artış, sistemin COP değerinin artmasına neden olmaktadır. Ekserji verimindeki artış ise sistemin COP değerindeki artışa göre çok düşüktür. Ekserji performansı, generatör sıcaklığı arttıkça neredeyse sabit kalmaktadır. Bu az miktardaki artış, generatör üzerindeki tersinmezliklerin artışından kaynaklandığı görülmektedir.

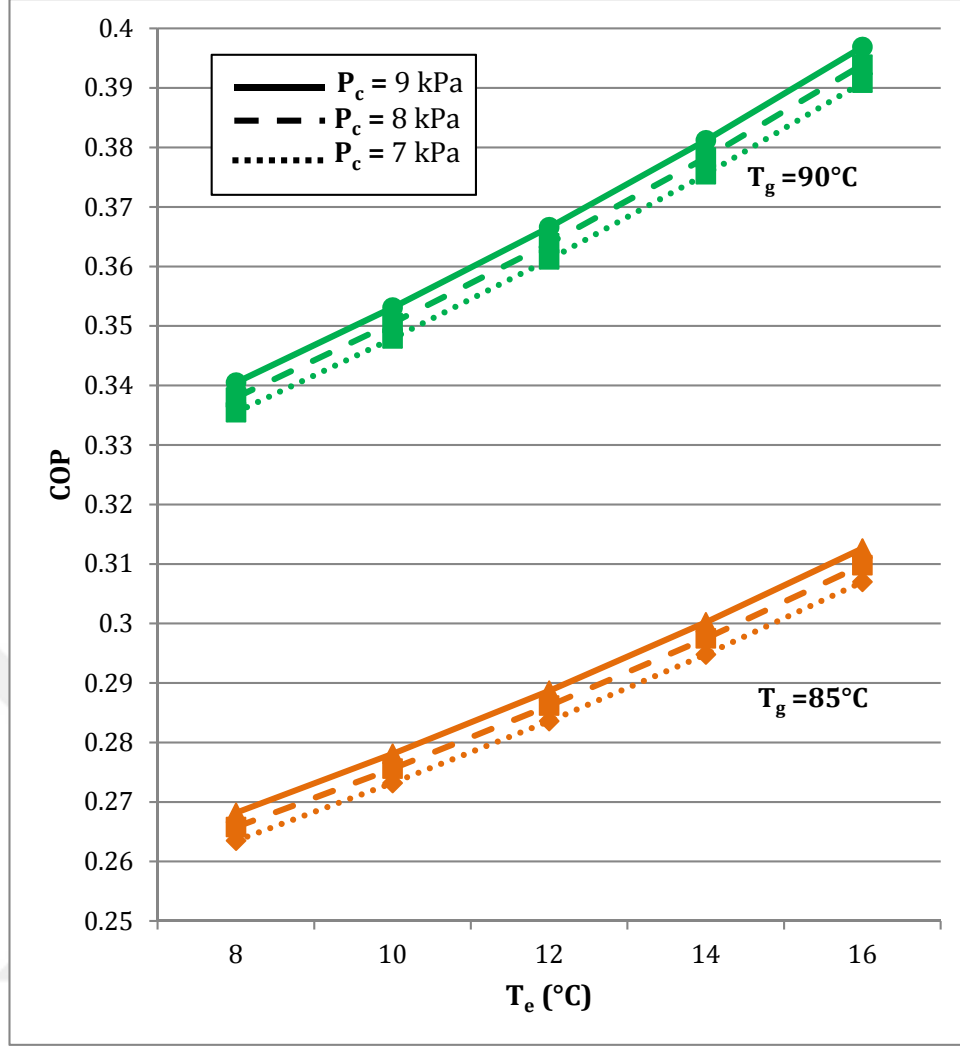
Şekil 4.5'de farklı evaporatör sıcaklıklarındaki generatör sıcaklığının, sürüklenme oranına (G) etkisi görülmektedir.



Şekil 4.5. Generatör sıcaklığının sürüklenme oranına (G) etkisi

Farklı evaporatör sıcaklıklarında generatördeki sıcaklık değişimine göre sürüklenme oranı artmaktadır. Sürüklenme oranı, soğutma performans katsayısı (COP) ile paralellik göstermektedir. Sonuç olarak performans göstergesi olarak bilinen sürüklenme oranının (G) artması, performansın arttığını göstermektedir.

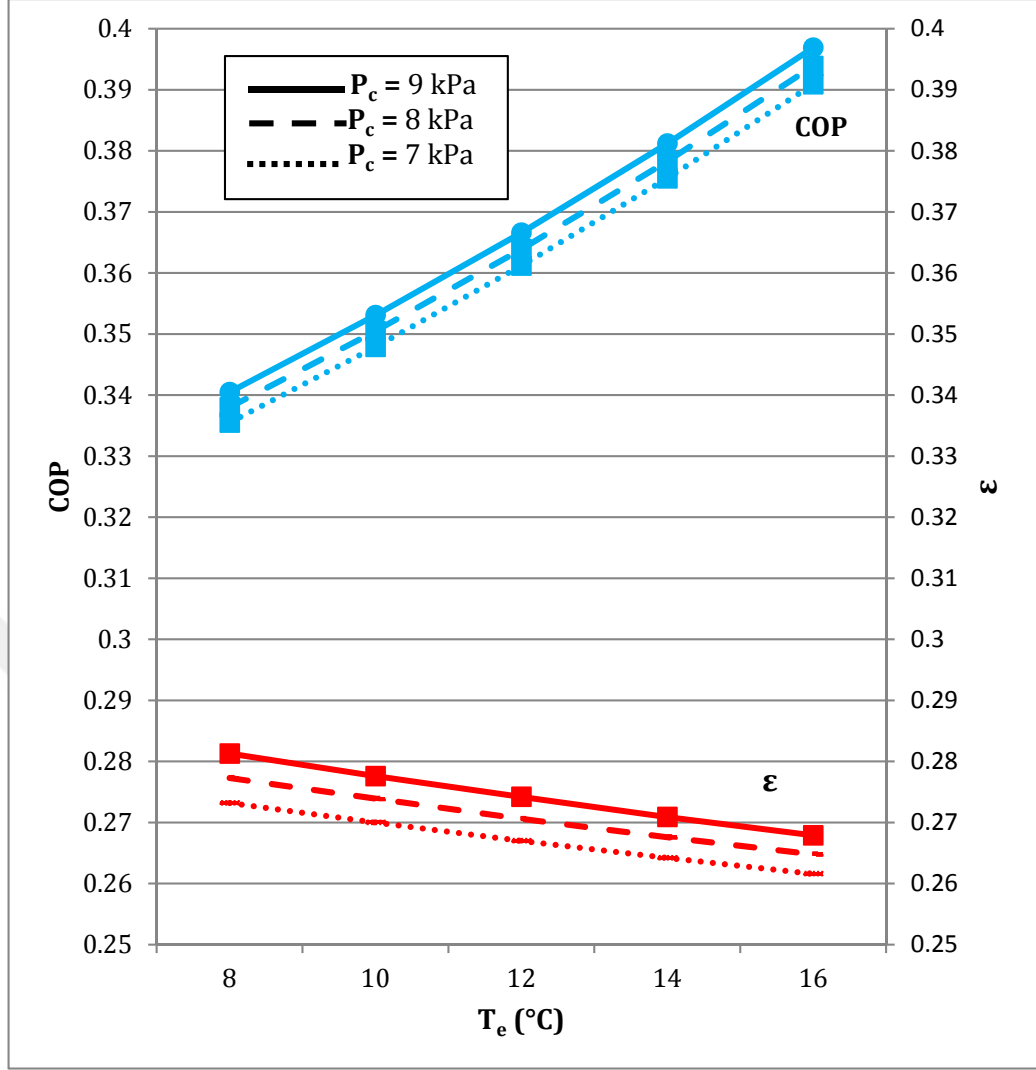
Şekil 4.6'da soğutma performans katsayısının (COP), evaporatör sıcaklığı, generatör sıcaklığı ve kondanser basıncına bağlı değişimi gösterilmektedir.



Şekil 4.6. Evaporatör sıcaklığının soğutma performans katsayısına (COP) etkisi

Şekil 4.6'da verilenlere göre 85 °C ve 90 °C generatör sıcaklıklarında COP değerleri arasındaki farkın çok olduğu buna karşılık aynı sıcaklıklarda 7, 8 ve 9 kPa kondanser basınçlarında COP değerinin çok değişmediği görülmektedir. 85 °C generatör sıcaklığındaki COP değeri, kondanser basıncının değişimiyle çok değişmemektedir. Aynı şekilde 90 °C generatör sıcaklığındaki COP değeri, kondanser basıncının değişimiyle çok değişmemektedir. Sonuç olarak generatördeki ve evaporatördeki sıcaklığın artması kondanser basıncının artmasına göre performansı daha çok arttırdığı görülmektedir.

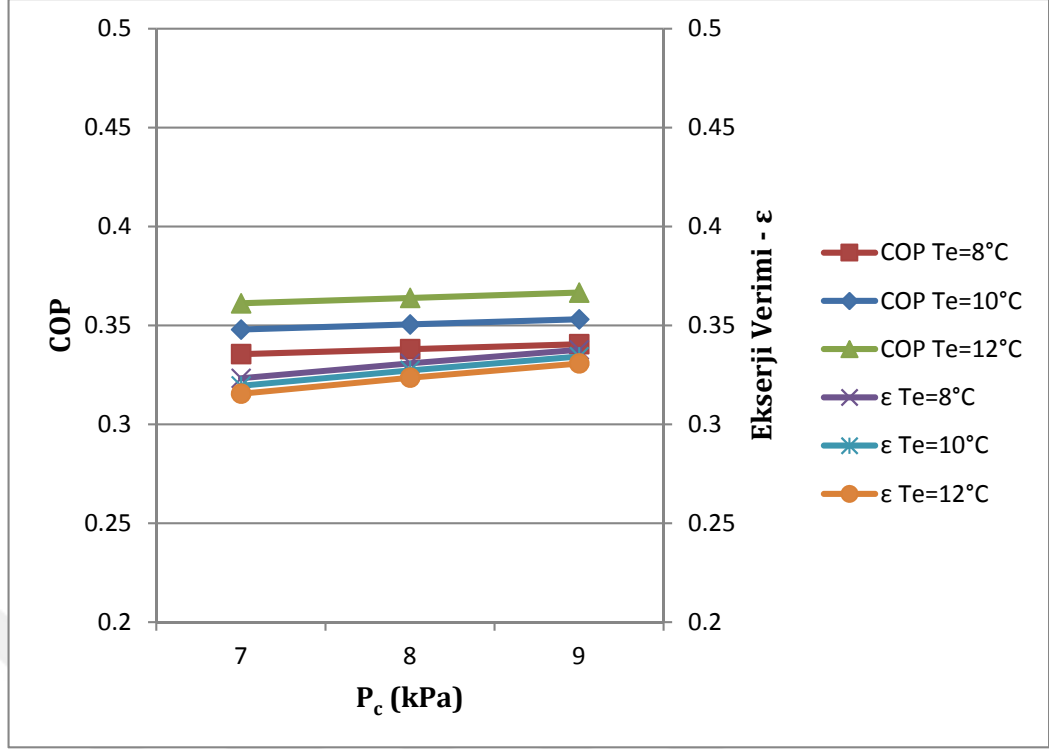
Şekil 4.7'de soğutma performans katsayısının (COP) ve sistem ekserjisinin (ϵ), evaporatör sıcaklığı, generatör sıcaklığı ve kondanser basıncına bağlı değişimi gösterilmektedir.



Şekil 4.7. Farklı kondanser basınçlarında evaporatör sıcaklığının soğutma performans katsayısı (COP) ve sistem ekserjisine (ϵ) etkisi

Yapılan teorik hesaplamalara göre elde edilen optimum generatör sıcaklığında, evaporatör sıcaklığı arttıkça COP değeri artmaktadır. Ancak sistemin ekserji verimine (ϵ) bakıldığında tam tersi bir durum olduğu görülmektedir. Ekserji verimi (ϵ), evaporatör sıcaklığının ölü hal sıcaklığına yaklaştığı durumlarda düşüş göstermektedir. Bu nedenle sistemin ekserji verimi (ϵ), evaporatör sıcaklığının en düşük olduğu durumda en yüksek değere karşılık gelmektedir. Sonuç itibariyle, teorik olarak elde edilen optimum noktalarda COP değerinin düşük olmasına rağmen ekserji veriminin (ϵ) yüksek olduğu anlaşılmaktadır.

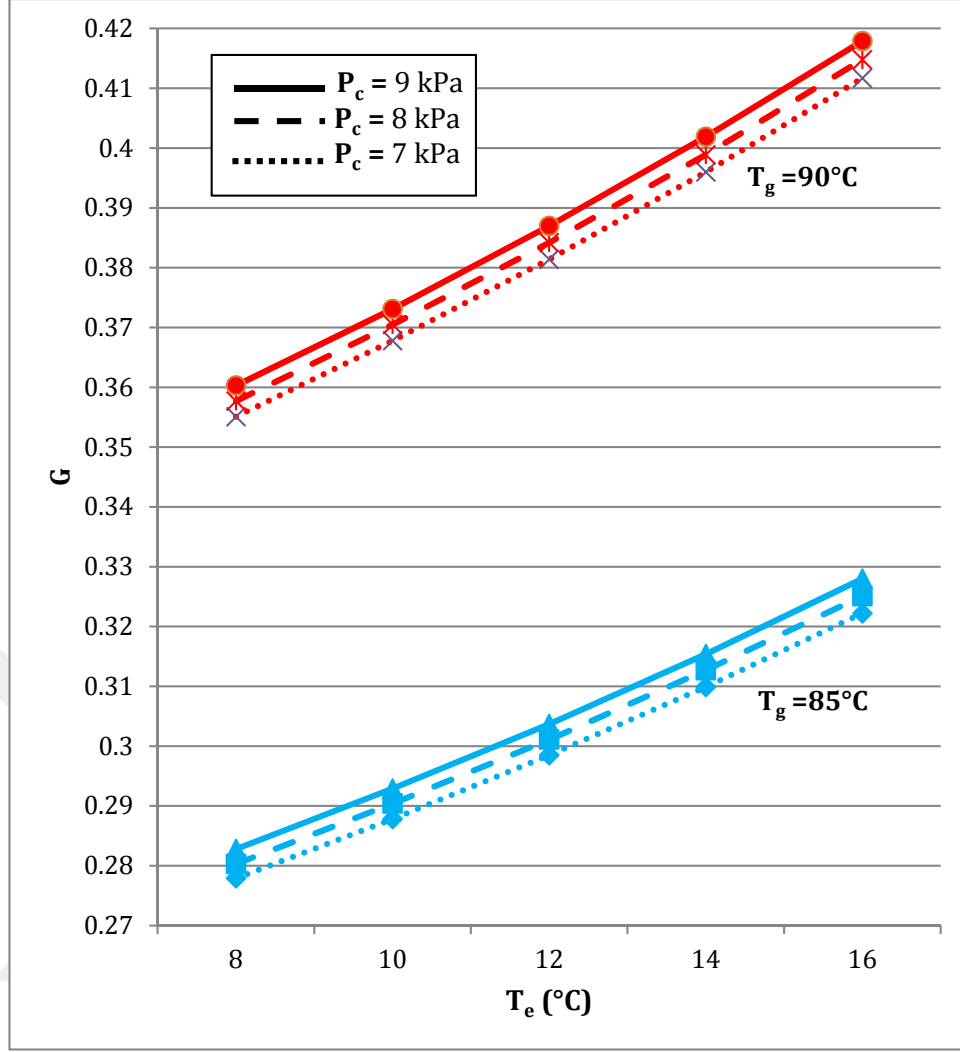
Şekil 4.8'de kondanser basıncındaki değişime bağlı olarak soğutma performans katsayısı (COP) ve sistemin ekserji verimine (ϵ) etkisi gösterilmektedir.



Şekil 4.8. Kondanser basıncının soğutma performans katsayısına (COP) ve sistemin ekserjisine (ϵ) etkisi

Kondanser basıncındaki değişim ile soğutma performans katsayısı (COP) neredeyse sabit kalmaktadır. Bu durum, kondanser basıncının COP değerini çok etkilemediğini göstermektedir. Buna karşılık kondanser basıncındaki değişim, soğutma performans katsayısına (COP) göre sistemin ekserji veriminde (ϵ) biraz daha fazla olduğu gösterilmektedir. Sonuç olarak, soğutma performans katsayısı (COP) ve sistem ekserjisinde (ϵ) meydana gelen değişimin çok az miktarda olması nedeniyle kondanser basıncının performansı etkilemediği anlaşılmaktadır.

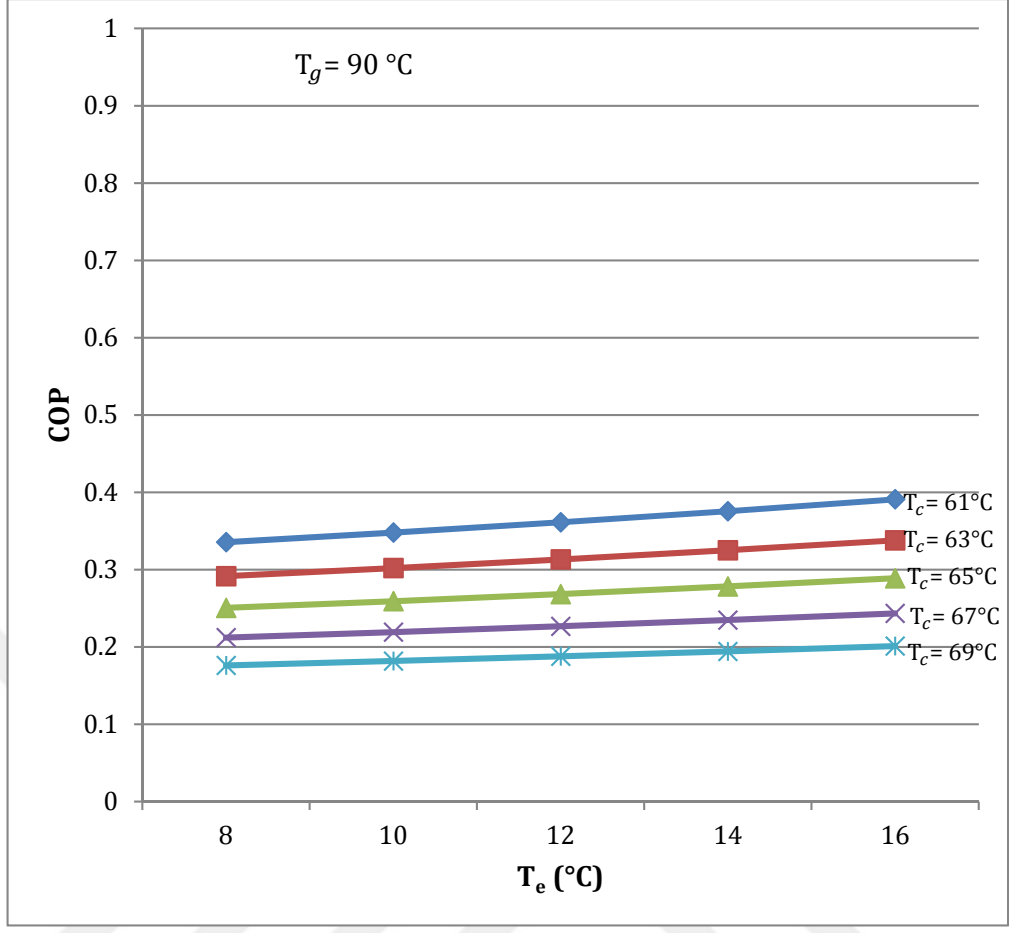
Şekil 4.9'da sürüklenme oranının (G), evaporatör sıcaklığı, generatör sıcaklığı ve kondanser basıncına bağlı değişimi gösterilmektedir.



Şekil 4.9. Evaporatör sıcaklığının sürüklenme oranına (G) etkisi

Şekil 4.9'da verilenlere göre 85-90 °C generatör sıcaklıklarındaki sürüklenme oranlarının arasındaki farkın çok olduğu buna karşılık farklı kondanser basınçlarında sürüklenme oranlarının çok değişmediği görülmektedir. 85 °C generatör sıcaklığındaki sürüklenme oranı, kondanser basıncının değişimiyle çok değişmemektedir. Aynı şekilde 90 °C generatör sıcaklığındaki sürüklenme oranı, kondanser basıncının değişimiyle çok değişmemektedir. Sonuç olarak generatördeki ve evaporatördeki sıcaklığın artması, kondanser basıncının artmasına göre performansı daha çok arttırdığı görülmektedir.

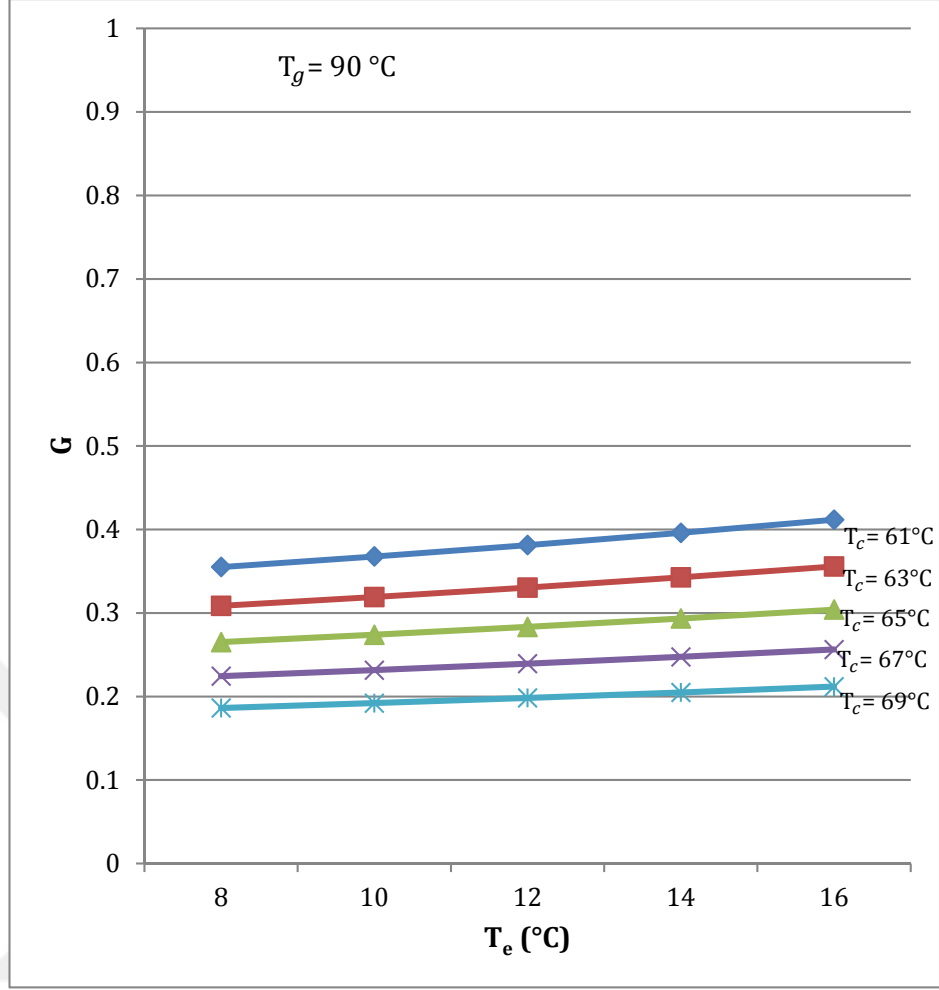
Şekil 4.10'da soğutma performans katsayısının (COP), evaporatör ve kondanser sıcaklıklarına bağlı değişimi gösterilmektedir.



Şekil 4.10. Evaporatör ve kondanser sıcaklık değişimlerinin soğutma performans katsayısına (COP) etkisi

Evaporatör sıcaklığının değişimi ile soğutma performans katsayısında (COP) çok fazla farklılık olmadığı ancak evaporatör sıcaklığına göre farklı kondanser sıcaklıklarındaki değişimin soğutma performans katsayısında (COP) daha fazla artış olduğu görülmektedir. Sonuç olarak, aynı generatör sıcaklığında, kondanser sıcaklığı düşükçe soğutma performans katsayısı (COP) artmaktadır.

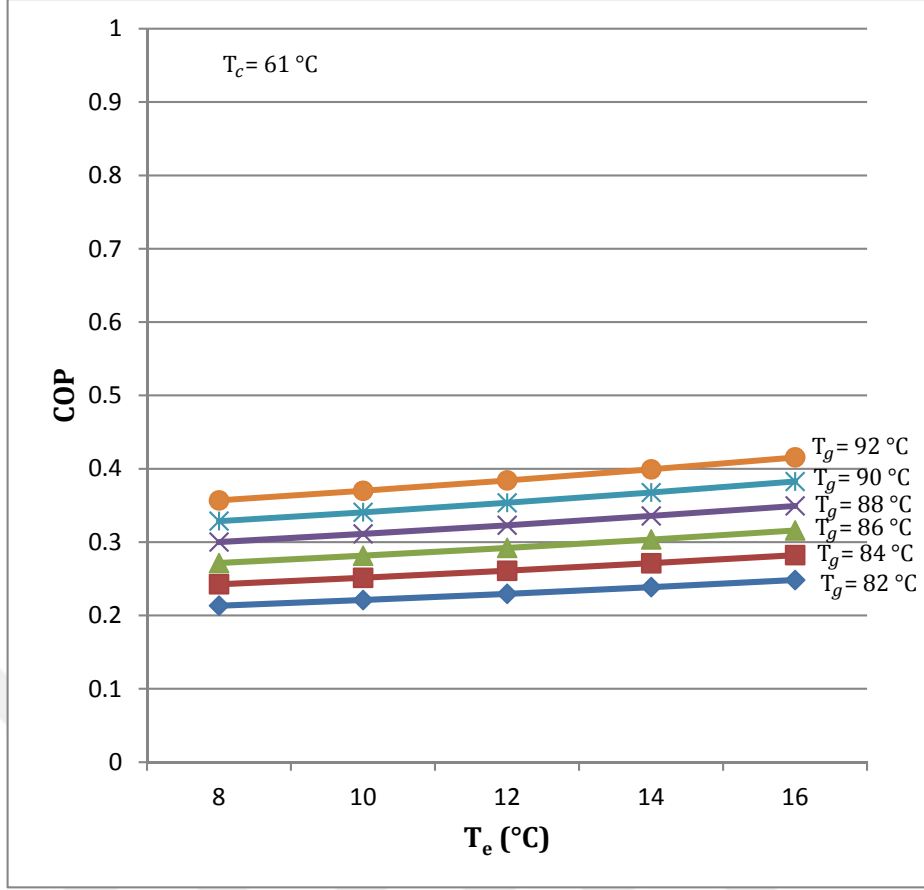
Şekil 4.11’de sürüklenme oranının (G), evaporatör ve kondanser sıcaklıklarının değişimine göre etkisi verilmektedir. Aynı generatör sıcaklığında farklı evaporatör ve kondanser sıcaklıklarında değişim gösterilmektedir.



Şekil 4.11. Evaporatör ve kondanser sıcaklık değişimlerinin sürüklenme oranına (G) etkisi

Soğutma performans katsayısında (COP) olduğu gibi aynı kondanser sıcaklıklarında evaporatör sıcaklığındaki artış, sürüklenme oranında (G) çok az miktarda değişime neden olmaktadır. Farklı evaporatör sıcaklıklarına göre kondanser sıcaklığının azalması durumunda sürüklenme oranının (G) daha fazla arttığı görülmektedir. Sonuç olarak, sürüklenme oranının (G) arttığı ve buna bağlı olarak sistemin performansının da arttığı anlaşılmaktadır.

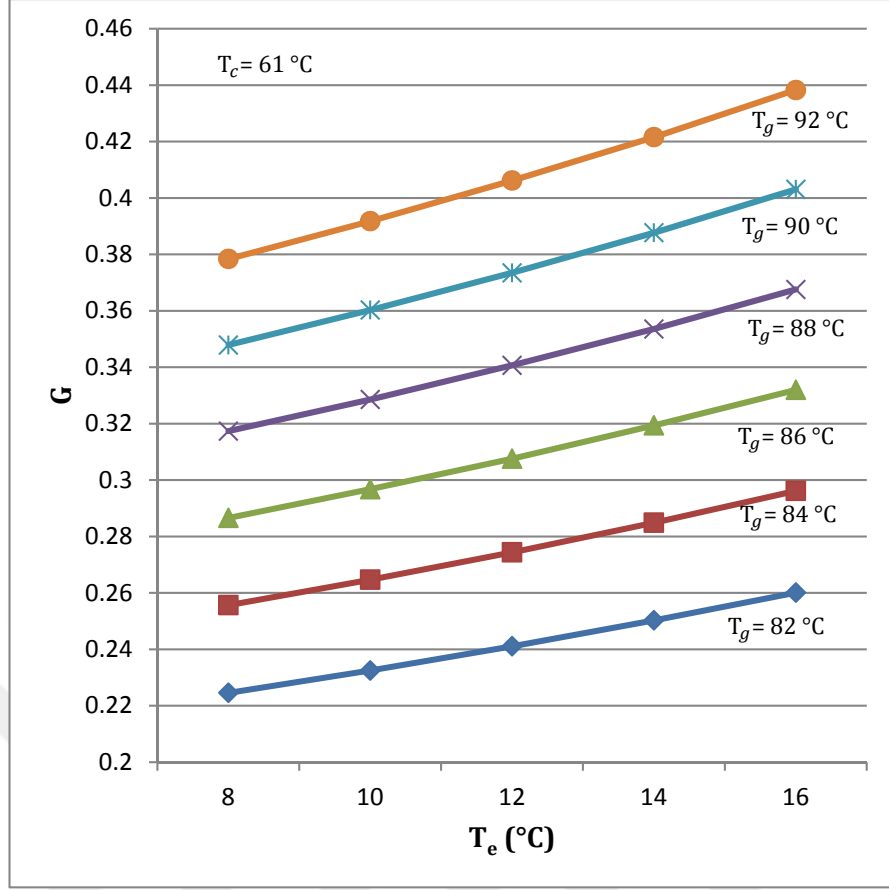
Şekil 4.12'de evaporatör ve generatör sıcaklıklarının değişimine göre soğutma performans katsayısının (COP) etkisi verilmektedir.



Şekil 4.12. Evaporatör ve generatör sıcaklık değişimlerinin soğutma performans katsayısına (COP) etkisi

Kondanser sıcaklığı 61 °C olarak alınmaktadır. Bu kondanser sıcaklığı, ejektör teorisi ve bilgisayar programı ile yapılan hesaplamalardan elde edilen verilere göre optimum değerdir. Bu sıcaklıktaki kondanserin ve farklı generatör sıcaklıklarındaki soğutma performans katsayısının (COP), evaporatör sıcaklığındaki değişime göre arttığı görülmektedir. Sürüklenme oranının (G) artmasıyla sistem performansının arttığı söylenebilmektedir.

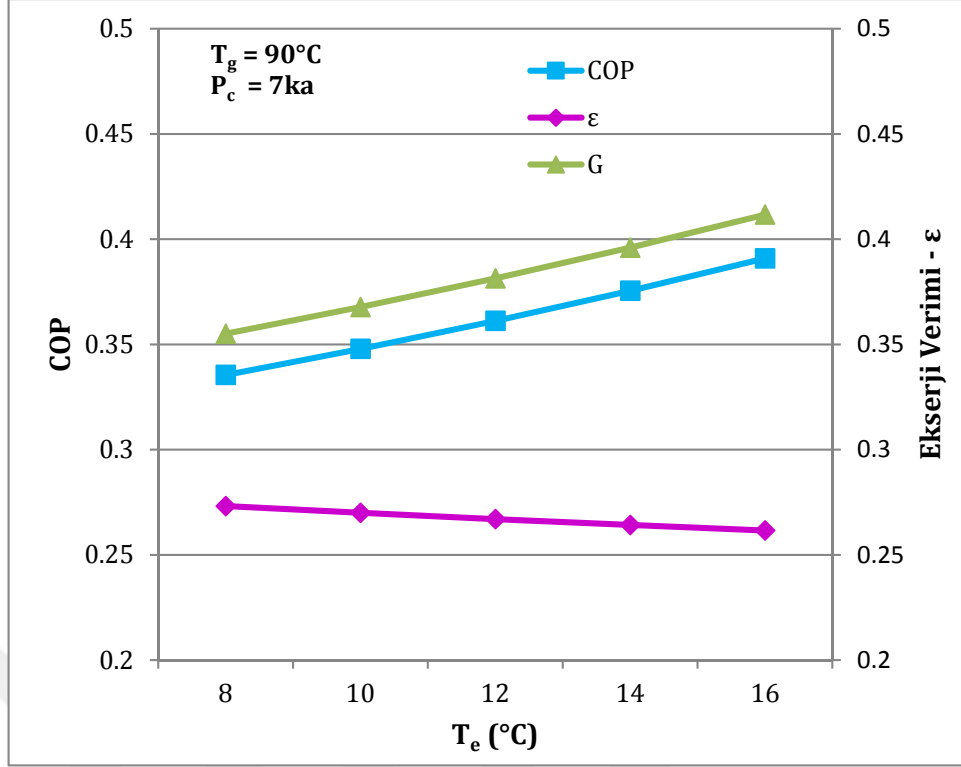
Şekil 4.14'de evaporatör ve generatör sıcaklık değişimlerinin sürüklenme oranına (G) etkisi verilmektedir.



Şekil 4.13. Evaporatör ve generatör sıcaklık değişimlerinin sürüklenme oranına (G) etkisi

Optimum değer olan 61 °C kondanser sıcaklığında farklı generatör sıcaklıklarının artması durumunda evaporatör sıcaklığının da arttığı görülmektedir. Sürüklenme oranının (G) değişimi, soğutma performans katsayısının (COP) değişimi ile paralellik göstermektedir. Bu nedenle aynı sıcaklıklardaki artış miktarları sürüklenme oranı (G) ile de hemen hemen aynı olduğu görülmektedir.

Şekil 4.14'de teorik olarak yapılan hesaplamalara göre sistem performansı dikkate alındığında elde edilen veriler gösterilmektedir. Sistemin performansını belirleyen parametreler, soğutma performans katsayısı (COP), sürüklenme oranı (G) ve ekserji verimi (ϵ) olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 4.14. Evaporatör sıcaklığındaki değişime bağlı teorik olarak elde edilen optimum durum

Bu parametrelere bakıldığında soğutma performans katsayısının (COP) ve sürüklenme oranının (G) paralel olarak arttığı, buna karşılık sistemin ekserji veriminin (ϵ) azalma eğiliminde olduğu görülmektedir. Soğutma sistemlerinde, sistemin kullanılabilir verimini göstermesi nedeniyle ekserji verimi, asıl performans göstergesi olarak bilinmektedir. Evaporatör sıcaklığının 8 °C'de olduğu durumda ekserji verimi en yüksek değerdedir. Soğutma performans katsayısı (COP) ve sürüklenme oranının (G) en yüksek olduğu evaporatör sıcaklık değerinde ise ekserji veriminin (ϵ) en düşük olduğu görülmektedir.

Teorik olarak, belirlenen dizayn parametreleri ile optimum çalışma şartları bulunmaktadır. Giriş parametreleri olarak 80 ile 96 °C aralığındaki generatör sıcaklığı, 8 ile 16 °C evaporatör sıcaklığı ve 7 ile 9 kPa aralığındaki basınç ile hesaplamalara yapılarak optimum değerler elde edilmeye çalışılmıştır. Hesaplamalara göre çizilen grafikler, bu parametrelerin değişkenliği ile performans parametrelerinin nasıl etkilendiği görülmektedir.

4.1.2. Ejektörlü soğutma sisteminin ekserji kayıpları

Sistemin ekserji analizini yapmak için EES programı kullanılmaktadır. Programda, önceki bölümlerde çıkartılan termodinamiğin birinci yasasıyla ilgili enerji ve kütle denge denklemleri ile ikinci yasasıyla ilgili denklemler bulunmaktadır. Örnek çalışmada 8 °C soğuk su üretmek amacıyla 110 °C'deki atık ısı ile çalışan ejektörlü soğutma sisteminin birinci yasa ve ekserji analizi yapılmaktadır. Analizde giriş parametresi olarak alınan bazı değerler Çizelge 4.1'de verilmektedir. Sistem generatörüne gerekli olan ısı, sıcaklığı düşük seviyede olan yenilenebilir enerji kaynağından elde edilmektedir.

Çizelge 4.1. Sistemin giriş parametreleri

Sistem Elemanı	Sıcaklık (°C)
Generatör	90 °C
Evaporatör	8 °C
Kondanser	61 °C
Evaporatör su giriş sıcaklığı	20 °C
Kondanser su çıkış sıcaklığı	20 °C

Şekil 3.15'de gösterilen ejektörlü soğutma sisteminin ekserji analizi, Çizelge 4.1'de verilen giriş parametreleri dikkate alınarak yapılmaktadır. İlgili denklemler ve bilgisayar programı yardımıyla sistemin her noktasındaki sıcaklık, entalpi, kütleli debi, entropi ve ekserji değerleri hesaplanmaktadır. Çizelge 4.2'de bu hesaplanan değerler verilmektedir.

Çizelge 4.2. Ejektörlü soğutma sisteminin çalışma şartları

Nokta	T (°C)	h (kJ/kg K)	s (kJ/kg K)	m (kg/s)	Ψ (kJ/kg)
1	90	2660	7,478	0,001135	471,3
2	8	2515	8,948	0,000403	-103,7
3	61	2613	8,403	0,001538	154,1
4	39,01	163,4	0,559	0,001538	2,417
5	8	156,7	0,559	0,001538	-4,257
6	39,01	163,4	0,559	0,001538	2,417
7	20	83,93	0,2962	0,043	0
8	17,5	73,47	0,2604	0,043	0,03947
9	20	83,93	0,2962	0,083	0
10	26,3	110,3	0,3851	0,083	0,2925
11	110	2691	7,239	0,002	573,2
12	110	461,3	1,419	0,002	48,55

Ejektörlü soğutma sisteminin her bir elemanının, giriş ekserjisi, çıkış ekserjisi ve ekserji kaybı hesaplanmaktadır. Sistemin ekserji analizini basitleştirmek için, sistem ile çevresi arasındaki ısı transferi, pompaya verilen iş ve sistem içerisindeki sürtünme kayıpları ihmal edilmektedir. Ayrıca sistemin ekserji analizinde kullanılan çevre sıcaklığı 20 °C olarak alınmaktadır. Buna göre her bir sistem elemanının ekserji kayıpları hesaplanmaktadır. Elde edilen ekserji kayıpları Çizelge 4.3’de gösterilmektedir.

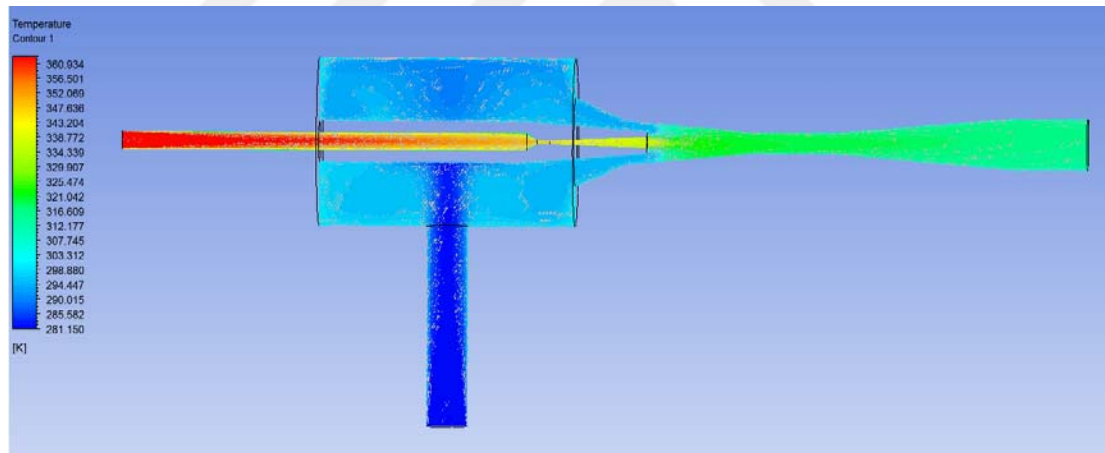
Çizelge 4.3. Ejektörlü sistemin ekserji kayıpları

Sistem Elemanı	Ekserji Kaybı $\Delta\Psi$ (kW)
Generatör	0,5172
Evaporatör	0,03836
Kondanser	0,209
Ejektör	0,2561
Pompa	0
Sistem	1,021

4.1.3. Bilgisayar destekli mühendislik programı ile yapılan analizin bulguları

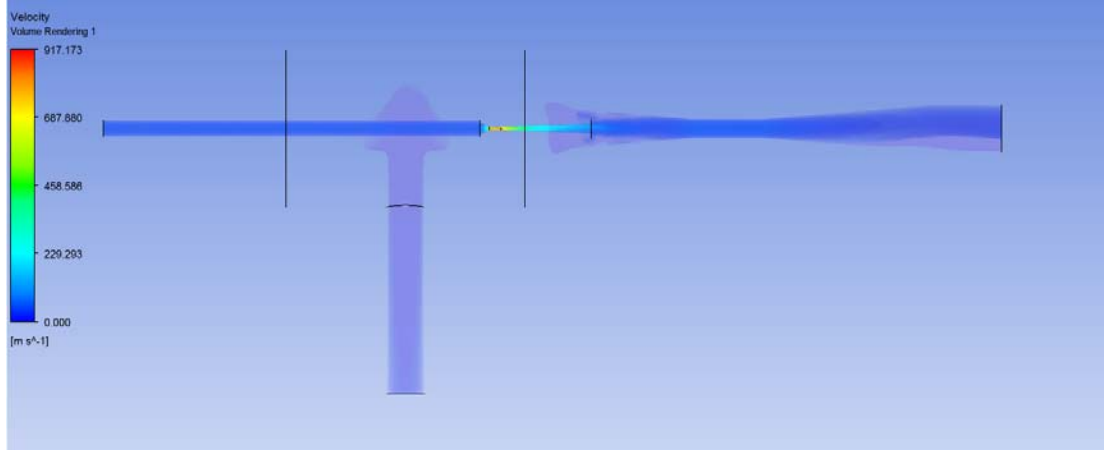
Ejektörlü soğutma sisteminde kullanılan ejektörün CAE programı ile yapılan analizinde verilen giriş parametrelerine göre sıcaklık, basınç ve hızın dağılımı incelenmiştir. Analiz için kullanılan giriş parametreleri, matematiksel hesaplamalardan elde edilen ve deneysel çalışmada uygulanan değerler tercih edilmiştir. Buna göre, üç farklı generatör sıcaklığı için analizler gerçekleştirilmiştir.

Şekil 4.15'de, 90 °C generatör sıcaklığı için ejektör içindeki sıcaklığın dağılımı gösterilmektedir. Buna göre, generatörden gelen, evaporatörden vakumlanan ve ejektör çıkışına gönderilen akışkanın sıcaklık dağılımının ejektör teorisine uygun olduğu görülmektedir.



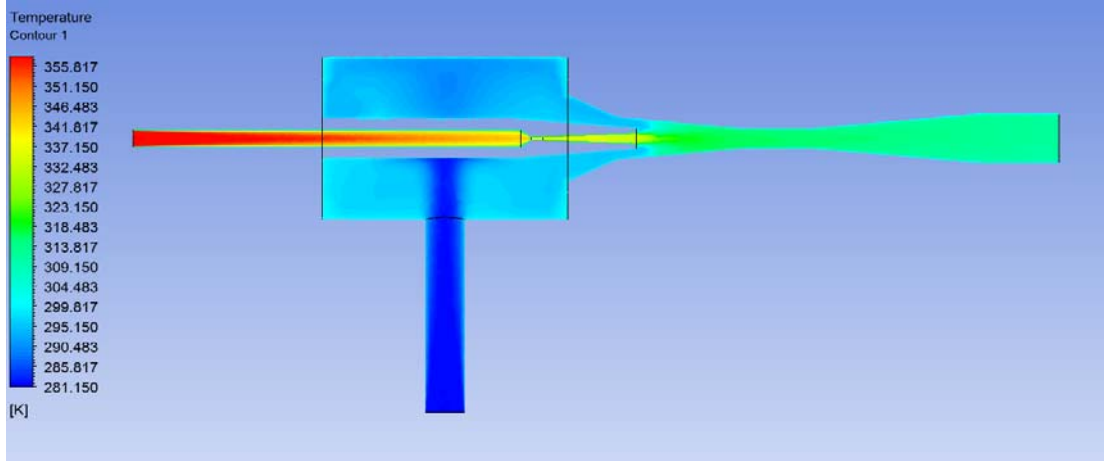
Şekil 4.15. FLUENT programında 90 °C generatör sıcaklığında ejektör içindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.16'da, 90 °C generatör sıcaklığı için ejektör içindeki hızın dağılımı gösterilmektedir. Ejektör içindeki hızın, birincil nozulda sesüstü hızlara çıktığı ve evaporatörden sürüklenme sağladığı görülmektedir.



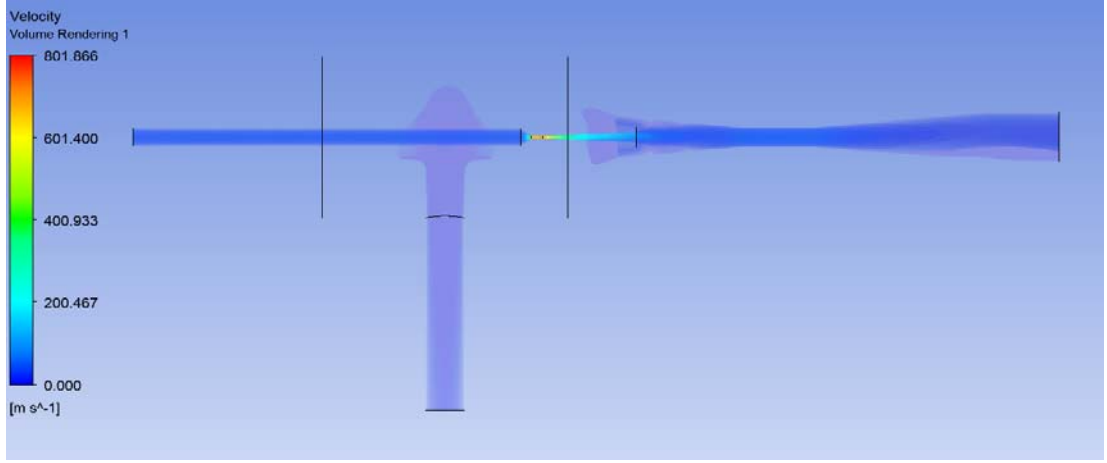
Şekil 4.16. FLUENT programında 90 °C generatör sıcaklığında ejektör içindeki hız dağılımı

Şekil 4.17’de, 85 °C generatör sıcaklığı için ejektör içindeki sıcaklığın dağılımı gösterilmektedir. Buna göre, generatörden gelen, evaporatörden vakumlanan ve ejektör çıkışına gönderilen akışkanın sıcaklık dağılımının ejektör teorisine uygun olduğu görülmektedir. 90 °C’deki dağılıma göre birincil nozuldan çıkış sıcaklığının düştüğü gözlemlenmektedir.



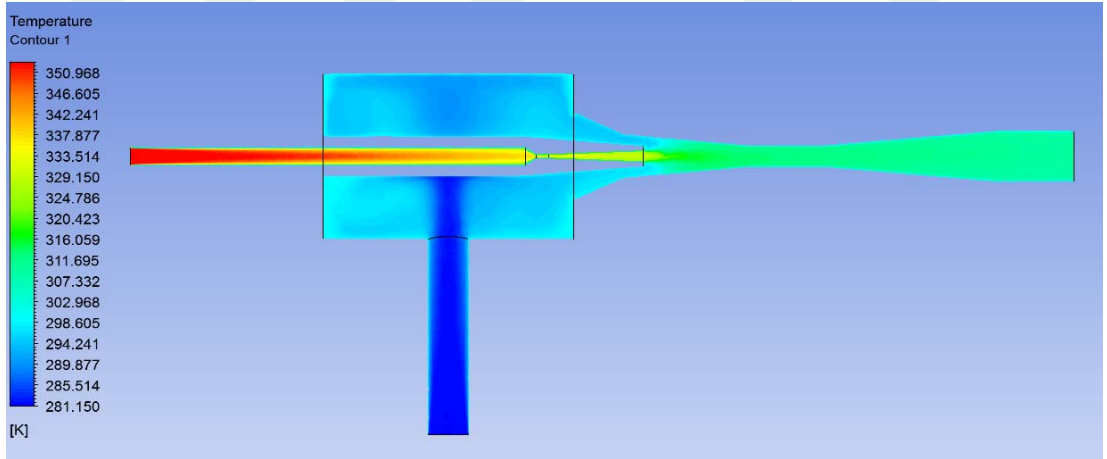
Şekil 4.17. FLUENT programında 85 °C generatör sıcaklığında ejektör içindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.18’de, 85 °C generatör sıcaklığı için ejektör içindeki hızın dağılımı gösterilmektedir. Ejektör içindeki hızın, birincil nozulda sesüstü hızlara çıktığı ve evaporatörden sürüklenme sağladığı görülmektedir.



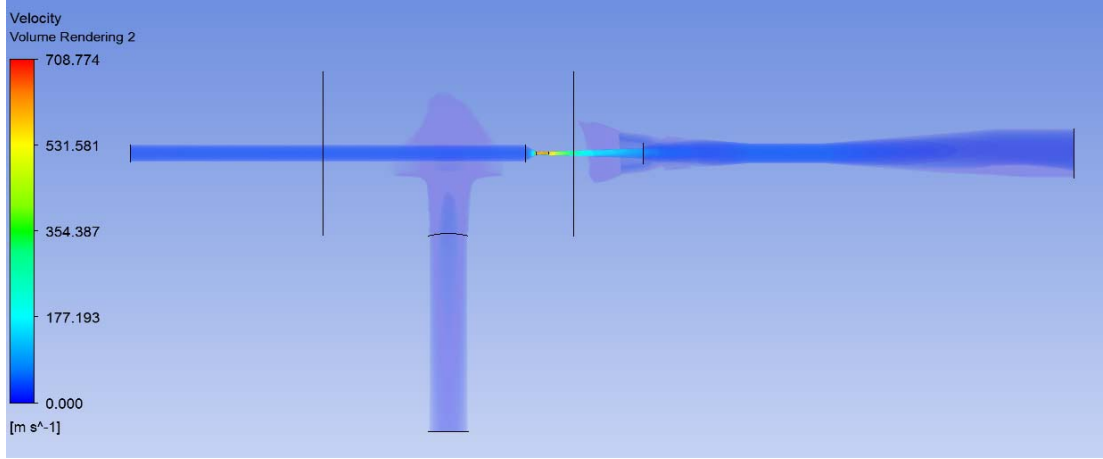
Şekil 4.18. FLUENT programında 85 °C generatör sıcaklığında ejektör içindeki hız dağılımı

Şekil 4.19'da, 80 °C generatör sıcaklığı için ejektör içindeki sıcaklığın dağılımı gösterilmektedir. Buna göre, generatörden gelen, evaporatörden vakumlanan ve ejektör çıkışına gönderilen akışkanın sıcaklık dağılımının ejektör teorisine uygun olduğu görülmektedir. 90 ve 85 °C'deki dağılıma göre birincil nozuldan çıkış sıcaklığının düştüğü gözlemlenmektedir.



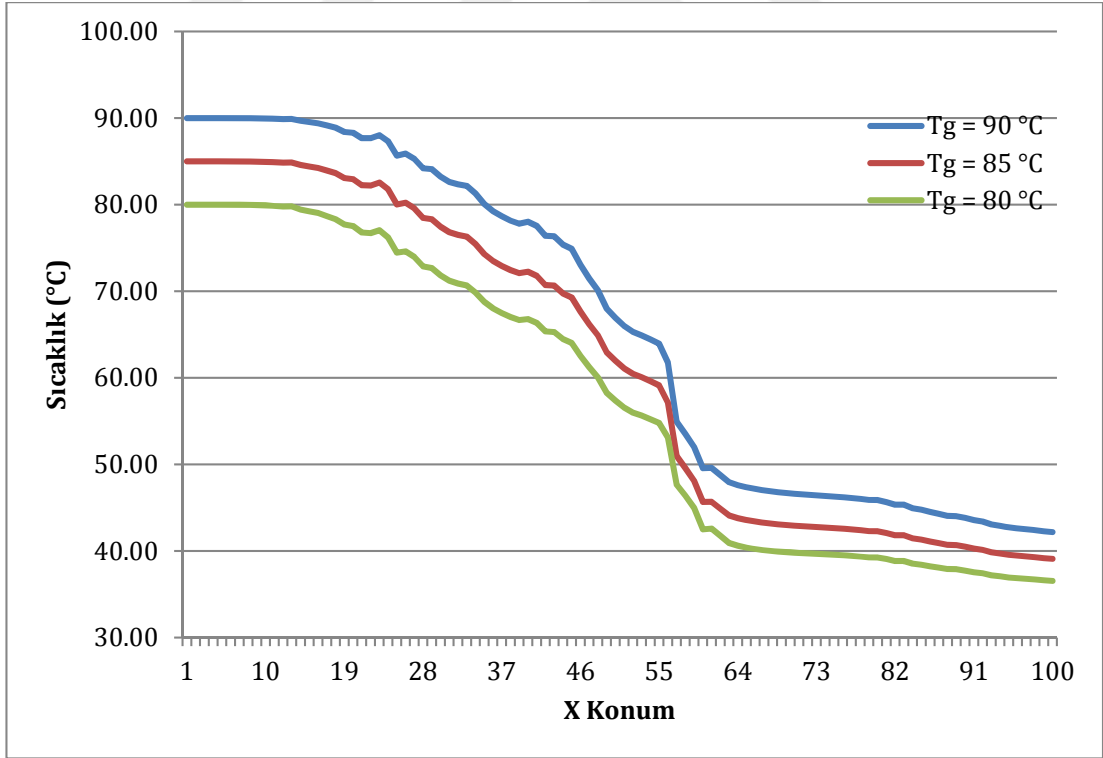
Şekil 4.19. FLUENT programında 80 °C generatör sıcaklığında ejektör içindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.20'de, 80 °C generatör sıcaklığı için ejektör içindeki hızın dağılımı gösterilmektedir. Ejektör içindeki hızın, birincil nozulda sesüstü hızlara çıktığı ve evaporatörden sürüklenme sağladığı görülmektedir.



Şekil 4.20. FLUENT programında 80 °C generatör sıcaklığında ejektör içindeki hız dağılımı

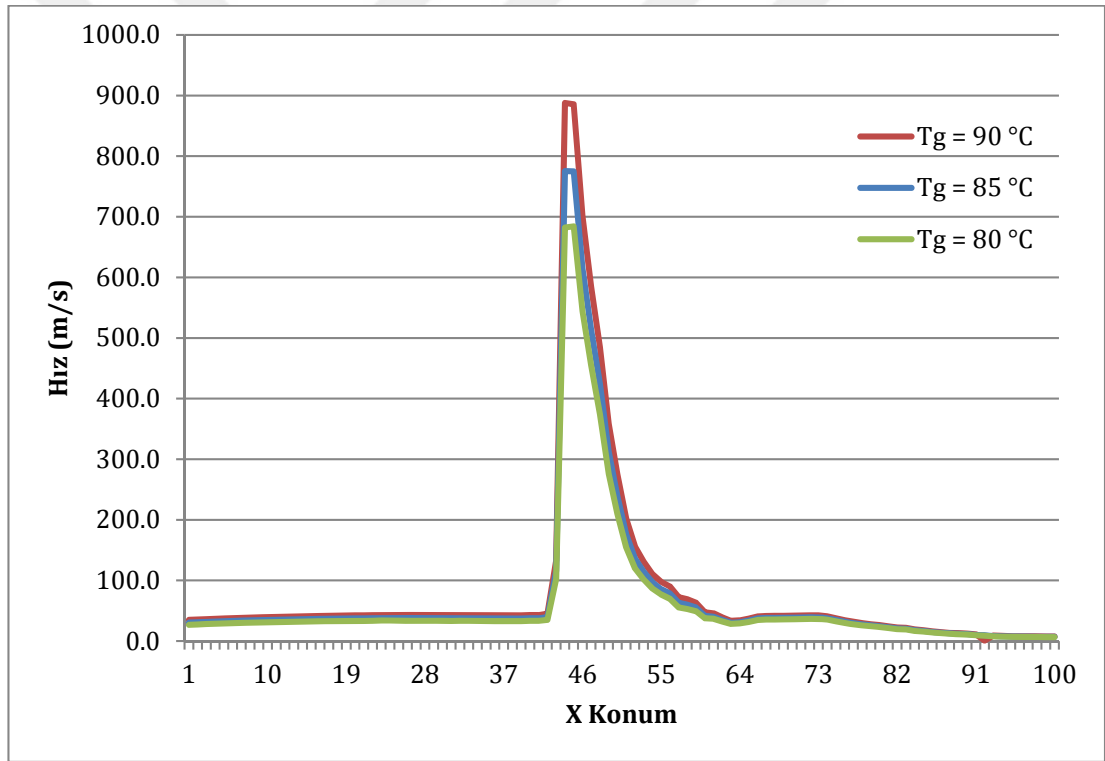
Şekil 4.21’de, 90, 85 ve 80 °C generatör sıcaklıklarında, ejektör girişinden çıkışına kadar olan aksenal yol boyunca eşit aralıklarda yüz noktadan elde edilen sıcaklığın değişimi verilmektedir.



Şekil 4.21. Farklı generatör sıcaklıklarında ejektör girişinden çıkışına kadar olan yol boyunca sıcaklığın değişimi

Ejektör birincil nozul çıkışından hemen sonra generatörden gelen buhar ve evaporatörden vakumlanan buharın karışımı ile sıcaklığın ani bir düşüş yaşadığı görülmektedir.

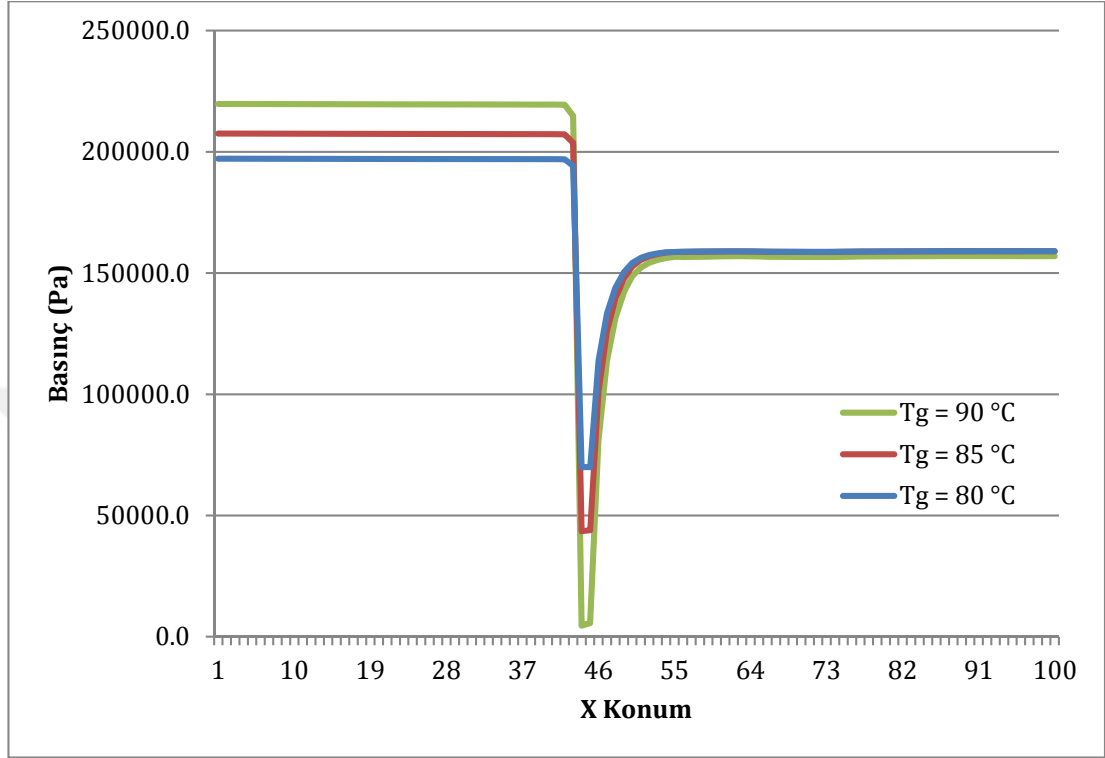
Şekil 4.22’de, 90, 85 ve 80 °C generatör sıcaklığında, ejektör girişinden çıkışına kadar olan aksenal yol boyunca eşit aralıklarda yüz noktadan elde edilen hızın değişimi verilmektedir. Ejektör içindeki birincil nozulun en dar kesit alanında, generatörden gelen buhar hızının sesüstü hızlara ulaştığı ve birincil nozul çıkışına kadar da düştüğü görülmektedir. Birincil nozulda hızın 90 °C’de en yüksek değere ulaştığı, hız değerinin 85 ve 80 °C’lerden daha fazla olduğu ve buna bağlı olarak da sürüklenme oranının (G) arttığı görülebilmektedir.



Şekil 4.22. Farklı generatör sıcaklıklarında ejektör girişinden çıkışına kadar olan yol boyunca hızın değişimi

Şekil 4.23’de ise, 90, 85 ve 80 °C generatör sıcaklığında, ejektör girişinden çıkışına kadar olan aksenal yol boyunca eşit aralıklarda yüz noktadan elde edilen basıncın değişimi verilmektedir. Generatörden sabit basınç ile giren buharın, birincil nozulun en dar kesit alanında bir anda düştüğü görülmektedir. Ejektör en dar

kesit alanından sonra çıkışına kadar basınç artmaktadır. Daha sonra buhar, sabit basınç ile ejektörden çıkmaktadır. En düşük generatör sıcaklığında basınç düşümü, diğer generatör sıcaklıklarına göre daha az olduğu görülmektedir.



Şekil 4.23. Farklı generatör sıcaklıklarında ejektör girişinden çıkışına kadar olan yol boyunca basıncın değişimi

4.2. Deneysel Bulgular

Tasarımı ve imali yapılan, çalışma akışkanı olarak suyu kullanan ejektörlü soğutma sisteminin deneyleri, Süleyman Demirel Üniversitesi Yenilenebilir Enerji Kaynakları Araştırma ve Uygulama Merkezi atölyesinde yapılmıştır. Deneysel olarak kurulan sistemin görüntüsü Şekil 4.24'de verilmektedir.



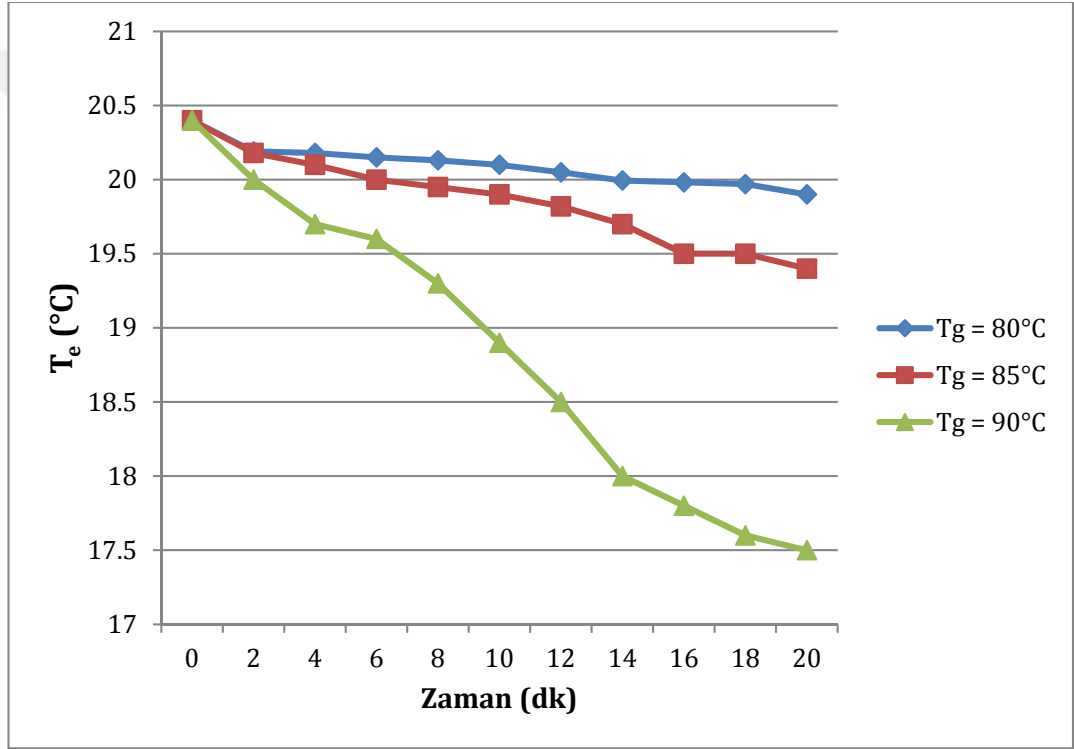
Şekil 4.24. Deneysel olarak kurulan ejektörlü soğutma sisteminin görünüşü

Deneysel çalışmanın başlangıcında, sistem içindeki sıvı miktarları kontrol edilmektedir. Sistem içindeki su miktarının ayarlanabilmesi için generatör altında bir vana ve boşaltma çeşmesi bulunmaktadır. Ayrıca sıvı miktarının görülebilmesi için sıvı seviye göstergeleri bulunmaktadır. Daha sonra, atmosfer altı çalışma yapıldığı için sistem içindeki hava bir vakum pompası ile boşaltılmaktadır.

Sisteme verilen ısı, generatör içindeki elektrikli ısıtıcılardan elde edilmektedir. Generatör üzerindeki sıcaklık göstergesinden sıcaklık ayarı yapılarak generatör içinde sıcak suyun ve buharın oluşması sağlanmaktadır. Generatörden gelen buhar, kılcal bakır borudan geçerek ejektöre ulaşmaktadır. Burada buhar, ejektörün yapısı itibarıyla sesüstü hızlara ulaşarak evaporatörden vakum oluşturmaktadır. Ejektör çıkışında kondansere giden akışkan, kondanserde yoğunlaşarak sistem çevrimini tamamlamaktadır.

Sistemin çeşitli noktalarına yerleştirilen basınç göstergeleri ile data-logger bağlantılı sıcaklık ve basınç problemleri ile ölçümler yapılmaktadır. Generatörden gelen ve evaporatörden vakumlanan akışkanların debileri göstergelerden okunarak elde edilmektedir.

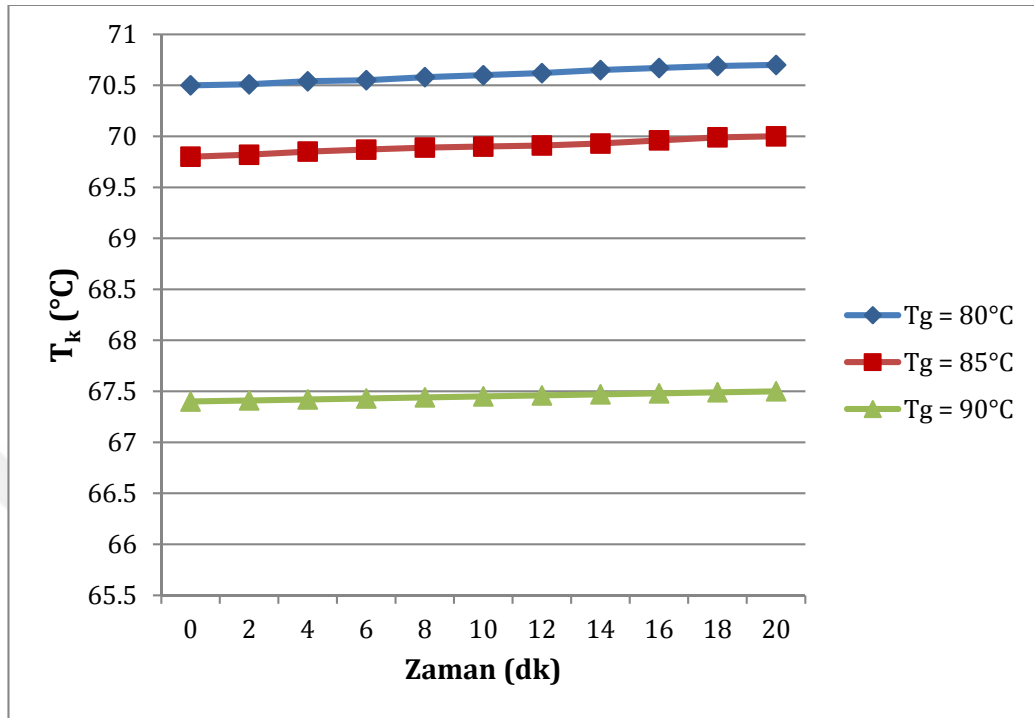
Deney verileri elde edilmeye başlandıktan sonra zamana ve generatör sıcaklıklarındaki değişimlere bağlı olarak, evaporatör sıcaklığındaki değişim Şekil 4.25’de verilmektedir. Bu çalışmada aynı şartlar altında üç farklı generatör sıcaklığında deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu sıcaklıklar hem literatür hem de teorik hesaplamalar dikkate alınarak seçilmiştir. Buna göre sıcaklıklar 80, 85 ve 90 °C olarak belirlenmiştir. Generatör sıcaklığının 90 °C olduğu durumda evaporatördeki soğutmanın en çok olduğu, diğer 80 °C ve 85 °C generatör sıcaklıklarındaki evaporatördeki sıcaklığın 90 °C’ye göre daha az olduğu görülmektedir.



Şekil 4.25. Deneysel çalışmada zamana bağlı farklı generatör sıcaklıklarındaki evaporatör sıcaklığının değişimi

Şekil 4.26’da yine üç farklı generatör sıcaklığına bağlı olarak kondanser sıcaklığındaki değişim gösterilmektedir. Generatörden ejektör içine gelen buhar 90 °C’ye göre diğer sıcaklıklarda daha az sürüklenme gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle evaporatörden daha az akışkan buharlaşmaktadır. Ejektörden kondansere gelen akışkanın, karışımın sıcaklığına bağlı olarak düşük generatör sıcaklığında, yoğuşmanın da düşük olduğu görülmektedir. Zamana bağlı olarak

90 °C generatör sıcaklığında kondanserdeki yoğuşmanın ise yaklaşık olarak sabit kaldığı Şekil 4.26'da gösterilmektedir.



Şekil 4.26. Deneysel çalışmada farklı generatör sıcaklıklarındaki kondanser sıcaklığının zamana bağlı değişimi

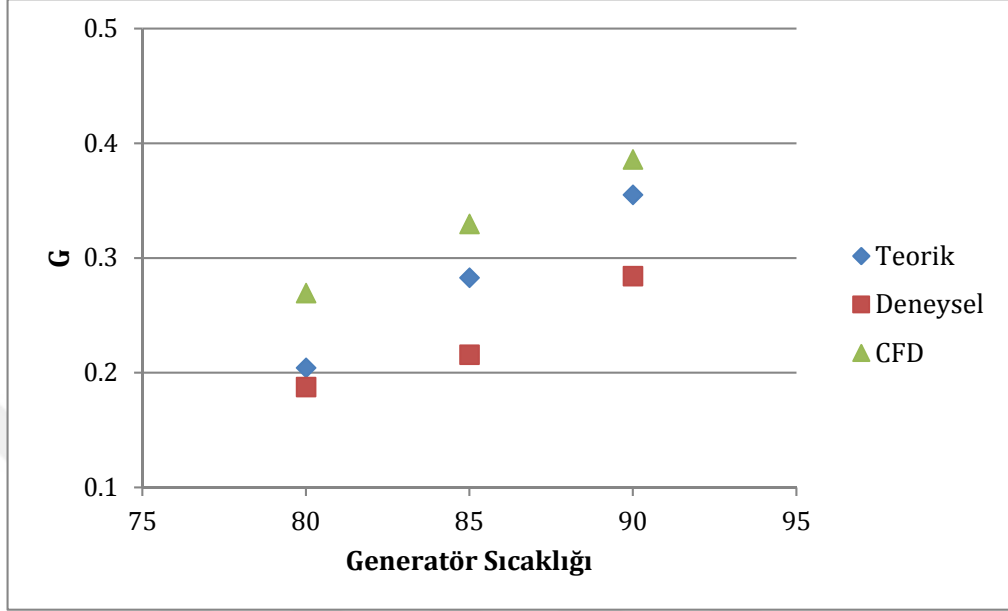
Teorik olarak tasarlanan ve deneysel olarak kurulan ejektörlü soğutma sistemindeki ejektörün boyutları ile ilgili karşılaştırma Çizelge 4.4'de verilmektedir. Hesaplanan verilere göre birincil nozulun oranları ile ilgili teorik ve deneysel sonuçlara yaklaşıldığı, ancak ana gövde boğaz çapının birincil nozula kıyasla büyük kaldığı Çizelge 4.4'de gösterilmektedir.

Çizelge 4.4. Ejektör boyutlarının karşılaştırılması

	Teorik	Deneysel
A_d	0,0001828	0,00005026
A_t/A_d	0,08055	0,03516
A_t/A_{np}	0,1159	0,1113

Ejektörlü soğutma sisteminin teorik, deneysel ve CFD analizlerinin sonucunda sürüklenme oranının (G) karşılaştırılması Şekil 4.27'de verilmektedir. Buna göre 90 °C generatör sıcaklığında optimum koşulları sağlayan sistemin, teorik ve CFD

analizlerdeki sürüklenme oranının (G) birbirine yaklaştığı, ancak bu sıcaklıkta deneysel çalışmadaki sürüklenme oranının (G) daha düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 4.27. Sürüklenme oranı (G) ve generatör sıcaklığına göre teorik, deneysel ve CFD analizlerinin karşılaştırılması

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan bu çalışmada, ısı kaynağı olarak güneş ve jeotermal gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilen ısıdan veya sanayinin birçok alanında farklı proseslerde ihtiyaç fazlası veya kullanılmayan düşük sıcaklıklı düşük entalpili atık ısıdan faydalanarak soğutma elde etmek için ejektörlü soğutma sistemi tasarlanmaktadır. İlk olarak, literatür araştırması yapılarak performans kriterleri ve bu kriterleri etkileyen parametreler belirlenmiştir. Performans kriterleri olarak, soğutma performans katsayısı (COP), akış sürüklenme oranı (G) ve sistemin ekserji verimi (ϵ) verilmektedir. Bu kriterleri etkileyen parametreler olarak da generatör, kondanser ve evaporatör sıcaklık/basınç belirlenmiştir. Teorik olarak generatör sıcaklığı 80 ile 96 °C aralığında, evaporatör sıcaklığı 8 ile 16 °C aralığında, kondanser basınç ise 7 ile 9 kPa aralığında seçilmiştir. Teorik olarak belirlenen giriş parametrelerine göre deneysel çalışmada bu parametrelere yakın değerler seçilmiştir. Deneysel çalışmada, generatör sıcaklığının değişimiyle diğer parametrelerin nasıl değiştiği ve bu değişim ile performansı nasıl etkilediği görülmüştür. Deneysel olarak kurulan sistemde generatör sıcaklığı üç farklı değer ile yapılmıştır. 80, 85 ve 90 °C olarak belirlenen bu değerler ile sonuçlar elde edilmiştir. Yenilenebilir veya atık ısıdan elde edilmesi düşünüldüğünden bu değerlerin uygunluğuna karar verilmiştir.

Literatür dikkate alınarak yapılan ejektör teorisine göre EES programında yazılan yazılım yardımıyla performans parametreleri için iteratif yaklaşımlar ve ejektörlü soğutma sisteminin kalbi niteliğinde olan ejektör için boyutlandırma çalışmaları yapılmıştır. Ejektör içindeki birincil nozulun boyutlandırılması için ejektör teorisine uygun olarak gerekli hesaplamalar yapılmış ve bu hesaplamaların literatürde verilen değerler ile bire bir örtüştüğü görülmüştür. Bu değerler ile sıkıntılı olan imalat aşaması başarı ile gerçekleştirilmiştir.

Ejektörlü soğutma sistemi ve sistem elemanları matematiksel olarak modellenerek sistemin I. ve II. yasa analizleri yapılmıştır. Sistemin soğutma performans katsayıları (COP) ve ekserji verimlerinin farklı çalışma parametrelerine bağlı olarak değişimleri incelenerek grafikler halinde

verilmiştir. Bu grafiklerin sonucunda teorik olarak optimum aralıkların, farklı sıcaklık ve basınçlarda, soğutma performans katsayısı (COP) için 0,15 - 0,42; akış sürüklenme oranı (G) için 0,15 - 0,45; sistemin ekserji verimi (ϵ) için 0,1 - 0,35 arasında olduğu belirlenmiştir. Ejektörlü soğutma sisteminin dizaynı ve optimizasyonunda akış sürüklenme oranının (G) oldukça önemli olduğu gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, akış sürüklenme oranının (G) artmasıyla soğutma performans katsayısı (COP) değerinin arttığı, akış sürüklenme oranının azalmasıyla COP değerinin azaldığı görülmüştür.

Ejektörlü soğutma sisteminin performansının tespiti için sadece soğutma performans katsayısına (COP) ve akış sürüklenme oranına (G) bakılmaması gerektiği bununla beraber asıl belirleyici faktörün ekserji analizi olduğu bu çalışmada görülmüştür. Sistem içindeki en büyük ekserji kaybının 0,5172 kW ile generatörde meydana geldiği belirlenmiştir. Generatördeki sıcaklığın artmasından dolayı tersinmezlikler artmaktadır. Ejektör ve kondanserdeki ekserji kaybı ise sırasıyla 0,2561 ve 0,209 kW olarak hesaplanmıştır. Buralardaki ekserji kayıpları, generatördeki ekserji kaybından daha düşüktür. Ancak evaporatördeki ekserji kaybından daha fazladır. Bunun nedeni, generatörden gelen sıcak akışkanın ejektör içinden geçip kondanser içine kadar ulaşmasıdır. Evaporatör içindeki 0,03836 kW'lık ekserji kaybının ise, akışkanın sıcaklık değişiminden kaynaklı olduğu görülmüştür. Sonuç olarak sistemin ekserji kaybının yaklaşık olarak 1 kW olduğu hesaplanmıştır.

Ejektörlü soğutma sisteminin her bir elemanı için parametreler hesaplanıp ölçülebilse de, ejektör içindeki akışın karakteristiği tam olarak anlaşılammaktadır. Bu nedenle CFD analizi ile ejektör içindeki sıcaklık, basınç, hız ve debi parametreleri elde edilmektedir. Ejektör içindeki bu parametrelerin belirlenmesi, sistem performansına etkisine katkı sağlamaktadır. CFD analizlerine bakıldığında, tasarım olarak akışın teoriye uygun olduğu görülmektedir. Yapılacak olan diğer çalışmalarda CFD analiz sayesinde ejektör içindeki farklı geometriler denenerek performans iyileştirme çalışmalarına destek olacaktır.

Bu çalışmada son olarak, su ile çalışan 1 kW'lık soğutma kapasitesine sahip ejektörlü soğutma modelinin deneysel olarak tasarımı ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda kullanılan sıcaklık ve basınç sensörlerinin doğruluk katsayıları ile hata analizi gerçekleştirilmiştir. Hata analizinin sonucunda generatörde kullanılan elektrikli ısıtıcının hata oranı % 1 olarak verilmiştir. Evaporatör ve kondanserde hesaplanan hata analizine göre belirsizlik analizi sonucu ise sırasıyla % 1,3 ve %1.29 olarak elde edilmiştir. Deneysel çalışmalar sonucunda, sistemin teorik olarak hesaplanan değerlerine ve CFD analizine yaklaşıldığı görülmüştür.

Sonuç olarak bu çalışma, ejektörlü soğutma sisteminin tasarımında, sistemin performans katsayısını direkt olarak etkileyen çalışma sıcaklıklarını ve parametrelerinin optimum değerlerinin tespit edilmesinde büyük önem taşıdığı ve ejektörlü soğutma sistemlerinin tasarımı ve imalatı konusunda ileride yapılacak olan uygulamalara ve çalışmalara önemli ölçüde katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- Aktoprakoğlu, A., 2006. Ejektörlü Soğutma Sisteminin Performansına Geometrik Parametrelerin Etkisinin Deneysel İncelenmesi. Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 61s, Konya.
- Al-Doori, G., Buttsworth, D. R., 2014. Pitot Pressure Measurements in a Supersonic Steam Jet. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 58, 56–61. <http://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.05.012>.
- Alexis, G. K., 2004. Estimation of Ejector's Main Cross Sections in Steam-Ejector Refrigeration System. *Applied Thermal Engineering*, 24(17-18), 2657–2663. <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.03.012>.
- Alexis, G. K., 2005. Exergy Analysis of Ejector-Refrigeration Cycle Using Water as Working Fluid. *International Journal of Energy Research*, 29(2), 95–105. <http://doi.org/10.1002/er.1042>.
- Alexis, G. K., 2007. Performance Parameters for the Design of a Combined Refrigeration and Electrical Power Cogeneration System. *International Journal of Refrigeration*, 30(6), 1097–1103. <http://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.12.013>.
- Alexis, G. K., Karayiannis, E. K., 2005. A Solar Ejector Cooling System Using Refrigerant R134a in the Athens Area. *Renewable Energy*, 30(9), 1457–1469. <http://doi.org/10.1016/j.renene.2004.11.004>.
- Alexis, G. K., Katsanis, J. S., 2004. Performance Characteristics of a Methanol Ejector Refrigeration Unit. *Energy Conversion and Management*, 45(17), 2729–2744. <http://doi.org/10.1016/j.enconman.2003.12.012>.
- Alexis, G. K., Rogdakis, E. D., 2002. Performance Characteristics of Two Combined Ejector–Absorption Cycles. *Applied Thermal Engineering*, 22(1), 97–106. [http://doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00057-6](http://doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00057-6).
- Alexis, G. K., Rogdakis, E. D., 2003. A Verification Study of Steam-Ejector Refrigeration Model. *Applied Thermal Engineering*, 23(1), 29–36. [http://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00116-3](http://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00116-3).
- Aphornratana, S., Chungpaibulpatana, S., Srihirin, P., 2001. Experimental Investigation of an Ejector Refrigerator: Effect of Mixing Chamber Geometry on System Performance. *International Journal of Energy Research*, 25(5), 397–411. <http://doi.org/10.1002/er.689>.
- ASHRAE TC 3.1 Refrigerants and Brines, 1997. ASHRAE Temel El Kitabı. Çev. Genceli, O. Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınlar, 2.

- Ataer, Ö. E., Özalp, M., Bıyıkoğlu, A., 2001. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri İçin Soğutucu Akışkan Seçimi. V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 3-6 Ekim, İzmir, 481-488.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., 1995. Thermal Design and Optimization. John Wiley & Sons, 560, New York.
- Bergander, M., 2006. Refrigeration Cycle with Two-Phase Condensing Ejector. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 17-10 July, Purdue, 1-8.
- Berkeley, F. D., 1958. Ejectors Have a Wide Range of Uses. Petroleum Refiner, December, 1-6.
- Bilir Sag, N., Ersoy, H. K., Hepbasli, A., Halkaci, H. S., 2015. Energetic and Exergetic Comparison of Basic and Ejector Expander Refrigeration Systems Operating Under the Same External Conditions and Cooling Capacities. Energy Conversion and Management, 90, 184-194. <http://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.11.023>.
- Büyükalaca, O., Yılmaz, T., 2003. Güneş Enerjisi ile Soğutma Teknolojilerine Genel Bir Bakış. Tesisat Mühendisliği Dergisi, 75, 45-56.
- Chandra, V. V., Ahmed, M. R., 2014. Experimental and Computational Studies on a Steam Jet Refrigeration System with Constant Area and Variable Area Ejectors. Energy Conversion and Management, 79, 377-386. <http://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.12.035>.
- Chen, J., Havtun, H., Palm, B., 2015. Conventional and Advanced Exergy Analysis of an Ejector Refrigeration System. Applied Energy, 144, 139-151. <http://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.139>.
- Chen, J., Jarall, S., Havtun, H., Palm, B., 2015. A Review on Versatile Ejector Applications in Refrigeration Systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 49, 67-90. <http://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.073>.
- Chen, X., Omer, S., Worall, M., Riffat, S., 2013. Recent Developments in Ejector Refrigeration Technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 19, 629-651. <http://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.028>.
- Chunnanond, K., Aphornratana, S., 2004. Ejectors: Applications in Refrigeration Technology. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 8(2), 129-155. <http://doi.org/10.1016/j.rser.2003.10.001>.
- Croll Reynolds., 2014. Erişim Tarihi: 9 Mart 2016. <http://croll.com/products-2/vacuum-systems-2/ejector-theory/>.
- Çengel, Y. A., Boles, M. A., 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. Çev. Derbentli, T. Literatür Yayıncılık, 867s, İstanbul.

- Çomaklı, K., Şimşek, F., Özyurt, Ö., Bakırcı, K., 2006. Soğutma/Isıtma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Alternatifleri. Mühendis ve Makina, 47(562), 33–45.
- Dennis, M., Cochrane, T., Marina, A., 2015. A Prescription for Primary Nozzle Diameters for Solar Driven Ejectors. Solar Energy, 115, 405–412. <http://doi.org/10.1016/j.solener.2015.02.045>.
- Dinçer, İ., 2003. Refrigeration Systems and Applications. Wiley, 584p, England.
- Dinçer, İ., 2011. Refrigeration Systems and Applications. Wiley, 582p, England.
- Dinçer, İ., Kanoğlu, M., 2010. Refrigeration Systems and Applications. Wiley, 464p, United Kingdom.
- Eames, I. ., Aphornratana, S., Haider, H., 1995. A Theoretical and Experimental Study of a Small-Scale Steam Jet Refrigerator. International Journal of Refrigeration, 18(6), 378–386. [http://doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)98160-M](http://doi.org/10.1016/0140-7007(95)98160-M).
- Elbel, S., 2007. Experimental and Analytical Investigation of a Two-Phase Ejector Used for Expansion Work Recovery in a Transcritical R744 Air-Conditioning System. Graduate College of the University of Illinois, Doctoral Thesis, 239p, Urbana Champaign. <http://books.google.com/books?hl=en&lr=&id=GF8dA5K2ygEC&oi=fnd&pg=PR6&dq=EXPERIMENTAL+AND+ANALYTICAL+INVESTIGATION+OF+A+TWO-PHASE+EJECTOR+USED+FOR+EXPANSION+WORK+RECOVERY+IN+A+TRANSCRITICAL+R744+AIR-CONDITIONING+SYSTEM&ots=kW-GDmRq3y&sig=-60UaoXNNMf5XIadNh3RmiQZJjI>.
- Elbel, S., Hrnjak, P., 2008. Experimental Validation of a Prototype Ejector Designed to Reduce Throttling Losses Encountered in Transcritical R744 System Operation. International Journal of Refrigeration, 31(3), 411–422. <http://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.07.013>.
- El-Dessouky, H., Ettouney, H., Alatiqi, I., Al-Nuwaibit, G., 2002. Evaluation of Steam Jet Ejectors. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 41(6), 551–561. [http://doi.org/10.1016/S0255-2701\(01\)00176-3](http://doi.org/10.1016/S0255-2701(01)00176-3).
- Ersoy, H. K., Yapıcı, R., 2003. Güneş Enerjisi Kaynaklı Ejektörlü Soğutma Sisteminin Performansının Araştırılması. TMMOB Makine Mühendisleri Odası Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, 20-21 Haziran, Mersin, 33–38.
- Gay, N. H., 1931. Refrigerating system. US Patent 1,836,318. <https://www.google.com/patents/US1836318?dq=1836318+A&hl=tr&sa=X&ei=kgyPU-mDJrCg7Ab86YCACw&ved=0CCwQ6AEwAA>.
- Genceli, O. F., 1998. Ölçme Tekniği. Birsen Yayınevi, 387s, İstanbul.

- Ghorbanian, S., Nejad, S. J., 2011. Ejector Modeling and Examining of Possibility of Replacing Liquid Vacuum Pump in Vacuum Production Systems. *International Journal of Chemical Engineering and Applications*, 2(2), 91–97. <http://doi.org/10.7763/IJCEA.2011.V2.82>.
- Girgin, İ., 2007. Termodinamik Soğutucu Analizi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Doktora Tezi, 119s, İstanbul.
- Godefroy, J., Boukhanouf, R., Riffat, S., 2007. Design, Testing and Mathematical Modelling of a Small-Scale CHP and Cooling System (Small CHP-Ejector Trigeration). *Applied Thermal Engineering*, 27(1), 68–77. <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.04.029>.
- Hakkaki-Fard, A., Aidoun, Z., Ouzzane, M., 2015. A Computational Methodology for Ejector Design and Performance Maximisation. *Energy Conversion and Management*, 105, 1291–1302. <http://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.070>.
- He, S., Li, Y., Wang, R. Z., 2009. Progress of Mathematical Modeling on Ejectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(8), 1760–1780. <http://doi.org/10.1016/j.rser.2008.09.032>.
- Hemidi, A., Henry, F., Leclaire, S., Seynhaeve, J.M., Bartosiewicz, Y., 2009. CFD Analysis of a Supersonic Air Ejector. Part II: Relation Between Global Operation and Local Flow Features. *Applied Thermal Engineering*, 29(14-15), 2990–2998. <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.03.019>.
- Huang, B. J., Chang, J. M., Petrenko, V. A., Zhuk, K. B., 1998. A Solar Ejector Cooling System Using Refrigerant R141b. *Solar Energy*, 64(4-6), 223–226. [http://doi.org/10.1016/S0038-092X\(98\)00082-6](http://doi.org/10.1016/S0038-092X(98)00082-6).
- Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P., Petrenko, V. A., 1999. A 1-D Analysis of Ejector Performance. *International Journal of Refrigeration*, 22, 354–364. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700799000043>.
- Huang, B. J., Petrenko, V. A., Samofatov, I. Y., Shchetinina, N. A., 2001. Collector Selection for Solar Ejector Cooling System. *Solar Energy*, 71(4), 269–274. [http://doi.org/10.1016/S0038-092X\(01\)00042-1](http://doi.org/10.1016/S0038-092X(01)00042-1).
- Huang, B. J., Jiang, C. B., Hu, F. L., 1985. Ejector Performance Characteristics and Design Analysis of jet Refrigeration System. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 107(3), 792-802. <http://doi.org/10.1115/1.3239802>.
- Keenan, J. H., Neumann, E. P., Lustwerk, F., 1950. An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment. *Journal of Applied Mechanics*, 17, 299–309. <http://ci.nii.ac.jp/naid/10018722052/>.

- Khattab, N. M., Barakat, M. H., 2002. Modeling the Design and Performance Characteristics of Solar Steam-Jet Cooling for Comfort Air Conditioning. *Solar Energy*, 73(4), 257–267.
[http://doi.org/10.1016/S0038-092X\(02\)00067-1](http://doi.org/10.1016/S0038-092X(02)00067-1).
- Kong, F. S., Kim, H. D., Jin, Y. Z., Setoguchi, T., 2012. Computational Analysis of Mixing Guide Vane Effects on Performance of the Supersonic Ejector-Diffuser System. *Open Journal of Fluid Dynamics*, 2(3), 45–55.
<http://doi.org/10.4236/ojfd.2012.23005>.
- Kotas, T. J., 1995. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Krieger Publishing Company, 328p, Malabar, Florida.
- Koyun, T., Koyun, A., Acar, M., 2005. Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88, 45–53.
- Kumar, N. S., Ooi, K. T., 2014. One Dimensional Model of an Ejector with Special Attention to Fanno Flow Within the Mixing Chamber. *Applied Thermal Engineering*, 65(1-2), 226–235.
<http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.055>.
- Leite, A. P. F., Daguinet, M., 2000. Performance of a New Solid Adsorption Ice Maker with Solar Energy Regeneration. *Energy Conversion and Management*, 41(15), 1625–1647.
[http://doi.org/10.1016/S0196-8904\(00\)00011-X](http://doi.org/10.1016/S0196-8904(00)00011-X).
- Ma, X., Zhang, W., Omer, S. A., Riffat, S. B., 2011. Performance Testing of a Novel Ejector Refrigerator for Various Controlled Conditions. *International Journal of Energy Research*, 35(14), 1229–1235.
<http://doi.org/10.1002/er.1766>.
- Meyer, A., 2006. *Steam Jet Ejector Cooling Powered by Waste or Solar Heat*. Stellenbosch University, Mechanical Engineering, Master Thesis, 85p, Stellenbosch.
- Meyer, A. J., Harms, T. M., Dobson, R. T., 2009. Steam Jet Ejector Cooling Powered by Waste or Solar Heat. *Renewable Energy*, 34(1), 297–306.
<http://doi.org/10.1016/j.renene.2008.03.020>.
- Munday, J. T., Bagster, D. F., 1977. A New Ejector Theory Applied to Steam Jet Refrigeration. *Industrial & Engineering Chemistry*, 16(4), 442–449.
<http://doi.org/10.1021/i260064a003>.
- Onat, A., İmal, M., İnan, A. T., 2004. Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar. *Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi, Fen ve Mühendislik Dergisi*, 7(1), 32–38. <http://fmd.ksu.edu.tr/sayi/71/71.32-38.pdf>.

- Örün, N., 2006. Mekanik Soğutma Sistem Kondenserlerinde Oluşan Kirlenmelerin Enerji Tüketimine Etkileri. Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 127s, Karabük.
- Özgür, A. E., Selbaş, R., Üçgül, İ., 2001. Vorteks Tüpleri ile Soğutma Uygulamaları. V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 3-6 Ekim, İzmir, 387-397.
- Özkol, N., 1988. Uygulamalı Soğutma Tekniği. Makine Mühendisleri Odası Yayınları, 722s, Ankara.
- Power, R. B., 2005. Steam Jet Ejectors for the Process Industries. McGraw-Hill, 522p, Charleston.
- Rahman, F., Umesh, D. B., Subbarao, D., Ramasamy, M., 2010. Enhancement of Entrainment Rates in Liquid-Gas Ejectors. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 49(10), 1128-1135. <http://doi.org/10.1016/j.cep.2010.08.014>.
- Riffat, S. B., Jiang, L., Gan, G., 2005. Recent Development in Ejector Technology - a Review. International Journal of Ambient Energy, 26(1), 13-26. <http://doi.org/10.1080/01430750.2005.9674967>.
- Rogdakis, E. D., Alexis, G. K., 2000a. Design and Parametric Investigation of an Ejector in an Air-Conditioning System. Applied Thermal Engineering, 20(2), 213-226. [http://doi.org/10.1016/S1359-4311\(99\)00013-7](http://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00013-7).
- Rogdakis, E. D., Alexis, G. K., 2000b. Investigation of Ejector Design at Optimum Operating Condition. Energy Conversion and Management, 41(17), 1841-1849. [http://doi.org/10.1016/S0196-8904\(00\)00030-3](http://doi.org/10.1016/S0196-8904(00)00030-3).
- Rusly, E., Aye, L., Charters, W. W. S., Ooi, A., 2005. CFD Analysis of Ejector in a Combined Ejector Cooling System. International Journal of Refrigeration, 28(7), 1092-1101. <http://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.02.005>.
- Saengmanee, C., Pianthong, K., 2010. Design of a Steam Ejector by Co-Operating the ESDU Design Method and CFD Simulation. The First TSME International Conference on Mechanical Engineering, 20-22 October, Ubon Ratchathani. Erişim Tarihi: 10.Mart. 2016. <http://www.tsme.org/tsme-icome/tsme-icome01/paper/CST/CST008.pdf>.
- Selbaş, R., Üçgül, İ., Şencan, A., Kızıllan, Ö., 2003. Güneş Enerjisi Destekli Buhar-Jet Soğutma Sisteminin İklimlendirmede Uygulanabilirliğinin Araştırılması. Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, 20-21 Haziran, Mersin, 81-91.

- Sharifi, N., Sharifi, M., 2014. Reducing Energy Consumption of a Steam Ejector Through Experimental Optimization of the Nozzle Geometry. *Energy*, 66, 860–867. <http://doi.org/10.1016/j.energy.2014.01.055>.
- Sun, D., 1996. Variable Geometry Ejectors and Their Applications in Ejector Refrigeration Systems. *Energy*, 21(10), 919–929. [http://doi.org/10.1016/0360-5442\(96\)00038-2](http://doi.org/10.1016/0360-5442(96)00038-2).
- Sun, D., Eames, I. W., 1996. Performance Characteristics of HCFC-123 Ejector Refrigeration Cycles. *International Journal of Energy Research*, 20, 871–885. [http://doi.org/10.1002/\(SICI\)1099-114X\(199610\)20:10<871::AID-ER201>3.0.CO;2-4](http://doi.org/10.1002/(SICI)1099-114X(199610)20:10<871::AID-ER201>3.0.CO;2-4).
- Sun, D., 1997. Solar Powered Combined Ejector-Vapour Compression Cycle for Air Conditioning and Refrigeration. *Energy Conversion and Management*, 38(5), 479–491. [http://doi.org/10.1016/S0196-8904\(96\)00063-5](http://doi.org/10.1016/S0196-8904(96)00063-5).
- Şencan, A., 1999. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı ve SDÜ Oditoryumunda Uygulanabilirliğinin Araştırılması. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 72s, Isparta.
- Thongtip, T., Ruangtrakoon, N., Aphornratana, S., 2014. Development of a Steam Jet Refrigeration Cycle for the Actual Application Driven by Low Grade Thermal Energy. *Energy Procedia*, 52, 110–119. <http://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.07.060>.
- Üçgül, İ., 2006. Yenilenebilir Enerji Kaynaklı Isının Soğutma ve İklimlendirme Proseslerinde Kullanım Potansiyelleri. 104M375, 49s.
- Üçgül, İ., 2009. Soğuk Depolama için Güneş Enerjili Ejektör Soğutma Sistemi Uygulamasının Termodinamik Çevresel ve Ekonomik Analizleri. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 15(2), 269–277.
- Üçgül, İ., Acar, M., Koyun, T., 2005. Jeotermal Buhar Ejektörlü Soğutma Sistemi Tersinmezliklerinin İncelenmesi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88, 31–34.
- Üçgül, İ., Akgül, G., 2010. İklimlendirme için Güneş Enerjili Ejektörlü Soğutma Sistemi Uygulamasının Termodinamik, Çevresel ve Ekonomik Analizi. *Yekarum Dergi*, 1(1), 12–23.
- Varga, S., Oliveira, A. C., Diaconu, B., 2009. Numerical Assessment of Steam Ejector Efficiencies Using CFD. *International Journal of Refrigeration*, 32(6), 1203–1211. <http://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.01.007>.
- Varga, S., Oliveira, A. C., Ma, X., Omer, S. A., Zhang, W., Riffat, S. B., 2010. Comparison of CFD and Experimental Performance Results of a Variable Area Ratio Steam Ejector. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 6(2), 119–124. <http://doi.org/10.1093/ijlct/ctq048>.

- Varga, S., Oliveira, A. C., Ma, X., Omer, S. A., Zhang, W., Riffat, S. B., 2011. Experimental and Numerical Analysis of a Variable Area Ratio Steam Ejector. *International Journal of Refrigeration*, 34(7), 1668–1675. <http://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.12.020>.
- Wenyan, Y., Rui, T., Suying, Y., Hong, G., 2011. Numerical Simulation on the Performance of the Steam Ejector. 2011 International Conference on Computer Distributed Control and Intelligent Environmental Monitoring, 19-20 February, Changsha, 525–528. <http://doi.org/10.1109/CDCIEM.2011.294>.
- Wu, H., Liu, Z., Han, B., Li, Y., 2014. Numerical Investigation of the Influences of Mixing Chamber Geometries on Steam Ejector Performance. *Desalination*, 353, 15–20. <http://doi.org/10.1016/j.desal.2014.09.002>.
- Yakın, M., 2007. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminde Ejektör Kullanımının Performansa Etkisi. Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 37s, Karabük.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Çoşkun, S., Yamankaradeniz, N., 2009. Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları. Dora Yayıncılık, 690s, Bursa.
- Yu, J., Zhao, H., Li, Y., 2008. Application of an Ejector in Autocascade Refrigeration Cycle for the Performance Improvement. *International Journal of Refrigeration*, 31(2), 279–286. <http://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.008>.
- Zhang, K., Shen, S., Yang, Y., 2010. Numerical Investigation on Performance of the Adjustable Ejector. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 5(2), 51–56. <http://doi.org/10.1093/ijlct/ctq001>.
- Zhu, Y., Cai, W., Wen, C., & Li, Y., 2009. Numerical Investigation of Geometry Parameters for Design of High Performance Ejectors. *Applied Thermal Engineering*, 29(5-6), 898–905. <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.04.025>.
- Zhu, Y., Jiang, P., 2014. Experimental and Numerical Investigation of the Effect of Shock Wave Characteristics on the Ejector Performance. *International Journal of Refrigeration*, 40, 31–42. <http://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.11.008>.
- Ziapour, B. M., Abbasy, A., 2010. First and Second Laws Analysis of the Heat Pipe/Ejector Refrigeration Cycle. *Energy*, 35(8), 3307–3314. <http://doi.org/10.1016/j.energy.2010.04.016>.

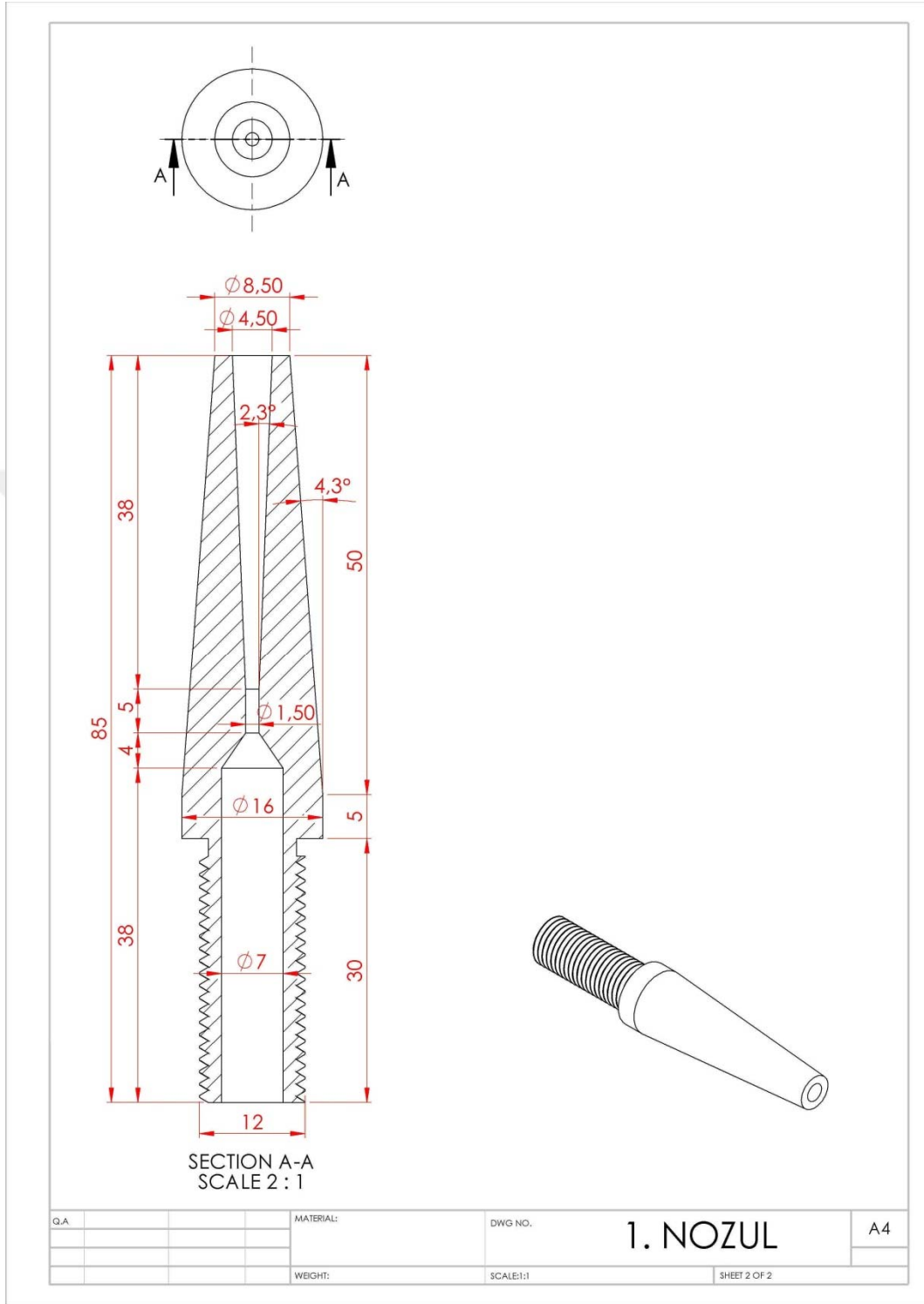
EKLER

EK A. Teknik Çizimler

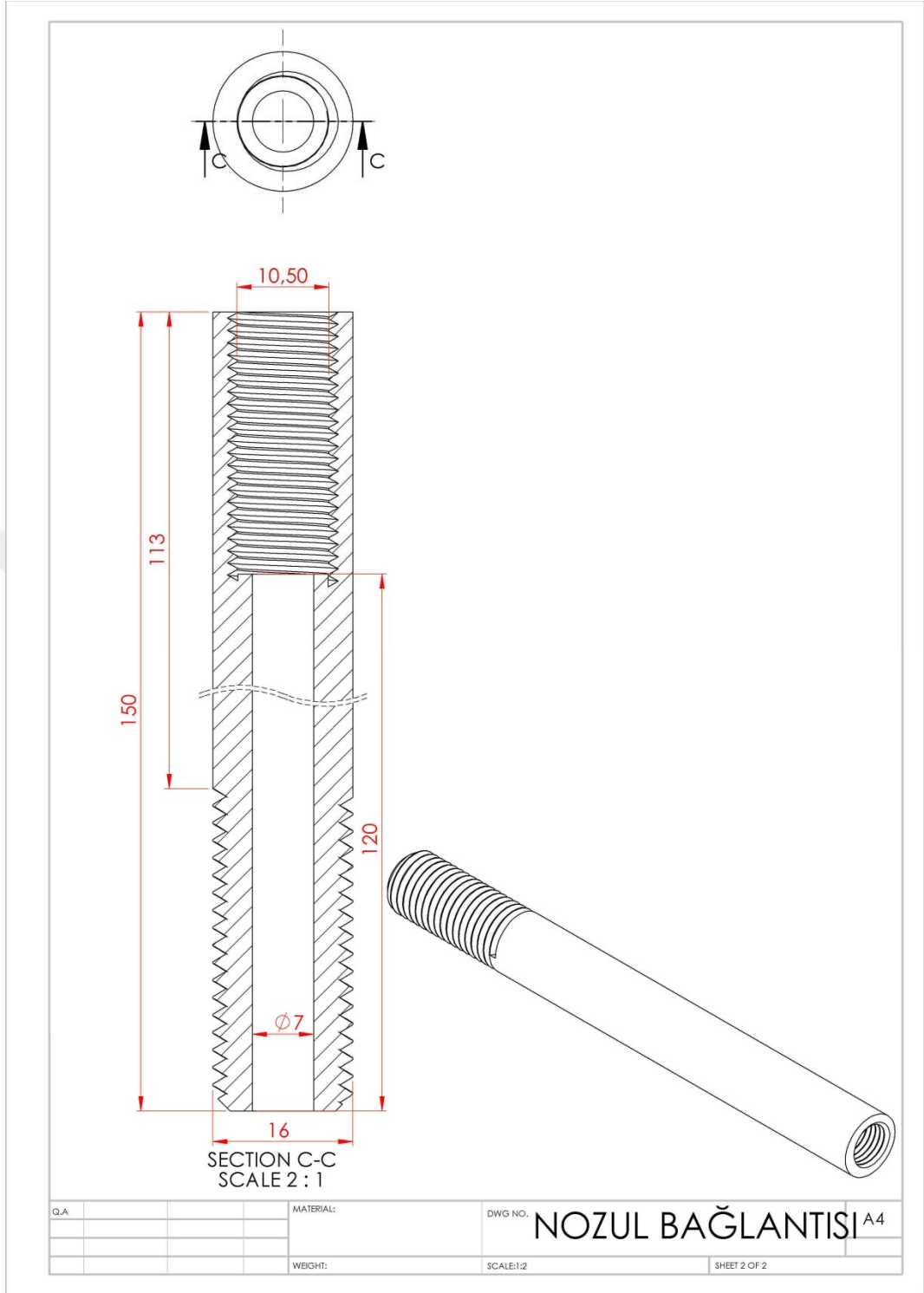
EK B. EES Program Kodları



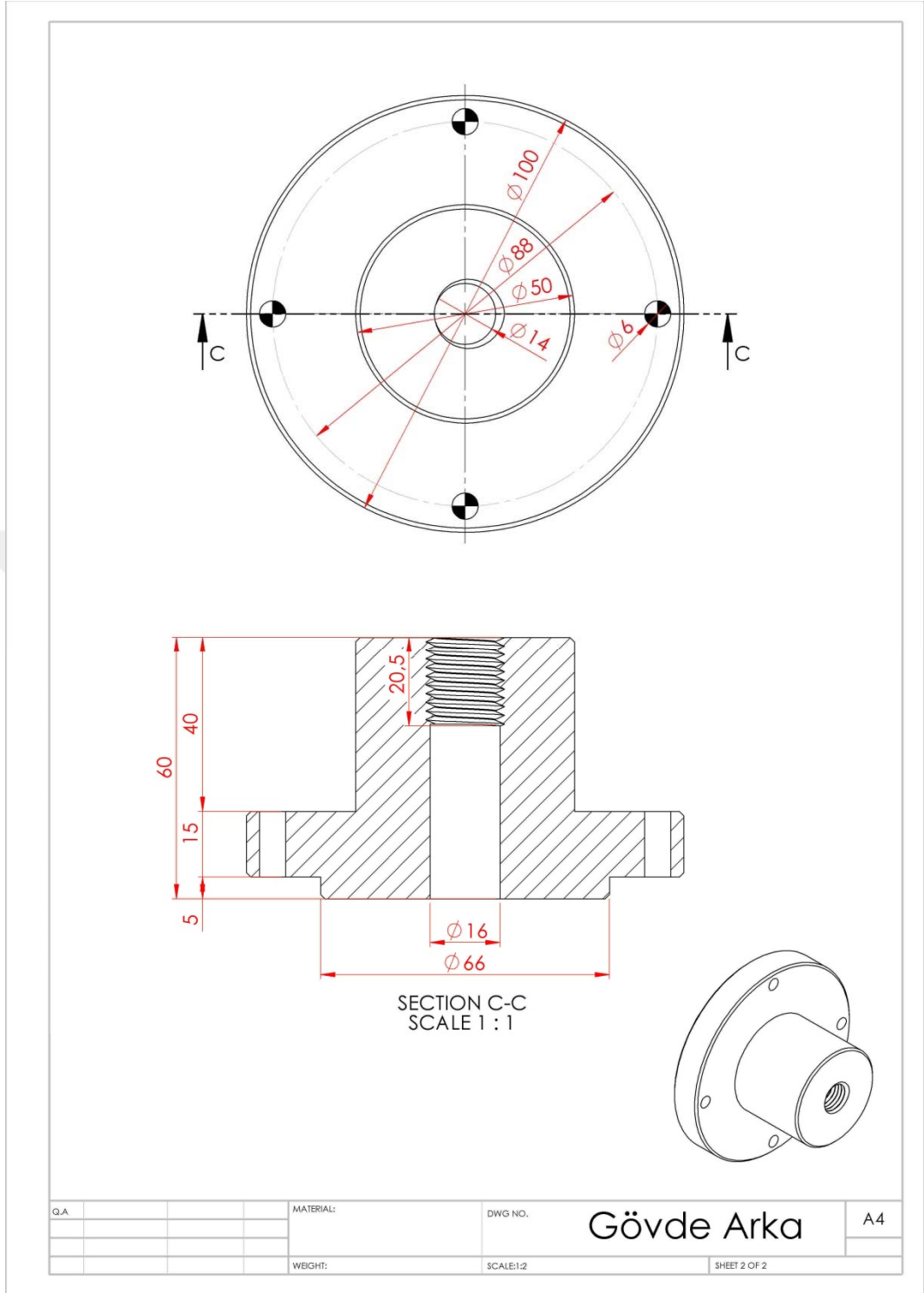
EK A. Teknik Çizimler



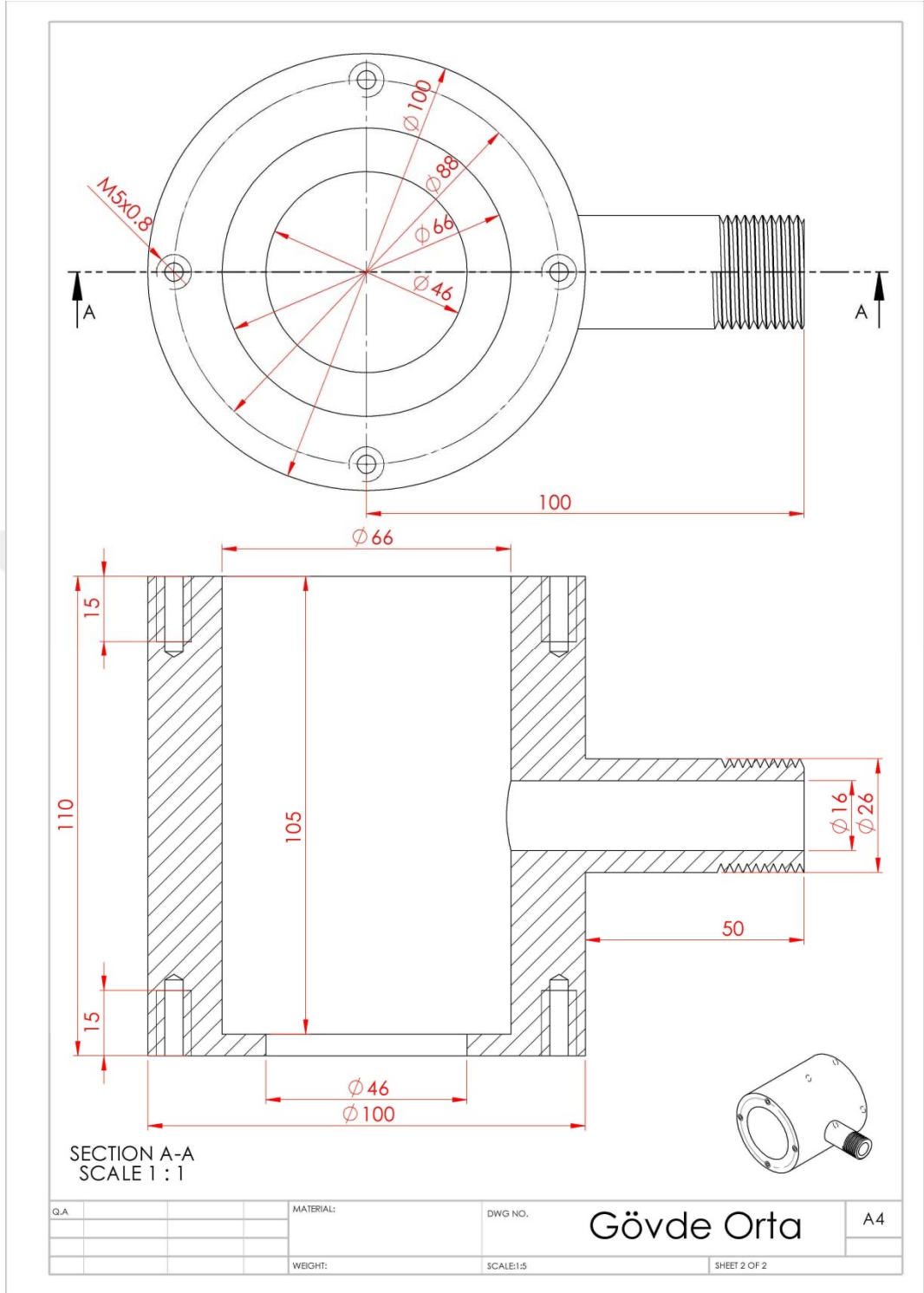
Şekil A.1. Birincil nozul ön parçası



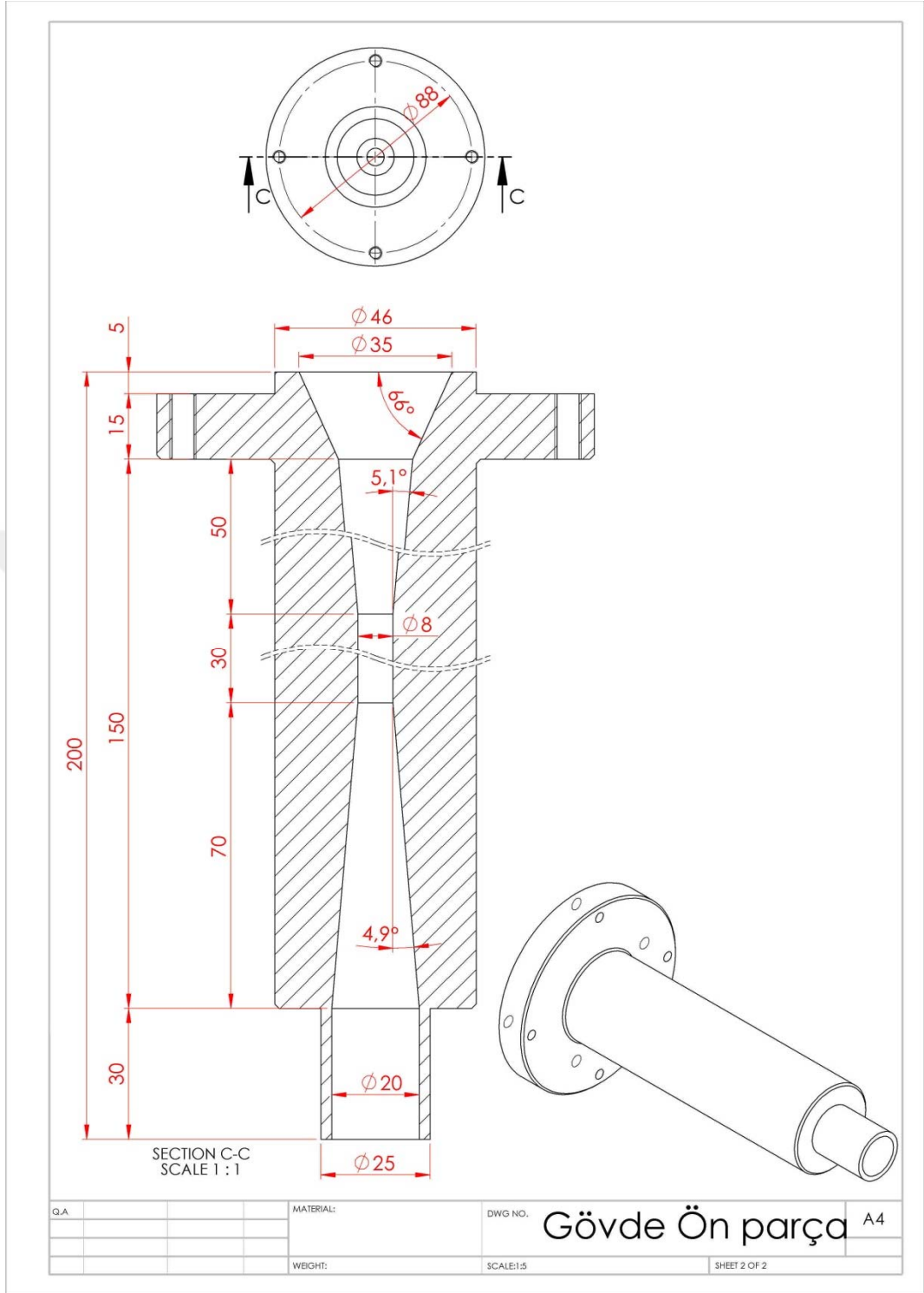
Şekil A.2. Birincil nozul bağlantı parçası



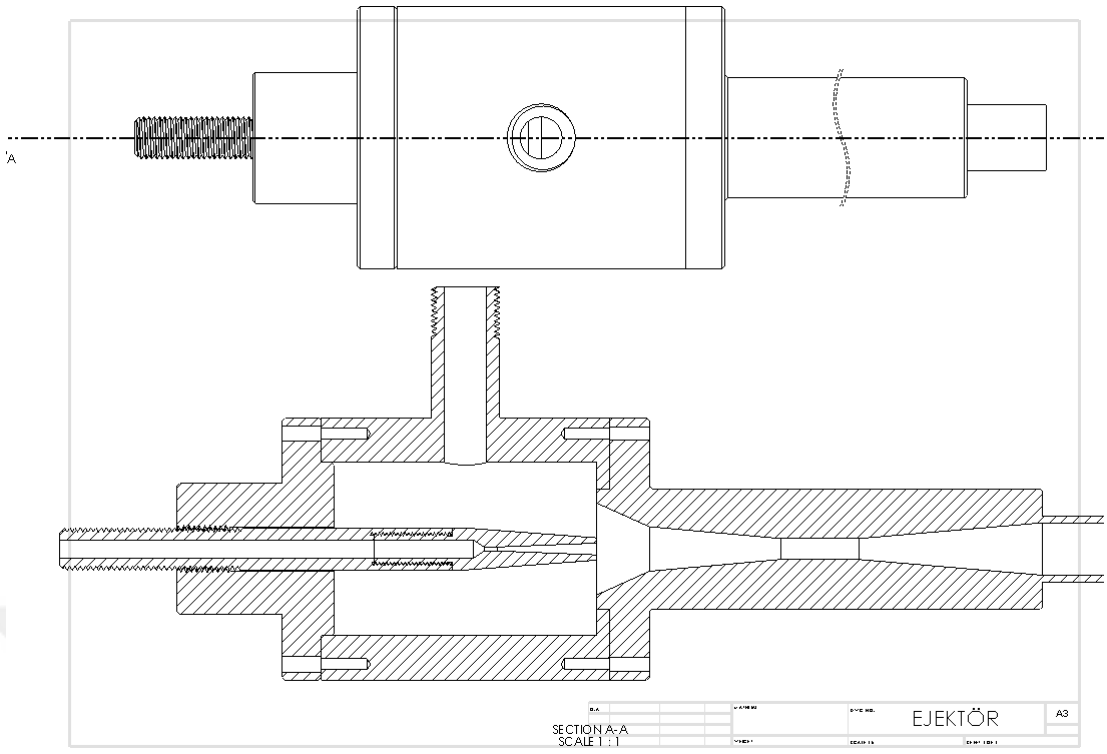
Şekil A.3. Ejektör gövdesi arka parçası



Şekil A.4. Ejektör gövdesi karışım bölgesi



Şekil A.5. Ejektör gövdesi difüzör bölümü



Şekil A.6. Ejektörün birleştirilmiş hali

EK B. EES Program Kodları

```
Q_e[1]=1[kW]
ETA_1a1=0,8
ETA_bc=0,8
ETA_d3=0,8
Gamma=1,327
```

```
"T_1[1]=90"
P_1=Pressure(Water;T=T_1[1];x=1)
h_1f=Enthalpy(Water;T=T_1[1];x=0)
h_1g=Enthalpy(Water;T=T_1[1];x=1)
s_1f=Entropy(Water;T=T_1[1];x=0)
s_1g=Entropy(Water;T=T_1[1];x=1)
upsilon_1f=Volume(Water;T=T_1[1];x=0)
upsilon_1g=Volume(Water;T=T_1[1];x=1)
```

```
"T_2[1]=8"
P_2=Pressure(Water;T=T_2[1];x=1)
h_2f=Enthalpy(Water;T=T_2[1];x=0)
h_2g=Enthalpy(Water;T=T_2[1];x=1)
s_2f=Entropy(Water;T=T_2[1];x=0)
s_2g=Entropy(Water;T=T_2[1];x=1)
upsilon_2f=Volume(Water;T=T_2[1];x=0)
upsilon_2g=Volume(Water;T=T_2[1];x=1)
```

```
"T_3[1]=61"
"P_3[1]=7"
h_3=Enthalpy(Water;T=T_3[1];P=P_3[1])
s_3=Entropy(Water;T=T_3[1];P=P_3[1])
upsilon_3=Volume(Water;T=T_3[1];P=P_3[1])
```

```
T_46=Temperature(Water;P=P_3[1];x=0)
h_46f=Enthalpy(Water;T=T_46;x=0)
h_46g=Enthalpy(Water;T=T_46;x=1)
s_46=Entropy(Water;T=T_46;x=0)
s_46=s_5
```

```
P_as[1]=0,77
T_as=Temperature(Water;P=P_as[1];x=1)
h_asf=Enthalpy(Water;P=P_as[1];x=0)
h_asg=Enthalpy(Water;P=P_as[1];x=1)
s_asf=Entropy(Water;P=P_as[1];x=0)
s_asg=Entropy(Water;P=P_as[1];x=1)
```

```
P_cs[1]=1,725
T_cs=Temperature(Water;P=P_cs[1];x=1)
h_csf=Enthalpy(Water;P=P_cs[1];x=0)
h_csg=Enthalpy(Water;P=P_cs[1];x=1)
s_csf=Entropy(Water;P=P_cs[1];x=0)
s_csg=Entropy(Water;P=P_cs[1];x=1)
upsilon_csf=Volume(Water;P=P_cs[1];x=0)
upsilon_csg=Volume(Water;P=P_cs[1];x=1)
```

```
"m_e kg/s"
m_e=Q_e[1]/(h_2g-h_2f)
```

```
s_as=s_1g
```

"x_as"
 $s_{as}=s_{asf}+x_{as}*(s_{asg}-s_{asf})$

"h_as"
 $h_{as}=h_{asf}+x_{as}*(h_{asg}-h_{asf})$

"h_a1"
 $ETA_{1a1}=(h_{1g}-h_{a1})/(h_{1g}-h_{as})$

"V_a1 a1 noktasının hızı"
 $V_{a1}^2=2*(h_{1g}-h_{a1}) * Convert (kJ/kg;m^2/s^2)$

$s_{a2}=s_{2g}$

"x_a2"
 $s_{a2}=s_{asf}+x_{a2}*(s_{asg}-s_{asf})$

"h_a2"
 $h_{a2}=h_{asf}+x_{a2}*(h_{asg}-h_{asf})$

"V_a2 a2 noktasının hızı"
 $V_{a2}^2=2*(h_{2g}-h_{a2}) * Convert (kJ/kg;m^2/s^2)$

"G"
 $G=((h_{1g}-h_{3})-(V_{3[1]}^2/2)*Convert (m^2/s^2;kJ/kg))/ ((h_{3}-h_{2g})+(V_{3[1]}^2/2)*Convert (m^2/s^2;kJ/kg))$

"V_b b noktasının hızı"
 $V_{a1}+G*V_{a2}=(G+1)*V_b$

"h_b"
 $(V_b^2/2-V_{3[1]}^2/2)*Convert (m^2/s^2;kJ/kg)=h_{3}-h_b$

"x_b"
 $h_b=h_{asf}+x_b*(h_{asg}-h_{asf})$

"s_b"
 $s_b=s_{asf}+x_b*(s_{asg}-s_{asf})$

"s_cs=s_b"
 $s_b=s_{cs}$

"x_cs"
 $s_{cs}=s_{csf}+x_{cs}*(s_{csg}-s_{csf})$

"h_cs"
 $h_{cs}=h_{csf}+x_{cs}*(h_{csg}-h_{csf})$

"h_c"
 $ETA_{bc}=(h_b-h_{cs})/(h_b-h_c)$

"x_c"
 $h_c=h_{csf}+x_c*(h_{csg}-h_{csf})$

"upsilon_c c noktasının özgül hacmi"
 $upsilon_c=upsilon_{csf}+x_c*(upsilon_{csg}-upsilon_{csf})$

"V_c"
 $V_c=sqrt(2*(h_b-h_c) * Convert (kJ/kg;m^2/s^2)+V_b^2)$
 "m/A = mA"

$$m_A = V_c / \text{upsilon}_c$$

"m_g"

$$G = m_e / m_g$$

$$V_d / \text{upsilon}_d = m / A$$

$$V_{dbölvd} = mA$$

$$c_1 = h_c + (V_c^2 / 2) \text{ [kJ/kg]}$$

$$c_1 = (h_c * \text{Convert}(\text{kJ/kg}; \text{m}^2/\text{s}^2) + (V_c^2 / 2)) * \text{Convert}(\text{m}^2/\text{s}^2; \text{kJ/kg})$$

$$V_d = V$$

$$V_{d[1]} = 260,6$$

"h_d"

$$h_d = (c_1 * \text{Convert}(\text{kJ/kg}; \text{m}^2/\text{s}^2) - V_{d[1]}^2 / 2) * \text{Convert}(\text{m}^2/\text{s}^2; \text{kJ/kg})$$

"upsilon_d"

$$\text{upsilon}_d = V_{d[1]} / mA$$

"s_d1"

$$s_{d1} = \text{Entropy}(\text{Water}; v = \text{upsilon}_d; h = h_d)$$

"P_d"

$$(P_d - P_c) = m/A * (V_c - V_d)$$

$$(P_d - P_{cs[1]}) = mA * (V_c - V_{d[1]}) * \text{Convert}(\text{m}^2/\text{s}^2; \text{kJ/kg})$$

"s_d2"

$$s_{d2} = \text{Entropy}(\text{Water}; v = \text{upsilon}_d; P = P_d)$$

"s_d1 - s_d2"

$$s_{fark} = s_{d1} - s_{d2}$$

"m_c"

$$m_c = m_e + m_g$$

$$m_c = A_d * V_c / \text{upsilon}_c$$

$$A_d = \pi * d_{dis}^2 / 4 \text{ mm}$$

$$A_d = (\pi * d_{dis}^2 / 4)$$

"d_dis_mm"

$$d_{dis_mm} = d_{dis} * 1000$$

"A_t/A_d"

$$A_1 = P_{3[1]} / P_1$$

$$A_2 = (\text{SQRT}(1 / ((1 + G) * (1 + G * T_{2[1]} / T_{1[1]}))))$$

$$A_3 = (P_d / P_{3[1]})^{(1/\gamma)} * \text{SQRT}(1 - ((P_d / P_{3[1]})^{((\gamma - 1)/\gamma)}))$$

$$A_4 = ((2 / (\gamma + 1))^{(1/(\gamma - 1))}) * (\text{SQRT}(1 - 2 / (\gamma + 1)))$$

$$A_{td} = A_1 * A_2 * A_3 / A_4$$

"A_t/A_np"

$$P_{a1} = P_{as[1]}$$

$$A_5 = (P_{a1} / P_1)^{(1/\gamma)}$$

$$A_6 = \text{SQRT}(1 - (P_{a1} / P_1)^{((\gamma - 1)/\gamma)})$$

$$A_7 = (2 / (\gamma + 1))^{1 / (\gamma - 1)} \cdot \sqrt{1 - (2 / (\gamma + 1))}$$

$$A_{tnp} = A_5 \cdot (A_6 / A_7)$$

$$s_{d1} = s_{3s}$$

$$s_{d1} = s_{3s}$$

$$h_{3s}$$

$$ETA_{d3} = (h_d - h_{3s}) / (h_d - h_3)$$

$$T_{3s}$$

$$T_{3s} = \text{Temperature}(\text{Water}; h = h_{3s}; s = s_{3s})$$

$$Q_g$$

$$Q_g = m_g \cdot (h_{1g} - h_{1f})$$

$$Q_c$$

$$Q_c = m_c \cdot (h_{3s} - h_{46f})$$

$$x_5$$

$$s_5 = s_{2f} + x_5 \cdot (s_{2g} - s_{2f})$$

$$h_5$$

$$h_5 = \text{Enthalpy}(\text{Water}; s = s_5; x = x_5)$$

$$COP$$

$$COP = G \cdot (h_{2g} - h_5) / (h_{1g} - h_{46f})$$

$$COP_{carnot}$$

$$COP_{carnot} = (T_{1[1]} - T_{3[1]} / T_{1[1]}) \cdot (T_{3[1]} / (T_{3[1]} - T_{2[1]}))$$

$$\text{"EKSERJİ ANALİZİ"}$$

$$T_0 = 20$$

$$P_0 = 101,325$$

$$h_0 = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T = T_0; P = P_0)$$

$$s_0 = \text{Entropy}(\text{Water}; T = T_0; P = P_0)$$

$$\text{"Generatöre giren özgül ekserji"}$$

$$\psi_{6} = (h_{46f} - h_0) - (T_0 + 273,15) \cdot (s_{46} - s_0)$$

$$Q_{gg} = 2 \cdot 600$$

$$T_{gg} = 110$$

$$Q_{gg} = Q_{gg} \cdot (1 - T_0 / T_{gg})$$

$$T_{11} = 110$$

$$P_{11} = \text{Pressure}(\text{Water}; T = T_{11}; x = 1)$$

$$h_{11} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T = T_{11}; x = 1)$$

$$h_{12} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T = T_{11}; x = 0)$$

$$s_{11} = \text{Entropy}(\text{Water}; T = T_{11}; x = 1)$$

$$s_{12} = \text{Entropy}(\text{Water}; T = T_{11}; x = 0)$$

$$\psi_{11} = (h_{11} - h_0) - (T_0 + 273) \cdot (s_{11} - s_0)$$

$$\text{"Generatörden çıkan özgül ekserji"}$$

$$\psi_{1} = (h_{1g} - h_0) - (T_0 + 273) \cdot (s_{1g} - s_0)$$

$$\psi_{12} = (h_{12} - h_0) - (T_0 + 273) \cdot (s_{12} - s_0)$$

$$m_{gd} = 0,0002$$

$$\text{"Generatördeki ekserji kaybı"}$$

$$X_{d_g}=(m_g \cdot \psi_6+m_{gd} \cdot \psi_{11})-(m_g \cdot \psi_1+m_{gd} \cdot \psi_{12})$$

$$"X_{d_g}=m_g \cdot \psi_6-m_g \cdot \psi_1"$$

$$G_{iren}=m_{gd} \cdot (\psi_{11}-\psi_{12})$$

"Evaporatöre giren özgül ekserji"

$$\psi_5=(h_5-h_0)-(T_0+273) \cdot (s_5-s_0)$$

"Evaporatörden çıkan özgül ekserji"

$$\psi_2=(h_{2g}-h_0)-(T_0+273) \cdot (s_{2g}-s_0)$$

"Evaporatör dış gömlek giren özgül ekserji"

$$T_7=20$$

$$P_7=101,325$$

$$h_7=\text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_7; P=P_7)$$

$$s_7=\text{Entropy}(\text{Water}; T=T_7; P=P_7)$$

$$\psi_7=(h_7-h_0)-(T_0+273) \cdot (s_7-s_0)$$

"Evaporatör dış gömlek çıkan özgül ekserji"

$$T_8=17,5$$

$$P_8=101,325$$

$$h_8=\text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_8; P=P_8)$$

$$s_8=\text{Entropy}(\text{Water}; T=T_8; P=P_8)$$

$$\psi_8=(h_8-h_0)-(T_0+273) \cdot (s_8-s_0)$$

"Evaporatördeki ekserji kaybı"

$$m_{eg}=0,043$$

$$X_{d_e}=(m_{eg} \cdot \psi_7+m_e \cdot \psi_5)-(m_{eg} \cdot \psi_8+m_e \cdot \psi_2)$$

"Kondansere giren özgül ekserji"

$$\psi_4=(h_{46f}-h_0)-(T_0+273) \cdot (s_{46}-s_0)$$

"Kondanserden çıkan özgül ekserji"

$$\psi_3=(h_3-h_0)-(T_0+273) \cdot (s_3-s_0)$$

"Kondanser dış gömlek giren özgül ekserji"

$$T_9=20$$

$$P_9=101,325$$

$$h_9=\text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_9; P=P_9)$$

$$s_9=\text{Entropy}(\text{Water}; T=T_9; P=P_9)$$

$$\psi_9=(h_9-h_0)-(T_0+273) \cdot (s_9-s_0)$$

"Kondanser dış gömlek çıkan özgül ekserji"

$$T_{10}=26,3$$

$$P_{10}=101,325$$

$$h_{10}=\text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_{10}; P=P_{10})$$

$$s_{10}=\text{Entropy}(\text{Water}; T=T_{10}; P=P_{10})$$

$$\psi_{10}=(h_{10}-h_0)-(T_0+273) \cdot (s_{10}-s_0)$$

"Kondanserdeki ekserji kaybı"

$$m_{cg}=0,083$$

$$X_{d_c}=(m_c \cdot \psi_3+m_{cg} \cdot \psi_9)-(m_{cg} \cdot \psi_{10}+m_c \cdot \psi_4)$$

"Ejektörün ekserji kaybı"

$$X_{d_{ej}}=m_g \cdot (\psi_1-\psi_3)+m_e \cdot (\psi_2-\psi_3)$$

"Toplam Ekserji Kaybı"

$$X_{d_top} = X_{d_e} + X_{d_c} + X_{d_ej} + X_{d_g}$$

"Toplam Ekserji"

$$Ex_top = \psi_1 + \psi_2 + \psi_3 + \psi_4 + \psi_5 + \psi_6 + \psi_7 + \psi_8 + \psi_9 + \psi_{10} + \psi_{11}$$

"İkinci Yasa Verimi"

$$EPSILON_II = 1 - (X_{d_top} / (m_{gd} * (\psi_{11} - \psi_{12})))$$

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

A ₁ = 0,09983	A ₂ = 0,8458	A ₃ = 0,2251	A ₄ = 0,2359	A ₅ = 0,03338
A ₆ = 0,8192	A ₇ = 0,2359	A _d = 0,0001828	A _{td} = 0,08055	A _{tmp} = 0,1159
c ₁ = 2622	COP = 0,3355	COP _{carnot} = 0,3709	COP _{max} = 0,9268	d _{dis} = 0,01526
d _{dis,mm} = 15,26	ε _{II} = 0,2736	η _{1a1} = 0,8	η _{bc} = 0,8	η _{d3} = 0,8
Ex _{top} = 1096	G = 0,3551	γ = 1,327	Giren = 0,1049	h ₀ = 83,93
h ₁₀ = 110,3	h ₁₁ = 2691	h ₁₂ = 461,3	h _{1f} = 376,9	h _{1g} = 2660
h _{2f} = 33,61	h _{2g} = 2515	h ₃ = 2613	h _{3s} = 2608	h _{46f} = 163,4
h _{46g} = 2572	h ₅ = 156,7	h ₇ = 83,93	h ₈ = 73,47	h ₉ = 83,93
h _{a1} = 2185	h _{a2} = 2473	h _{as} = 2067	h _{asf} = 13,54	h _{asg} = 2506
h _b = 2306	h _c = 2428	h _{cs} = 2404	h _{csf} = 63,65	h _{csg} = 2528
h _d = 2588	m _A = 8,412	m _c = 0,001538	m _{cg} = 0,083	m _e = 0,000403
m _{eg} = 0,043	m _g = 0,001135	m _{gd} = 0,0002	ψ ₁ = 471,3	ψ ₁₀ = 0,2925
ψ ₁₁ = 573,2	ψ ₁₂ = 48,55	ψ ₂ = -103,7	ψ ₃ = 154,1	ψ ₄ = 2,417
ψ ₅ = -4,257	ψ ₆ = 2,377	ψ ₇ = 0	ψ ₈ = 0,03947	ψ ₉ = 0
P ₀ = 101,3	P ₁ = 70,12	P ₁₀ = 101,3	P ₁₁ = 143,2	P ₂ = 1,073
P ₇ = 101,3	P ₈ = 101,3	P ₉ = 101,3	P _{a1} = 0,77	P _d = 4,765
Q _{gg} = 1200 [kW]	Q _c = 3,759	Q _g = 2,59	Q _{gg} = 981,8	s ₀ = 0,2962
s ₁₀ = 0,3851	s ₁₁ = 7,239	s ₁₂ = 1,419	s _{1f} = 1,193	s _{1g} = 7,478
s _{2f} = 0,1213	s _{2g} = 8,948	s ₃ = 8,403	s _{3s} = 8,502	s ₄₆ = 0,559
s ₅ = 0,559	s ₇ = 0,2962	s ₈ = 0,2604	s ₉ = 0,2962	s _{a2} = 8,948
s _{as} = 7,478	s _{asf} = 0,04926	s _{asg} = 9,069	s _b = 8,343	s _{cs} = 8,343
s _{csf} = 0,2268	s _{csg} = 8,775	s _{d1} = 8,502	s _{d2} = 8,502	s _{fark} = 0,0004584
T ₀ = 20	T ₁₀ = 26,3	T ₁₁ = 110	T _{3s} = 58,14	T ₄₆ = 39,01
T ₇ = 20	T ₈ = 17,5	T ₉ = 20	T _{as} = 3,219	T _{cs} = 15,18
T _{gg} = 110	υ _{1f} = 0,001036	υ _{1g} = 2,362	υ _{2f} = 0,0010002	υ _{2g} = 120,8
υ ₃ = 21,99	υ _c = 73,94	υ _{csf} = 0,001001	υ _{csg} = 77,07	υ _d = 30,98
V _{dbölvd} = 8,412	V _{a1} = 974	V _{a2} = 291,1	V _b = 795	V _c = 622
X _{d_c} = 0,209	X _{d_e} = 0,03836	X _{d_ej} = 0,2561	X _{d_g} = -0,4272	X _{d_top} = 0,07622
x ₅ = 0,04959	x _{a2} = 0,9865	x _{as} = 0,8236	x _b = 0,9195	x _c = 0,9594
x _{cs} = 0,9495				

Click on this line to see the array variables in the Arrays Table window

62 potential unit problems were detected.

Şekil B.1. EES programında hesaplanan değerlerin sonuçları

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Gamze YAKUT
Doğum Yeri ve Yılı : Bursa, 1983
Medeni Hali : Evli
Yabancı Dili : İngilizce
E-Posta : gamzeyakut@sdu.edu.tr

Eğitim Durumu

Lise : BURSA Gemlik Anadolu Ticaret Meslek Lisesi
Lisans : S.D.Ü., Teknik Eğitim Fakültesi, Elektronik Bilgisayar Eğitimi
Yüksek Lisans : S.D.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Eğitimi

Mesleki Deneyim

Milli Eğitim Bakanlığı Bilgisayar Öğretmenliği : 2005-2008
S.D.Ü. Uzaktan Eğitim MYO Uzman : 2008-...(Halen)

Yayımları

- Yakut İpekoğlu, H., Üçgül, İ., Yakut, G., 2014. Yenilenebilir Enerji Algısı Anketi: Güvenirlilik ve Geçerliliği. YEKARUM e-Dergi, 2(3), 20-26.
- Çivril, H., Aruğaslan, E., Yakut, G., 2013. Uzaktan Eğitim Ders İçeriklerinde Bilişsel Ergonomi ve Kullanılabilirlik, Süleyman Demirel Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi, Büro Yönetimi Özel Sayısı, 1, 233-246.
- Yakut, M. Z., Selbaş, R., Yakut, G., 2013. Ofis Ortamında İklimlendirmenin Çalışanlara Etkisi, Süleyman Demirel Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi, Büro Yönetimi Özel Sayısı, 1, 97-106.
- Karabuğa A., Yakut M.Z., Yakut G., Selbaş R., Üçgül İ., 2015. Renewable Energy Solutions for Tourism. European Scientific Journal Special Edition, ISSN: 1857 – 7881 (Print) e - ISSN 1857- 7431.
- Yakut, A.K., Güler, K., Şencan, A., Yakut, M.Z., Durmaz, G., 2006. Hidrojen Enerjisinin Konutlarda Uygulanabilirliğinin Araştırılması. UGHEK2006 I.

Ulusal Güneş ve Hidrojen Enerjisi Kongresi, 21-23 Haziran, Eskişehir, 47-57.

Yiğit, T., Bingöl, O., Armağan, H., Çolak, R., Aruğaslan, E., Yakut, G., Çivril, H., 2010. Öğrenci ve Öğretim Elemanının Uzaktan Eğitime Bakış Açısı. Akademik Bilişim, 10-12 Şubat, Muğla, 21-27.

Yiğit, T., Bingöl, O., Armağan, H., Aruğaslan, E., Çolak, R., Yakut, G., Çivril, H., 2010. Uzaktan Eğitimde Yeni Bir Yaklaşım: e-stüdyo, Akademik Bilişim, 10-12 Şubat, Muğla, 97-105.

Çivril, H., Aruğaslan, E., Yakut, G., 2012. Uzaktan Eğitim Ders İçeriklerinde Bilişsel Ergonomi ve Kullanılabilirlik. 11.Ulusal Büro Yönetimi ve Sekreterlik Kongresi, 4-6 Ekim, Isparta. Erişim adresi: <http://burokon.sdu.edu.tr/BUROKON2012.pdf>.

Yiğit, T., Bingöl, O., Albayrak, M., Armağan, H., Aruğaslan, E., Çolak, R., Çivril, H., Yakut, G., Tonguç, G., 2010. e-Stüdyo Teknik Altyapısı ve Uzaktan Eğitime Katkısı. IODL & ICEM 2010 Joint Conference and Media Days, Eskişehir/TURKEY.

Yakut, G., 2011. Ejector Cooling From Renewable Energy, Süleyman Demirel Üniversitesi Bioenergy Workshop, 21-24 March, Isparta.