

**ERZİNCAN BİNALI YILDIRIM ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ HİBRİT SOĞUTMA
SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ**

Merve DAŞDAN

Danışman: Prof. Dr. Ahmet TANDIROĞLU

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**ERZİNCAN
2020**

Her Hakkı Saklıdır

Kabul ve Onay Sayfası

Prof. Dr. Ahmet TANDIROĞLU danışmanlığında, Merve DAŞDAN tarafından hazırlanan bu çalışma 31/01/2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak oybirliği ile kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. İshak KOTÇİOĞLU

İmza:

Üye : Prof. Dr. Ahmet TANDIROĞLU

İmza:

Üye : Prof. Dr. Murat ÇETİN

İmza:

Bu tez Enstitü Yönetim Kurulunun 16/02/2020 tarih ve 7/...1... sayılı kararı ile onaylanmıştır.


Prof. Dr. Mustafa Fatih ERTUGAY
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildirişlerin, şekil ve tabloların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

Bilimsel Etiğe Uygunluk Sayfası

“Güneş Enerjisi Destekli Hibrit Soğutma Sistemlerinin İncelenmesi” isimli “Yüksek Lisans” tezim tarafımda intihal tespit programı ile incelenmiştir. Buna göre tezimde bilimsel etik ihlali ve intihal olarak nitelendirilebilecek herhangi bir durum olmadığını taahhüt ederim.

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir biçimde elde edildiğini; aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiğı gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi beyan ederim. 31/01/2020

 (İmza)
Merve DAŞDAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ HİBRİT SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ

Merve DAŞDAN

Erzincan Binali Yıldırım Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ahmet TANDIROĞLU

Bu çalışmada; enerji kullanım verimliliğinin artırılması ve soğutma performansının iyileştirilmesi amacıyla; solar destekli hibrit soğutma sistemlerinin parametrik olarak incelenmesi, ozon tüketmeyen aynı zamanda küresel ısınmaya daha az neden olan üç farklı soğutucu akışkanın kullanıldığı geleneksel soğutma çevrimi ve solar destekli soğutma çevrimi için gerçekleştirilmiş olup enerji ve ekserji analizlerine ait hesaplamalar EES (Engineering Equation Solver) programında kod yazılarak yapılmıştır. Geleneksel soğutma çevrimi ve solar destekli soğutma çevrimlerinin COP ve kompresöre verilen iş miktarları hesaplanarak farklı üç soğutucu akışkan için ve iki farklı kolektör eğim açısında analizleri yapılarak iki sistemde karşılaştırılması yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak, R134a, R1234yf ve R1234ze kullanılmıştır. Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları uygulanarak yapılan hesaplamalar sonucunda; geleneksel soğutma çevrimine göre R134a, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanların solar destekli hibrit soğutma sistemlerinin soğutma performansına etkileri belirlenmiş ve soğutma tesir katsayısında sırasıyla %12, %11 ve %13 oranlarında COP (Performans Katsayısı) artışı görülmüştür. Sonuç olarak ise R1234ze soğutucu akışkanının her iki sistem içinde daha iyi soğutma gerçekleştirdiği ve kompresörün daha az güç gereksinimi olduğu görülmüştür.

2019, 112 sayfa

Anahtar kelimeler: COP, Enerji ve ekserji, Isı değiştirici, Soğutucu, Verimlilik, Termodinamiğin kanunları

ABSTRACT

Master Thesis

INVESTIGATION OF SOLAR ASSISTED HYBRID COOLING SYSTEMS

Merve DAŞDAN

Erzincan Binali Yıldırım University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ahmet TANDIROĞLU

In this study, it is aimed to investigate parametrically and enhance the energy usage efficiency and cooling performance of solar energy assisted hybrid cooling systems by means of energy and exergy analysis for not only conventional cooling systems but also solar assisted hybrid cooling systems. All required calculations was performed by using EES (Engineering Equation Solver) for determination of thermodynamic properties to calculate required parameters. COP and compressor work are calculated for both conventional and solar assisted refrigeration systems by considering three different refrigerants and two different collectors and inclined angles. Ozonfree and global warming friendly three different refrigerants such as R134a, R1234yf ve R1234ze was used and investigated as a working fluid. By applying first and second laws of Thermodynamics coefficient of performance of conventional and solar assisted was used in the analysis. The analysis results show that the coefficient of performance of solar energy assisted hybrid cooling systems are higher than those from the conventional cooling system for R134a, R1234yf ve R1234ze refrigerants and the increase in the coefficient of performance by 12%, 11% and 13% respectively. Moreover, the results for these systems were compared each other. Finally, the usage of solar assisted hybrid cooling systems are considered to be applicable and more efficient way of energy conversion systems in terms of cooling performance.

2019, 112 pages

Keywords: Hybrid cooling cycles, COP, Laws of Thermodynamics, Energy and Exergy Analysis.

TEŞEKKÜR

Bu alıőmanın gerçekleőtirilmesinde, iki yıl boyunca değerli bilgilerini bizlerle paylaőan, kullandığı her kelimenin hayatıma kattığı önemini asla unutmayaağım saygıdeğer danışman hocam; Prof. Dr. Ahmet TANDIROğLU'na, çalıőmam boyunca benden bir an olsun yardımlarını esirgemeyen saygıdeğer hocalarım Prof.Dr. Murat ÇETİN ve Dr. Öğr. Üyesi Ali CELEN'e ve çalışma süresince tüm zorlukları benimle göğsleyen ve hayatımın her evresinde bana destek olan değerli aileme sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Merve DAŞDAN

Şubat, 2020

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vii
TABLolar LİSTESİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1.GİRİŞ.....	1
2.KAYNAK ÖZETLERİ.....	3
3.KURAMSAL TEMELLER.....	8
3.1. Geleneksel Soğutma Çevrimi.....	8
3.2. Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Çevrimi	8
3.3. Evaporatör	9
3.4. Kompresör.....	10
3.5. Kondanser	10
3.6. Kısılma Vanası	11
3.7. Vakum Tüp.....	12
3.8. Depolama Tankı	13
3.9. Soğutucu Akışkanlar	14
3.9.1. Soğutucu akışkanların sahip olması gereken özellikler	14
4.MATERYAL VE YÖNTEM.....	16
4.1.Erzincan İklim Özellikleri.....	16
4.2.R134a, R1234yf ve R1234ze Soğutucu Akışkanlarının Kullanıldığı Geleneksel Soğutma Çevrimi.....	18
4.3. R134a, R1234yf ve R1234ze Soğutucu Akışkanlarının Kullanıldığı Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Çevrimi	22

4.3.1. Enerji analizi	22
4.3.1.1. Vakum tüplerin enerji analizi.....	22
4.3.1.2. Depolama tankının enerji analizi.....	24
4.3.2. Ekserji analizi	26
4.3.2.1. Vakum tüplerin ekserji analizi	26
4.3.2.2. Depolama tankının ekserji analizi	27
4.3.2.3. Kompresörün ekserji analizi.....	27
4.3.2.4. Kondanserin ekserji analizi	28
4.3.2.5. Kısılma vanasının ekserji analizi.....	28
4.3.2.6. Evaporatörün ekserji analizi.....	29
4.4. Güneş Açılarının Hesaplanması	29
5.ARAŞTIRMA BULGULARI.....	33
5.1. R134a Soğutucu akışkanının Kullanıldığı Geleneksel Soğutma Çevrimi	33
5.2. R134a Soğutucu akışkanının Kullanıldığı Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Çevrimi	42
5.3. R1234yf Soğutucu Akışkanının Kullanıldığı Geleneksel Soğutma Çevrimi.....	56
5.4. R1234yf Soğutucu akışkanının Kullanıldığı Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Çevrimi	64
5.5. R1234ze Soğutucu akışkanının Kullanıldığı Geleneksel Soğutma Çevrimi.....	75
5.6. R1234ze Soğutucu akışkanının Kullanıldığı Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Çevrimi	84
5.7. Güneş Açılarının Hesaplama Verileri	97
6.SONUÇLAR	105
KAYNAKÇA.....	107
EKLER.....	110
Ek-1. Geleneksel soğutma çevriminde kullanılan R134a soğutucu akışkanının EES programında yazılım şeması.....	110

Ek-2. Geleneksel soğutma çevriminde kullanılan R1234yf soğutucu akışkanının EES programında yazılım şeması.....	111
Ek-3. Geleneksel soğutma çevriminde kullanılan R1234ze soğutucu akışkanının EES programında yazılım şeması.....	112
ÖZGEÇMİŞ.....	113



ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.1. Geleneksel soğutma çevrimi (Yılmaz, 2017)	8
Şekil 3.2. Güneş enerjisi destekli soğutma çevrimi	9
Şekil 3.3. Basit evaporatör	10
Şekil 3.4. Pistonlu kompresör	10
Şekil 3.5. Kondanser	11
Şekil 3.6. Kısılma vanasının soğutma devresi üzerinde gösterimi	12
Şekil 3.7. Vakum tüpler	13
Şekil 3.8. Güneş enerjili bir klima sistemi (Rahl, 2014).....	14
Şekil 4.1. Geleneksel soğutma çevrimi şematik resmi	19
Şekil 4.2. Vakum tüpün enerji dengesinin şematik gösterimi	22
Şekil 4.3. Depolama tankının enerji dengesinin şematik gösterimi.....	24
Şekil 5.1. R134a soğutucu akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevrimine ait P-h diyagramı.....	34
Şekil 5.2. R134a soğutucu akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevrimine ait T-s diyagramı	35
Şekil 5.3. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1=0,48\text{MPa}$ için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R134a).....	35
Şekil 5.4. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi (R134a).....	37
Şekil 5.5. $\eta_k=0.8$ için evaporatör basıncının sistem soğutma yükü üzerindeki etkisi (R134a).....	38
Şekil 5.6. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi, ekserji verimliliği ve COP üzerindeki etkisi (R134a).....	39
Şekil 5.7. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R134a).....	40
Şekil 5.8. Kondanser basıncının soğutma çevriminde ekserji verimliliği ve COP üzerindeki etkisi (R134a).....	41
Şekil 5.9. R134a soğutucu akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevrimine ait P-h diyagramı.....	43

Şekil 5.10. R134a soğutucu akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevrimine ait T-s diyagramı	44
Şekil 5.11. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1= 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R134a)(Haziran, $\beta=35^0$).....	44
Şekil 5.12. Evaporatör basıncının soğutma çevriminin toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R134a)(Haziran, $\beta=35^0$).....	46
Şekil 5.13. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi (R134a)(Haziran, $\beta=35^0$)	47
Şekil 5.14. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1= 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R134a)(Haziran, $\beta=20^0$).....	49
Şekil 5.15. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi (R134a)(Haziran, $\beta=20^0$).....	50
Şekil 5.16. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R134a)(Haziran, $\beta=20^0$).....	51
Şekil 5.17. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1=0.48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R134a)(Temmuz, 20^0).....	53
Şekil 5.18. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi (R134a)(Temmuz, $\beta=20^0$)	54
Şekil 5.19. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R134a)(Temmuz, $\beta=20^0$)	55
Şekil 5.20. R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevrimine ait P-h diyagramı	57
Şekil 5.21. R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevrimine ait T-s diyagramı	57
Şekil 5.22. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1=0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234yf).....	58
Şekil 5.23. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi (R1234yf)	59

Şekil 5.24. $\eta_k = 0,8$ için evaporatör basıncının sistem soğutma yükü üzerindeki etkisi (R1234yf)	60
Şekil 5.25. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi, ekserji verimliliği ve COP üzerindeki etkisi (R1234yf).....	61
Şekil 5.26. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R1234yf)	62
Şekil 5.27. Kondanser basıncının soğutma çevriminde ekserji verimliliği ve COP üzerindeki etkisi (R1234yf).....	63
Şekil 5.28. R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevrimine ait P-h diyagramı	65
Şekil 5.29. R1234yf soğutucu akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevrimine ait T-s diyagramı	65
Şekil 5.30. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1 = 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234yf)(Haziran, $\beta = 35^\circ$)	66
Şekil 5.31. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R124yf) (Haziran, $\beta = 35^\circ$)	67
Şekil 5.32. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1 = 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234yf) (Haziran, $\beta = 20^\circ$).....	69
Şekil 5.33. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi(R1234yf)(Haziran, $\beta = 20^\circ$)	70
Şekil 5.34. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R124yf) (Haziran, $\beta = 20^\circ$)	71
Şekil 5.35. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1 = 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234yf) (Temmuz, $\beta = 20^\circ$)	73
Şekil 5.36. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi(R1234yf)(Temmuz, $\beta = 20^\circ$).....	74
Şekil 5.37. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R124yf) (Temmuz, $\beta = 20^\circ$).....	75

Şekil 5.38. R1234ze soğutucu akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevrimine ait P-h diyagramı	77
Şekil 5.39. R1234ze soğutucu akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevrimine ait T-s diyagramı	77
Şekil 5.40. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1= 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234ze).....	78
Şekil 5.41. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi(R1234ze)	79
Şekil 5.42. $\eta_k=0.8$ için evaporatör basıncının sistem soğutma yükü zerindeki etkisi.....	80
Şekil 5.43. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi, ekserji verimliliği ve COP üzerindeki etkisi (R1234ze)	81
Şekil 5.44. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R1234ze)	82
Şekil 5.45. Kondanser basıncının soğutma çevriminde ekserji verimliliği ve COP üzerindeki etkisi (R1234ze)	83
Şekil 5.46. R1234ze soğutucu akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevrimine ait P-h diyagramı	85
Şekil 5.47. R1234ze soğutucu akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevrimine ait T-s diyagramı	85
Şekil 5.48. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1= 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234ze) (Haziran, $\beta=35^\circ$)	86
Şekil 5.49. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi(R1234ze)(Haziran, $\beta=35^\circ$)	87
Şekil 5.50. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R1234ze) (Haziran, $\beta=35^\circ$).....	88
Şekil 5.51. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1= 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234ze) (Haziran, $\beta=20^\circ$)	90

Şekil 5.52. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi(R1234ze)(Haziran, $\beta=20^\circ$)	91
Şekil 5.53. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R1234ze) (Haziran, $\beta=20^\circ$)	92
Şekil 5.54. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1= 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234ze)(Temmuz, $\beta=20^\circ$)	94
Şekil 5.55. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi(R1234ze)(Temmuz, $\beta=20^\circ$).....	95
Şekil 5.56. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R124ze) (Temmuz, $\beta=20^\circ$)	96
Şekil 5.57. Geleneksel soğutma çevrimine ait soğutucu akışkanların COP karşılaştırması	97
Şekil 5.58. Güneş enerjisi destekli soğutma çevrimine ait soğutucu akışkanların COP karşılaştırması.....	97

TABLolar LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 3.1. Soğutucu akışkanların özellikleri (Şahin vd., 2018).....	15
Tablo 4.1. Erzincan iline ait güneşlenme süresi ve güneş ışınım miktarının aylara göre dağılımı (TOB, 2013).....	17
Tablo 4.2. Hesaplama kullanılan Erzincan iline ait iklim özellikleri (TOB., 2013).....	18
Tablo 5.1. R134a akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevriminin termodinamik özellikleri.....	33
Tablo 5.2. R134a akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri.....	34
Tablo 5.3. R134a akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin Termodinamik özellikleri (Haziran, $\beta=35^\circ$)	42
Tablo 5.4. R134a akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Haziran, $\beta=35^\circ$)	43
Tablo 5.5. R134a akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Haziran, $\beta=20^\circ$).....	48
Tablo 5.6. R134a akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Haziran, $\beta=20^\circ$)	48
Tablo 5.7. R134a akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Temmuz, $\beta=20^\circ$)	52
Tablo 5.8. R134a akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Temmuz, $\beta=20^\circ$).....	52
Tablo 5.9. R1234yf akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevriminin termodinamik özellikleri.....	56
Tablo 5.10. R1234yf akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri	56

Tablo 5.11. R1234yf akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Haziran, $\beta=35^\circ$).....	64
Tablo 5.12. R1234yf akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Haziran, $\beta=35^\circ$)	64
Tablo 5.13. R1234yf akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Haziran, $\beta=20^\circ$).....	68
Tablo 5.14. R1234yf akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Haziran, $\beta=20^\circ$)	68
Tablo 5.15. R1234yf akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Temmuz, $\beta=20^\circ$)	72
Tablo 5.16. R1234yf akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Temmuz, $\beta=20^\circ$).....	72
Tablo 5.17. R1234ze akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevriminin termodinamik özellikleri.....	76
Tablo 5.18. R1234ze akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri	76
Tablo 5.19. R1234ze akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Haziran, $\beta=35^\circ$).....	84
Tablo 5.20. R1234ze akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Haziran, $\beta=35^\circ$)	84
Tablo 5.21. R1234ze akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Haziran, $\beta=20^\circ$).....	89
Tablo 5.22. R1234ze akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Haziran, $\beta=20^\circ$)	89
Tablo 5.23. R1234ze akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Temmuz, $\beta=20^\circ$)	93

Tablo 5.24. R1234ze akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Temmuz, $\beta=20^\circ$).....	93
Tablo 5.25. Erzincan' a ait güneş açısı hesaplamalarında kullanılacak meteorolojik veri değerleri (Temmuz, $\beta=20^\circ$).....	98
Tablo 5.26. Temmuz ($\beta=20^\circ$) ayına ait güneş açılarının değerleri	99
Tablo 5.27. Erzincan'a ait güneş açısı hesaplamalarında kullanılacak meteorolojik veri değerleri (Haziran, $\beta=35^\circ$)	100
Tablo 5.28. Haziran ($\beta=35^\circ$) ayına ait güneş açılarının değerleri.....	101
Tablo 5.29. Erzincan' a ait güneş açısı hesaplamalarında kullanılacak meteorolojik veri değerleri (Haziran, $\beta=20^\circ$)	102
Tablo 5.30. Haziran ($\beta=20^\circ$) ayına ait güneş açılarının değerleri.....	103

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

c_p	Sabit Basıncıta Özgül Isı (kJ/kgK)
\dot{c}	Çıkan (-)
d	Tahribat (kW)
e	Evaporatör (kW)
ex	Ekserji (-)
g	Giren (-)
G_{sc}	Güneş Sabiti (W/m^2)
g	Yerçekimi İvmesi (m/s^2)
h	Özgül Entalpi (kJ/kg)
H_o	Atmosfer Dışında Yatay Yüzeğe Bir Gün Boyunca Gelen Güneş Işınımı ($kJ/m^2gün$)
H	Aylık Ortalama Günlük Güneş Işınımı ($kJ/m^2gün$)
H_d	Yatay Yüzeğe Gelen Difüzyon Güneş Işınımı ($kJ/m^2gün$)
H_r	Eğik Yüzeğe Gelen Güneş Işınımı (kW/m^2)
k	Kondanser (kW)
$komp$	Kompresör (kW)
kh	Kontrol Hacim (-)
kW	Kilovat (kW)
kPa	Kilopascal (kPa)
K_T	Bulutluluk Oranı (-)
mm	Milimetre
MJ	Megajoule
m^2	Metrekare
\dot{m}	Kütleli Debi (kg/s)
N	Aylık Ortalama Gün Uzunluğu (-)
\dot{n}	Aylık Ortalama Güneşlenme Süresi (saat)
n	Gün (-)
P	Basıncı (MPa)

R	Eğik Yüzeye Gelen Toplam Güneş Işınımının Yatay Yüzeye Gelen Toplam Güneş Işınımına Oranı
R _b	Yatay Düzleme Gelen Toplam Güneş Işınımının Eğik Düzleme Gelen Toplam Güneş Işınımına Oranı
s	Özgöl Entropi (kJ/kgK)
T	Sıcaklık (°C)
u	Faydalı (-)
V	Hız (m/s)
z	Yükseklik (m)
\dot{W}	Güç (kW)
w	Saat Açısı (°)
X	Kuruluk Derecesi
\dot{Q}	Isı Transfer Oranı (kW)
\dot{Q}_u	Güneşten Alınan Faydalı Isı (kW)
\dot{Q}_e	Evaporatörün Isıl Kapasitesi (kW)
\dot{Q}_y	Yoğuşturucunun Isıl Kapasitesi (kW)
Θ_z	Zenit Açısı (°)
θ_T	Geliş Açısı (°)
Φ	Enlem Derecesi (°)
δ	Deklinasyon Açısı (°)
α_s	Güneş Yükseklik Açısı (°)
γ_s	Güneş Azimut Açısı (°)
ρ	Yerin Yansıtma Oranı (-)
β	Eğik Düzlemin Eğimi (°)
η	Verim (-)
η_k	Kompresörün İzantropik Verimi
%	Yüzde
°C	Santigrat Derece
°	Derece
dE_{kh}/dt	Sistemin Enerjisindeki Birim Zamanda Değişim
\dot{E}_d	Ekserji tahribatı (kW)
0	Ölü Hal Durumu (-)

Kısaltmalar

CFC	Kloroflorokarbon
COP	Performans Katsayısı (Coefficient of Performance)
EES	Mühendislik Denklemleri Çözümü Yazılımı (Engineering Equations Solver Software)
GWP	Küresel Isınma Potansiyeli (Global Warming Potential)
HC	Hidrokarbon
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
ODP	Ozon Delme Potansiyeli
ORC	Organik Rankine Çevrimi
SASA	Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem

1. GİRİŞ

Günümüzde enerji gereksinimi; nüfus artışına, yaşam standartlarına ve ülkelerin sanayileşme derecesiyle ilişkilidir. Doğal enerji kaynaklarının yakın gelecekte tükenme riski ve uluslararası piyasalarda petrol fiyatlarının giderek artması ülkelerin temiz, yeni ve ucuz alternatif yeni enerji kaynaklarının bulunmasını ve kullanımını zorunlu kılmaktadır.

Coğrafi koşullarına ve konumlarına bağlı olarak; bazı ülkeler güneş enerjisi, bazı ülkeler dalga enerjisi üzerinde çalışma yapmakta ve bazı ülkeler ise rüzgâr enerjisinden faydalanmayı tercih etmektedir. Ayrıca, güneş ve rüzgâr enerjisi gibi sürdürülebilir enerji kaynaklarından en yüksek verimle enerji sağlamak birçok araştırmacının da çalışma konusu olmuştur. Dolayısıyla; bu alandaki çalışmaların gün geçtikçe artarak devam etmesi, ülkelerin ekonomisi ve ülkelerin enerji alanında dışa bağımlılığının azaltılması bakımından önemlidir.

Ülkelerin havalandırma ve soğutma için kullandığı elektrik miktarı, toplam elektrik kullanım miktarının büyük bir bölümünü oluşturmaktadır. Dünyada üretilen elektriğin %80' i fosil yakıtlar kullanılarak elde edilmektedir. Bunun sonucunda küresel ısınma ve CO, CO₂ gibi sera gazlarının açığa çıkmasına neden olmaktadır (Fong vd., 2010).

Alternatif enerji kaynaklarından biri olan güneş enerjisi, diğer yenilenebilir enerji kaynaklarıyla kıyaslandığında daha düşük kurulum maliyetlerine ve daha kolay uygulama alanına sahip olmasıyla özellikle son yüzyılda ön plana çıkmıştır. Güneş enerjisinin en büyük uygulama alanları; ortam ısıtılması ve sıcak su sağlanması amacına yöneliktir. Ancak ortam ısıtılması amacıyla ihtiyaç duyulan zamanlarda güneş ışınımının düşük olması ve verimli kullanılamaması bir sorun olarak devam etmektedir. Güneş ışınımının en uzun süreli ve en yoğun olduğu yaz aylarında ise ortam ısıtma ihtiyacı olmamaktadır, aksine soğutma ihtiyacı oluşmaktadır. Bundan dolayı, gelişen teknolojiler ve insanların yenilenebilir enerji kaynaklarının önemliliği konusunda bilinçlenmesi, yeni ve verimli güneş enerjisi destekli sistemlerin gelişmesini hızlandırmaktadır. Ayrıca; çevreyi yok edici ve kirletici unsurlar göz önünde

bulundurulduğunda; güneş enerjisi, diğer yenilenebilir enerji kaynaklarına göre önemli ölçüde avantajlıdır.

Bu çalışmada kullanılan vakum tüplü güneş enerji destekli soğutma sistemleri, güneşin olduğu her mevsimde yüksek verimde fayda sağlayan sistemler olduğu bilinmektedir. Bu çalışmada; soğutucu akışkan olarak R134a, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanlarının kullanıldığı geleneksel soğutma sistemi ve güneş enerjisi destekli soğutma sisteminin Termodinamik analizleri, EES (Engineering Equations Solver) yazılımında kod yazılarak hesaplanmış ve farklı üç soğutucu akışkanın kullanıldığı bu iki sistem birbiri ile kıyaslanmıştır. Bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkanların ortak özelliği, ozon tüketmeyen ve küresel ısınmaya olabildiğince az neden olmalarından dolayı tercih edilmiştir.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Prigmore vd., prototip Rankine güneş destekli soğutma sistem tasarımında dikkat edilmesi gereken kriterlerin incelendiği bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, çevrimde sisteme ısı girdisi güneş kolektörleri tarafından sağlanmaktadır. Özellikle bu çalışmada kullanılan prototip Rankine güneş destekli soğutma sisteminde yüksek ısı girişi ve sıcaklık gereksinimi bulunmaktadır. Dolayısıyla kızgın buhar fazındaki çalışma akışkanı ile türbin harekete geçirilerek, buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde bulunan kompresör çalıştırılmaktadır. Bu çalışmada, su soğutmalı ORC (Organik Rankine Çevrimi) ile çalışan R113 soğutucu akışkanlı çevrim incelenmiş olup 101,7 °C sıcaklıktaki su ile çalışan sistemin performans katsayısı 5,8 olarak elde edilmiştir (Prigmore, vd., 1975).

İklimlendirme sistemlerinde binalarda artış gösteren enerji tüketimi, enerji tasarrufu bakımından çok sayıda araştırmanın başlamasına sebep olmuştur. İnsanların konfor talebi ile beraber kamu ve ticari binalarda klimaların tercih edilmesinden dolayı, genellikle elektrikli buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri çalıştırılarak harcanan enerji tüketim miktarının, toplam elektrik enerjisi tüketiminin % 48'ine karşılık geldiği sonucuna varılmıştır (Lamberts, 1999).

Etem Sait Öz vd., vakum tüplü güneş destekli su ısıtma sistemi ile standart düz kolektörlü solar su ısıtma sistemlerinin performanslarını ve verimlerini deneysel olarak karşılaştıran bir çalışma yapmışlardır. Yapılan deneyler neticesinde elde edilen bulgulara göre, vakum tüplü güneş enerjili su ısıtma sistemlerinin diğer sistemlere göre verim ve performansının daha yüksek olduğu görülmüştür (Öz vd., 2007).

B.J. Huang vd., güneş enerjisi destekli ejektör ısıtma/soğutma sistemi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada güneş enerjisi destekli ejektör ısıtma/soğutma sistemi ile pompasız ejektör soğutma sistemli inverter tipi ısı pompasında soğutucu akışkan olarak R22 kullanılarak kararlı kapasitede alan soğutması gerçekleştirilmiştir. Burada pompasız ejektör soğutma sistemi solar ısı kaynağından beslenmekte olup, ısı pompasındaki kondenserden geçen R22 soğutucu akışkanı soğutmak amacıyla kullanılmaktadır. Böylece COP artışı ile birlikte kontrol sistemi kullanılarak

kompresörün dönme hızının ayarlanması neticesinde kompresörün enerji tüketiminde de azalma sağlanmıştır. Çalışmanın neticesinde ısı pompasının yoğuşma sıcaklığında 12,6-7,3 °C aralığında azalma sağlanmış olup, güç tüketiminde de % 81,2-34,5 aralığında azalma sağlanmıştır (Huang, vd., 2010).

Zhang Shengjun vd., düşük sıcaklıkta enerji den elektrik enerjisi üretimi amacıyla Organik Rankine Çevrimi (ORC) kullanılabileceğini belirterek; yapmış oldukları çalışmada, düşük sıcaklıklarda binary güç santralinin alt kritik ORC ve transkritik güç çevriminde parametrik optimizasyon ve performans karşılaştırması gerçekleştirmişlerdir. Optimizasyon yöntemi MATLAB programında ısı verim, ekserji verimi, geri dönüşüm verimi, birim güç çıkış ısı transfer alanı ve dereceli enerji maliyetinden oluşan beş gösterge kullanılarak yazılan simülasyon programı ile optimizasyon yapılmıştır. Optimum çevrim tasarımı ve ilgili çalışma parametreleri eşzamanlı olarak elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, seçilen çalışma akışkanının değiştirilmesi durumunda, hedef fonksiyonunun ve optimizasyon çalışma parametre değerlerinin değiştiğini göstermiştir (Shengjun, vd., 2011).

Q.P Ha vd., kompresörden sonra vakum solar kollektör yerleştirilmiş ve yeni geliştirilen direkt genişlemeli klimanın performansının artırılması amacıyla etkin bir teknik sunmuşlardır. Bu yaklaşımdaki önerilen konfigürasyonda; kompresörden ayrılan soğutucu akışkanın sıcaklığının bir fonksiyonu olarak, soğutucu akışkanın debisini kontrol edebilmek amacıyla; bypass hattı ile birlikte kompresörden sonraki tahliye hattına üç yollu orantısal kontrol vanası önerilmiştir. Bu yeni önerilen ve tasarlanan sistem hava soğutmalı kondensere göre, daha yüksek aşırı soğutulmuş sıcaklıkta çalışarak önemli ölçüde sistemin COP değerinde artış sağladığını belirtmektedirler (Ha, vd., 2012).

V. Vakiloraya vd., yapmış oldukları çalışmada; 6 kW soğutma kapasiteli solar destekli tam gelişmiş split klimanın performansı araştırılmıştır. Bu tasarımda kompresör sonrası tahliye hattına bir bypass hattı yerleştirilerek, iki yollu orantısal vana ile soğutucunun kütleli debisi kontrol edilmektedir. Kapalı sistem çevriminden elde edilen bu çalışma sonuçları yeni tasarımın geleneksel sisteme göre daha verimli olduğunu belirtmektedir.

Bu durum; direkt genişlemeli evaporatörün daha yüksek soğutma etkisi olması dolayısıyla performansın artışı sağlanması şeklinde açıklanmıştır. Böylece yeni önerilen tasarımın soğutma kapasitesi ve aynı zamanda yüksek enerji verimliliği sebebiyle sistem performansını artıran bir tasarım olduğu vurgulanmıştır ayrıca % 25-43 arasında aylık elektrik tasarrufu sağlanmıştır. (Vakiloraya, vd., 2013).

K. R. Ullah vd., güneş enerjisi termal soğutma ve soğutma yöntemleri üzerine detaylı bir literatür araştırması yapmışlardır. Bu çalışmada, güneş enerjisi soğutma sistemleri ve çeşitli çalışma akışkanlarının kullanıldığı solar adsorpsiyonlu soğutma sistemleri ve farklı güneş enerjisi termal soğutma sistemlerinin literatür araştırma sonuçları irdelenerek sunulmaktadır. Farklı çalışma şartları ve farklı soğutucu akışkan çiftleri kullanılarak; performans katsayıları, özgül soğutma gücü, soğutma kapasitesi, minimum ve maksimum çalışma sıcaklıkları gibi geniş bir literatür özeti şeklinde soğutma problemlerine çözüm sunmaktadır (Ullah, vd., 2013).

Andrea Kindinis vd., güneş enerjisi destekli soğutma sisteminin enerji performansı; karbondioksit salınımı, enerji tüketimi ve ekonomik açıdan geleneksel soğutma çevrimi ile kıyaslama yapılmıştır. Sonuç olarak güneş enerjisi destekli soğurmalı soğutma sisteminin geleneksel soğutma sistemine oranla CO₂ emisyonlarını üç kata kadar düşürüldüğünü göstermişlerdir (Kindinis, vd., 2015).

Jiangjiang Wang vd., biokütle ve güneş enerjisi kullanan hibrit birleşik soğutma - ısıtma ve güç (CCHP) sistemi önerilmiş ve sistemin enerji verimliliği analiz edilmiştir. Sonuç olarak birincil enerji oranının ve ekserji verimliliğinin sırasıyla % 57,9 ve % 16,1 olduğu görülmüştür. Tasarım şartlarındaki karbon emisyonundaki azalma oranı yaklaşık olarak % 95,7'dir. Biokütle ve güneş enerjisi arasındaki analizler göz önünde bulundurulduğunda, biokütle alt sisteminin toplam sistem birincil enerji oranına ve ekserji verimliliğine güneş alt sisteminden gelen katkılardan daha fazla katkıda bulunduğunu ve güneş enerjisinin katılımının sistem emisyonunun azaltılmasında daha baskın olduğu görülmektedir (Wang, vd., 2016).

Abdenour Bouraba vd., solar enerji destekli geleneksel buhar sıkıştırırmalı klimayı teorik olarak incelemişlerdir. Soğutma mekanizması ve klimayı çalıştırabilmek için gerekli olan solar ısı kaynağı bu sistemde incelenmiştir. Bu çalışmada; sadece soğutma makine parçası göz önünde bulundurularak, depolama tankı içine yerleştirilmiş olan serpantinden ayrılan soğutucu akışkanın sıcaklığı, direkt olarak soğutucunun çalışma şartlarındaki basınç - entalpi diyagramından hesaplanabilmektedir. HFC ailesine ait yüksek küresel ısınma potansiyeline sahip iki soğutucu akışkana olan R134a ve R410 yerine alternatif olarak HFO ailesine ait soğutucu akışkan olan R1234ze kullanılmıştır. Bu seçilen soğutucu akışkan R1234ze klasik buhar sıkıştırırmalı klima ve solar destekli klimada alternatif olarak kullanılmış ve sistemlerin karşılaştırılması araştırılmıştır. Temel performans parametreleri olarak; depolama tankından ayrılan soğutucu akışkan sıcaklığı, performans katsayısı, sıkıştırma işine bağlı olan kazanç ve kondenser yüzey alan gereksinimi ele alınarak tartışılmıştır (Bouraba, vd., 2017).

Najim A. Jassim, solar kollektör destekli klima sisteminin ısıl performansını Irak ikliminde deneysel olarak araştırmıştır. Bu çalışmada kullanılan hibrit klima; yarı hermetik kompresör, su soğutmalı yoğuşurucu, ısıl genleşme vanası, sargı ve evaporatör tankından oluşmaktadır. 2015 yazında Bağdat şehrine ait meteorolojik veriler kullanılarak; soğutma suyu debisi, evaporatör su sıcaklığı, ortam sıcaklığı, soğutucu kütleli debisi, depolama tankı su sıcaklığı ve solar ışınlam yoğunluğu gibi parametreler ele alınmıştır. Elde edilen sonuçlara göre kompresör güç tüketimi 1,2 kW değerinden 0,9 kW değerine azalmıştır. Bu durum COP değerinin 2,493 değerinden 2,725 değerine yükselmesini sağlamıştır. Güç tüketimindeki ortalama enerji kazancının %23 ile %32 arasında olduğu belirtilmiştir (Jassim, 2018).

Kenan Saka, üç kademeli soğurmalı soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi adlı bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada, üç etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. İncelenen sistem seri akışlı ve Lityum bromür- Su çözeltilisiyle çalışmaktadır. Sonuç olarak düşük basınçlı kaynatıcı sıcaklığının artmasıyla sistemin toplam ekserji tahribatında azalma olmuştur. Sistemin toplam ekserji yıkımdaki azalma birinci ve ikinci kanun verimliliklerine artış olarak yansımıştır. Sistem elemanları içerisinde yüksek ve düşük basınçlı kaynatıcıya ait ekserji

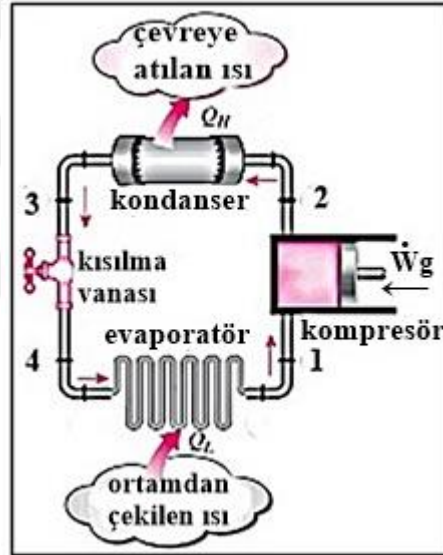
tahribatında azalma olurken absorbere ait ekserji tahribatında artma olmuştur. Isı geri kazanımı sağlayan eşanjörlere ait ekserji tahribatında ise azalma gözlenmiştir (Saka, 2019).

Yapılan literatür çalışmaları değerlendirildiğinde; bu mevcut çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a, R1234yf ve R1234ze kullanılan soğutucu akışkanlarının hem geleneksel soğutma sistemi hem de solar destekli soğutma sisteminde kullanılarak araştırıldığına dair bir literatüre rastlanılmamıştır. Bu çalışmada geleneksel ve solar destekli soğutma sistemlerinde belirlenen çalışma şartlarındaki enerji ve ekserji analizlerine ait hesaplamalar EES (Engineering Equation Solver) programında kod yazılarak elde edilmiştir. Soğutucu akışkan olarak HFO ailesine ait olan R134a, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanları kullanılmıştır. Geleneksel soğutma çevrimi ve solar destekli soğutma çevrimlerinin COP ve kompresöre verilen iş miktarları hesaplanarak farklı üç soğutucu akışkan için ve iki farklı kolektör eğim açısında analizleri yapılarak iki sisteminde karşılaştırılması yapılmıştır.

3. KURAMSAL TEMELLER

3.1. Geleneksel Soğutma Çevrimi

Geleneksel soğutma çevrimi, buharlaştırıcı, kompresör, yoğuşturucu ve kısılma vanasından meydana gelmekte olup Şekil 3.1’de aşağıda gösterilmiştir. Sistemde; kompresör tarafından soğutucu akışkan yüksek basınca sıkıştırılır ve kompresörden kızgın buhar fazında çıkıp yoğuşturucuya girmektedir. Burada soğutucu akışkan çevreye ısı vererek yoğuşmaktadır. Soğutucu akışkan, kısılma vanasından geçerek alçak basınca kısılır ve ıslak buhar fazında buharlaştırıcıya girmektedir. Buharlaştırıcının bulunduğu ortam sıcaklığının altındaki bir sıcaklıkta bulunan soğutucu akışkan, ortamın ısını çekerek, ortamı soğutur ve buharlaştırıcı çıkışında doymuş buhar fazındayken kompresöre girerek çevrim sürekli olarak tekrar eder.

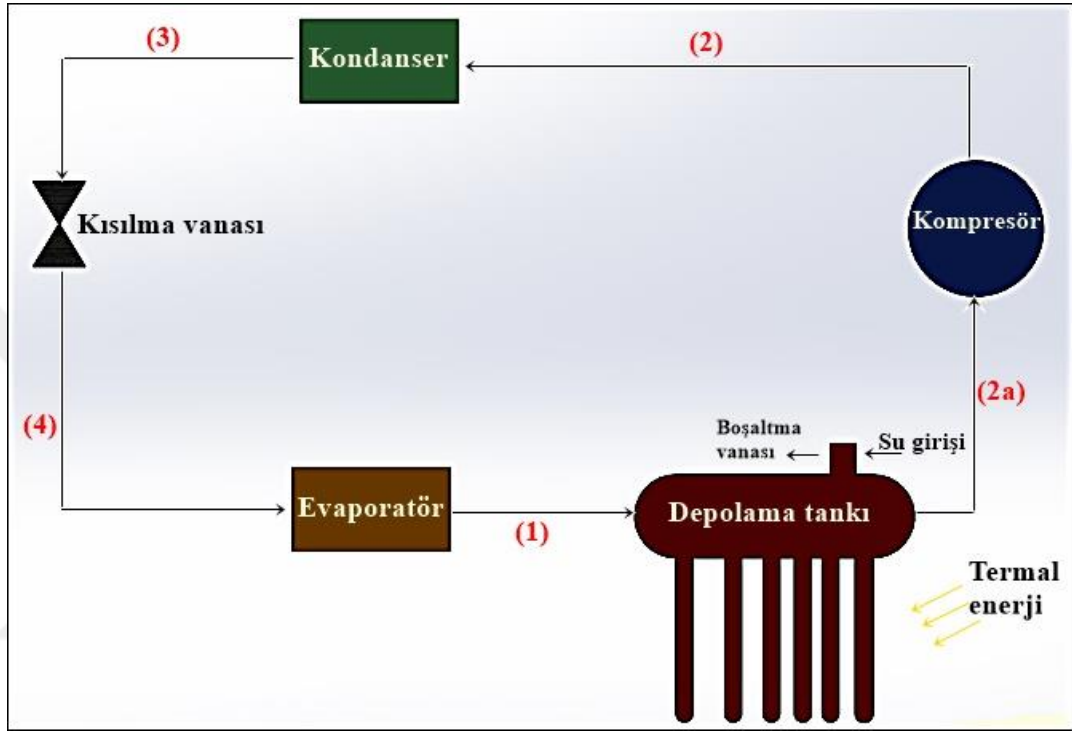


Şekil 3.1. Geleneksel soğutma çevrimi (Yılmaz, 2017)

3.2. Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Çevrimi

Evaporatör, vakum tüp, depolama tankı, kompresör, kondanser ve kısılma vanasından oluşan Şekil 3.2’de şematik olarak gösterilmiştir. Güneş enerjisi destekli soğutma çevriminde, soğutucu akışkan depolama tankının içerisindeki borulardan geçerek sıcaklığının ve basıncının artırılmasıyla kızgın buhar fazında kompresöre girmektedir ve geleneksel soğutma çevrimine kıyasla kompresöre verilecek iş miktarının azaltılması amaçlanmaktadır. Daha sonra kompresörden çıkan soğutucu akışkan kızgın buhar

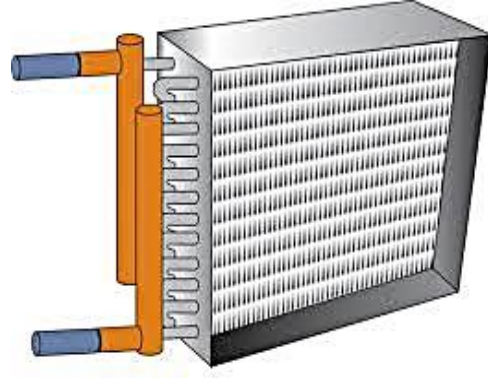
fazında kondansere girerek çevreye ısınıı atar ve kondanserden ıslak buhar fazında çıkar. Islak buhar fazında kısılma vanasına giren soğutucu akışkanın basıncı azaltılır. Evaporatöre giren soğutucu akışkan ortamdan ısı çekerek doymuş buhar olarak tekrardan depolama tankına girer. Böylece çevriminin sürekliliği sağlanarak devam eder.



Şekil 3.2. Güneş enerjisi destekli soğutma çevrimi

3.3. Evaporatör

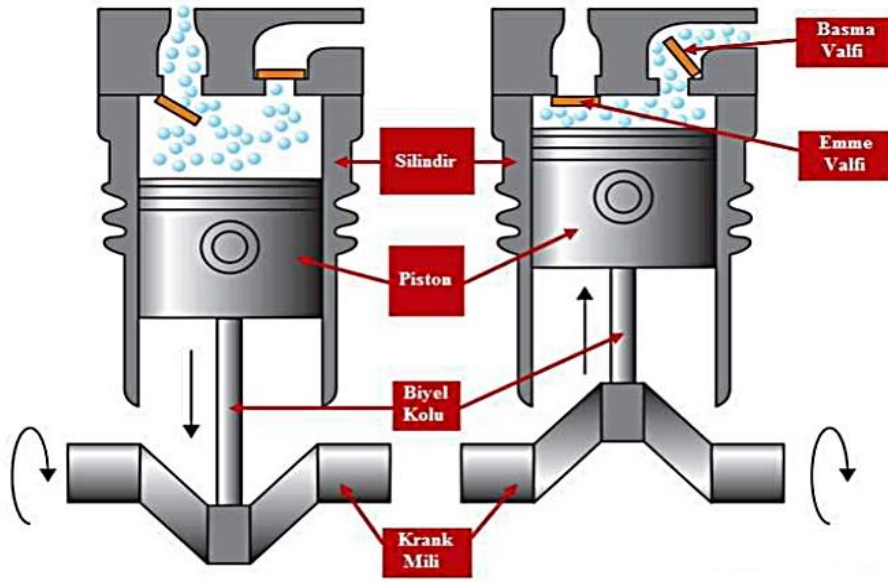
Bir soğutma sisteminde evaporatör, içindeki sıvı soğutucu akışkanın, ortamdan ısınıı çekerek buharlaşması esasına dayanan cihazlardır. Soğutucu akışkanın çalışma şartlarına, soğutucu akışkanın kontrol tipine, soğutulmak istenen soğutucu akışkana ve uygulamaya göre pratikte çok değişik tasarımlarda ve boyutlarda evaporatör tipleri bulunmaktadır. Evaporatör bir maddeyi, soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısınıı kullanarak soğutur. Şekil 3.3'de basit bir evaporatör şematik olarak gösterilmektedir (Coşkun vd., 2002).



Şekil 3.3. Basit evaporatör

3.4. Kompresör

Soğutma sistemlerinin önemli bir parçası olan kompresörler, soğutucu akışkanın çevrim boyunca dolaştırılarak soğuk kaynaktan sıcak kaynağa ısı iletilmesini sağlamaktadır. Yani kompresörler, soğutma devrelerinde evaporatörde bulunan alçak basınçta doymuş buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçta ki kondansere gönderen makinelerdir. Şekil 3.4’de örnek olarak bir kompresör gösterilmektedir (Coşkun vd., 2002).



Şekil 3.4. Pistonlu kompresör

3.5. Kondanser

Soğutma sistemlerinde kondanser, yüksek sıcaklık ve basınçtaki kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkanın ısını dış ortama vererek sıvı fazına dönüşümünü sağlayan bir

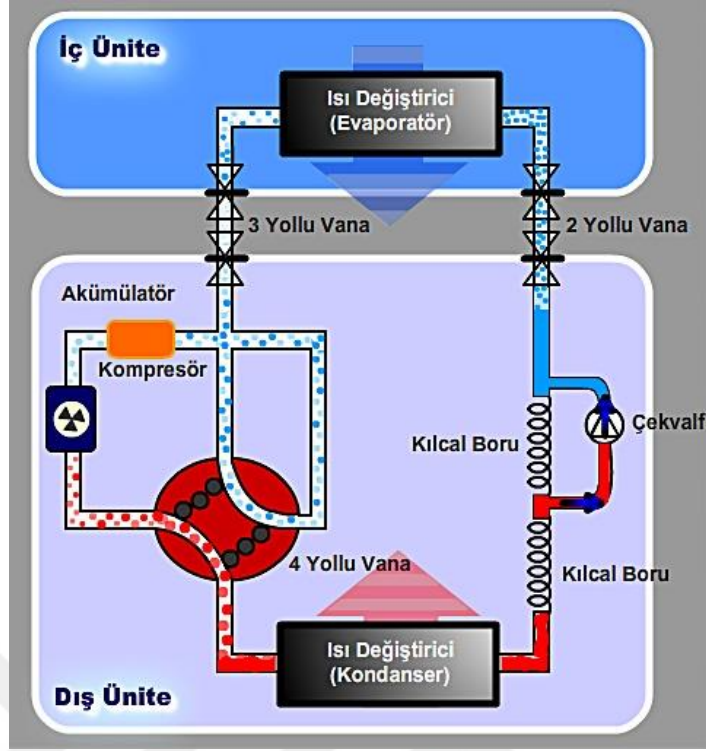
elemandır. Kısacası evaporatörde aldığı ısı sonucunda buharlaşan soğutucu akışkan kompresörde sıkıştırma işleminin gerçekleşmesi sonucunda sıcaklığının artmasıyla kondansere giren soğutucu akışkan burada sıvı hale gelir. Şekil 3.5’de örnek bir kondanser gösterilmektedir (Coşkun vd., 2002).



Şekil 3.5. Kondanser

3.6. Kısılma Vanası

Kısılma vanaları, soğutucu akışkanın basıncını istenen evaporatör basıncına düşürmeye yarayan elemanlardır. Ev tipi soğutucularda ve klimalarda kullanılan kısılma vanası kılcal borudur. Şekil 3.6’da örnek bir kısılma vanası gösterilmektedir. Şekil 3.6’da kılcal boruda sıvı akışkan, gazdan daha çabuk ve kolay hareket eder. Bu nedenle herhangi bir sebepten dolayı sistemin dengesi bozulduğunda kılcal boruya gaz halinde girecek olan soğutucu akışkanın akış debisi düşecek fakat basınç farkları çok az değişecektir. Bu durumda, evaporatörde sıvı yığılması olabilecek yani ısıl yükün azalması söz konusu olabilecek ve kılcal borudan birim zamanda geçen soğutma miktarında azalma o an da zaten istenen bir durumdur. Basınç farkının değişmemesi ise sistemin dengesi için gereklidir. Aksi durum olduğunda ise, sıvı soğutucu akışkan kondanserde birikecek ve bunun sonucunda aşırı soğutma etkisi kazanarak kılcal borudan daha yüksek debiyle ve evaporatörde daha fazla soğutma etkisi meydana getirmesi sağlanmış olacaktır. Evaporatördeki ısıl yükün artması böylece karşılanmış olacaktır. Doğru bir şekilde uygulanmış kılcal boru, sistemin azalan ve artan soğutma yükleri karşısında dengeleyici etki yapacak şekilde görevini yapar ki buda istenen ve önemli bir özelliktir (Coşkun vd., 2002).



Şekil 3.6. Kısılma vanasının soğutma devresi üzerinde gösterimi

3.7. Vakum Tüp

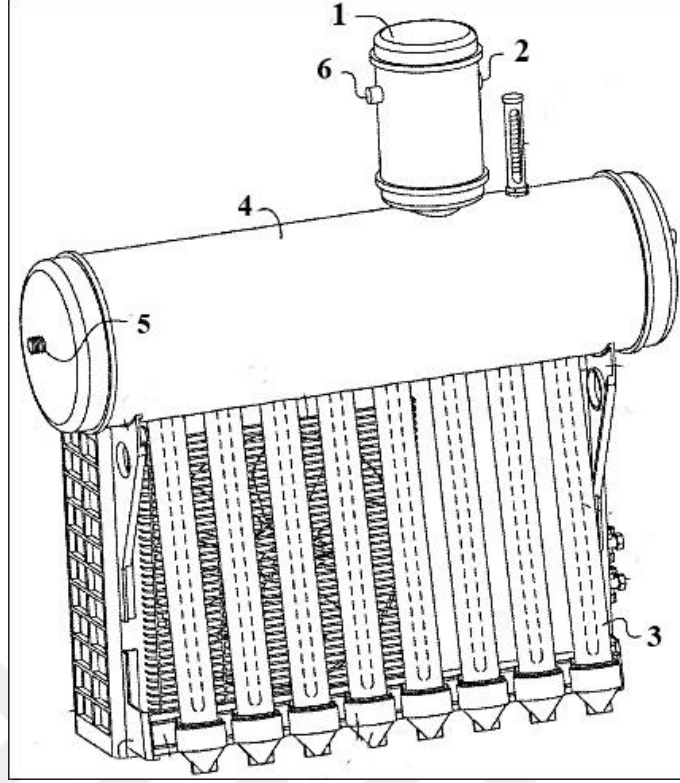
Vakum tüp, iki adet cam tüpün iç içe geçmesiyle oluşur ve bu iki tüp arasında vakum bulunmaktadır. Şekil 3.7’de örnek bir vakum tüp gösterilmektedir. Dış tüp her türlü hava koşuluna karşı dayanıklıdır. İç kısımda kalan cam tüpün dışı azot ve alüminyum karışımı ile kaplanmıştır. Bu kaplanan yüzey sayesinde tüp üzerine gelen ışınlar % 92 ye kadar emilip ısıya çevrilir. İki cam tüpün arasındaki havada alındığı için sıcaklık olduğu gibi korunur. Çünkü hava ile temas eden ışınlar soğumaya başlar. Bu durumda temas edecek havada olmadığı için ısıda olduğu gibi kalır. Böylece kışın güneşin az olduğu zamanlarda bile depoladığı ısı sayesinde soğutucu akışkanı ısıtır. Sistemde kullanılan vakum tüplerin boyutları çapı 47 mm, boyu 620 mm ve 11 adet vakum tüp kullanılmıştır. Vakum tüpler silindirik biçimde olduğundan dolayı güneş ışınları daha çok dik açı ile gelir ve verim artışı sağlar. Bunun için vakum tüplerin eğim açısını da dar açı olarak yerleştirilir ve güneş ışınlarından daha fazla yararlanılması sağlanır.



Şekil 3.7. Vakum tüpler

3.8. Depolama Tankı

Şekil 3.8 de görüldüğü gibi verilen tankta (4) soğuk su, yardımcı bir tank (1) aracılığıyla soğuk su giriş bölümünden (2) tankına akar. Soğuk su vakum tüplerin (3) içine dolar. Güneşten aldığı enerjiyle ısınan soğuk su buharlaşır ve yukarı doğru hareket ederek tekrardan depolama tankının (4) içine gelir. Depolama tankının içerisindeki borularda bulunan soğutucu akışkanın sıcaklığını artırdıktan sonra tekrardan yardımcı tanka (1) geri döner. Ayrıca bu sıcak suyu da sıcak su çıkışından (5) bir hortum yardımıyla alınabilir. Sıcak suyu kullanmaya başladıkça soğuk su girişinden (2) su ilavesi olur. Sıcak suyu kullanmadığımızda ise güneş enerjisi suyu kendi içinde döndürür. Kaynamaları engellemek için su fazla ısındığında boşaltma vanasından (6) tahliye gerçekleştirilir.



Şekil 3.8. Güneş enerjili bir klima sistemi (Rahl, 2014)

3.9. Soğutucu Akışkanlar

Buzdolabı ve klimalarda olduğu gibi soğutma sanayisinin ilk zamanlarında; amonyak, CO₂, H₂O, hava gibi maddeler soğutucu akışkan olarak kullanılmış olup ardından CFC (kloroflorokarbon), HC (hidrokarbon), HFC (hidroflorokarbon) ve HCFC (hidrokloroflorokarbon) gibi yapay olarak elde edilen maddeler soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Soğutma sistemlerinde GWP (Küresel Isınma Potansiyeli) değeri düşük olan akışkanlar daha çok tercih edilmektedir. Soğutucu akışkanlara ait bazı özellikler Tablo 3.1’de verilmiştir.

3.9.1. Soğutucu akışkanların sahip olması gereken özellikler

Çevre dostu olmalıdır.

Kolay bir şekilde sızıntı tespiti yapılabilmelidir.

Yalıtkan olmalıdır.

Tesisat malzemeleriyle, contalarla, yağlanma yağıyla kimyasal etkileşime girmemelidir.

Maliyeti düşük ve bulması kolay olmalıdır.

Paslanmaya sebebiyet vermemelidir.

Zehirleyici, patlayıcı ve yanıcı olmamalıdır.

Tablo 3.1. Soğutucu akışkanların özellikleri (Şahin vd., 2018)

Soğutucu Özellikleri	R134a	R1234yf	R1234ze
Kritik basıncı	4059 kPa	3381 kPa	3632 kPa
Atmosferik ömür	11 yıl	12 gün	18 gün
Ozon Delme Potansiyeli (ODP)	0	0	0
Kritik sıcaklığı	101 °C	94,7 °C	101 °C
Kaynama sıcaklığı (1 atm basınçta)	-26,09°C	-29,52 °C	-19,27°C
Küresel ısınma potansiyeli (GWP)	1300	4	6
Yanıcılık sınıfı	A1	A2L	A2L

4. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada, binalarda kullanılacak olan soğutma ve klima iyileştirilebilir sistemlerde birincil enerji kaynağı olarak tüketimi zorunlu olan kompresöre verilmesi gereken enerjinin bir kısmını yenilenebilir enerji kaynaklarından olan güneş kolektörleri ile desteklenilmesine çalışılmıştır. Bu anlamda sistemin tanımı, sistemin parametrik çalışması yapılırken güneş kolektör modeli belirlenmiştir. Sistem, Erzincan ilinin Haziran ve Temmuz ayındaki dış hava sıcaklıkları baz alınarak çalışma şartları tespit edilecektir. Sistemin parametrik çalışması yapılmıştır. Parametrik çalışması yapılırken ampirik bağlantılar kullanılmıştır. Parametrik çalışmada kullanılan bağlantılar EES programında kod yazılarak ve çalışma şartları girilerek hesaplanmıştır. Yapılan model doğrulandıktan sonra sistemin performans katsayısında meydana gelen iyileştirmeler yine farklı üç soğutucu akışkan kullanılmak suretiyle birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Sistemin optimizasyonu yapılırken kompresöre verilmesi gereken enerji miktarı farklı üç soğutucu akışkan için birbirleri ile karşılaştırılarak hangi soğutucu akışkandan daha iyi performans katsayısı (COP) alındığı tespit edilmiştir.

4.1. Erzincan İklim Özellikleri

Karasal iklime sahip olan Erzincan'da; yüzey şekilleri, şehir inversiyon tabakasının dağlarla çevrili olması, yer yer değişik karakterli iklimlerin ortaya çıkmasına da sebep olmaktadır. Doğu Anadolu bölgesinde bulunan Elâzığ ve Malatya haricindeki tüm kentlerde daha ılıman bir iklime sahiptir. Aşağıda ki Tablo 4.1 ve Tablo 4.2 kullanılarak güneş açılarının hesaplanmasında yararlanılmıştır.

Tablo 4.1. Erzincan iline ait güneşlenme süresi ve güneş ışınım miktarının aylara göre dağılımı (TOB, 2013)

Aylar	Günlük Ortalama Güneşlenme Süresi (saat)	Günlük Ortalama Güneş Işınım Miktarı (MJ/m²-gün)
Ocak	4,29	6,8
Şubat	4,68	10,1
Mart	5,37	14,1
Nisan	7,14	17,3
Mayıs	7,78	20,3
Haziran	8,58	22,8
Temmuz	9,20	22,2
Ağustos	9,35	20,1
Eylül	8,24	16,9
Ekim	6,55	11,7
Kasım	4,80	7,5
Aralık	4,00	5,8
Yıllık ortalama	6,7	14,6

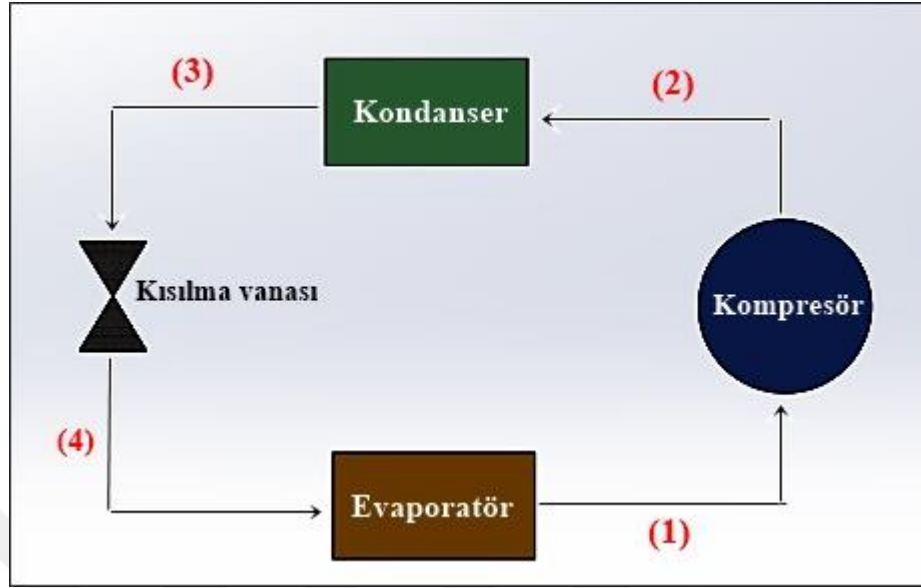
Tablo 4.2. Hesaplama da kullanılan Erzincan iline ait iklim özellikleri (TOB., 2013)

Aylar	Ortalama Sıcaklık (°C)	En Yüksek Sıcaklık Ortalaması (°C)	En Düşük Sıcaklık Ortalaması (°C)
Ocak	- 2,8	1,7	-6,7
Şubat	-1,2	3,7	-5,3
Mart	4,4	9,8	-0,5
Nisan	10,9	16,7	-5,2
Mayıs	15,5	21,9	8,9
Haziran	20,0	26,9	12,5
Temmuz	24,0	31,4	15,8
Ağustos	23,8	31,8	15,5
Eylül	18,8	27,3	10,8
Ekim	12,1	19,8	6,0
Kasım	5,2	11,3	0,6
Aralık	-0,1	4,3	-3,7
Yıllık	10,9	31,4	-6,7

4.2. R134a, R1234yf ve R1234ze Soğutucu Akışkanlarının Kullanıldığı Geleneksel Soğutma Çevrimi

Geleneksel soğutma çevriminin çalışma prensibi kuramsal temeller başlığı altında açıklandığı için bu başlık altında bir daha açıklaması yapılmamış olup sistemin, belirlenmiş olan çalışma şartlarını EES programında kod yazılmasıyla geleneksel soğutma çevriminin parametrik çalışmasının çözümü yapılmıştır. Sistemde kullanılan R134a, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanlarının EES programındaki yazılım şemasının ekran görüntüsü alınarak sırasıyla Ek-1, Ek-2 ve Ek-3'de verilmiştir. Sistemin yazılımında kullanılan bağıntılar aşağıda verilmiştir. Sistem tasarlanırken, soğutulacak olan ortamın sıcaklığı 22°C, yeterli miktarda ısı aktarımının olması için soğutulacak olan ortamla soğutucu akışkan arasında 5-10°C arasında bir sıcaklık farkı olmalıdır. Bu sistemde fark 7°C olarak seçilmiştir. Erzincan dış ortam sıcaklığı 38°C

dir. Dolayısıyla evaporatör sıcaklığı 15°C, kondanser sıcaklığı ise 45°C olarak seçilmiştir.



Şekil 4.1. Geleneksel soğutma çevrimi şematik resmi

Soğutucu akışkan kompresöre 15°C sıcaklıkta ve doymuş buhar olarak girmektedir. Dolayısıyla;

$$T_1=15^\circ\text{C} \quad (4.1)$$

$$x_1=1 \quad (4.2)$$

Kompresör girişine ait sıcaklık ve kuruluk derecesi değerleri belli olduğundan bu noktaya ait entalpi, entropi ve basınç değerleri bulunabilir.

$$T_3=45^\circ\text{C} \quad (4.3)$$

$$x_3=0 \quad (4.4)$$

Soğutucu akışkanın kondenser çıkışındaki 3 noktasına ait sıcaklık ve kuruluk derecesi değerleri belli olduğundan bu noktaya ait entalpi, entropi ve basınç değerleri bulunabilir.

$$P_{2s}=P_3 \quad (4.5)$$

$$s_{2s}=s_1 \quad (4.6)$$

Sistem ideal olduğundan izantropik sıkıştırma yapılır ve kompresör çıkışında 2s noktasına ait basınç ve entropi değerleri bilindiğinden bu noktaya ait sıcaklık ve entalpi değerleri bulunabilir.

$$P_4=P_1 \quad (4.7)$$

$$h_4=h_3 \quad (4.8)$$

Evaporatör girişindeki 4 noktasına ait basınç ve entalpi değerleri belli olduğundan bu noktaya ait entropi ve sıcaklık değerleri bulunabilir.

$$\dot{Q}_e = 6,59 \text{ kW} \quad (4.9)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW) göstermektedir. Kompresör veriminin %80 olduğu kabul edilmiştir. Dolayısıyla;

$$\eta_{\text{komp}}=0,8 \quad (4.10)$$

Burada, η_{komp} kompresörün izantropik verimini ifade etmektedir. Kompresör çıkışındaki özgül entalpi değeri bağıntısı aşağıda verilmiştir.

$$h_2=h_1+((h_{2s}- h_1)/(\eta_{\text{komp}})) \quad (4.11)$$

Burada,

h_2 , Kompresör çıkışındaki özgül entalpi (kJ/kg)

h_1 , Kompresör girişindeki özgül entalpi (kJ/kg)

h_{2s} , Kompresör çıkışındaki izantropik sıkıştırma için 2s özgül entalpisini (kJ/kg) göstermektedir.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_e}{h_1-h_4} \quad (4.12)$$

Burada,

\dot{m} , kütleli debi (kg/s)

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

h_1 ve h_4 , Kompresör ve evaporatör girişindeki özgül entalpi (kJ/kg)

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4.13)$$

Burada,

\dot{W}_{komp} , Kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarı (kW)

$$\text{COP} = (\dot{Q}_e) / (\dot{W}_{\text{komp}}) \quad (4.14)$$

Burada,

COP, Performans katsayısı

$$\dot{Q}_k = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (4.15)$$

Burada,

\dot{Q}_k , Kondanser kapasitesi (kW)

Yukarıda bağıntılar kullanılarak sistem elemanlarının kapasite değerleri aşağıdaki gibi hesaplanır. Kompresör ve kondanser çıkış basınçları birbirine eşit olup kompresör çıkış özgül entalpisi aşağıdaki gibi hesaplanır. Kompresör çıkış özgül entalpisi karmaşıklığa sebep olmaması için EES yazılımında h_{2b} olarak isimlendirilmiştir.

$$P_2 = P_3 \quad (4.16)$$

$$h_2 = h_{2b} = h_1 + ((h_{2s} - h_1) / (\eta_{\text{komp}})) \quad (4.17)$$

Kompresör çıkışındaki basınç ve entalpi değerleri belli olduğundan bu noktaya ait entropi ve sıcaklık değerleri hesaplanır.

4.3. R134a, R1234yf ve R1234ze Soğutucu Akışkanlarının Kullanıldığı Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Çevrimi

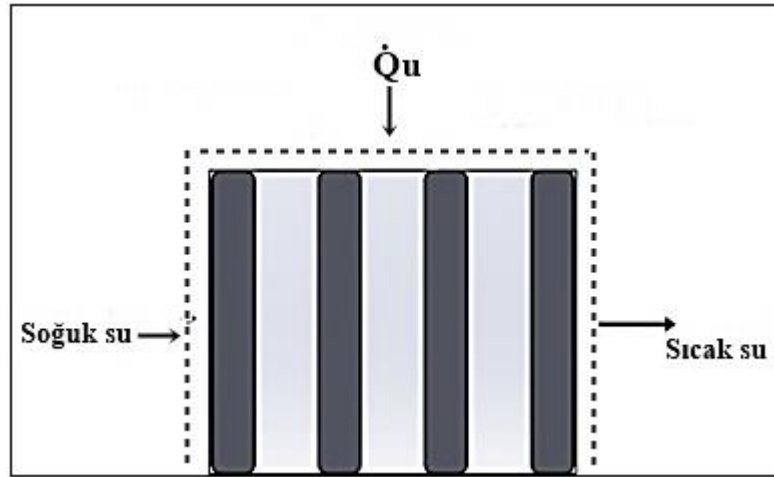
Güneş enerjisi destekli soğutma çevrimi (Şekil 3.2), geleneksel soğutma çevriminin çalışma şartları ile aynı değerlere sahiptir. Sistem elemanlarının enerji dengeleri ve ekserji analizleri yazılarak sistemin parametrik çalışması yapılmıştır.

4.3.1. Enerji analizi

Enerji, genelde iş yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanmaktadır. Enerji analizi, bir sistemde enerji giriş ve çıkışlarının belirlenmesi amacıyla yapılır. Her türlü sanayi tesisindeki enerji tüketen tüm cihazlar için yapılabilir. Giren enerjinin ne kadarının belirlenen amaçlar doğrultusunda kullanıldığı, ne kadarının atıldığı hakkında rakamsal değerler verir. Bunun sonucunda bir diyagram çizilerek giren ve çıkan ısı akışı bu diyagram üzerinde gösterilir. Bu tür analizlere bakıldığında enerjinin nasıl kullanıldığı ve hangi noktalarda iyileştirme yapılabileceği kolaylıkla görülebilir. Bu amaçla iyi bir ölçme ve kontrol sisteminin bulunması gerekir. Enerji analizi Termodinamiğin birinci yasasına dayalı bir analizdir.

4.3.1.1. Vakum tüplerin enerji analizi

Vakum tüplerin enerji dengesi Şekil 4.1’de şematik olarak gösterilmiş olup daha sonra Termodinamiğin birinci kanunu yani enerji korunumu ilkesine göre hesaplanmıştır.



Şekil 4.2. Vakum tüpün enerji dengesinin şematik gösterimi

Termodinamiğin birinci kanununun SASA için ifadesi aşağıdaki gibi olup, bu çalışmadaki bütün sistem elemanlarına uygulanmıştır.

$$\frac{dE_{kh}}{dt} = \dot{Q}_{kh} - \dot{W}_{kh} + \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gz_\zeta \right) \quad (4.18)$$

Burada,

$\frac{dE_{kh}}{dt}$, birim zamanda kontrol hacmin enerjisindeki değişim	(kW)
\dot{Q}_{kh} , kontrol hacmine giren ya da çıkan ısı transfer oranı	(kW)
\dot{W}_{kh} , kontrol hacmine giren ya da çıkan iş transfer oranı	(kW)
\dot{m}_g , sisteme giren akışkanın kütleli debisi	(kg/s)
\dot{m}_ζ , sistemden çıkan akışkanın kütleli debisi	(kg/s)
h_g , sisteme giren akışkanın özgül entalpisi	(kJ/kg)
h_ζ , sistemden çıkan akışkanın özgül entalpisi	(kJ/kg)
V_g , giren akışkan hızı	(m/s)
V_ζ , çıkan akışkan hızı	(m/s)
g , yerçekimi ivmesi (sabit)	($g=9,81 \text{ m/s}^2$)
z_g , giriş potansiyel yüksekliği	(m)
z_ζ , çıkış potansiyel yüksekliği	(m)

İfade etmektedir. Şekil 4.1’de vakum tüpünü sürekli akışlı ve sürekli açık (SASA) bir sistem olarak ele alındığında, sisteme dışarıdan iş girişi yoktur ve sistemde kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilmektedir. Bu durumda ‘Denk. 4.18’ yeniden düzenlendiğinde aşağıdaki eşitlik oluşmaktadır.

$$\dot{Q}_u + \dot{m}_{su}(h_{su,g} - h_{su,\zeta}) = 0 \quad (4.19)$$

Burada,

\dot{Q}_u , güneşten alınan faydalı ısı transfer oranı (kW)

\dot{m}_{su} , vakum tüplerdeki suyun kütleli debisi (kg/s)

$h_{su,g}$, vakum tüpe giren soğuk suyun entalpisi (kJ/kg)

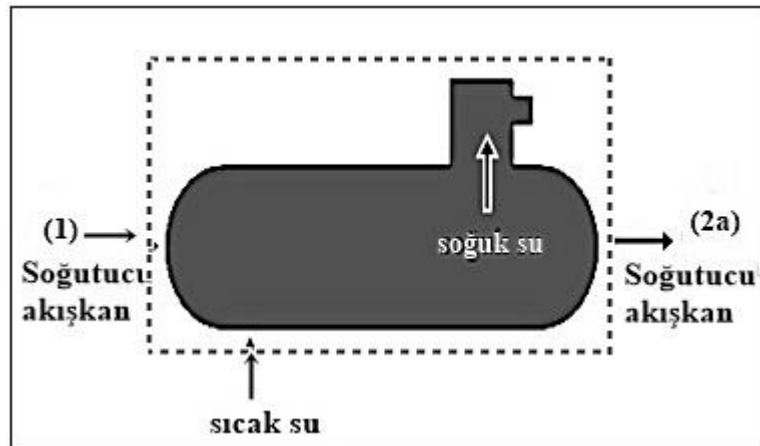
$h_{su,\zeta}$, vakum tüpten çıkan sıcak suyun entalpisi (kJ/kg)

‘Denk. 4.19’ de ki \dot{Q}_u ifadesi Şekil 4.1’de ki güneşten gelen ışınımın yansıması ve yutulması sonucunda ortaya çıkan faydalı ısı olarak adlandırılmaktadır. \dot{Q}_u ifadesi daha sonraki bölümlerde güneş enerjisi hesaplama başlığı altında nasıl bulunduğu hesaplaması detaylı bir şekilde yapılmıştır. ‘Denk. 4.19’ daki ifadeler tekrardan yazıldığında güneşten gelen faydalı ısı transfer oranı \dot{Q}_u aşağıda verilmiştir.

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{su}(h_{su,\zeta} - h_{su,g}) \quad (4.20)$$

4.3.1.2. Depolama tankının enerji analizi

Depolama tankının enerji dengesi, vakum tüplerin enerji dengesinde olduğu gibi yine Termodinamiğin birinci kanunu kullanılarak çözümü sağlanmıştır.



Şekil 4.3. Depolama tankının enerji dengesinin şematik gösterimi

$$\frac{dE_{kh}}{dt} = \dot{Q}_{kh} - \dot{W}_{kh} + \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{v_\zeta^2}{2} + gz_\zeta \right) \quad (4.21)$$

Şekil 4.2’de depolama tankı sürekli akışlı ve sürekli açık (SASA) sistemdir. Sisteme dışarıdan iş ve ısı girişi yoktur ve sistemde kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilmektedir. Bu durumda ‘Denk. 4.21’ tekrardan düzenlendiğinde aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$(\dot{m} h_1 + \dot{m}_{su} h_{su,g}) - (\dot{m} h_{2a} + \dot{m}_{su} h_{su,\zeta}) = 0 \quad (4.22)$$

Burada,

\dot{m} , kütleli debi (kg/s)

\dot{m}_{su} , suyun kütleli debisi (kg/s)

h_1 , Depolama tankı girişindeki özgül entalpi (kJ/kg)

h_{2a} , Depolama tankı çıkışındaki özgül entalpi (kJ/kg)

Aynı indise sahip olan ifadeler bir parantezde toplandığında oluşan yeni denklem aşağıda ki duruma sadeleştirilir.

$$\dot{m} (h_1 - h_{2a}) + \dot{m}_{su} (h_{su,g} - h_{su,\zeta}) = 0 \quad (4.23)$$

$$\dot{m} (h_1 - h_{2a}) = \dot{m}_{su} (h_{su,\zeta} - h_{su,g}) \quad (4.24)$$

$$h_1 - h_{2a} = \dot{m}_{su} (h_{su,\zeta} - h_{su,g}) / \dot{m} \quad (4.25)$$

Güneş enerjisi destekli soğutma çevriminde, geleneksel soğutma çevrimiyle kıyaslayıp kompresöre verilen iş miktarını bulabilmek için Şekil 4.2’de ki (2a) noktasına ait entalpi değerini elde etmek için ‘Denk. 4.25’ düzenlendiğinde;

$$h_{2a} = h_1 + \dot{m}_{su} (h_{su,g} - h_{su,\zeta}) / \dot{m} \quad (4.26)$$

‘Denk. 4.26’ daki, $\dot{m}_{su}(h_{su,\zeta} - h_{su,g})$ ifade ile vakum tüplerin enerji dengesini elde ettiğimiz ‘Denk.4.20’ deki \dot{Q}_u ifadeleri eşdeğerdir. Bu eşitliği ‘Denk. 4.26’ da yerine yazdığımızda aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.

$$h_{2a}=h_1+ \dot{Q}_u/m \quad (4.27)$$

4.3.2. Ekserji analizi

Ekserji, kullanılabilir maksimum teorik iş miktarı olarak tanımlanmaktadır. Termodinamiğin birinci yasasına göre yapılan enerji analizi kullanılabilir maksimum teorik iş miktarını görmek açısından yetersiz kalmaktadır. Bu nedenle herhangi bir sistemde kullanılabilir maksimum teorik işi elde etmek için, Termodinamiğin ikinci yasasına dayalı ekserji analizinin yapılması zorunludur. Böylelikle sistemin verilen enerjiye göre ne kadar verimli olduğunun yanı sıra, sistemden daha fazla ne kadar iş elde edilebileceği görülür. Bu sayede sistemde iyileştirme yapmak mümkün olabilir.

$$\frac{dE_d}{dt}=\Sigma(1-\frac{T_0}{T})\dot{Q}-(\dot{W}_{kh}-P_0 \frac{dV_{kh}}{dt})+\Sigma\dot{m}_g (h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g-T_0s_g)- \Sigma\dot{m}_c(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c-T_0s_c)-\dot{E}_d \quad (4.28)$$

Burada,

$\frac{dE_d}{dt}$, birim zamanda sistemin ekserjisindeki değişim (kW)

$(1-\frac{T_0}{T})\dot{Q}$, ısı transferinden kaynaklanan ekserji (kW)

$(\dot{W}_{kh}-P_0 \frac{dV_{kh}}{dt})$, iş transferinden kaynaklanan ekserji (kW)

$\dot{m}_g (h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g-T_0s_g)$, kütle girişinden kaynaklanan ekserji

$\dot{m}_c(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c-T_0s_c)$, kütle çıkışından kaynaklanan ekserji

\dot{E}_d , ekserji tahribatı (kW)

4.3.2.1. Vakum tüplerin ekserji analizi

$$\dot{E}_d= \dot{E}_{d,g}-\dot{E}_{d,c} \quad (4.29)$$

Burada,

\dot{E}_d , ekserji tahribatı (kW)

$\dot{E}_{d,g}$, giren ekserji (kW)

$\dot{E}_{d,c}$, çıkan ekserji (kW)

$$\dot{E}_d=[\dot{m}_{su}(h_{su,c}-h_{su,g})-T_0(s_{su,c}-s_{su,g})]-\dot{Q}_u(1-\frac{T_0}{T}) \quad (4.30)$$

Burada,

T_0 , ölü hal sıcaklığı

T, akışkanın sıcaklığı

$$\eta_{ex,vakum\ tüp} = \frac{\dot{Q}_u(1-\frac{T_0}{T})}{[\dot{m}_{su}(h_{su,\zeta} - h_{su,g}) - \dot{T}_0(s_{su,\zeta} - s_{su,g})]} \quad (4.31)$$

Burada,

$\eta_{ex,vakum\ tüp}$, vakum tüpün ikinci yasa verimi

4.3.2.2. Depolama tankının ekserji analizi

$$\dot{E}_d = \dot{E}_{d,g} - \dot{E}_{d,\zeta} \quad (\text{kW}) \quad (4.32)$$

$$\dot{E}_{d,1-2a} = \dot{E}_{d,1} - \dot{E}_{d,2a} \quad (\text{kW}) \quad (4.33)$$

Burada,

$$\dot{E}_{d,1-2a}, 1-2a\ \text{noktasındaki ekserji tahribatı} \quad (\text{kW})$$

$$\dot{E}_{d,1}, 1\ \text{noktasındaki ekserji tahribatı} \quad (\text{kW})$$

$$\dot{E}_{d,2a}, 2a\ \text{noktasındaki ekserji tahribatı} \quad (\text{kW})$$

$$\dot{E}_{d,1-2a} = \dot{m} [(h_1 - h_{2a}) - T_0(s_1 - s_{2a})] + \dot{m}_{su} [(h_{su,g} - h_{su,\zeta}) - T_0(s_{su,g} - s_{su,\zeta})] \quad (4.34)$$

$$\eta_{ex,depolama\ tankı} = 1 - \frac{\dot{E}_{d,1} - \dot{E}_{d,2a}}{\dot{E}_{d,1} - \dot{E}_{d,2a}} \quad (4.35)$$

Burada,

$\eta_{ex,depolama\ tankı}$, depolama tankının ikinci yasa verimi elde edilir.

4.3.2.3. Kompresörün ekserji analizi

$$\dot{E}_d = \dot{E}_{d,g} - \dot{E}_{d,\zeta} \quad (\text{kW}) \quad (4.36)$$

$$\dot{E}_{d,1-2} = \dot{W}_{kh} + \dot{E}_{d,1} - \dot{E}_{d,2} \quad (\text{kW}) \quad (4.37)$$

Burada,

\dot{W}_{kh} , sisteme giren iş miktarı (kW)

$\dot{E}_{d,1}$, 1 noktasındaki ekserji tahribatı (kW)

$\dot{E}_{d,2}$, 2 noktasındaki ekserji tahribatı (kW)

$$\dot{E}_{d,1-2} = \dot{W}_{kh} - \Delta \dot{E}_{d,1-2} \quad (\text{kW}) \quad (4.38)$$

$$\dot{E}_{d,1-2} = \dot{W}_{kh} - \dot{m}[(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)] \quad (\text{kW}) \quad (4.39)$$

$$\eta_{ex,komp} = 1 - \frac{\dot{E}_{d,1-2}}{\dot{W}_{kh}} \quad (4.40)$$

Burada,

Δ , fark

$\eta_{ex,komp}$, kompresörün ikinci yasa verimini göstermektedir.

4.3.2.4. Kondanserin ekserji analizi

$$\dot{E}_d = \dot{E}_{d,g} - \dot{E}_{d,\zeta} \quad (\text{kW}) \quad (4.41)$$

$$\dot{E}_{d,2-3} = \dot{E}_{d,2} - \dot{E}_{d,3} - \dot{E}_{d,Q_k} \quad (\text{kW}) \quad (4.42)$$

Burada,

$\dot{E}_{d,2}$, 2 noktasındaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,3}$, 3 noktasındaki ekserji tahribatı

\dot{E}_{d,Q_k} , sistemden dışarı atılan ısı miktarının ekserji tahribatı

$$\dot{E}_{d,2-3} = \dot{m}[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] - \dot{Q}_k \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (4.43)$$

$$\eta_{ex,k} = \frac{\dot{Q}_k \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)}{\dot{m}[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)]} \quad (4.44)$$

Burada,

$\eta_{ex,k}$, kondanserin ikinci yasa verimini göstermektedir.

4.3.2.5. Kısılma vanasının ekserji analizi

$$\dot{E}_d = \dot{E}_{d,g} - \dot{E}_{d,\zeta} \quad (\text{kW}) \quad (4.45)$$

$$\dot{E}_{d,3-4} = \dot{E}_{d,3} - \dot{E}_{d,4} \quad (\text{kW}) \quad (4.46)$$

Burada,

$\dot{E}_{d,3}$, 3 noktasındaki ekserji tahribatı (kW)

$\dot{E}_{d,4}$, 4 noktasındaki ekserji tahribatı (kW)

$$\dot{E}_{d,3-4} = \dot{m}[(h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4)] \quad (\text{kW}) \quad (4.47)$$

$$\eta_{ex,kısılma\ vanası} = 1 - \frac{\dot{E}_{d,3} - \dot{E}_{d,4}}{\dot{E}_{d,3} - \dot{E}_{d,4}} \quad (4.48)$$

Burada,

$\eta_{ex,kısılma\ vanası}$, kısılma vanasının ikinci yasa verimini göstermektedir.

4.3.2.6. Evaporatörün ekserji analizi

$$\dot{E}_d = \dot{E}_{d,g} - \dot{E}_{d,\zeta} \quad (\text{kW}) \quad (4.49)$$

$$\dot{E}_{d,4-1} = \dot{E}_{d,4} - \dot{E}_{d,1} - \dot{E}_{d,Q_e} \quad (\text{kW}) \quad (4.50)$$

Burada,

$$\dot{E}_{d,4}, 4 \text{ noktasındaki ekserji tahribatı} \quad (\text{kW})$$

$$\dot{E}_{d,1}, 1 \text{ noktasındaki ekserji tahribatı} \quad (\text{kW})$$

\dot{E}_{d,Q_e} , soğutulacak olan ortamdan alınan ısı miktarının ekserji tahribatı

$$\dot{E}_{d,4-1} = \dot{m}[(h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1)] - \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (\text{kW}) \quad (4.51)$$

$$\eta_{ex,e} = \frac{-\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)}{\dot{E}_{d,1} - \dot{E}_{d,4}} \quad (4.52)$$

Burada,

$\eta_{ex,e}$, evaporatörün ikinci yasa verimini göstermektedir.

4.4. Güneş Açılarının Hesaplanması

Güneş açılarının hesaplaması yapılırken sistemi üç farklı şekilde ele alınarak yapılmıştır. Bunlardan birincisi, güneş enerjisi destekli soğutma çevrimi ve geleneksel soğutma çevrimi için Haziran ayında, gün olarak 15. gün ve kolektörlerin eğim açısının 20° olarak seçilmesi. İkincisi ise, yine aynı şekilde Haziran ayında ve 15. gün olarak seçilmesi fakat bu sefer kolektörlerin eğim açısı 35° olarak seçilmiştir. Son olarak ise Temmuz ayında, gün olarak 15. gün ve kolektörlerin eğim açısı 20° olarak seçilmiştir.

Deklinasyon açısı (δ): Dünya-güneş doğrultusunun yerin, ekvator düzlemi ile yaptığı açıdır. Deklinasyon açısı $-23,45^\circ$ (21 Aralık kış gündönümünde) ile $+23,45^\circ$ (21 Haziran yaz gündönümünde) arasında değişir. İlkbahar ekinoksunda (21 Mart) ve sonbahar ekinoksunda (21 Eylül) deklinasyon açısı sıfır olur. 1 Ocaktan itibaren gün sayısı n olmak üzere;

$$\delta = 23,45 \sin[360((284 + n)/365)] \quad (4.53)$$

Burada,

n, gün

formülü ile bulunabilir (Altıntaş, 2012).

Saat açısı (w): Zamanın açısal ölçüsüdür. Öğleden evvel açı artı ve öğleden sonra eksi değer alır (Altıntaş, 2012).

$$\cos w = (\pm) \tan \delta \tan \Phi \quad (4.54)$$

Burada,

δ , deklinasyon açısı

Φ , enlem derecesi

Zenit açısı (Θ_z): Yatay yüzeyin normali ile güneş ışınları arasında oluşan açıdır (Altıntaş, 2012).

$$\cos \Theta_z = \cos \delta \cos \Phi \cos w \sin \delta \sin \Phi \quad (4.55)$$

Burada,

δ deklinasyon açısı

Φ , enlem derecesi

w, saat açısı

Güneş yükseklik açısı (α_s): Güneş ışınımı ile yatay yüzey arasındaki açıdır (Altıntaş, 2012).

$$\alpha_s = \cos \Theta_z \quad (4.56)$$

Burada,

Θ_z , zenit açısı

Güneş azimut açısı (γ_s): Güneş ışınlarının kuzeye göre, saat dönüş yönünde sapmasını gösteren açıdır (Altıntaş, 2012).

$$\sin \gamma_s = \sec \alpha_s \cos \delta \sin w \quad (4.57)$$

Burada,

α_s , güneş yükseklik açısı

δ , deklinasyon açısı

w, saat açısını ifade etmektedir.

Geliş açısı (θ_T): Eğik düzeyin dikeyi ile ışın arasındaki açıdır (Altıntaş, 2012). Güneye bakan eğik düzey için,

$$\cos \theta_T = (\sin \delta \sin \Phi \cos \beta) - (\sin \delta \cos \Phi \sin \beta) + (\cos \delta \cos \Phi \cos \beta \cos w) + (\cos \delta \sin \Phi \sin \beta \cos w) \quad (4.58)$$

Burada,

δ , deklinasyon açısı

w , saat açısı

Φ , enlem derecesi

β , eğim açısını göstermektedir.

Atmosfer dışında yatay yüzeye bir gün boyunca gelen güneş ışıını (H_0):

$$H_0 = \frac{24 \times 3600 \times G_{sc}}{\pi} \left(1 + 0.033 \cos \frac{360 \times n}{365}\right) \left(\cos \Phi \cos \delta \sin w + \frac{\pi \times w}{180} \sin \Phi \sin \delta\right) \quad (4.59)$$

Burada,

G_{sc} , güneş sabiti, 1367 W / m^2

n , gün

δ , deklinasyon açısı

w , saat açısı

Φ , enlem derecesi olarak verilmiştir.

Aylık ortalama günlük güneş ışıını (H):

$$\frac{H}{H_0} = a + b \frac{\dot{n}}{N} \quad (4.60)$$

Türkiye genelindeki hesaplamalarda $a=0,18$ ve $b=0,62$ alınır.

Burada,

N , aylık ortalama gün uzunluğu

\dot{n} , aylık ortalama güneşlenme süresi olarak tanımlanır.

$$N = \frac{2}{15} \cos^{-1}(-\tan \Phi \tan \delta) \quad (4.61)$$

Bulutluluk oranı (K_T):

$$K_T = \frac{H}{H_0} \quad (4.62)$$

Burada; H , aylık ortalama günlük güneş ışıını

H_0 , aylık atmosfer dışı güneş ışıını göstermektedir.

Yatay yüzeye gelen difüz güneş ışınımı (H_d):

$$\frac{H_d}{H} = 0.665 - 0.567 \frac{n}{N} \quad (4.63)$$

Burada,

H, aylık ortalama günlük güneş ışınım

N, aylık ortalama gün uzunluğu

n, aylık ortalama güneşlenme süresi olarak tanımlanır.

Eğik yüzeye gelen güneş ışınımının hesaplanması (H_T):

$$H_T = RH = R K_T H_0 \quad (4.64)$$

Burada,

R, eğik yüzeye gelen toplam güneş ışınımının, yatay yüzeye gelen toplam güneş ışınımına oranıdır.

$$R = \left(1 - \frac{H_d}{H}\right) R_b + \frac{H_d}{H} \frac{(1 + \cos \beta)}{2} + \rho \frac{(1 - \cos \beta)}{2} \quad (4.65)$$

Burada,

ρ , yerin yansıtma oranı. Ortalama 0,2 mertebesinde.

β , eğik düzlemin eğimi

H_d, yatay yüzeye gelen difüz güneş ışınımı

H, aylık ortalama günlük güneş ışınım

R_b, yatay düzleme gelen direkt güneş ışınımının, eğik düzleme gelen direkt güneş ışınımına oranıdır. Güneye dönük düzlemler için,

$$R_b = (\cos \delta \cos(\Phi - \beta) \sin \omega_s + \frac{\pi}{180} \omega_s \sin(\Phi - \beta) \sin \delta) / (\cos \Phi \cos \delta \sin \omega_s +$$

$$\frac{\pi}{180} \omega_s \sin \Phi \sin \delta) \quad (4.66)$$

$$\omega_s = \min(w, \cos^{-1}(-\tan(\Phi - \beta) \tan \delta)) \quad (4.67)$$

5. ARAŞTIRMA BULGULARI

Çalışma sırasında geleneksel soğutma ve güneş enerjisi destekli hibrit soğutma sisteminde Termodinamik analizleri yapılmış olup, çalışmalar sonucunda sistem elemanlarının giriş ve çıkış noktalarına ait entalpi, entropi, basınç gibi özellikleri EES yazılımında kod yazılarak hesaplatılmış olup, farklı üç soğutucu akışkan için her bir karşılaştırılan iki sistemin P-h ve T-s diyagramları çizilmiştir.

5.1. R134a Akışkanının Kullanıldığı Geleneksel Soğutma Çevrimi

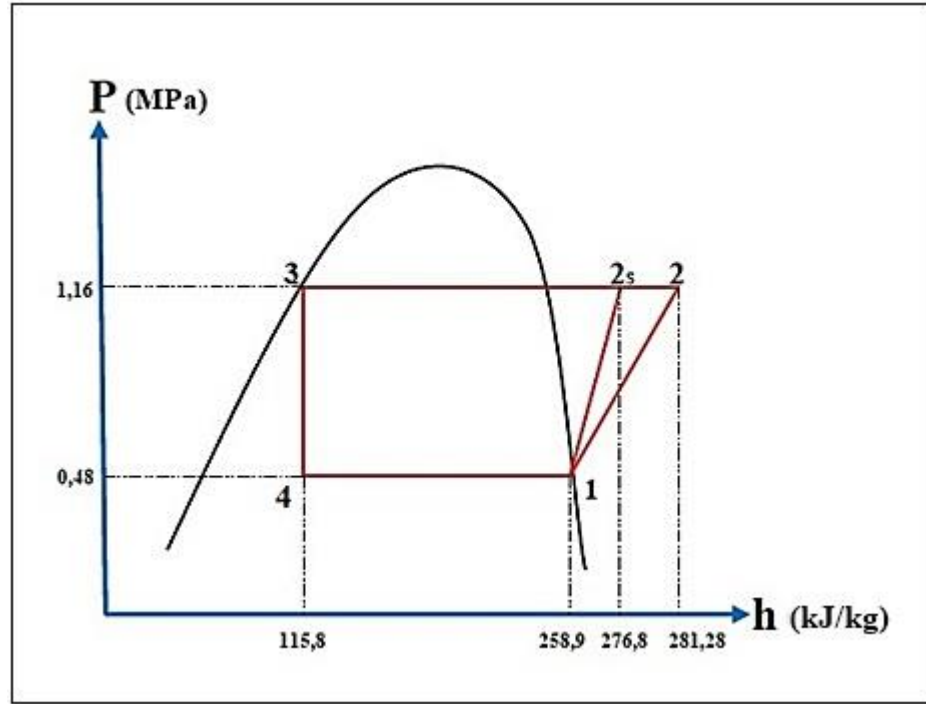
Geleneksel soğutma çevriminde kullandığımız R134a soğutucu akışkanı için analiz yapılarak bütün noktalarındaki Termodinamik özellik değerleri Tablo 5.1’de verilmiştir. Sistemin çalışma koşulları olarak evaporatör sıcaklığı $T_1=15^\circ\text{C}$, kondenser sıcaklığı $T_3=45^\circ\text{C}$, evaporatör kapasitesi 6,59 kW ve kompresörün izantropik verimi $\eta_{\text{komp}}=0,80$ olarak kabul edilmiştir.

Tablo 5.1. R134a akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevriminin termodinamik özellikleri

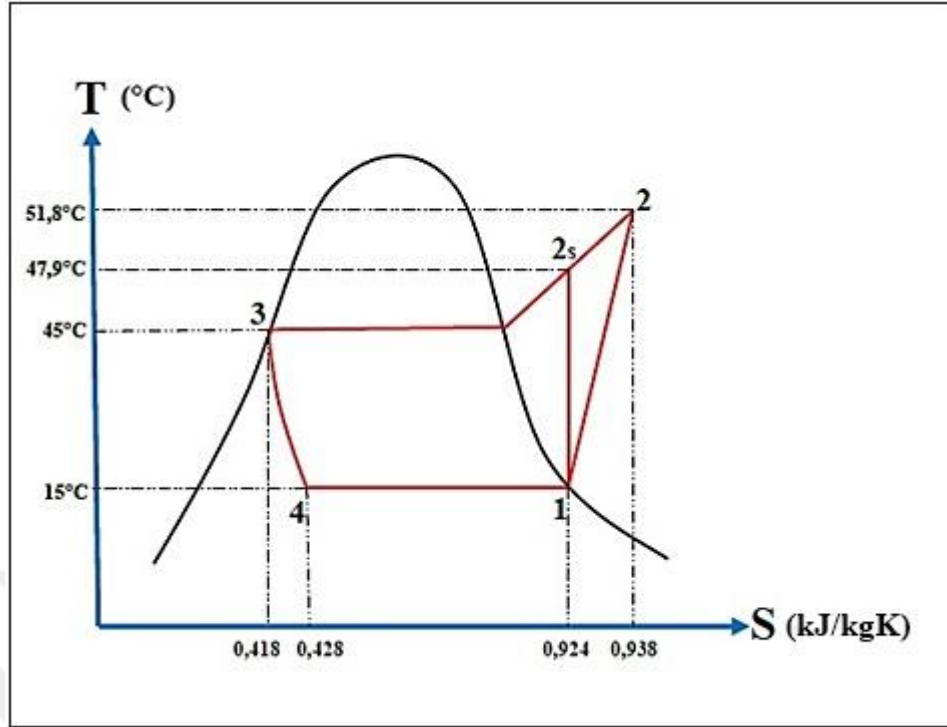
Akış No	Sıcaklık ($^\circ\text{C}$)	Basınç (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)	Kütleli Debi (kg/s)
1	15	0,48	258,90	0,9243	0,05
2s	47,92	1,16	276,80	0,9243	0,05
2	51,8	1,16	281,28	0,9381	0,05
3	45	1,16	115,80	0,4183	0,05
4	15	0,48	115,80	0,4276	0,05

Tablo 5.2. R134a akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri

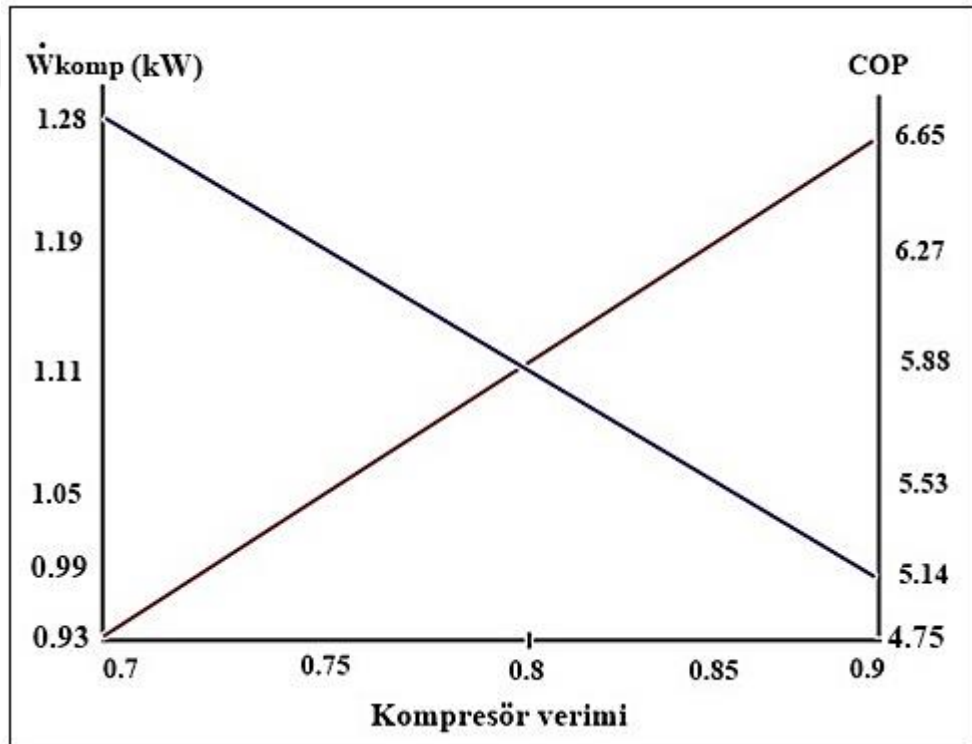
Sistem Elemanları	Kapasite Değerleri
\dot{Q}_e	6,59 (kW)
\dot{Q}_k	8,27 (kW)
\dot{W}_{komp}	1,119 (kW)
COP	5,88
$\dot{E}_{d,1-2}$	0,205 (kW)
$\dot{E}_{d,2-3}$	8×10^{-3} (kW)
$\dot{E}_{d,3-4}$	0,138 (kW)
$\dot{E}_{d,4-1}$	0,473 (kW)
$\eta_{ex,komp}$	0,82
$\eta_{ex,k}$	0,98
$\eta_{ex,e}$	0,93
η_{ex}	0,26



Şekil 5.1. R134a akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevrimine ait P-h diyagramı



Şekil 5.2. R134a akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevrimine ait T-s diyagramı



Şekil 5.3. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1=0,48\text{MPa}$ için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R134a)

Şekil 5.3'te kompresörün izantropik verimliliği arttıkça kompresöre verilen iş miktarının azaldığının buna bağlı olarak COP değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresör verimi, kompresöre verilen iş miktarı ve COP'nin hangi formüllerden hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{\text{komp}} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (5.1)$$

Burada,

h_{2s} , izantropik sıkıştırma kompresör çıkış noktasına ait entalpi

h_1 , izantropik sıkıştırma kompresör giriş noktasına ait entalpi

h_2 , kompresör çıkış noktasına ait entalpi

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.2)$$

Burada,

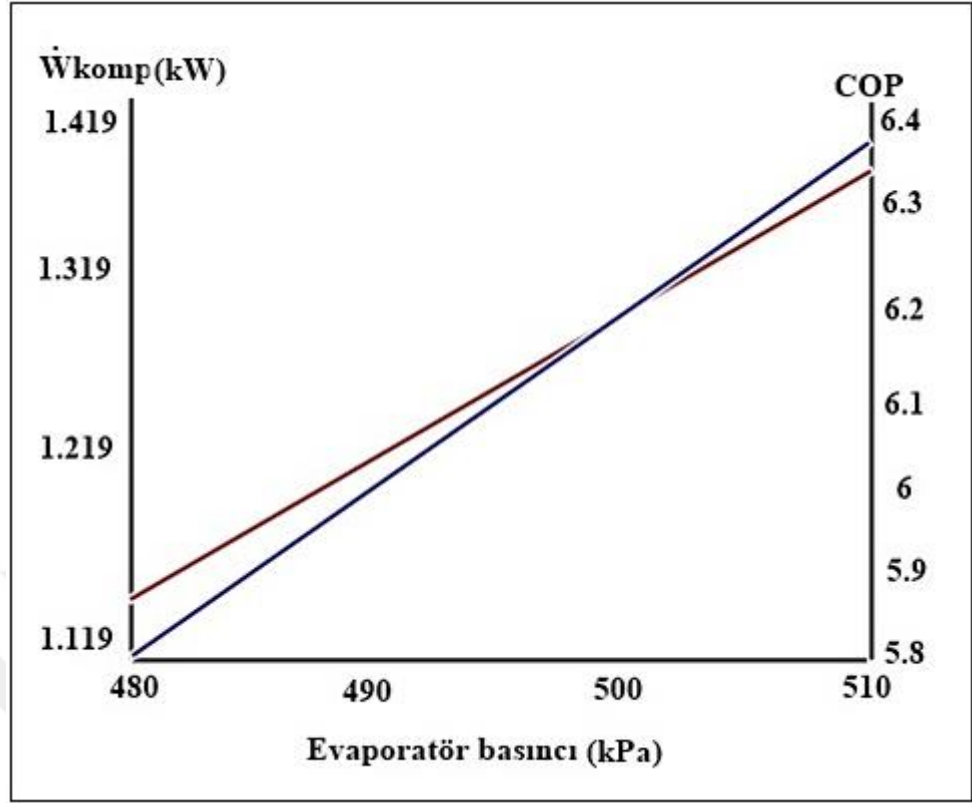
\dot{m} , akışkanın kütleli debisi

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (5.3)$$

Burada,

Q_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarı (kW)



Şekil 5.4. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi (R134a)

Şekil 5.4'te evaporatör basıncı arttıkça sistemde kompresöre verilen iş miktarının da arttığı ve sistemin COP değerinde buna paralel olarak artış gösterdiği görülmüştür. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi ise sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresöre verilen iş miktarı ve COP'nin aşağıdaki bağıntılar kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.4)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi

h_1 , kompresör giriş noktasına ait entalpi

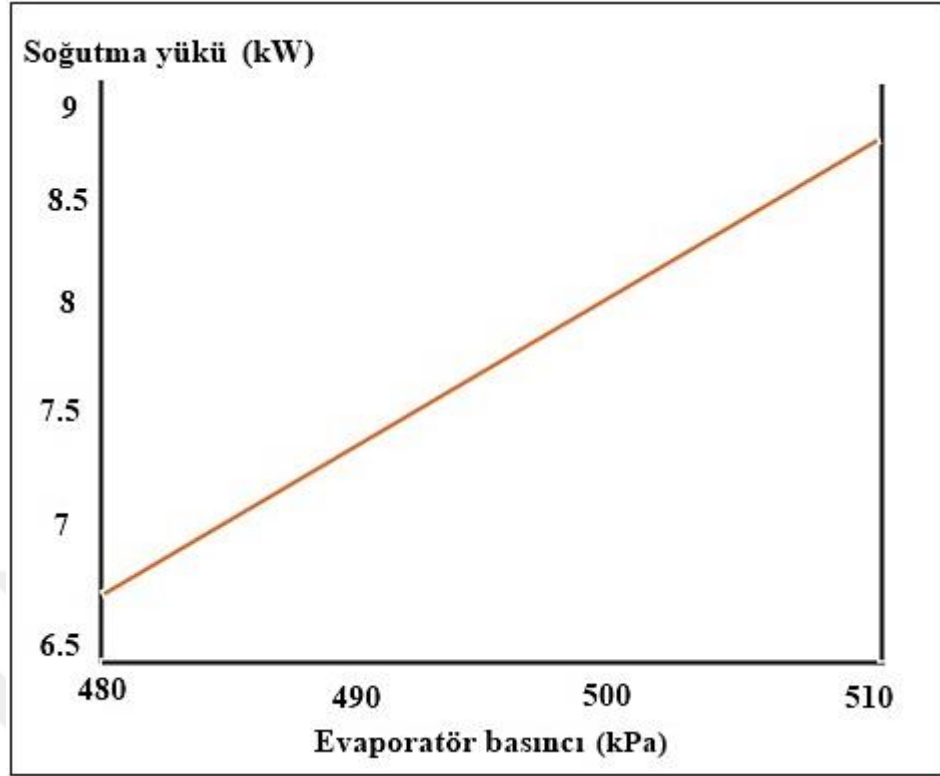
h_2 , kompresör çıkış noktasına ait entalpi

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (5.5)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarı (kW)



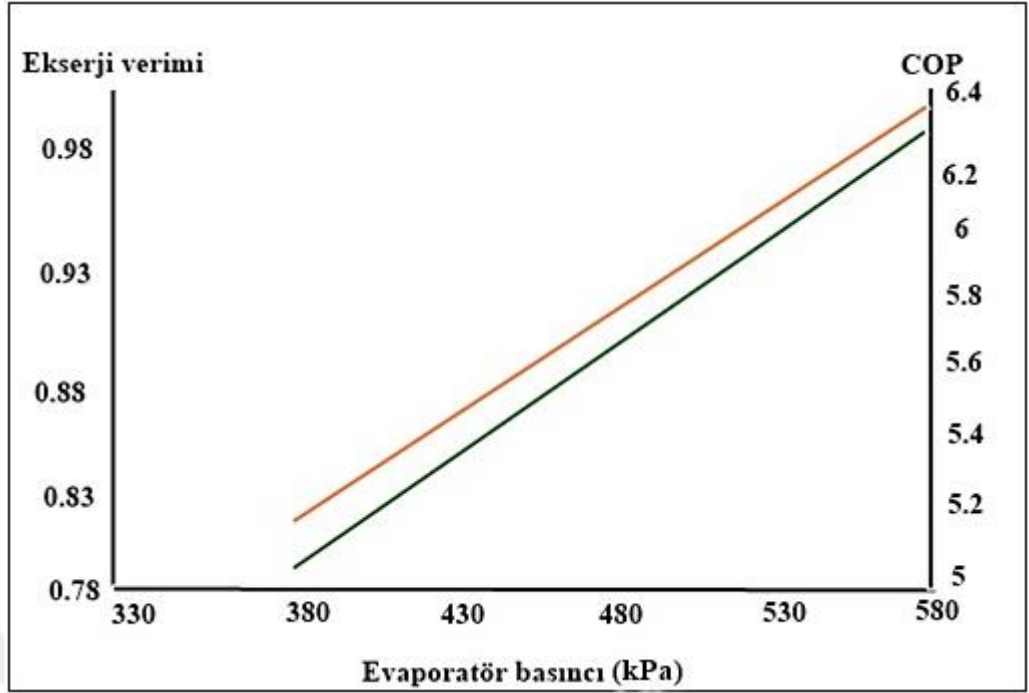
Şekil 5.5. $\eta_{\text{komp}} = 0.8$ için evaporatör basıncının sistem soğutma yükü üzerindeki etkisi (R134a)

Şekil 5.5'te kompresör izantropik verimliliği $\eta_{\text{komp}} = 0.8$ iken evaporatör basıncı arttıkça sistemin soğutma yükünde arttığı görülmüştür. Soğutma yükü aşağıdaki bağıntı ile verilmiştir.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (5.6)$$

Burada,

- | | |
|--------------------------------------|---------|
| \dot{m} , akışkanın kütleli debisi | (kg/s) |
| h_1 , evaporatör çıkış entalpisi | (kJ/kg) |
| h_4 , evaporatör giriş entalpisi | (kJ/kg) |



Şekil 5.6. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi, ekserji verimliliği ve COP üzerindeki etkisi (R134a)

Şekil 5.6'da evaporatörün basıncının arttıkça sistemin COP değerinin ve ekserji verimliliğinde artış görülmektedir. Şekildeki yeşil çizgi sol sütundaki ekserji verimini temsil ederken turuncu çizgide sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Ekserji verimi eksenini evaporatörün ekserji verimini ifade etmektedir. Evaporatörün ekserji verimini ve COP bağıntıları aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{ex,e} = \frac{-\dot{Q}_k(1-\frac{T_0}{T})}{\dot{E}_{d,1}-\dot{E}_{d,4}} \quad (5.7)$$

Burada,

\dot{Q}_k , soğutulacak olan ortamdan çekilen ısı miktarı ya da soğutma yükü (kW)

T_0 , ölü durum sıcaklığı

T , akışkanın sıcaklığı

$\dot{E}_{d,1}$, evaporatör çıkışındaki ekserji tahribatı (kW)

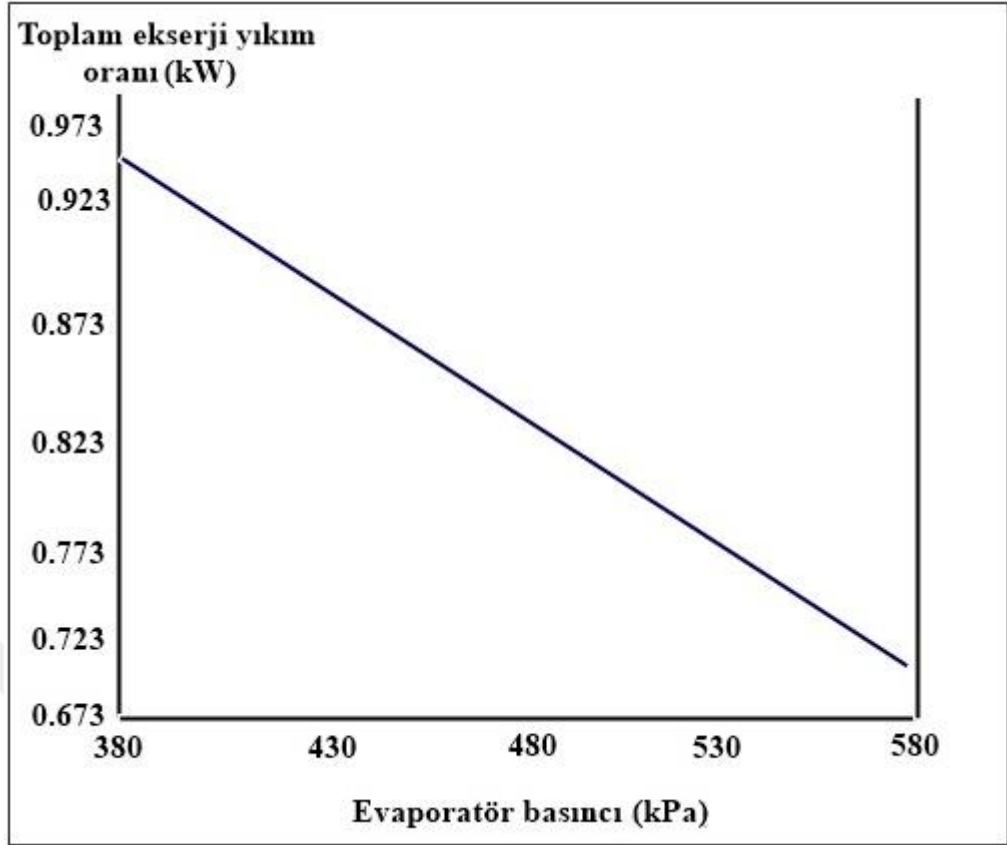
$\dot{E}_{d,4}$, evaporatör girişindeki ekserji tahribatını göstermektedir. (kW)

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.8)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarı (kW)



Şekil 5.7. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R134a)

Şekil 5.7’de evaporatör basıncı arttıkça sistemin toplam ekserji tahribatı oranının azaldığı görülmüştür. Toplam ekserji tahribatı oranı, evaporatör, kondanser, kompresör ve kısılma vanasındaki ekserji tahribatı oranlarının toplamından oluşmaktadır.

$$\dot{E}_{d,\text{toplaml}} = \dot{E}_{d,1-2} + \dot{E}_{d,2-3} + \dot{E}_{d,3-4} + \dot{E}_{d,4-1} \quad (5.9)$$

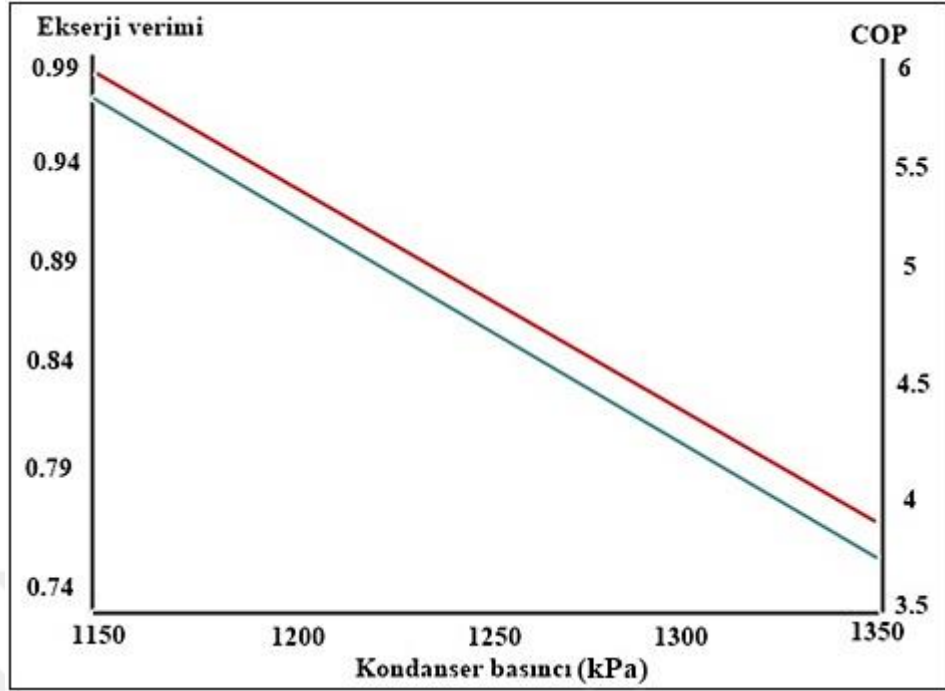
Burada,

$\dot{E}_{d,1-2}$, kompresördeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,2-3}$, kondanserdeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,3-4}$, kısılma vanasındaki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,4-1}$, evaporatördeki birim zamandaki ekserji tahribatı



Şekil 5.8. Kondanser basıncının soğutma çevriminde ekserji verimliliği ve COP üzerindeki etkisi (R134a)

Şekil 5.8'de kondanser basıncı arttıkça ekserji veriminin ve COP değerinin azaldığı görülmüştür. Şekildeki yeşil renk kondanserin ekserji verimini ifade ederken kırmızı renk COP değerini ifade etmektedir. Kondanserin ekserji verimi ve COP ifadelerinin hesaplamaları aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{ex,k} = \frac{(\dot{Q}_k(1 - \frac{T_0}{T}))}{(\dot{m}[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)])} \quad (5.10)$$

Burada,

$\dot{Q}_k(1 - \frac{T_0}{T})$, ısı yoluyla aktarılan birim zamandaki ekserji miktarı (kW)

T_0 , ölü durum sıcaklığı

T , akışkanın sıcaklığı

5.2. R134a Akışkanının Kullanıldığı Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Çevrimi

Güneş enerjisi destekli soğutma çevriminde kullandığımız R134a soğutucu akışkanı için analiz yapılarak bütün noktalarındaki Termodinamik özellikler Tablo 5.3'te verilmiştir. Sistemin çalışma koşulları geleneksel soğutma çevrimi ile aynı şartlardadır.

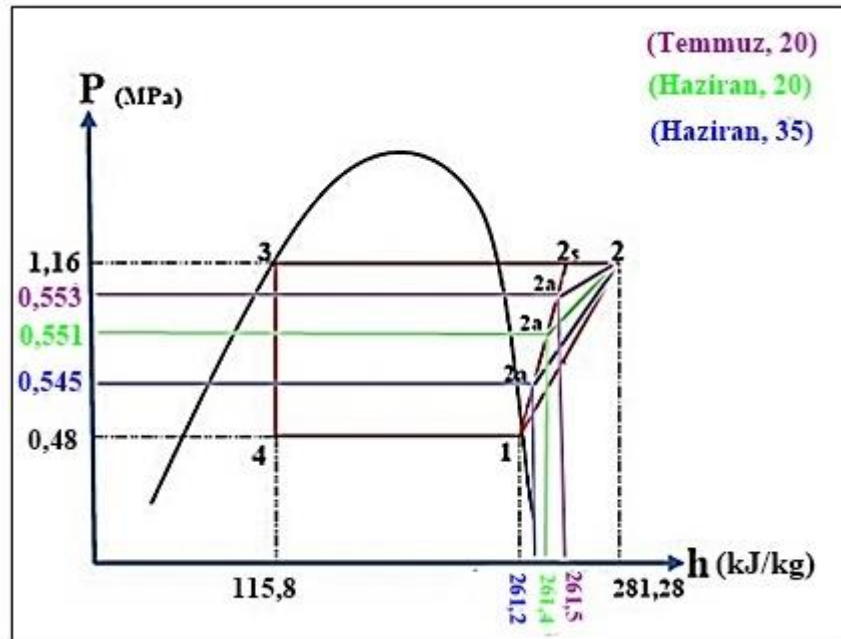
Güneş açılarının hesaplaması yapılırken sistem üç farklı konfigürasyon dikkate alınarak yapılmıştır. Bunlardan birincisi, güneş enerjisi destekli soğutma çevrimi ve geleneksel soğutma çevrimi için Haziran ayında, gün olarak 15. gün ve kolektörlerin eğim açısının 20° olarak seçilmiştir. İkincisi ise, yine aynı şekilde Haziran ayında ve 15. gün olarak seçilmesi fakat bu sefer kolektörlerin eğim açısı 35° olarak seçilmiştir. Son olarak ise Temmuz ayında, gün olarak 15. gün ve kolektörlerin eğim açısı 20° olarak seçilmiştir. Şimdi sırasıyla Haziran ayında kolektör eğimi 35° olan, Haziran ayında kolektör eğimi 20° olan ve Temmuz ayında kolektör eğimi 20° olanın hesaplamaları sonucunda elde edilen güneş açısı hesaplama değerleri güneş açıları hesaplama verileri 5.8 başlığı altında verilmiştir.

Tablo 5.3. R134a akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin Termodinamik özellikleri (Haziran, $\beta=35^\circ$)

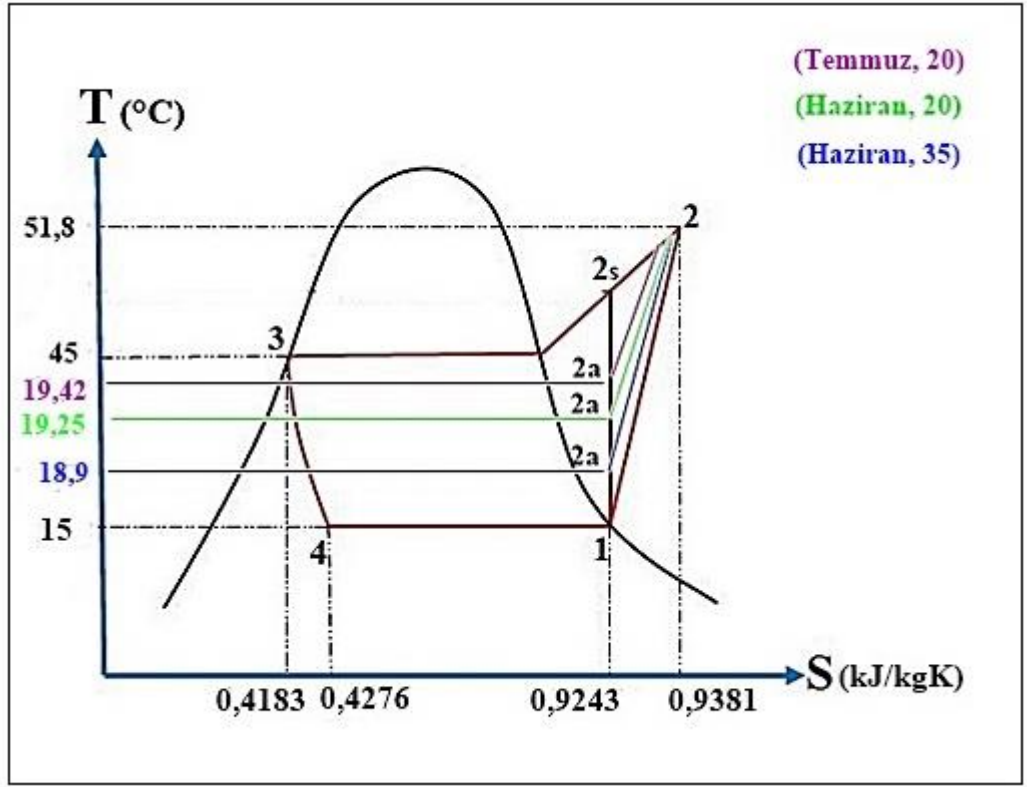
Akış No	Sıcaklık ($^\circ\text{C}$)	Basınç (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi(kJ/kgK)
1	15	0,48	258,9	0,9243
2a	18,9	0,545	261,2	0,9243
2	51,8	1,16	281,28	0,9381
3	45	1,16	115,8	0,4183
4	15	0,48	115,8	0,4276

Tablo 5.4. R134a akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Haziran, $\beta=35^\circ$)

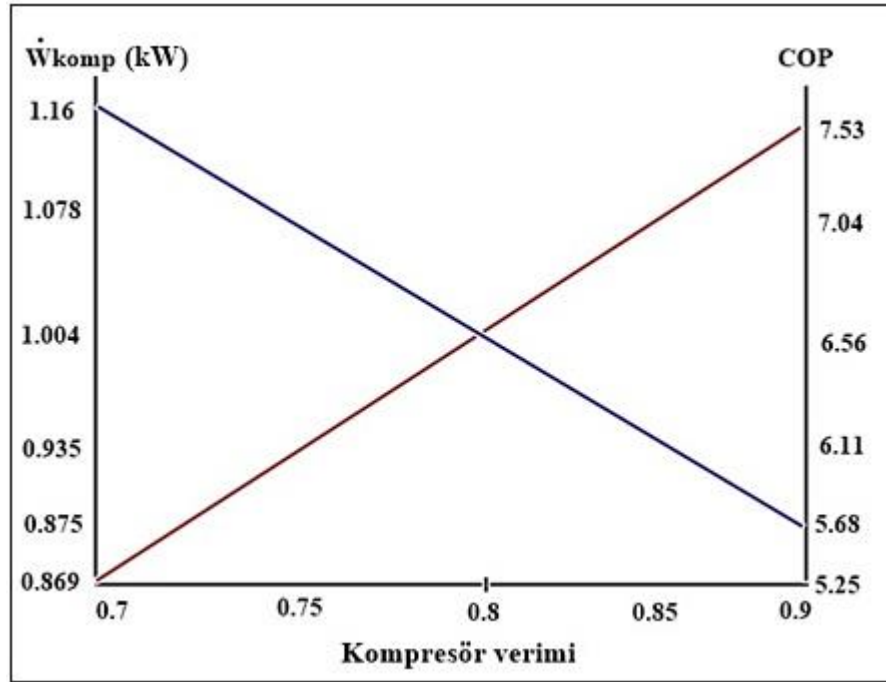
Sistem elemanları	Kapasite Değerleri	
\dot{Q}_e	6,59	(kW)
\dot{Q}_k	8,27	(kW)
\dot{W}_{komp}	1,004	(kW)
COP	6,56	
\dot{Q}_u	0,10607	(kW)
$\dot{E}_{d,vakum\ tüp}$	0,662	(kW)
$\dot{E}_{d,1-2a}$	0,553	(kW)
$\eta_{ex, vakum\ tüp}$	0,0664	
$\eta_{ex, depolama\ tankı}$	0	



Şekil 5.9. R134a akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevrimine ait P-h diyagramı



Şekil 5.10. R134a akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevrimine ait T-s diyagramı



Şekil 5.11. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1 = 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R134a)(Haziran, $\beta = 35^\circ$)

Şekil 5.11’de kompresörün izantropik verimi arttıkça kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarının azaldığının buna bağlı olarak, COP değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi ise sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresör verimi, kompresöre verilen iş miktarı ve COP aşağıdaki bağıntılarla elde edilmiştir.

$$\eta_{\text{komp}} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (5.11)$$

Burada,

h_{2s} , izantropik sıkıştırma kompresör çıkış entalpisi

h_1 , kompresör giriş entalpisi

h_2 , kompresör çıkış entalpisi

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_{\text{akışkan}}(h_2 - h_1) \quad (5.12)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

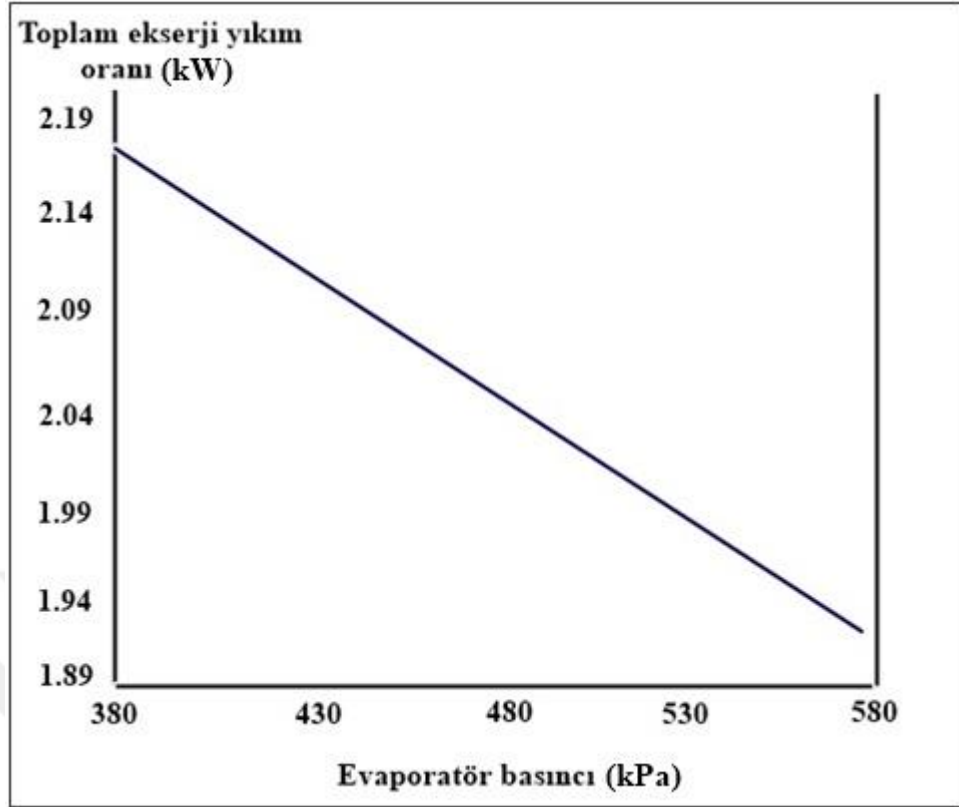
h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (5.13)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.12. Evaporatör basıncının soğutma çevriminin toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R134a)(Haziran, $\beta=35^0$)

Şekil 5.12’de evaporatör basıncı arttıkça sistemin toplam ekserji tahribat oranının azaldığı görülmüştür. Toplam ekserji tahribatı oranı, evaporatör, kondanser, kompresör ve kısılma vanasındaki ekserji tahribatı oranlarının toplamından oluşmaktadır.

$$\dot{E}_{d, \text{toplam}} = \dot{E}_{d,1-2} + \dot{E}_{d,2-3} + \dot{E}_{d,3-4} + \dot{E}_{d,4-1} \quad (5.14)$$

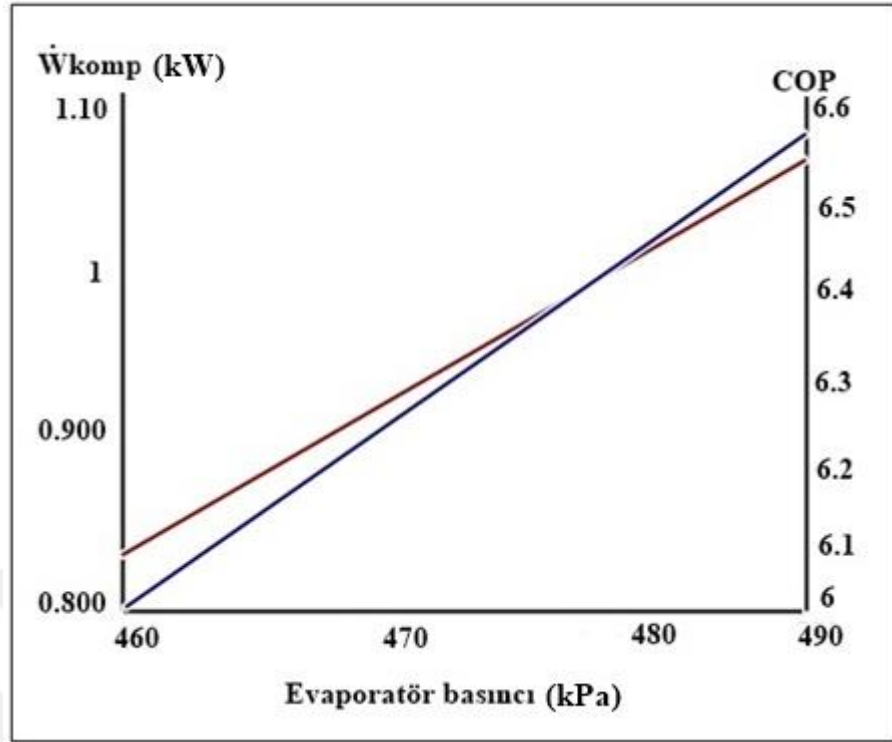
Burada,

$\dot{E}_{d,1-2}$, kompresördeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,2-3}$, kondanserdeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,3-4}$, kısılma vanasındaki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,4-1}$, evaporatördeki birim zamandaki ekserji tahribatı



Şekil 5.13. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi (R134a)(Haziran, $\beta=35^\circ$)

Şekil 5.13'te evaporatör basıncı arttıkça sistemde kompresöre verilen iş miktarının da arttığı ve sistemin COP değerinde buna paralel olarak artış gösterdiği görülmüştür. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresöre verilen iş miktarı ve COP'nin hangi formüllerden hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.15)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi

h_1 , kompresör giriş entalpisi

h_2 , kompresör çıkış entalpisi

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.16)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

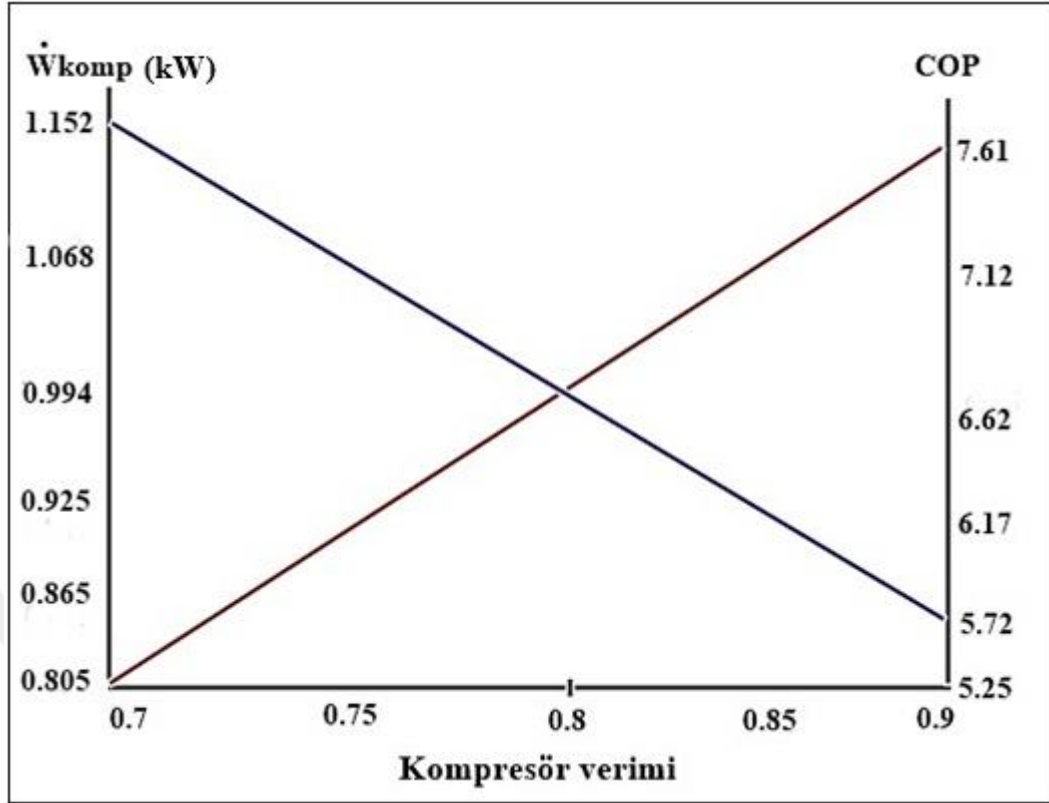
\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.

Tablo 5.5. R134a akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Haziran, $\beta=20^\circ$)

Akış No	Sıcaklık ($^\circ\text{C}$)	Basınç (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)
1	15	0,48	258,9	0,9243
2a	19,25	0,551	261,4	0,9243
2	51,8	1,16	281,28	0,9381
3	45	1,16	115,8	0,4183
4	15	0,48	115,8	0,4276

Tablo 5.6. R134a akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Haziran, $\beta=20^\circ$)

Sistem elemanları	Değerleri
\dot{Q}_e	6,59 (kW)
\dot{Q}_k	8,27 (kW)
\dot{W}_{komp}	0,994 (kW)
COP	6,62
\dot{Q}_u	0,11534 (kW)
$\dot{E}_{d,\text{vakum tüp}}$	0,662 (kW)
$\dot{E}_{d,1-2a}$	0,543 (kW)
$\eta_{\text{ex, vakum tüp}}$	0,0722
$\eta_{\text{ex, depolama tankı}}$	0



Şekil 5.14. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1 = 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R134a)(Haziran, $\beta=20^0$)

Şekil 5.14'te kompresörün izantropik verimliliği arttıkça kompresöre verilen iş miktarının azaldığının buna bağlı olarakta COP değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresör verimi, kompresöre verilen iş miktarı ve COP'nin hangi formüllerden hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{komp} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (5.17)$$

Burada,

h_{2s} , izantropik sıkıştırma kompresör çıkış entalpisi

h_1 , kompresör giriş entalpisi

h_2 , kompresör çıkış entalpisi

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{akışkan}(h_2 - h_1) \quad (5.18)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

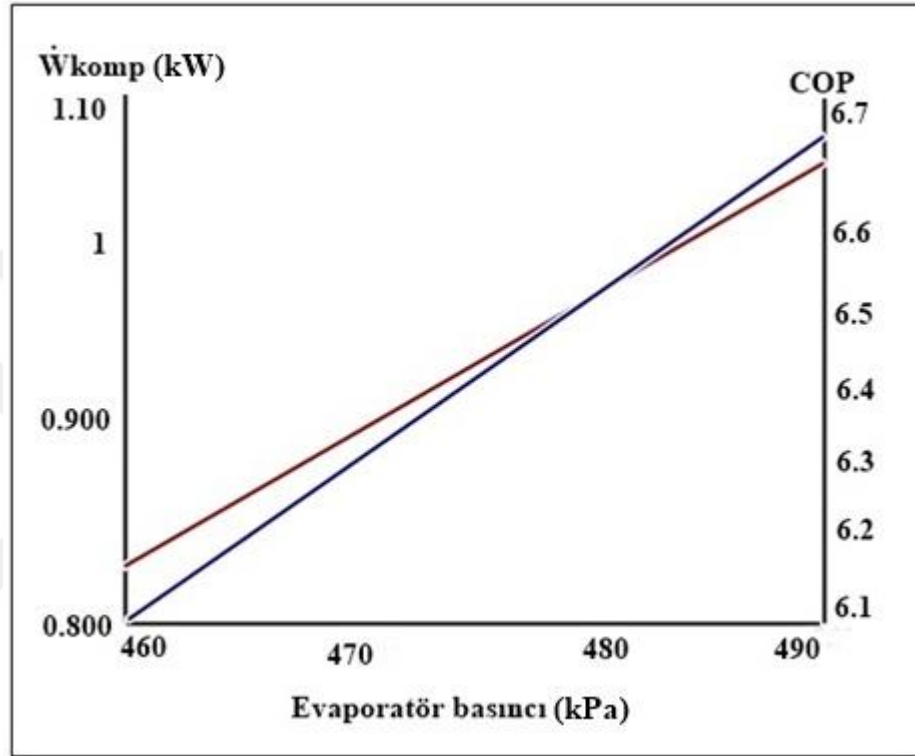
h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (5.19)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.15. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi (R134a)(Haziran, $\beta=20^0$)

Şekil 5.15'te evaporatör basıncı arttıkça sistemde kompresöre verilen iş miktarının da arttığı ve sistemin COP değerinde buna paralel olarak artış gösterdiği görülmüştür. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresöre verilen iş miktarı ve COP'nin hangi formüllerden hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.20)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi

h_1 , kompresör giriş entalpisi

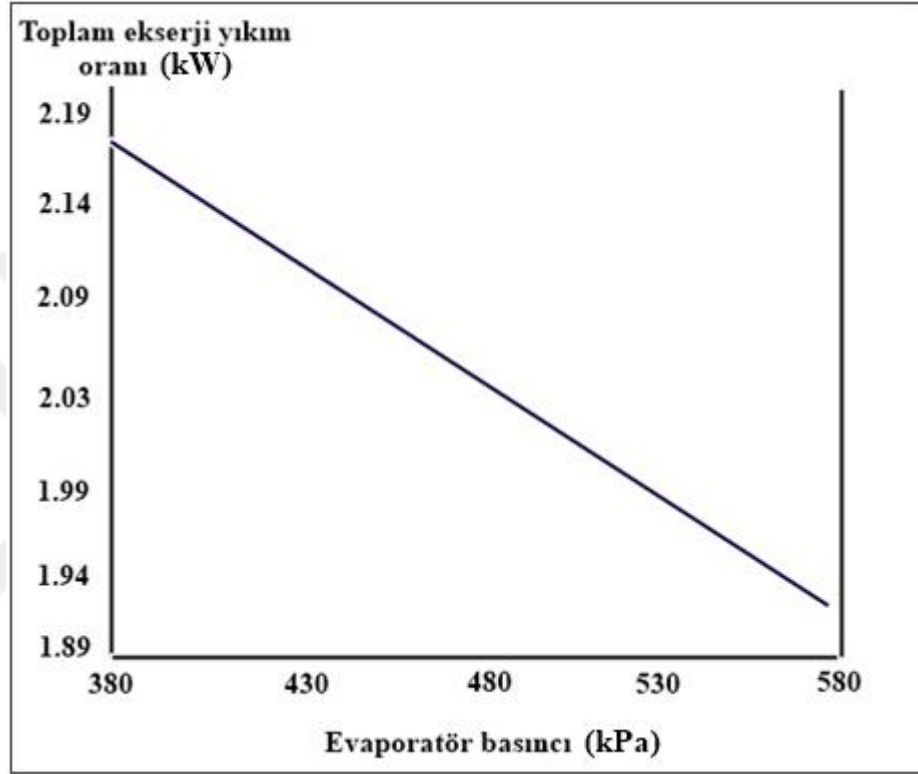
h_2 , kompresör çıkış entalpisi

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (5.21)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.16. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R134a)(Haziran, $\beta=20^0$)

Şekil 5.16’da evaporatör basıncı arttıkça sistemin toplam ekserji yıkım oranının azaldığı görülmüştür. Toplam ekserji tahribatı oranı, evaporatör, kondansör, kompresör ve kısılma vanasındaki ekserji tahribatı oranlarının toplamından oluşmaktadır.

$$\dot{E}_{d,\text{toplam}} = \dot{E}_{d,1-2} + \dot{E}_{d,2-3} + \dot{E}_{d,3-4} + \dot{E}_{d,4-1} \quad (5.22)$$

Burada,

$\dot{E}_{d,1-2}$, kompresördeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,2-3}$, kondanserdeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,3-4}$, kısılma vanasındaki birim zamandaki ekserji tahribatı

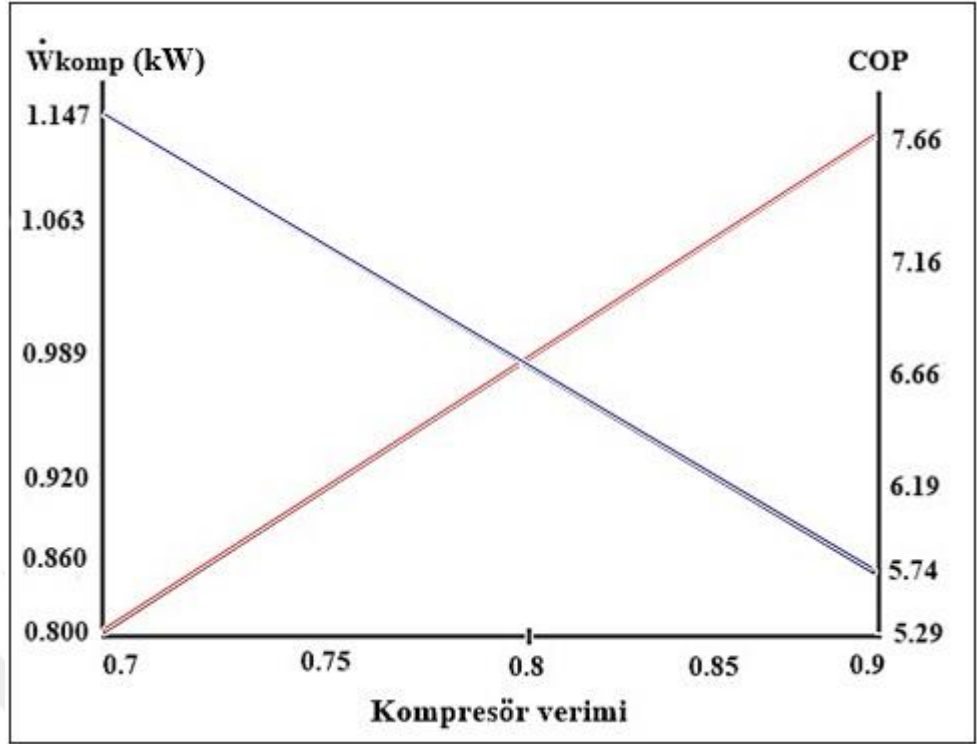
$\dot{E}_{d,4-1}$, evaporatördeki birim zamandaki ekserji tahribatı

Tablo 5.7. R134a akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Temmuz, $\beta=20^\circ$)

Akış No	Sıcaklık (°C)	Basınç (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi(kJ/kgK)
1	15	0,48	258,9	0,9243
2a	19,42	0,553	261,5	0,9243
2	51,8	1,16	281,28	0,9381
3	45	1,16	115,8	0,4183
4	15	0,48	115,8	0,4276

Tablo 5.8. R134a akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Temmuz, $\beta=20^\circ$)

Sistem elemanları	Kapasite Değerleri
\dot{Q}_e	6,59 (kW)
\dot{Q}_k	8,27 (kW)
\dot{W}_{komp}	0,989 (kW)
COP	6,66
\dot{Q}_u	0,12044 (kW)
$\dot{E}_{d,vakum\ tüp}$	0,661 (kW)
$\dot{E}_{d,1-2a}$	0,538 (kW)
$\eta_{ex, vakum\ tüp}$	0,0754
$\eta_{ex, depolama\ tankı}$	0



Şekil 5.17. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1=0.48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R134a)(Temmuz, 20⁰)

Şekil 5.17’de kompresörün izantropik verimliliği arttıkça kompresöre verilen iş miktarının azaldığının buna bağlı olarakta COP değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresör verimi, kompresöre verilen iş miktarı ve COP’nin hangi formüllerden hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{komp} = \frac{(h_{2s}-h_1)}{(h_2-h_1)} \quad (5.23)$$

Burada,

h_{2s} , izantropik sıkıştırma kompresör çıkış entalpisi

h_1 , kompresör giriş entalpisi

h_2 , kompresör çıkış entalpisi

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2-h_1) \quad (5.24)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

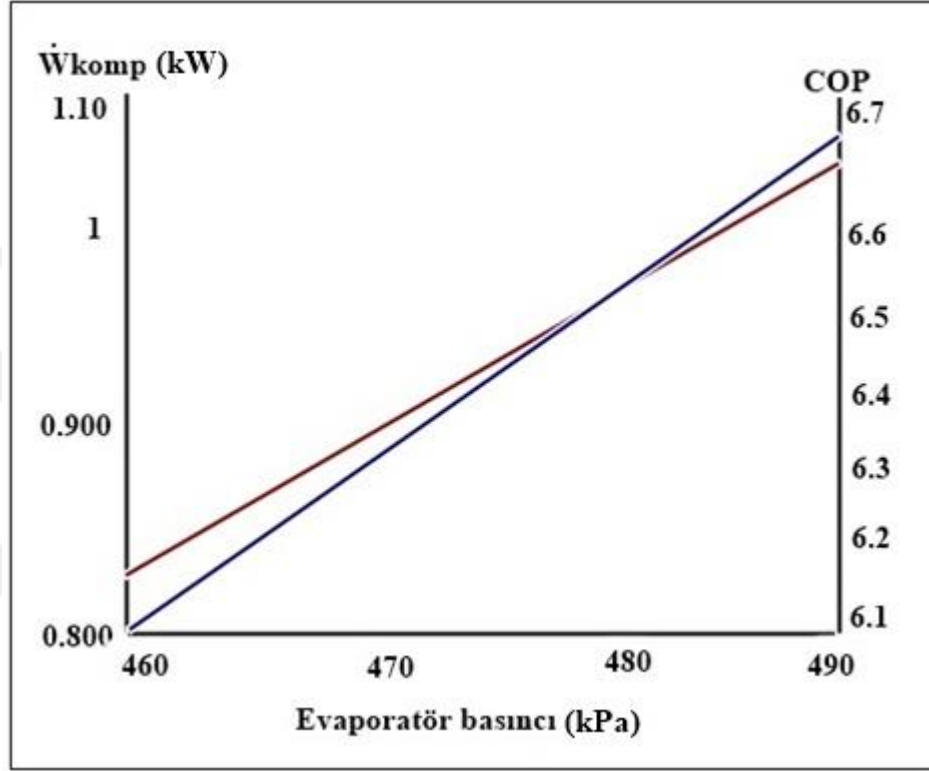
h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (5.25)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.18. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi (R134a)(Temmuz, $\beta=20^0$)

Şekil 5.18'de evaporatör basıncı arttıkça sistemde kompresöre verilen iş miktarının da arttığı ve sistemin COP değerinde buna paralel olarak artış gösterdiği görülmüştür. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresöre verilen iş miktarı ve COP'nin hangi formüllerden hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.26)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

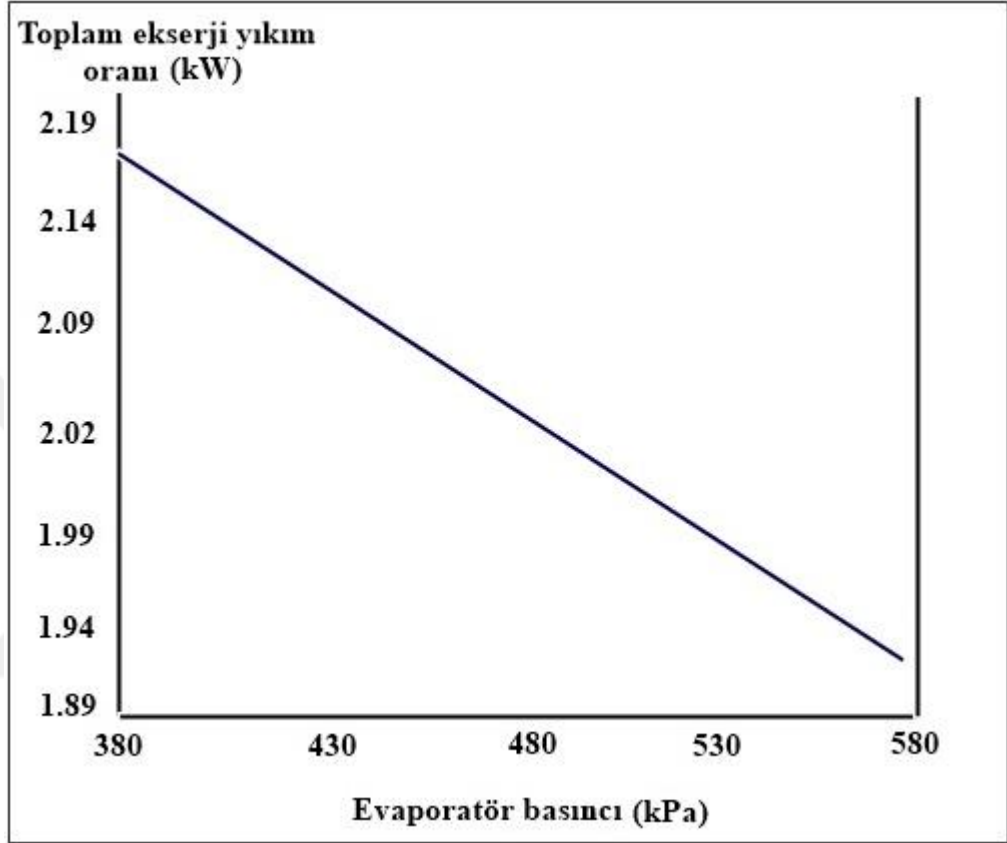
h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (5.27)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.19. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R134a)(Temmuz, $\beta=20^0$)

Şekil 5.19’da evaporatör basıncı arttıkça sistemin toplam ekserji yıkım oranının azaldığı görülmüştür. Toplam ekserji tahribatı oranı, evaporatör, kondanser, kompresör ve kısılma vanasındaki ekserji tahribatı oranlarının toplamından oluşmaktadır.

$$\dot{E}_{d,\text{toplam}} = \dot{E}_{d,1-2} + \dot{E}_{d,2-3} + \dot{E}_{d,3-4} + \dot{E}_{d,4-1} \quad (5.22)$$

Burada,

$\dot{E}_{d,1-2}$, kompresördeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,2-3}$, kondanserdeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,3-4}$, kısılma vanasındaki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,4-1}$, evaporatördeki birim zamandaki ekserji tahribatı

5.3. R1234yf Soğutucu Akışkanının Kullanıldığı Geleneksel Soğutma Çevrimi

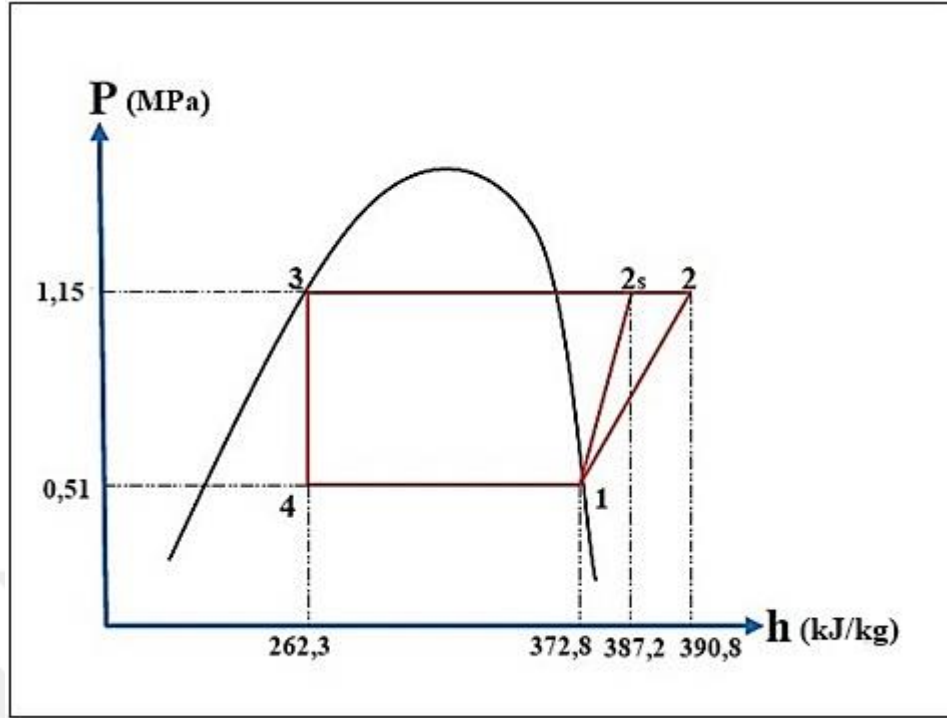
Geleneksel soğutma çevriminde kullandığımız ikinci soğutucu akışkan olan R1234yf için analiz yapılarak bütün noktalarındaki termodinamik özellik değerleri Tablo 5.9’da verilmiştir. Sistemin çalışma koşullarında bir değişiklik yoktur yani yine aynı koşullar ve değerler alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

Tablo 5.9. R1234yf akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevriminin termodinamik özellikleri

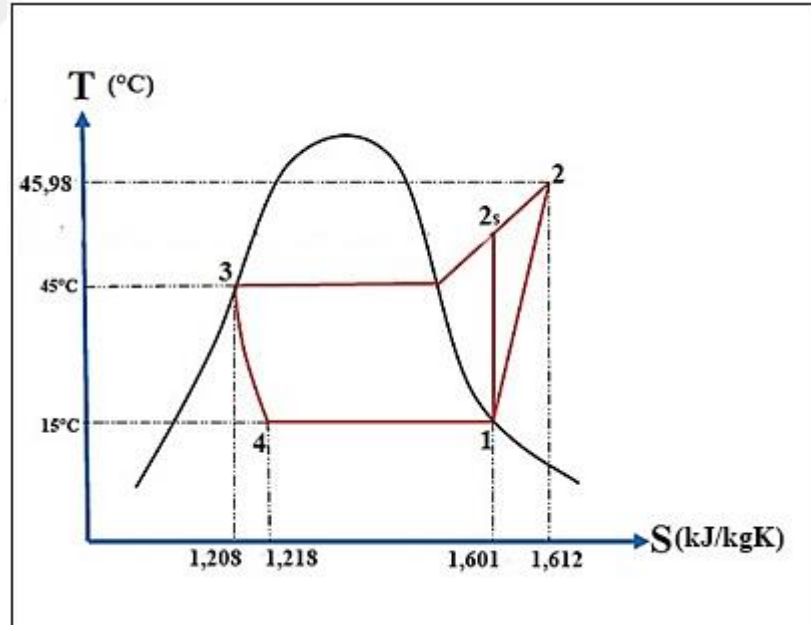
Akış No	Sıcaklık (°C)	Basınç (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)	Kütlesel Debi (kg/s)
1	15	0,51	372,8	1,601	0,07
2s	45,3	1,154	387,2	1,601	0,07
2	45,98	1,154	390,8	1,612	0,07
3	45	1,154	262,3	1,208	0,07
4	15	0,51	262,3	1,218	0,07

Tablo 5.10. R1234yf akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri

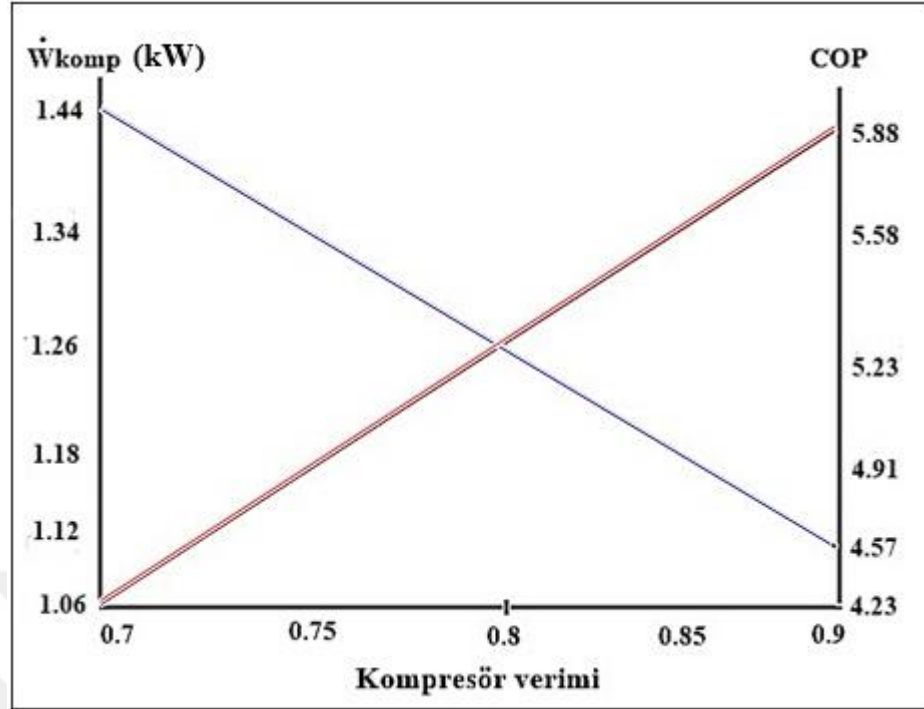
Sistem elemanları	Kapasite Değerleri
\dot{Q}_e	6,59 (kW)
\dot{Q}_k	8,99 (kW)
\dot{W}_{komp}	1,260 (kW)
COP	5,23
$\dot{E}_{d,1-2}$	0,230 (kW)
$\dot{E}_{d,2-3}$	2×10^{-3} (kW)
$\dot{E}_{d,3-4}$	0,208 (kW)
$\dot{E}_{d,4-1}$	0,482 (kW)
$\eta_{ex,komp}$	0,81
$\eta_{ex,k}$	0,99
$\eta_{ex,e}$	0,89
η_{ex}	0,27



Şekil 5.20. R1234yf akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevrimine ait P-h diyagramı



Şekil 5.21. R1234yf akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevrimine ait T-s diyagramı



Şekil 5.22. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1=0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234yf)

Şekil 5.22’de kompresörün izantropik verimliliği arttıkça kompresöre verilen iş miktarının azaldığının buna bağlı olarakta COP değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresör verimi, kompresöre verilen iş miktarı ve COP’nin hangi formüllerden hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{komp} = \frac{(h_{2s}-h_1)}{(h_2-h_1)} \quad (5.29)$$

Burada,

h_{2s} , izantropik sıkıştırma kompresör çıkış entalpisi

h_1 , kompresör giriş entalpisi

h_2 , kompresör çıkış entalpisi

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2-h_1) \quad (5.30)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

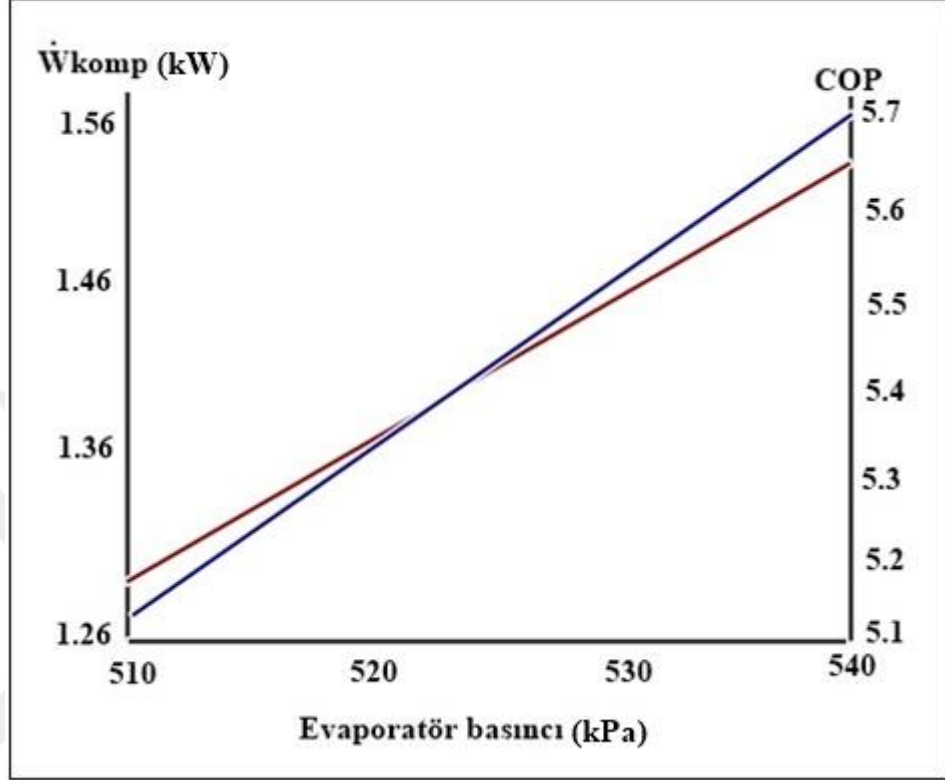
h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.31)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.23. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi (R1234yf)

Şekil 5.23'te evaporatör basıncı arttıkça sistemde kompresöre verilen iş miktarının da arttığı ve sistemin COP değerinde buna paralel olarak artış gösterdiği görülmüştür. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresöre verilen iş miktarı ve COP'nin hangi formüllerden hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.32)$$

Burada,

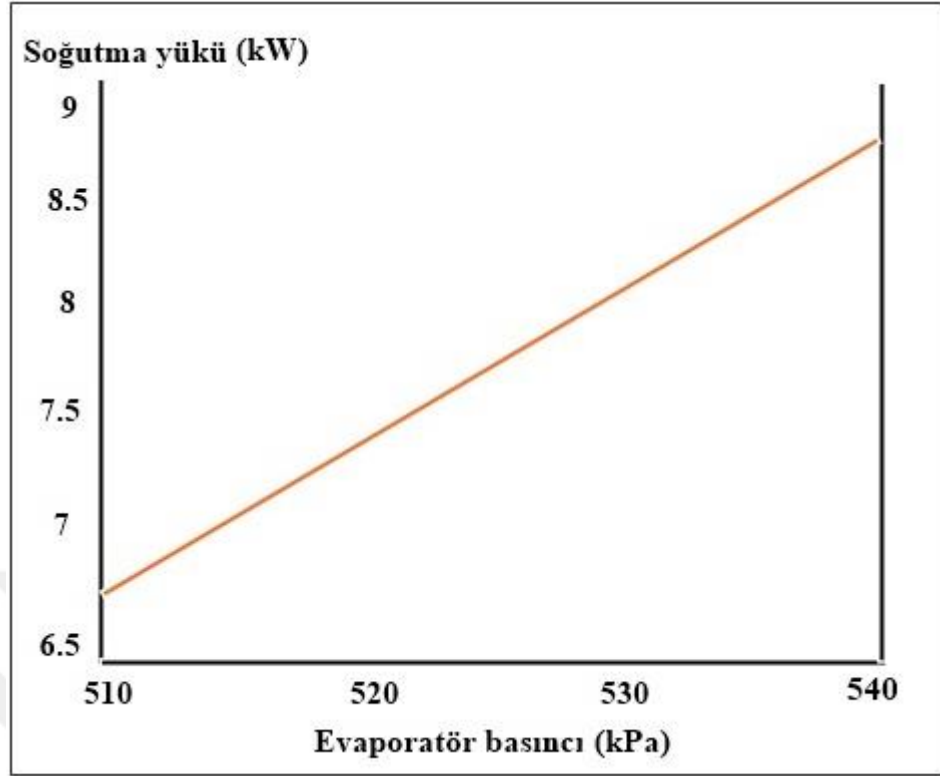
\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.33)$$

Burada, \dot{Q}_e evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.24. $\eta_{komp}= 0,8$ için evaporatör basıncının sistem soğutma yükü üzerindeki etkisi (R1234yf)

Şekil 5.24'te evaporatör basıncı arttıkça sistemin soğutma yükünde arttığı görülmüştür. Soğutma yükünün nasıl hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

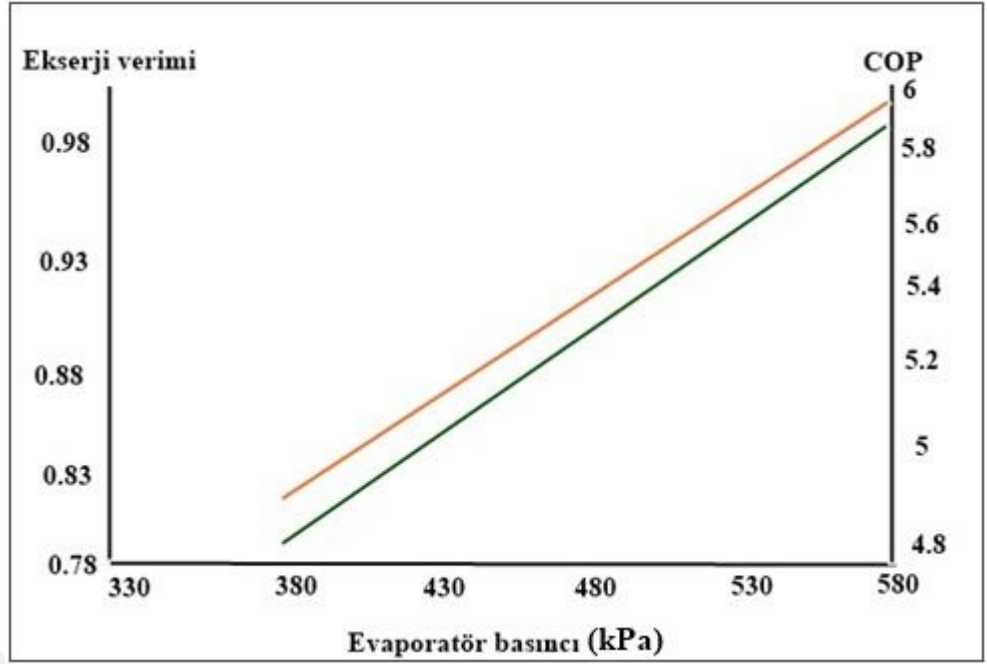
$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (5.34)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi

h_1 , evaporatör çıkış entalpisi

h_4 , evaporatör giriş entalpisi



Şekil 5.25. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi, ekserji verimliliği ve COP üzerindeki etkisi (R1234yf)

Şekil 5.25'te evaporatörün basıncının arttıkça sistemin COP değerinin ve ekserji verimliliğinin arttığı görülmektedir. Şekildeki yeşil çizgi sol sütundaki ekserji verimini temsil ederken turuncu çizgide sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Ekserji verimi evaporatörün ekserji verimini ifade etmektedir ve COP ile nasıl hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{ex,e} = \frac{-\dot{Q}_k(1-\frac{T_0}{T})}{\dot{E}_{d,1}-\dot{E}_{d,4}} \quad (5.35)$$

Burada,

\dot{Q}_k , soğutulacak olan ortamdan çekilen ısı miktarı ya da soğutma yükü

T_0 , ölü durum sıcaklığı

T , akışkanın sıcaklığı

$\dot{E}_{d,1}$, evaporatör çıkışındaki ekserji tahribatı

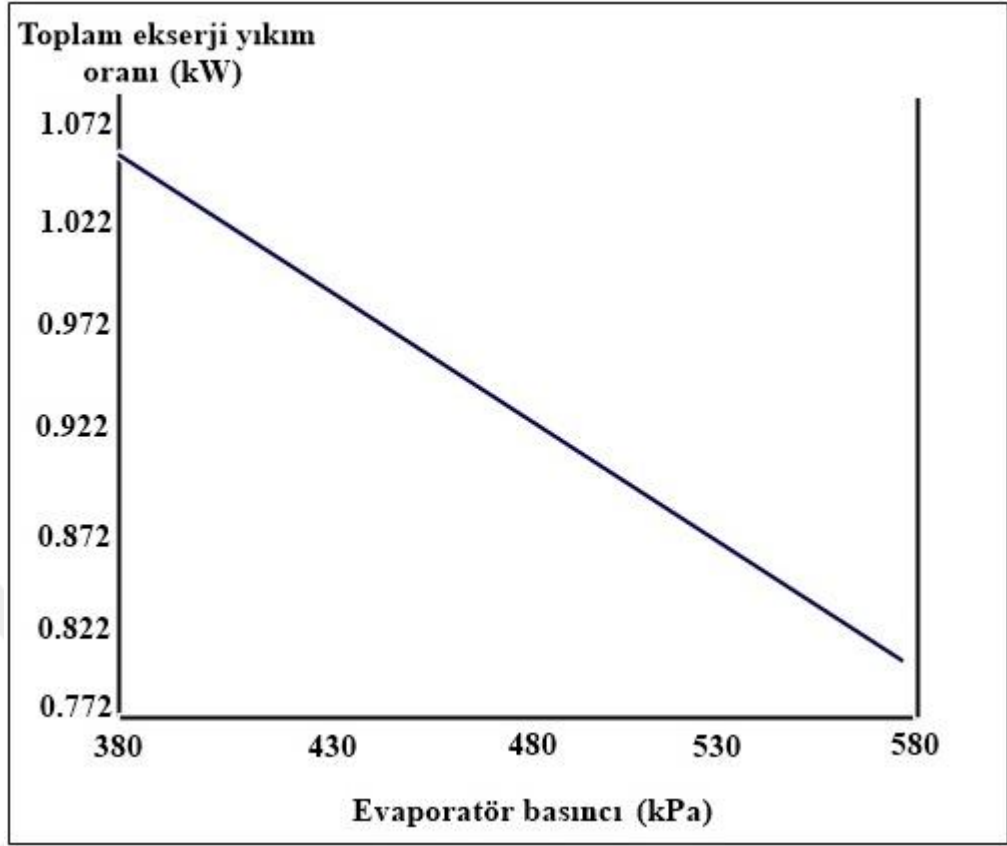
$\dot{E}_{d,4}$, evaporatör girişindeki ekserji tahribatını göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.36)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarı (kW)



Şekil 5.26. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R1234yf)

Şekil 5.26’da evaporatör basıncı arttıkça sistemin toplam ekserji yıkım oranının azaldığı görülmüştür. Toplam ekserji tahribatı oranı, evaporatör, kondansör, kompresör ve kısılma vanasındaki ekserji tahribatı oranlarının toplamından oluşmaktadır.

$$\dot{E}_{d,\text{toplam}} = \dot{E}_{d,1-2} + \dot{E}_{d,2-3} + \dot{E}_{d,3-4} + \dot{E}_{d,4-1} \quad (5.37)$$

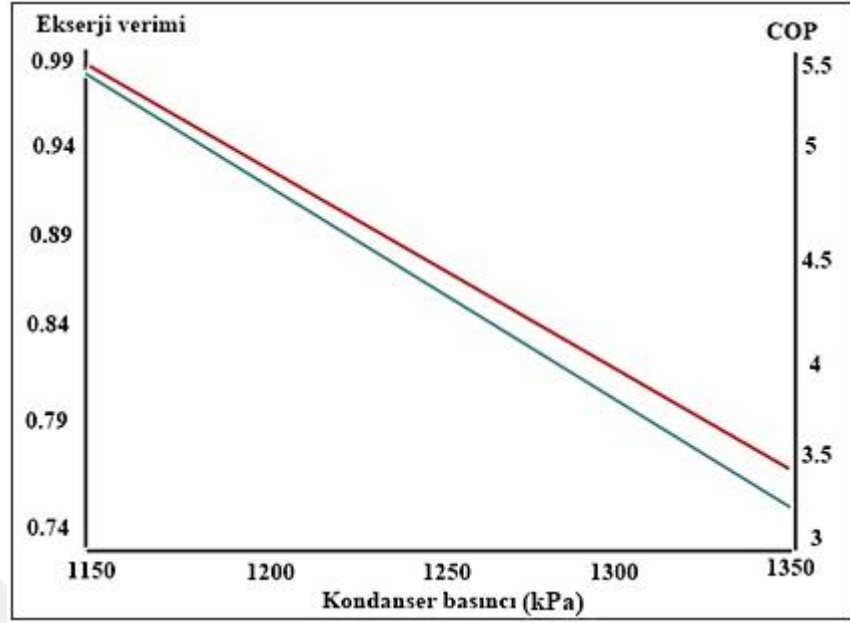
Burada,

$\dot{E}_{d,1-2}$, kompresördeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,2-3}$, kondanserdeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,3-4}$, kısılma vanasındaki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,4-1}$, evaporatördeki birim zamandaki ekserji tahribatı



Şekil 5.27. Kondanser basıncının soğutma çevriminde ekserji verimliliği ve COP üzerindeki etkisi (R1234yf)

Şekil 5.27’de kondanser basıncı arttıkça ekserji veriminin ve COP değerinin azaldığı görülmüştür. Şekildeki yeşil renk kondanserin ekserji verimini ifade ederken kırmızı renk COP değerini ifade etmektedir. Kondanserin ekserji verimi ve COP ifadelerinin hesaplamaları aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{ex,k} = \frac{(\dot{Q}_k(1 - \frac{T_0}{T}))}{(\dot{m}[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)])} \quad (5.38)$$

Burada,

$\dot{Q}_k(1 - \frac{T_0}{T})$, ısı yoluyla aktarılan birim zamandaki ekserji miktarı (kW)

T_0 , ölü durum sıcaklığı

T , akışkanın sıcaklığını ifade etmektedir.

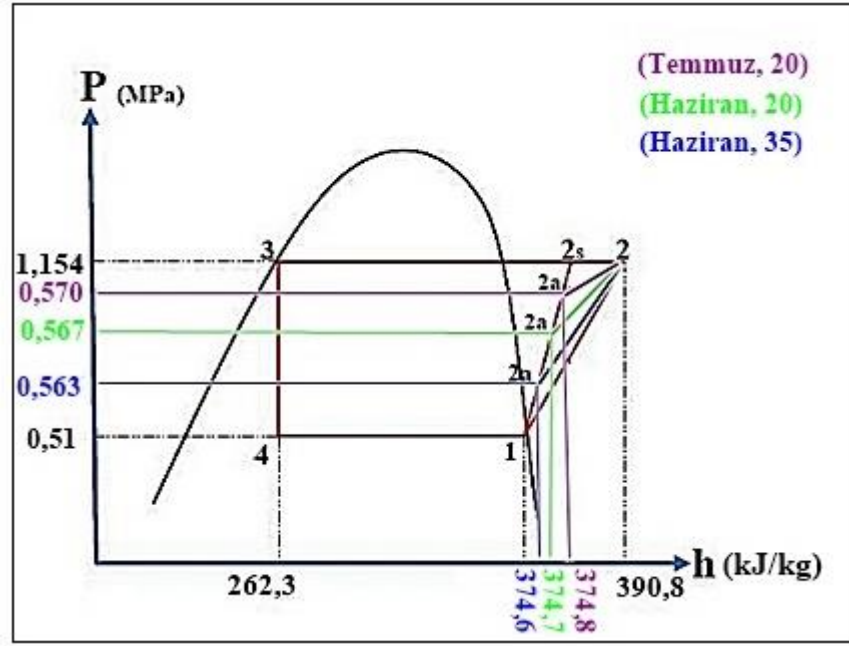
5.4. R1234yf Akışkanının Kullanıldığı Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Çevrimi
R1234yf akışkanının sistemdeki noktalara ait değerleri hesaplanmış olup aşağıda verilmiştir.

Tablo 5.11. R1234yf akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Haziran, $\beta=35^\circ$)

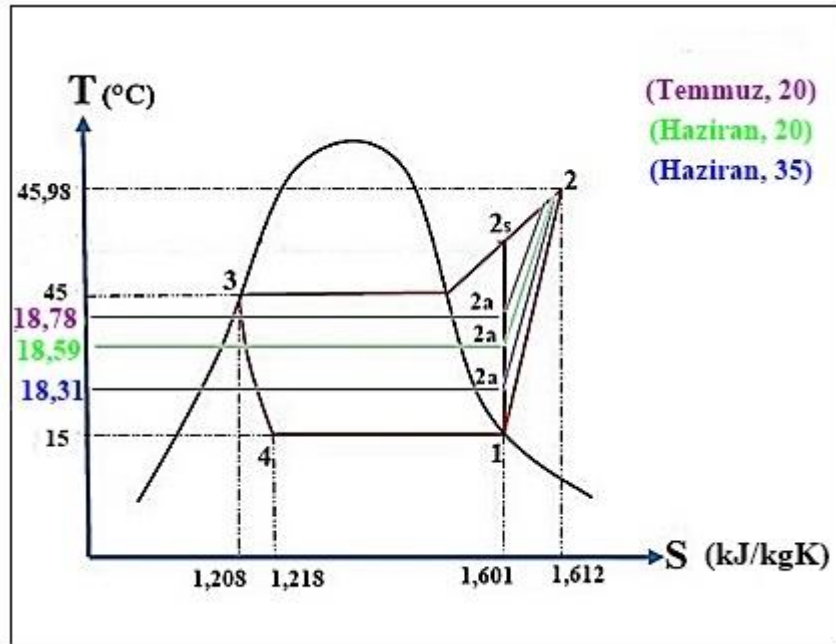
Akış No	Sıcaklık ($^\circ\text{C}$)	Basınç (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)
1	15	0,51	372,8	1,601
2a	18,31	0,563	374,6	1,601
2	45,98	1,154	390,8	1,612
3	45	1,154	262,3	1,208
4	15	0,51	262,3	1,218

Tablo 5.12. R1234yf akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Haziran, $\beta=35^\circ$)

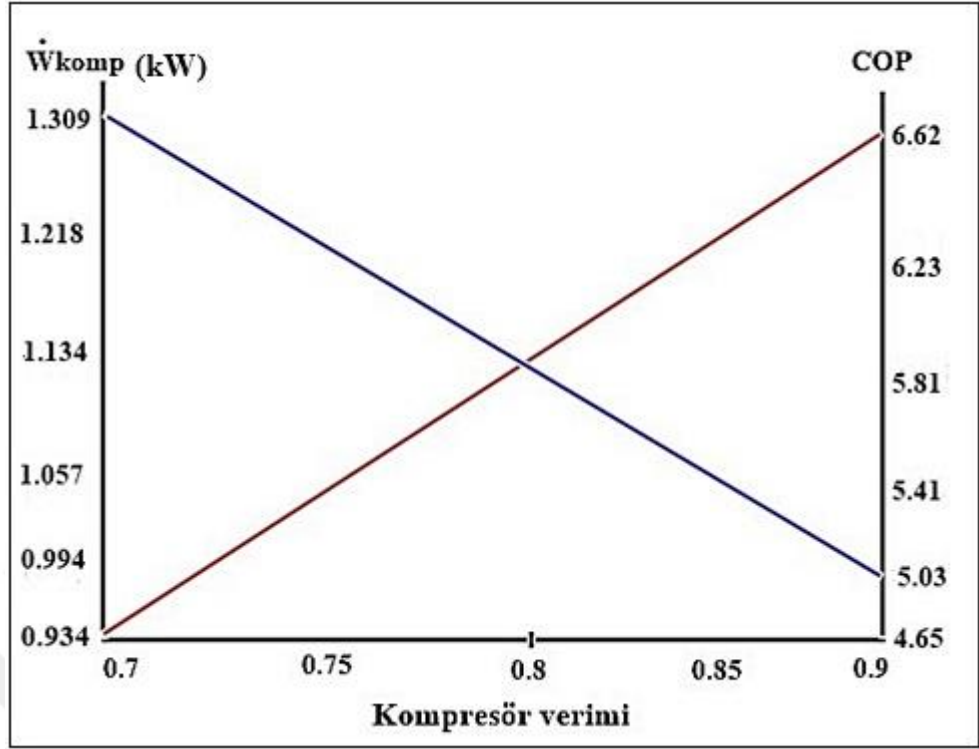
Sistem elemanları	Kapasite Değerleri
\dot{Q}_e	6,59 (kW)
\dot{Q}_k	8,99 (kW)
\dot{W}_{komp}	1,134 (kW)
COP	5,81
\dot{Q}_u	0,10607 (kW)
$\dot{E}_{d,\text{vakum tüp}}$	0,663 (kW)
$\dot{E}_{d,1-2a}$	0,542 (kW)
$\eta_{\text{ex, vakum tüp}}$	0,0664
$\eta_{\text{ex, depolama tankı}}$	0



Şekil 5.28. R1234yf akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevrimine ait P-h diyagramı



Şekil 5.29. R1234yf akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevrimine ait T-s diyagramı



Şekil 5.30. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1= 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234yf)(Haziran, $\beta=35^0$)

Şekil 5.30’da kompresörün izantropik verimliliği arttıkça kompresöre verilen iş miktarının azaldığının buna bağlı olarakta COP değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresör verimi, kompresöre verilen iş miktarı ve COP’nin hesaplandığı formüller aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{komp} = \frac{(h_{2s}-h_1)}{(h_2-h_1)} \quad (5.39)$$

Burada,

h_{2s} , izantropik sıkıştırma kompresör çıkış entalpisi

h_1 , kompresör giriş entalpisi

h_2 , kompresör çıkış entalpisi

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2-h_1) \quad (5.40)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

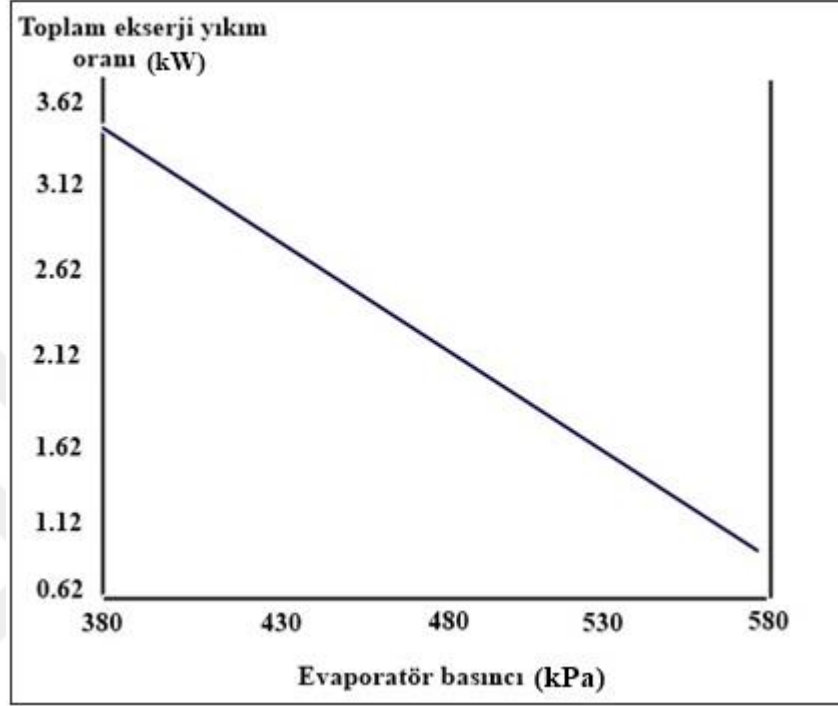
h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.41)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.31. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R124yf) (Haziran, $\beta=35^\circ$)

Şekil 5.31’de evaporatör basıncı arttıkça sistemin toplam ekserji yıkım oranının azaldığı görülmüştür. Toplam ekserji tahribatı oranı, evaporatör, kondansör, kompresör ve kısılma vanasındaki ekserji tahribatı oranlarının toplamından oluşmaktadır.

$$\dot{E}_{d,toplam} = \dot{E}_{d,1-2} + \dot{E}_{d,2-3} + \dot{E}_{d,3-4} + \dot{E}_{d,4-1} \quad (5.42)$$

Burada,

$\dot{E}_{d,1-2}$, kompresördeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,2-3}$, kondanserdeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,3-4}$, kısılma vanasındaki birim zamandaki ekserji tahribatı

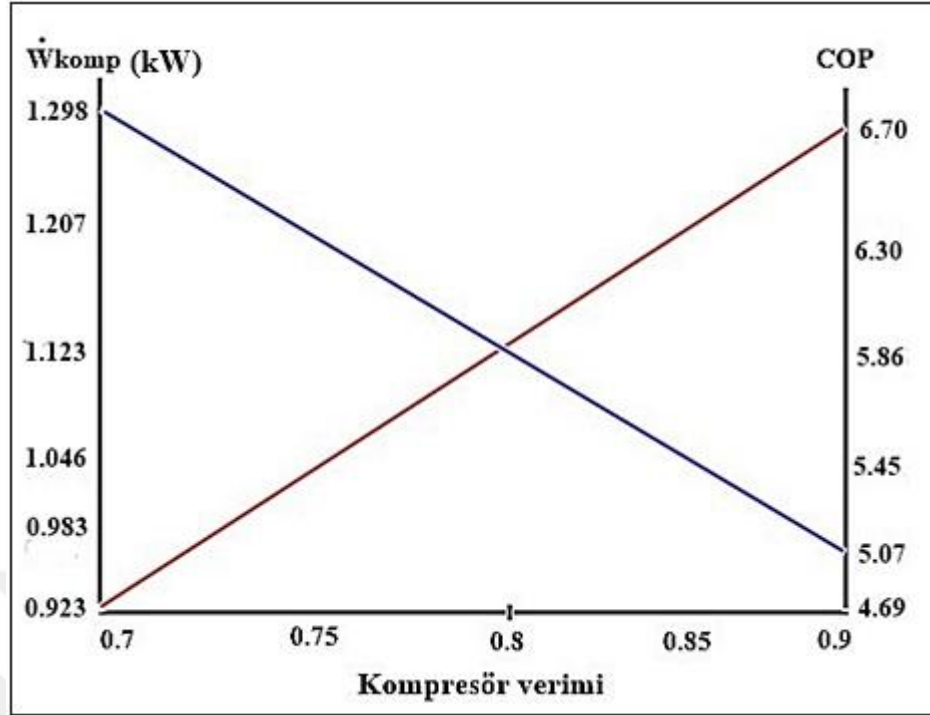
$\dot{E}_{d,4-1}$, evaporatördeki birim zamandaki ekserji tahribatını belirtmektedir.

Tablo 5.13. R1234yf akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Haziran, $\beta=20^\circ$)

Akış No	Sıcaklık (°C)	Basınç (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)
1	15	0,51	372,8	1,601
2a	18,59	0,567	374,75	1,601
2	45,98	1,154	390,8	1,612
3	45	1,154	262,3	1,208
4	15	0,51	262,3	1,218

Tablo 5.14. R1234yf akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Haziran, $\beta=20^\circ$)

Sistem elemanları	Kapasite Değerleri
\dot{Q}_e	6,59 (kW)
\dot{Q}_k	8,99 (kW)
\dot{W}_{komp}	1,123 (kW)
COP	5,86
\dot{Q}_u	0,11534 (kW)
$\dot{E}_{d,vakum\ tüp}$	0,662 (kW)
$\dot{E}_{d,1-2a}$	0,532 (kW)
$\eta_{ex, vakum\ tüp}$	0,0722
$\eta_{ex, depolama\ tankı}$	0



Şekil 5.32. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1= 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234yf) (Haziran, $\beta=20^\circ$)

Şekil 5.32’de kompresörün izantropik verimliliği arttıkça kompresöre verilen iş miktarının azaldığının buna bağlı olarakta COP değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresör verimi, kompresöre verilen iş miktarı ve COP’nin hesaplandığı bağıntılar aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{komp} = \frac{(h_{2s}-h_1)}{(h_2-h_1)} \quad (5.43)$$

Burada,

h_{2s} , izantropik sıkıştırma kompresör çıkış entalpisi

h_1 , kompresör giriş entalpisi

h_2 , kompresör çıkış entalpisi

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2-h_1) \quad (5.44)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

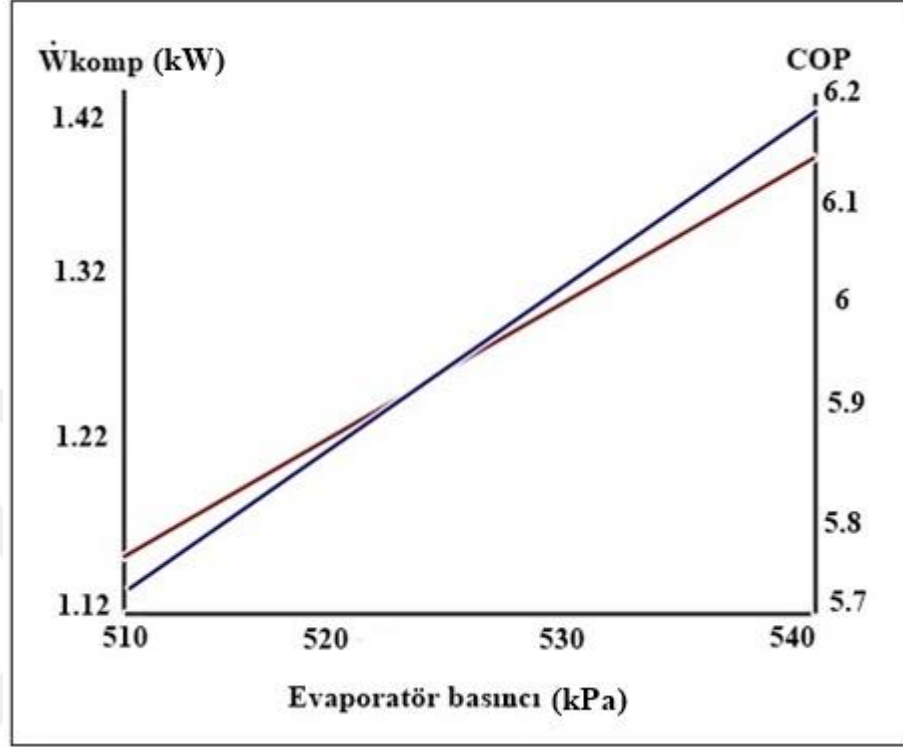
h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.45)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.33. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi(R1234yf)(Haziran, $\beta=20^\circ$)

Şekil 5.33'te evaporatör basıncı arttıkça sistemde kompresöre verilen iş miktarının da arttığı ve sistemin COP değerinde buna paralel olarak artış gösterdiği görülmüştür. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresöre verilen iş miktarı ve COP aşağıdaki bağıntılardan hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.46)$$

Burada,

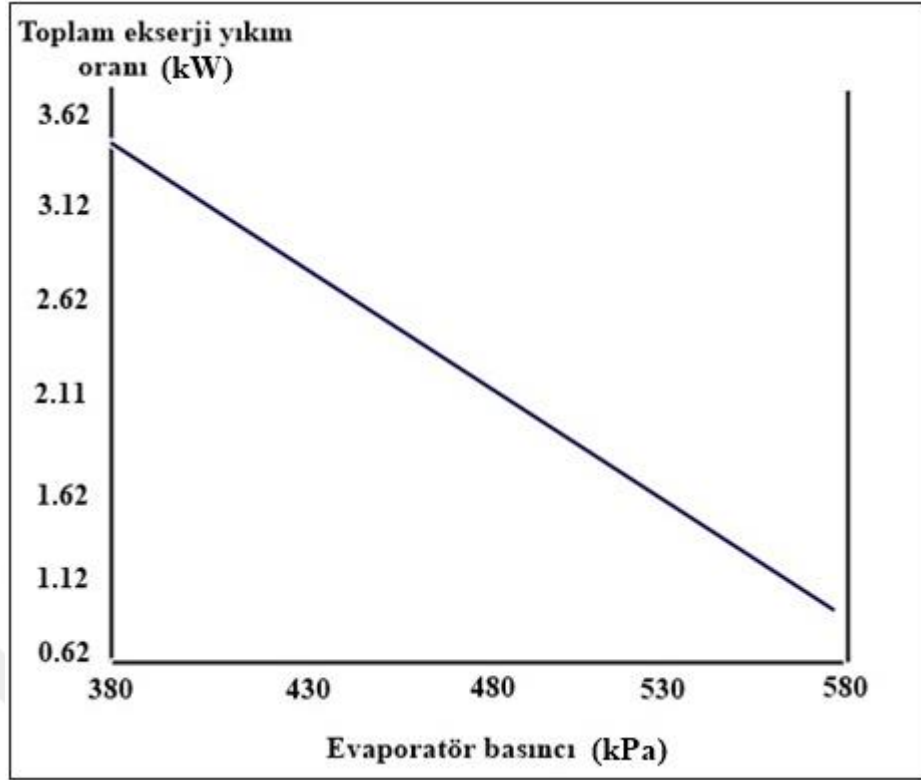
\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.47)$$

Burada, \dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.34. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R124yf) (Haziran, $\beta=20^\circ$)

Şekil 5.34’te evaporatör basıncı arttıkça sistemin toplam ekserji yıkım oranının azaldığı görülmüştür. Toplam ekserji tahribatı oranı, evaporatör, kondanser, kompresör ve kısılma vanasındaki ekserji tahribatı oranlarının toplamından oluşmaktadır.

$$\dot{E}_{d,\text{toplam}} = \dot{E}_{d,1-2} + \dot{E}_{d,2-3} + \dot{E}_{d,3-4} + \dot{E}_{d,4-1} \quad (5.48)$$

Burada,

$\dot{E}_{d,1-2}$, kompresördeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,2-3}$, kondanserdeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,3-4}$, kısılma vanasındaki birim zamandaki ekserji tahribatı

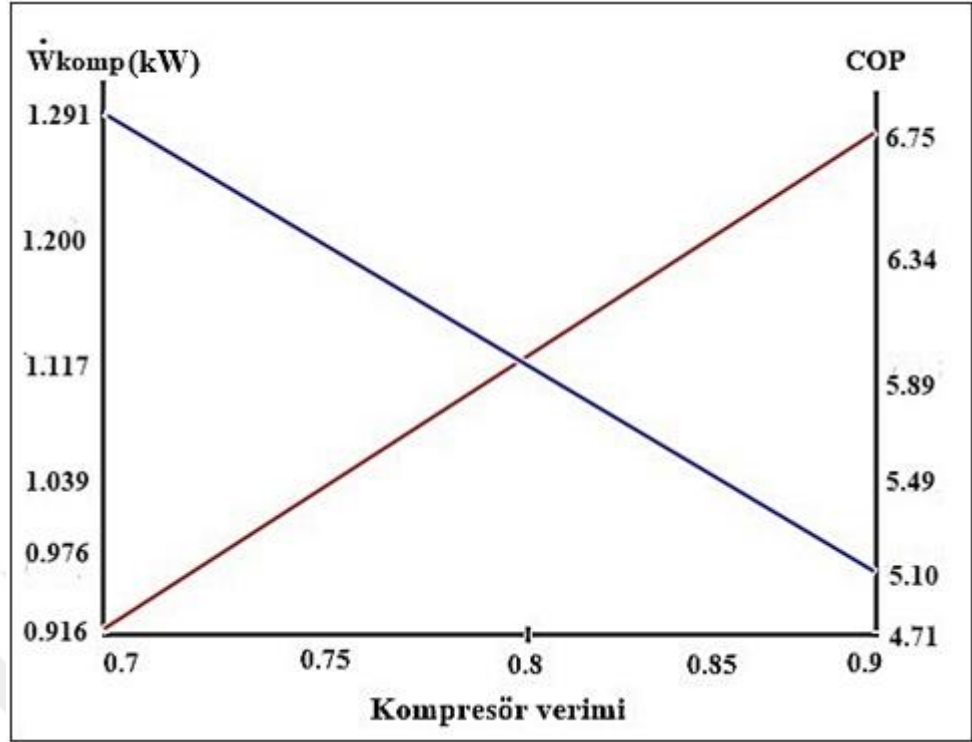
$\dot{E}_{d,4-1}$, evaporatördeki birim zamandaki ekserji tahribatını belirtmektedir.

Tablo 5.15. R1234yf akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Temmuz, $\beta=20^\circ$)

Akış No	Sıcaklık ($^\circ\text{C}$)	Basınç (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)
1	15	0,51	372,8	1,601
2a	18,78	0,570	374,85	1,601
2	45,98	1,154	390,8	1,612
3	45	1,154	262,3	1,208
4	15	0,51	262,3	1,218

Tablo 5.16. R1234yf akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Temmuz, $\beta=20^\circ$)

Sistem elemanları	Kapasite Değerleri
\dot{Q}_e	6,59 (kW)
\dot{Q}_k	8,99 (kW)
\dot{W}_{komp}	1,117 (kW)
COP	5,89
\dot{Q}_u	0,12044 (kW)
$\dot{E}_{d,\text{vakum tüp}}$	0,661 (kW)
$\dot{E}_{d,1-2a}$	0,525 (kW)
$\eta_{\text{ex, vakum tüp}}$	0,0754
$\eta_{\text{ex, depolama tankı}}$	0



Şekil 5.35. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1 = 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234yf) (Temmuz, $\beta = 20^\circ$)

Şekil 5.35'te kompresörün izantropik verimliliği arttıkça kompresöre verilen iş miktarının azaldığının buna bağlı olarak COP değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresör verimi, kompresöre verilen iş miktarı ve COP'nin hangi formüllerden hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{komp} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (5.49)$$

Burada,

h_{2s} , izantropik sıkıştırma kompresör çıkış entalpisi

h_1 , kompresör giriş entalpisi

h_2 , kompresör çıkış entalpisi

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.50)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

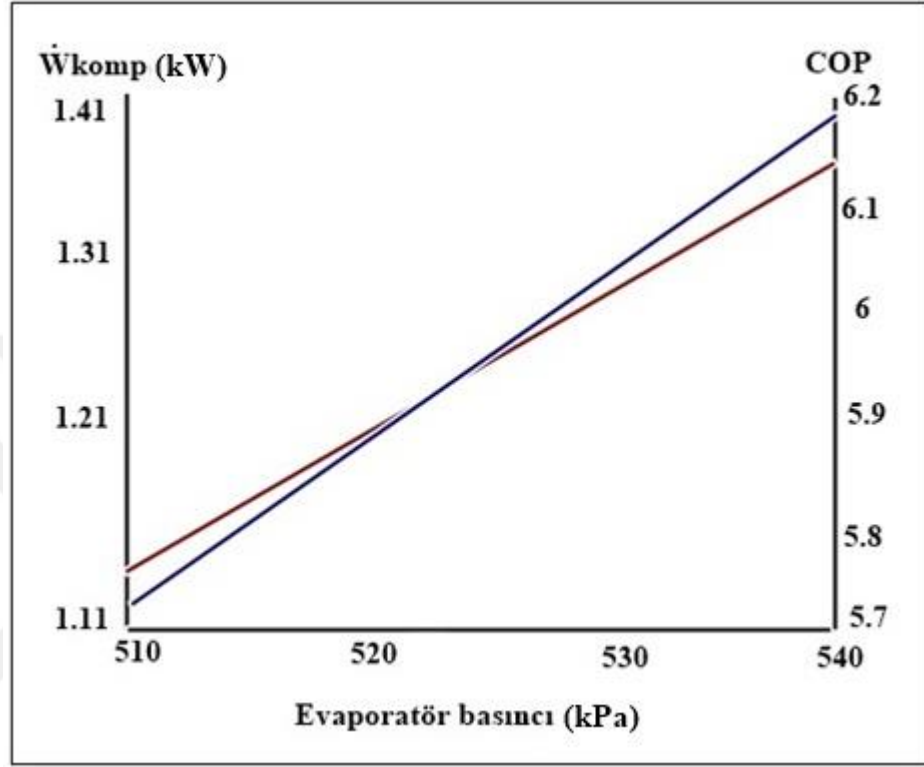
h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.51)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.36. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi(R1234yf)(Temmuz, $\beta=20^\circ$)

Şekil 5.36'da evaporatör basıncı arttıkça sistemde kompresöre verilen iş miktarının da arttığı ve sistemin COP değerinde buna paralel olarak artış gösterdiği görülmüştür. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresöre verilen iş miktarı ve COP'nin hangi formüllerden hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.52)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

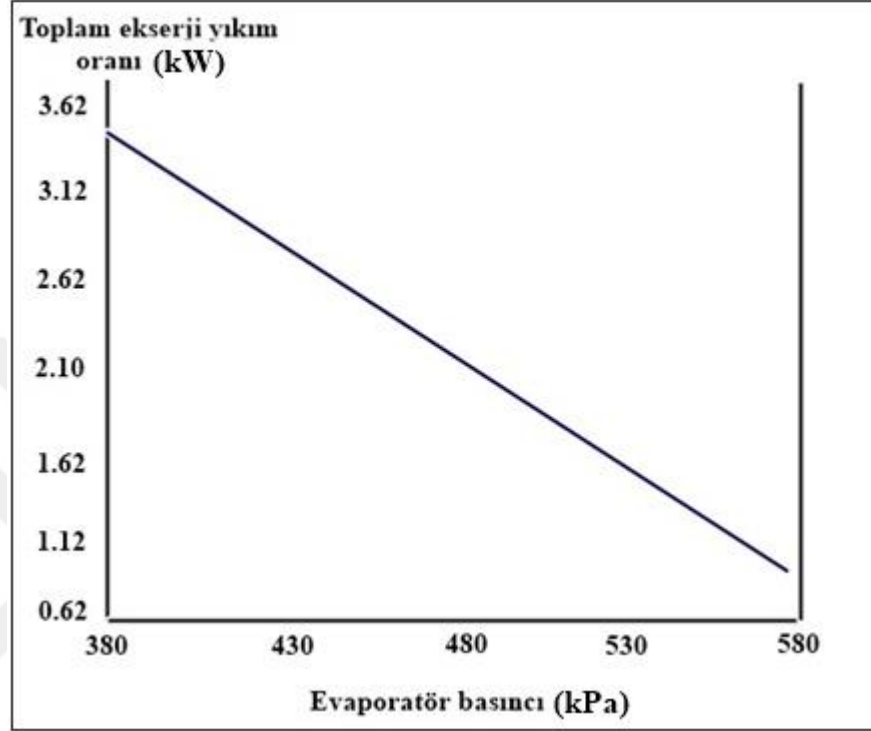
h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.53)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.37. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R124yf) (Temmuz, $\beta=20^\circ$)

Şekil 5.37’de evaporatör basıncı arttıkça sistemin toplam ekserji yıkım oranının azaldığı görülmüştür. Toplam ekserji tahribatı oranı, evaporatör, kondanser, kompresör ve kısılma vanasındaki ekserji tahribatı oranlarının toplamından oluşmaktadır.

$$\dot{E}_{d,toplam} = \dot{E}_{d,1-2} + \dot{E}_{d,2-3} + \dot{E}_{d,3-4} + \dot{E}_{d,4-1} \quad (5.54)$$

Burada,

$\dot{E}_{d,1-2}$, kompresördeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,2-3}$, kondanserdeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,3-4}$, kısılma vanasındaki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,4-1}$, evaporatördeki birim zamandaki ekserji tahribatını belirtmektedir.

5.5. R1234ze Akışkanının Kullanıldığı Geleneksel Soğutma Çevrimi

Geleneksel soğutma çevriminde kullandığımız üçüncü soğutucu akışkan olan R1234ze için analiz yapılarak bütün noktalarındaki termodinamik özellik değerleri aşağıda

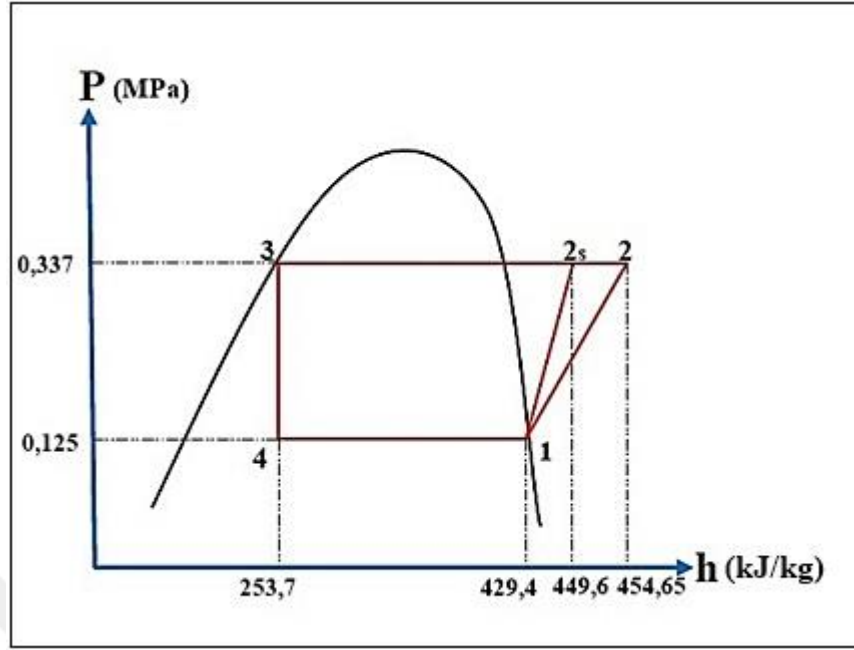
verilmiştir. Sistemin çalışma koşullarında bir değişiklik yoktur yani yine aynı değerler alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

Tablo 5.17. R1234ze akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevriminin termodinamik özellikleri

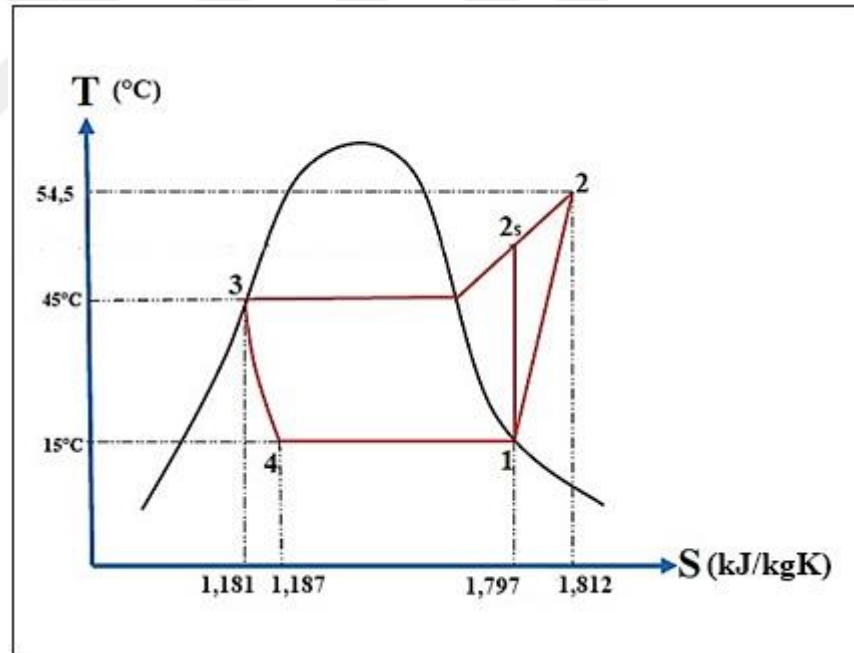
Akış No	Sıcaklık (°C)	Basınç (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)	Kütleli Debi (kg/s)
1	15	0,1254	429,4	1,797	0,038
2s	48,8	0,3376	449,6	1,797	0,038
2	54,49	0,3376	454,65	1,812	0,038
3	45	0,3376	253,7	1,181	0,038
4	15	0,1254	253,7	1,187	0,038

Tablo 5.18. R1234ze akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri

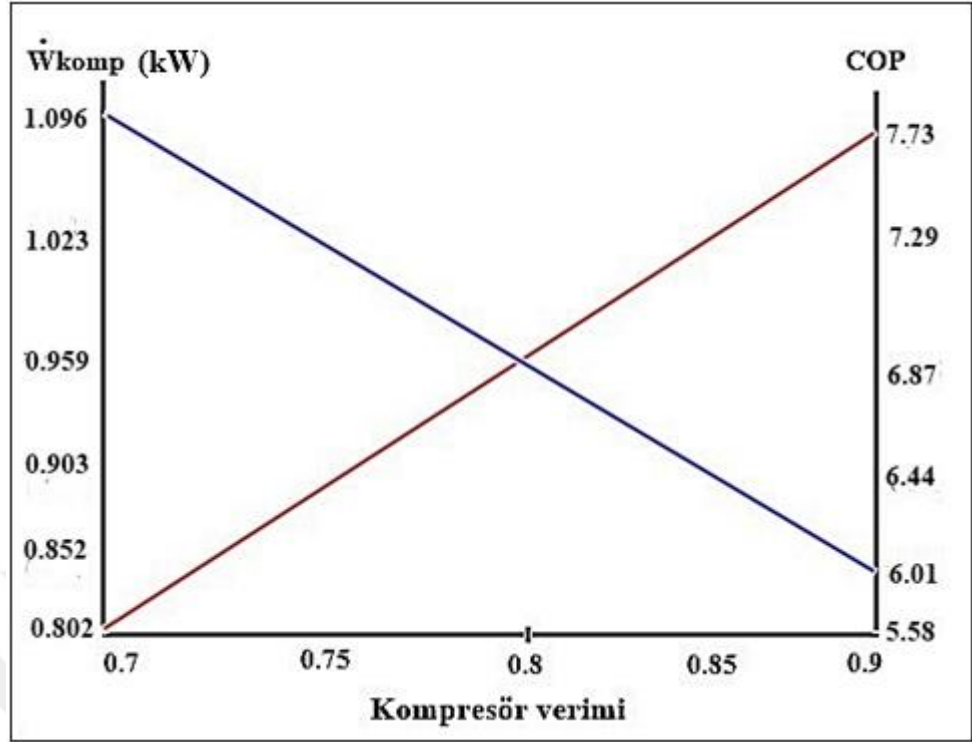
Sistem elemanları	Kapasite Değerleri
\dot{Q}_e	6,59 (kW)
\dot{Q}_k	7,63 (kW)
\dot{W}_{komp}	0,959 (kW)
COP	6,87
$\dot{E}_{d,1-2}$	0,170 (kW)
$\dot{E}_{d,2-3}$	0,012 (kW)
$\dot{E}_{d,3-4}$	0,068 (kW)
$\dot{E}_{d,4-1}$	0,459 (kW)
$\eta_{ex,komp}$	0,82
$\eta_{ex,k}$	0,97
$\eta_{ex,e}$	0,98
η_{ex}	0,26



Şekil 5.38. R1234ze akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevrimine ait P-h diyagramı



Şekil 5.39. R1234ze akışkanının kullanıldığı geleneksel soğutma çevrimine ait T-s diyagramı



Şekil 5.40. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1 = 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234ze)

Şekil 5.40'da kompresörün izantropik verimliliği arttıkça kompresöre verilen iş miktarının azaldığının buna bağlı olarak COP değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresör verimi, kompresöre verilen iş miktarı ve COP'nin hangi formüllerden hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{komp} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (5.55)$$

Burada,

h_{2s} , izantropik sıkıştırma kompresör çıkış entalpisi

h_1 , kompresör giriş entalpisi

h_2 , kompresör çıkış entalpisi

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.56)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

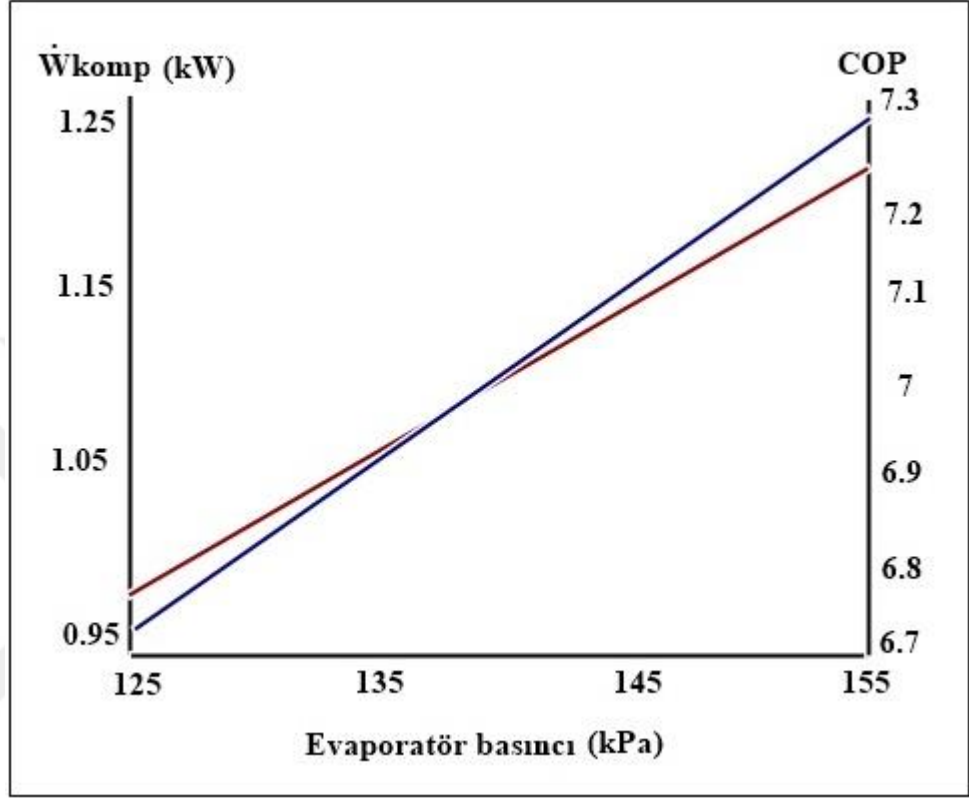
h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.57)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.41. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi(R1234ze)

Şekil 5.41'de evaporatör basıncı arttıkça sistemde kompresöre verilen iş miktarının da arttığı ve sistemin COP değerinde buna paralel olarak artış gösterdiği görülmüştür. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresöre verilen iş miktarı ve COP'nin hangi formüllerden hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.58)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

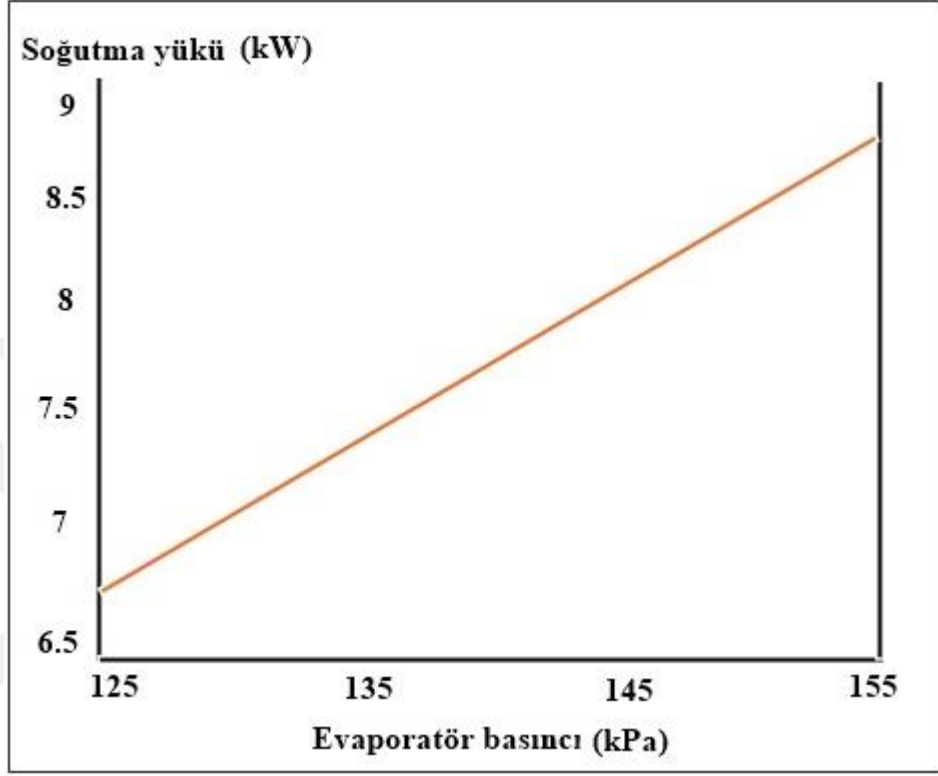
h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.59)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.42. $\eta_{komp}=0.8$ için evaporatör basıncının sistem soğutma yükü üzerindeki etkisi

Şekil 5.42’de evaporatör basıncı arttıkça sistemin soğutma yükünde arttığı görülmüştür. Soğutma yükünün nasıl hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

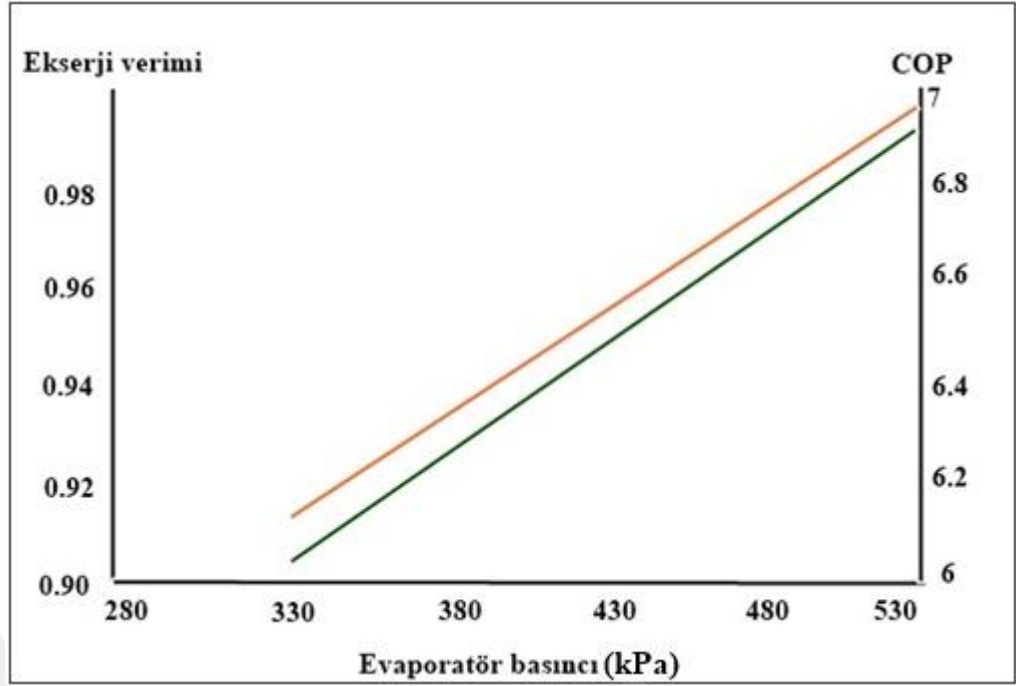
$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (5.60)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi

h_1 , evaporatör çıkış entalpi

h_4 , evaporatör giriş entalpi



Şekil 5.43. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi, ekserji verimliliği ve COP üzerindeki etkisi (R1234ze)

Şekil 5.43'te evaporatörün basıncının arttıkça sistemin COP değerinin ve ekserji verimliliğinin arttığı görülmektedir. Şekildeki yeşil çizgi sol sütundaki ekserji verimini temsil ederken turuncu çizgide sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Ekserji verimi evaporatörün ekserji verimini ifade etmektedir ve COP ile nasıl hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{ex,e} = \frac{-\dot{Q}_k(1-\frac{T_0}{T})}{\dot{E}_{d,1}-\dot{E}_{d,4}} \quad (5.61)$$

Burada,

\dot{Q}_k , soğutulacak olan ortamdaki çekilen ısı miktarı ya da soğutma yükü

T_0 , ölü durum sıcaklığı

T , akışkanın sıcaklığı

$\dot{E}_{d,1}$, evaporatör çıkışındaki ekserji tahribatı

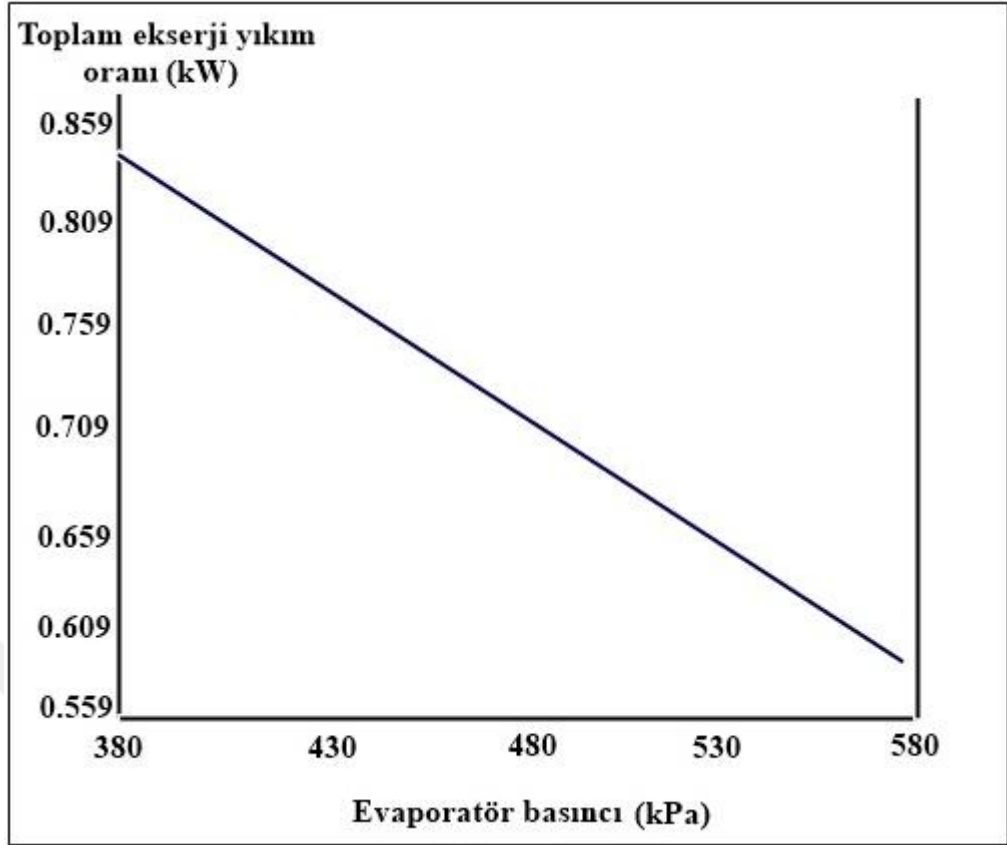
$\dot{E}_{d,4}$, evaporatör girişindeki ekserji tahribatını göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.62)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarı (kW)



Şekil 5.44. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R1234ze)

Şekil 5.44'te evaporatör basıncı arttıkça sistemin toplam ekserji yıkım oranının azaldığı görülmüştür. Toplam ekserji tahribatı oranı, evaporatör, kondansör, kompresör ve kısılma vanasındaki ekserji tahribatı oranlarının toplamından oluşmaktadır.

$$\dot{E}_{d,\text{toplam}} = \dot{E}_{d,1-2} + \dot{E}_{d,2-3} + \dot{E}_{d,3-4} + \dot{E}_{d,4-1} \quad (5.63)$$

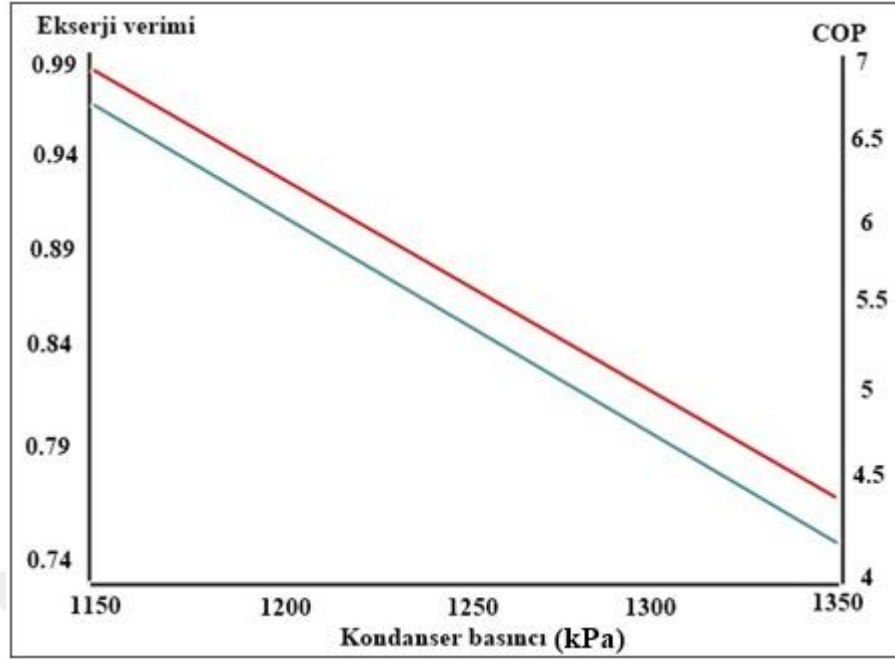
Burada,

$\dot{E}_{d,1-2}$, kompresördeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,2-3}$, kondanserdeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,3-4}$, kısılma vanasındaki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,4-1}$, evaporatördeki birim zamandaki ekserji tahribatını belirtmektedir.



Şekil 5.45. Kondanser basıncının soğutma çevriminde ekserji verimliliği ve COP üzerindeki etkisi (R1234ze)

Şekil 5.45'te kondanser basıncı arttıkça ekserji veriminin ve COP değerinin azaldığı görülmüştür. Şekildeki yeşil renk kondanserin ekserji verimini ifade ederken kırmızı renk COP değerini ifade etmektedir. Kondanserin ekserji verimi ve COP ifadelerinin hesaplamaları aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{ex,k} = \frac{(\dot{Q}_k(1 - \frac{T_0}{T}))}{(\dot{m}[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)])} \quad (5.64)$$

Burada,

$\dot{Q}_k(1 - \frac{T_0}{T})$, ısı yoluyla aktarılan birim zamandaki ekserji miktarı (kW)

T_0 , ölü durum sıcaklığı

T , akışkanın sıcaklığını ifade etmektedir.

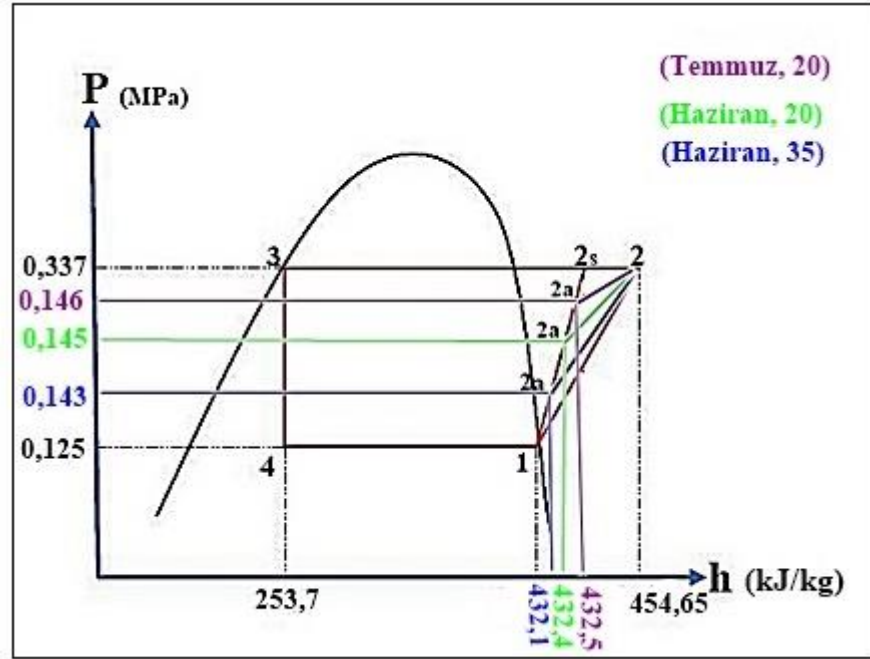
5.6. R1234ze Akışkanının Kullanıldığı Güneş Enerjisi Destekli Soğutma Çevrimi
Güneş enerjisi destekli soğutma çevriminde kullanılan R1234ze soğutucu akışkanının sistemdeki noktalara ait değerleri termodinamiğin birinci kanununa bağlı kalarak hesaplanıp aşağıda verilmiştir.

Tablo 5.19. R1234ze akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Haziran, $\beta=35^\circ$)

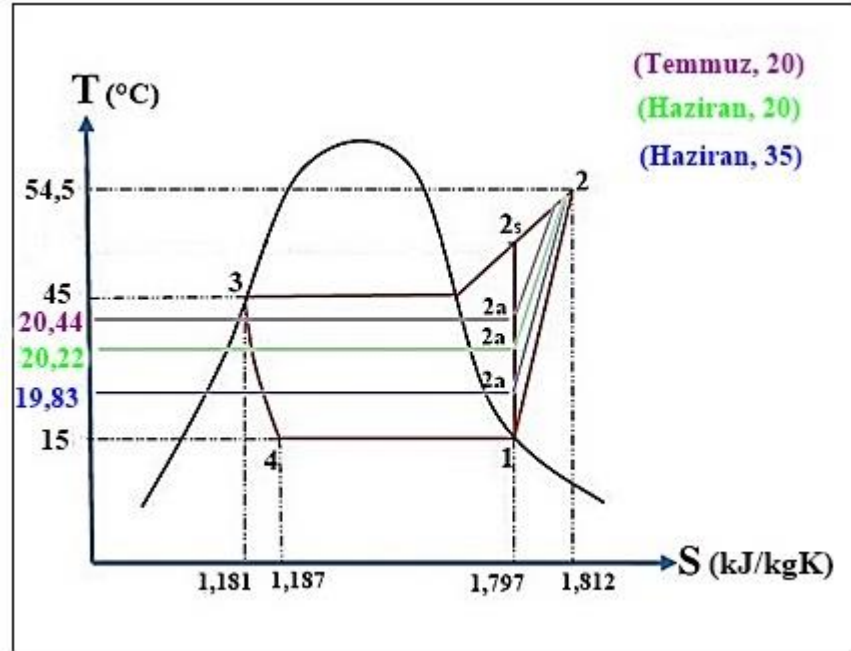
Akış No	Sıcaklık (°C)	Basınç (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)
1	15	0,1254	429,4	1,797
2a	19,83	0,143	432,19	1,797
2	54,49	0,3376	454,65	1,812
3	45	0,3376	253,7	1,181
4	15	0,1254	253,7	1,187

Tablo 5.20. R1234ze akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Haziran, $\beta=35^\circ$)

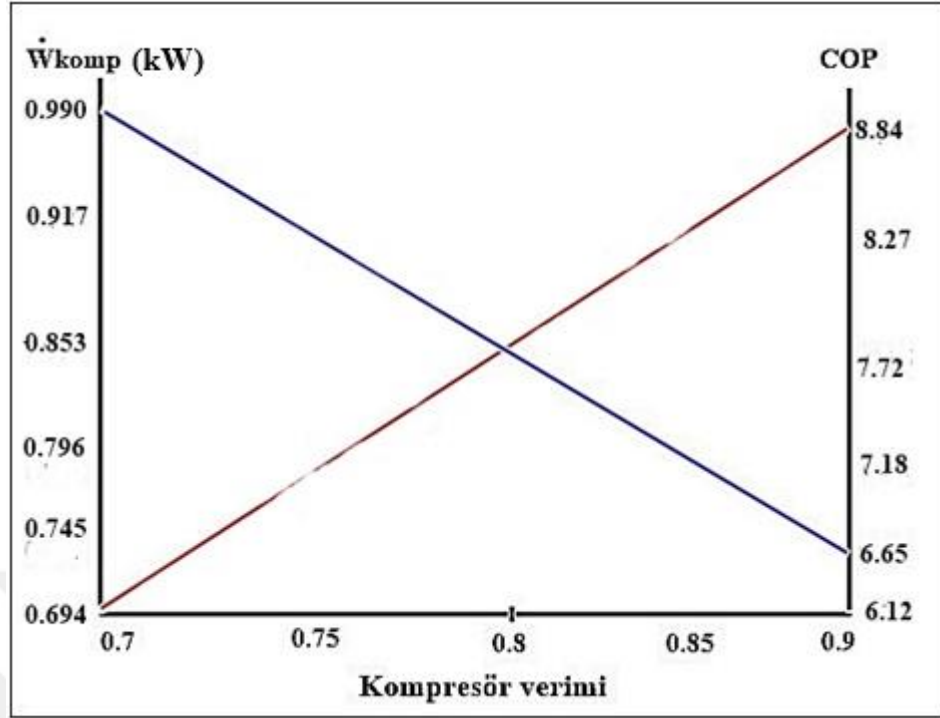
Sistem elemanları	Kapasite Değerleri
\dot{Q}_e	6,59 (kW)
\dot{Q}_k	7,63 (kW)
\dot{W}_{komp}	0,853 (kW)
COP	7,72
\dot{Q}_u	0,10607 (kW)
$\dot{E}_{d,vakum\ tüp}$	0,663 (kW)
$\dot{E}_{d,1-2a}$	0,562 (kW)
$\eta_{ex, vakum\ tüp}$	0,0664
$\eta_{ex, depolama\ tankı}$	0



Şekil 5.46. R1234ze akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevrimine ait P-h diyagramı



Şekil 5.47. R1234ze akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevrimine ait T-s diyagramı



Şekil 5.48. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1= 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234ze) (Haziran, $\beta=35^\circ$)

Şekil 5.48’de kompresörün izantropik verimliliği arttıkça kompresöre verilen iş miktarının azaldığının buna bağlı olarakta COP değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresör verimi, kompresöre verilen iş miktarı ve COP’nin hesaplandığı bağıntılar aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{\text{komp}} = \frac{(h_{2s}-h_1)}{(h_2-h_1)} \quad (5.65)$$

Burada,

h_{2s} , izantropik sıkıştırma kompresör çıkış entalpisi

h_1 , kompresör giriş entalpisi

h_2 , kompresör çıkış entalpisi

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}(h_2-h_1) \quad (5.66)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

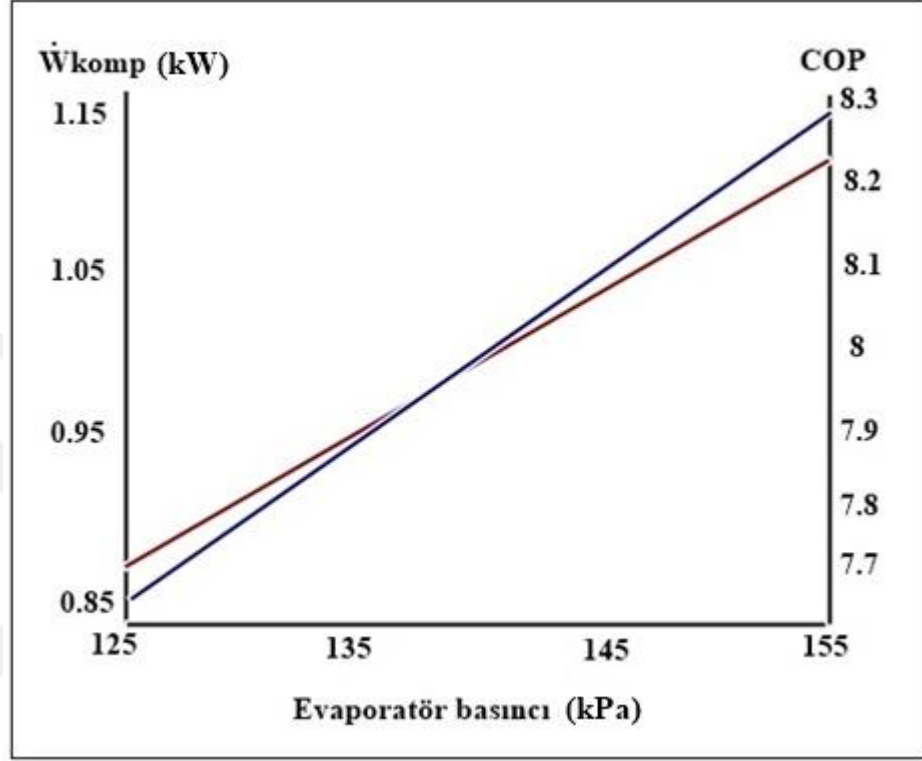
h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (5.67)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.49. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi(R1234ze)(Haziran, $\beta=35^\circ$)

Şekil 5.49'da evaporatör basıncı arttıkça sistemde kompresöre verilen iş miktarının da arttığı ve sistemin COP değerinde buna paralel olarak artış gösterdiği görülmüştür. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresöre verilen iş miktarı ve COP aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$\dot{W}_{komp}=\dot{m}(h_2-h_1) \quad (5.68)$$

Burada,

\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

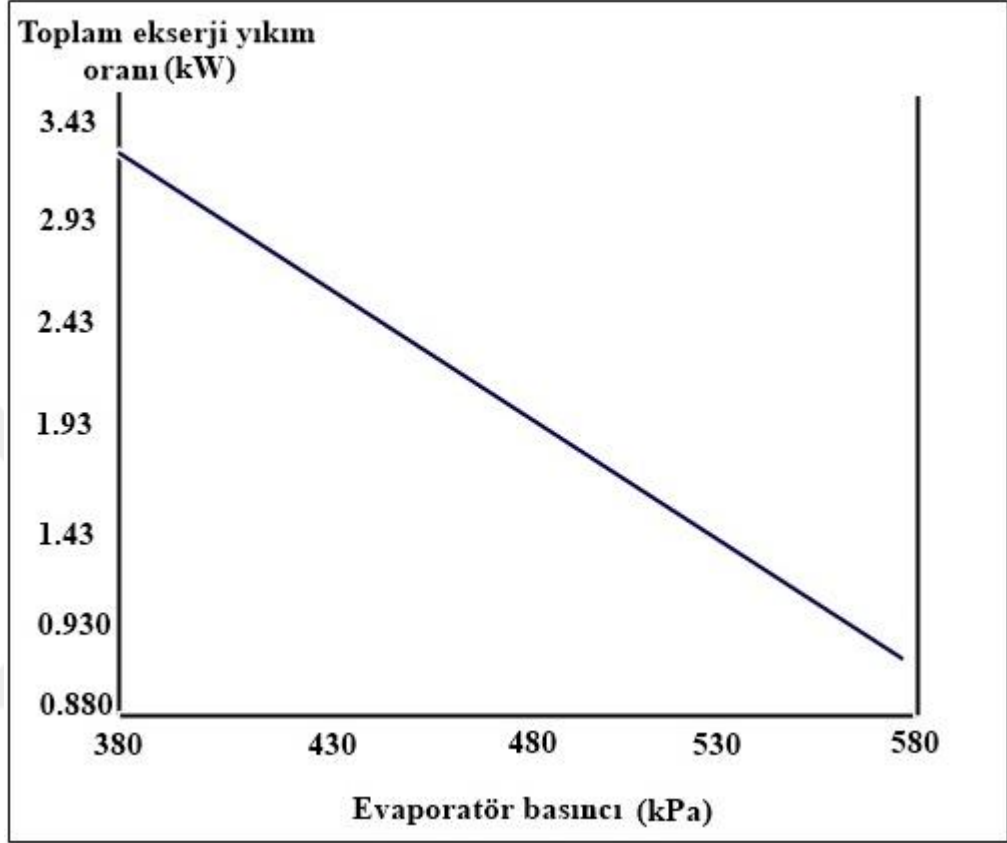
h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.69)$$

Burada,

\dot{Q}_e , evaporatör kapasitesi (kW)

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.50. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R1234ze) (Haziran, $\beta=35^\circ$)

Şekil 5.50’de evaporatör basıncı arttıkça sistemin toplam ekserji yıkım oranının azaldığı görülmüştür. Toplam ekserji tahribatı oranı, evaporatör, kondansör, kompresör ve kısılma vanasındaki ekserji tahribatı oranlarının toplamından oluşmaktadır.

$$\dot{E}_{d,toplam} = \dot{E}_{d,1-2} + \dot{E}_{d,2-3} + \dot{E}_{d,3-4} + \dot{E}_{d,4-1} \quad (5.70)$$

Burada,

$\dot{E}_{d,1-2}$, kompresördeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,2-3}$, kondanserdeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,3-4}$, kısılma vanasındaki birim zamandaki ekserji tahribatı

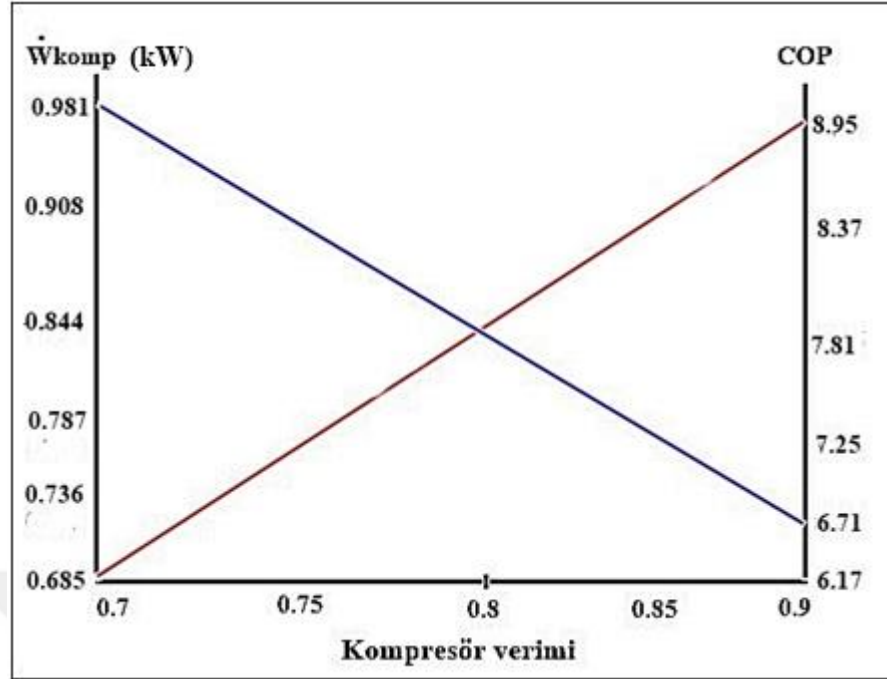
$\dot{E}_{d,4-1}$, evaporatördeki birim zamandaki ekserji tahribatını belirtmektedir.

Tablo 5.21. R1234ze akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Haziran, $\beta=20^\circ$)

Akış No	Sıcaklık (°C)	Basınç (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)
1	15	0,1254	429,4	1,797
2a	20,22	0,145	432,43	1,797
2	54,49	0,3376	454,65	1,812
3	45	0,3376	253,7	1,181
4	15	0,1254	253,7	1,181

Tablo 5.22. R1234ze akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Haziran, $\beta=20^\circ$)

Sistem elemanları	Kapasite Değerleri
\dot{Q}_e	6,59 (kW)
\dot{Q}_k	7,63 (kW)
\dot{W}_{komp}	0,844 (kW)
COP	7,81
\dot{Q}_u	0,11534 (kW)
$\dot{E}_{d,vakum\ tüp}$	0,662 (kW)
$\dot{E}_{d,yıkım,1-2a}$	0,553 (kW)
$\eta_{ex, vakum\ tüp}$	0,0722
$\eta_{ex, depolama\ tankı}$	0



Şekil 5.51. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1= 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234ze) (Haziran, $\beta=20^\circ$)

Şekil 5.51’de kompresörün izantropik verimliliği arttıkça kompresöre verilen iş miktarının azaldığının buna bağlı olarak COP değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresör verimi, kompresöre verilen iş miktarı ve COP’nin hesaplandığı bağıntılar aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{komp} = \frac{(h_{2s}-h_1)}{(h_2-h_1)} \quad (5.71)$$

Burada,

h_{2s} , izantropik sıkıştırma kompresör çıkış entalpisi

h_1 , kompresör giriş entalpisi

h_2 , kompresör çıkış entalpisi

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2-h_1) \quad (5.72)$$

Burada,

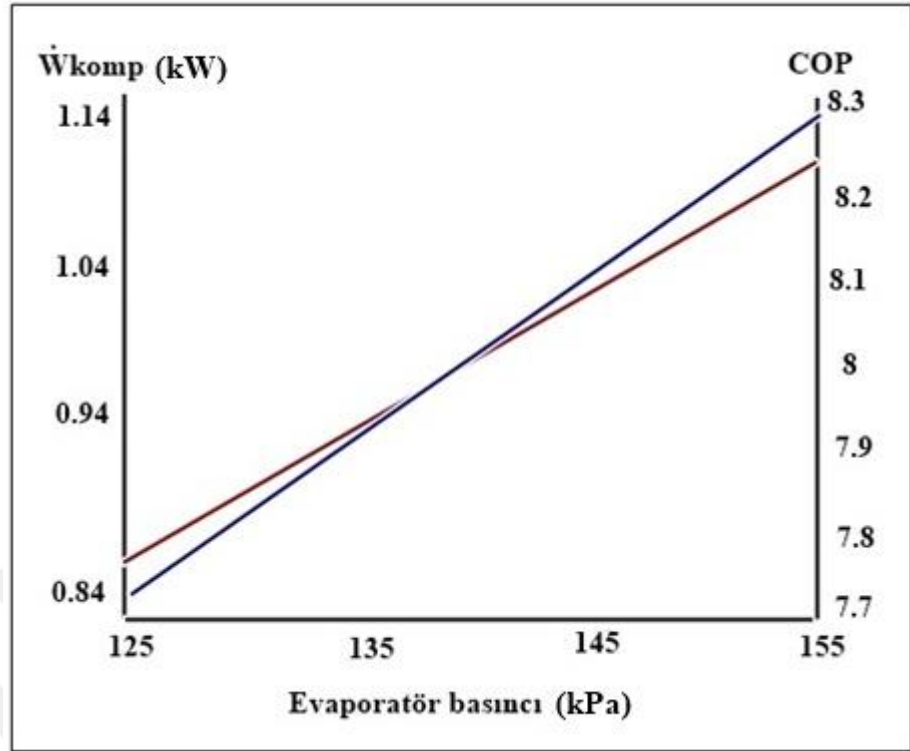
\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.73)$$

Burada, \dot{Q}_e , evaporatör kapasitesini (kW),

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.52. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi(R1234ze)(Haziran, $\beta=20^\circ$)

Şekil 5.52'de evaporatör basıncı arttıkça sistemde kompresöre verilen iş miktarının da arttığı ve sistemin COP değerinde buna paralel olarak artış gösterdiği görülmüştür. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresöre verilen iş miktarı ve COP'nin hesaplandığı bağıntılar aşağıda verilmiştir.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.74)$$

Burada,

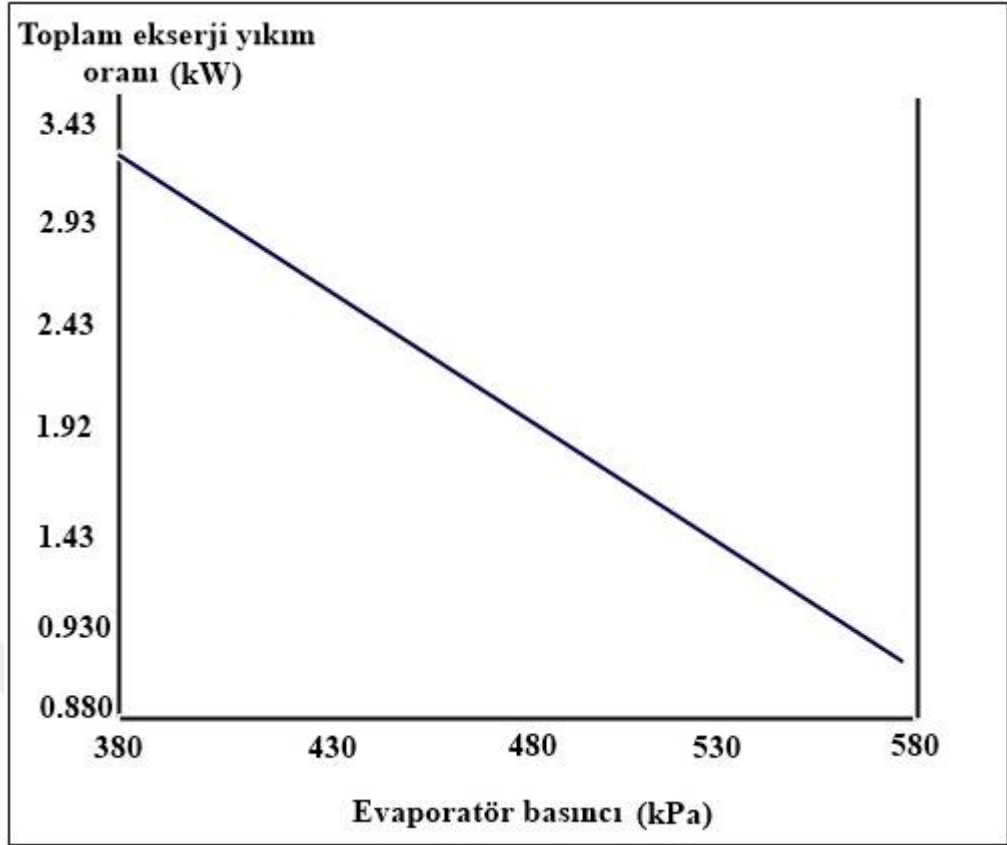
\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.75)$$

Burada, \dot{Q}_e , evaporatör kapasitesini (kW),

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.53. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R1234ze) (Haziran, $\beta=20^\circ$)

Şekil 5.53'te evaporatör basıncı arttıkça sistemin toplam ekserji yıkım oranının azaldığı görülmüştür. Toplam ekserji tahribatı oranı, evaporatör, kondanser, kompresör ve kısılma vanasındaki ekserji tahribatı oranlarının toplamından oluşmaktadır.

$$\dot{E}_{d,\text{toplam}} = \dot{E}_{d,1-2} + \dot{E}_{d,2-3} + \dot{E}_{d,3-4} + \dot{E}_{d,4-1} \quad (5.76)$$

Burada,

$\dot{E}_{d,1-2}$, kompresördeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,2-3}$, kondanserdeki birim zamandaki ekserji tahribatı

$\dot{E}_{d,3-4}$, kısılma vanasındaki birim zamandaki ekserji tahribatı

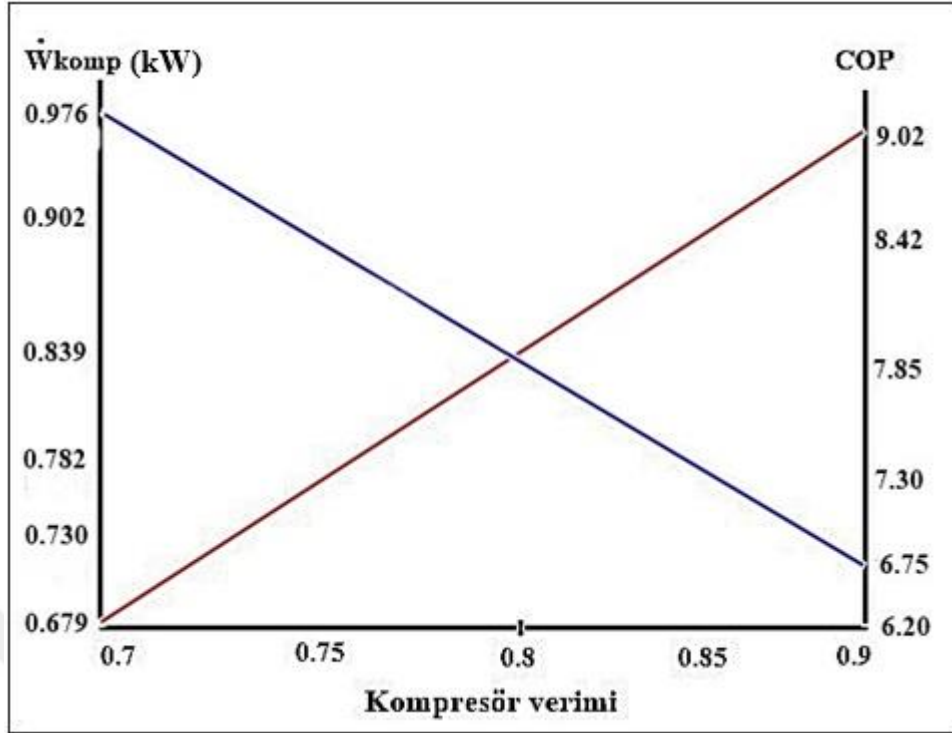
$\dot{E}_{d,4-1}$, evaporatördeki birim zamandaki ekserji tahribatını belirtmektedir.

Tablo 5.23. R1234ze akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin termodinamik özellikleri (Temmuz, $\beta=20^\circ$)

Akış No	Sıcaklık ($^\circ\text{C}$)	Basınç (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)
1	15	0,1254	429,4	1,797
2a	20,44	0,146	432,57	1,797
2	54,49	0,3376	454,65	1,812
3	45	0,3376	253,7	1,181
4	15	0,1254	253,7	1,181

Tablo 5.24. R1234ze akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin sistem elemanlarının kapasite değerleri (Temmuz, $\beta=20^\circ$)

Sistem elemanları	Kapasite Değerleri
\dot{Q}_e	6,59 (kW)
\dot{Q}_k	7,63 (kW)
\dot{W}_{komp}	0,839 (kW)
COP	7,85
\dot{Q}_u	0,12044 (kW)
$\dot{E}_{d,\text{vakum tüp}}$	0,661 (kW)
$\dot{E}_{d,1-2a}$	0,548 (kW)
$\eta_{\text{ex, vakum tüp}}$	0,0754
$\eta_{\text{ex, depolama tankı}}$	0



Şekil 5.54. Kompresör izantropik verimliliğinin $P_1= 0,48$ MPa için kompresör tüketim gücü ve sistem COP üzerindeki etkisi (R1234ze)(Temmuz, $\beta=20^\circ$)

Şekil 5.54'te kompresörün izantropik verimliliği arttıkça kompresöre verilen iş miktarının azaldığının buna bağlı olarak COP değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresör verimi, kompresöre verilen iş miktarı ve COP'nin hesaplandığı bağıntılar aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{komp} = \frac{(h_{2s}-h_1)}{(h_2-h_1)} \quad (5.77)$$

Burada,

h_{2s} , izantropik sıkıştırma kompresör çıkış entalpisi

h_1 , kompresör giriş entalpisi

h_2 , kompresör çıkış entalpisi

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2-h_1) \quad (5.78)$$

Burada,

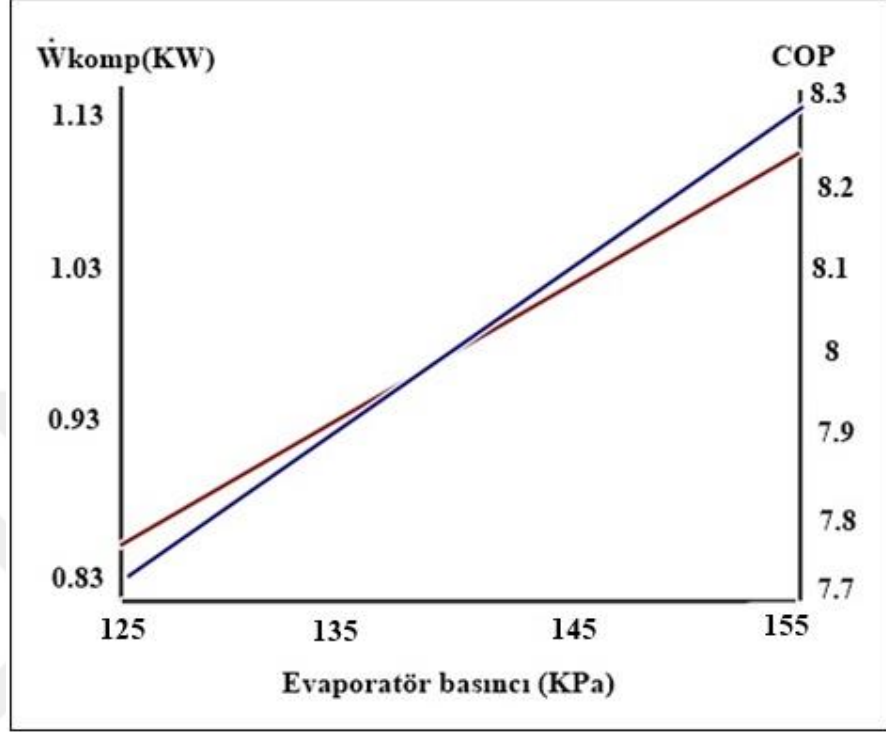
\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$COP = \frac{Q_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.79)$$

Burada, \dot{Q}_e , evaporatör kapasitesini (kW),

\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



Şekil 5.55. Evaporatör basıncının kompresör güç tüketimi ve sistem COP'si üzerindeki etkisi(R1234ze)(Temmuz, $\beta=20^\circ$)

Şekil 5.55'te evaporatör basıncı arttıkça sistemde kompresöre verilen iş miktarının da arttığı ve sistemin COP değerinde buna paralel olarak artış gösterdiği görülmüştür. Şekildeki mavi çizgi kompresöre verilen iş miktarını yani sol sütunu temsil ederken, kırmızı çizgi de sağ sütundaki COP değerini temsil etmektedir. Kompresöre verilen iş miktarı ve COP'nin aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.80)$$

Burada,

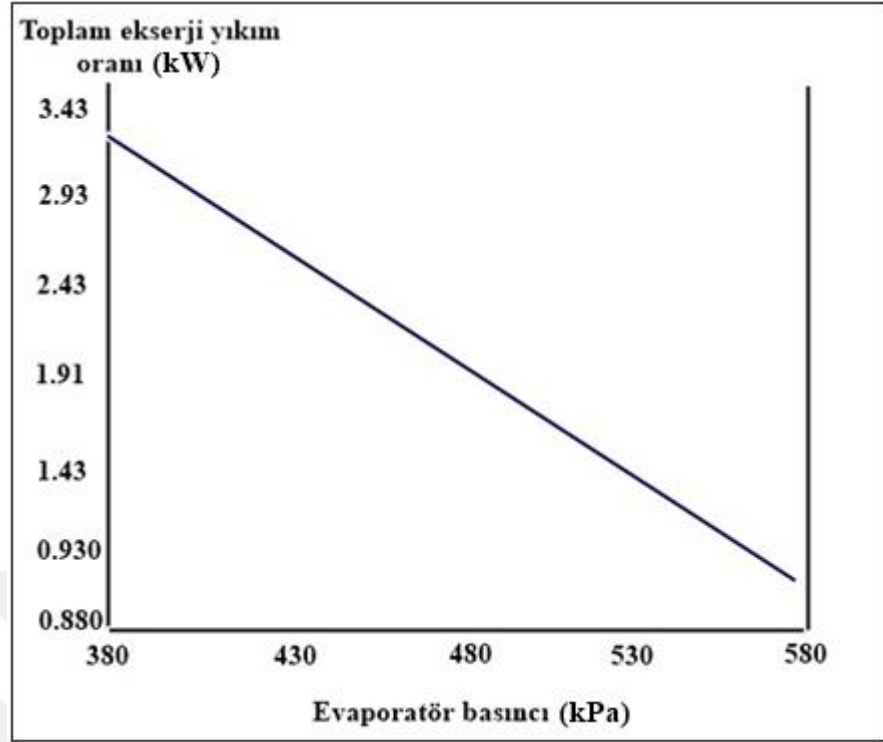
\dot{m} , akışkanın kütleli debisi (kg/s)

h_1 ve h_2 kompresör giriş ve çıkış entalpi değerlerini göstermektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.81)$$

Burada, \dot{Q}_e , evaporatör kapasitesini (kW),

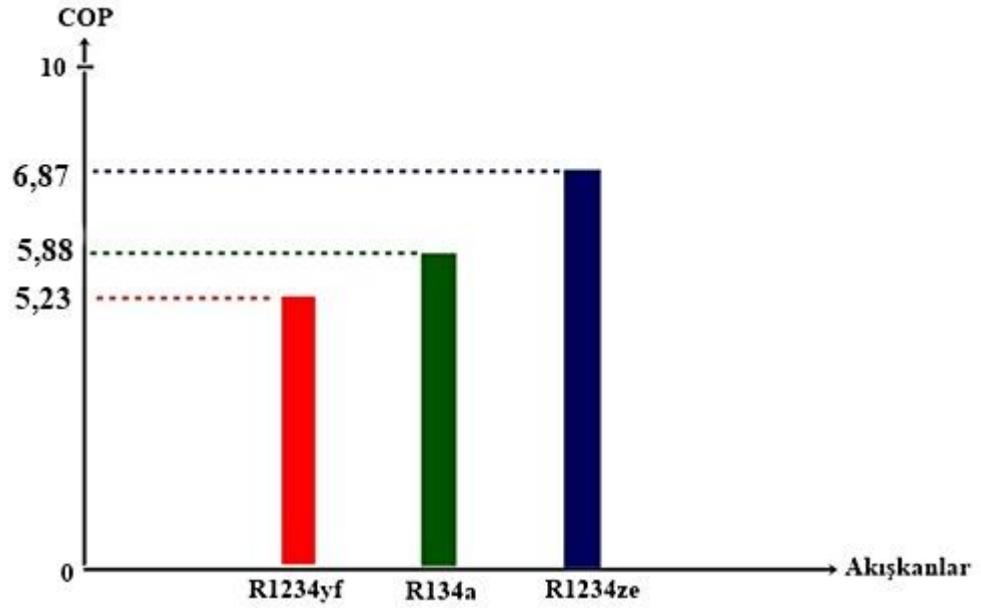
\dot{W}_{komp} , kompresöre verilen birim zamandaki iş miktarını (kW) göstermektedir.



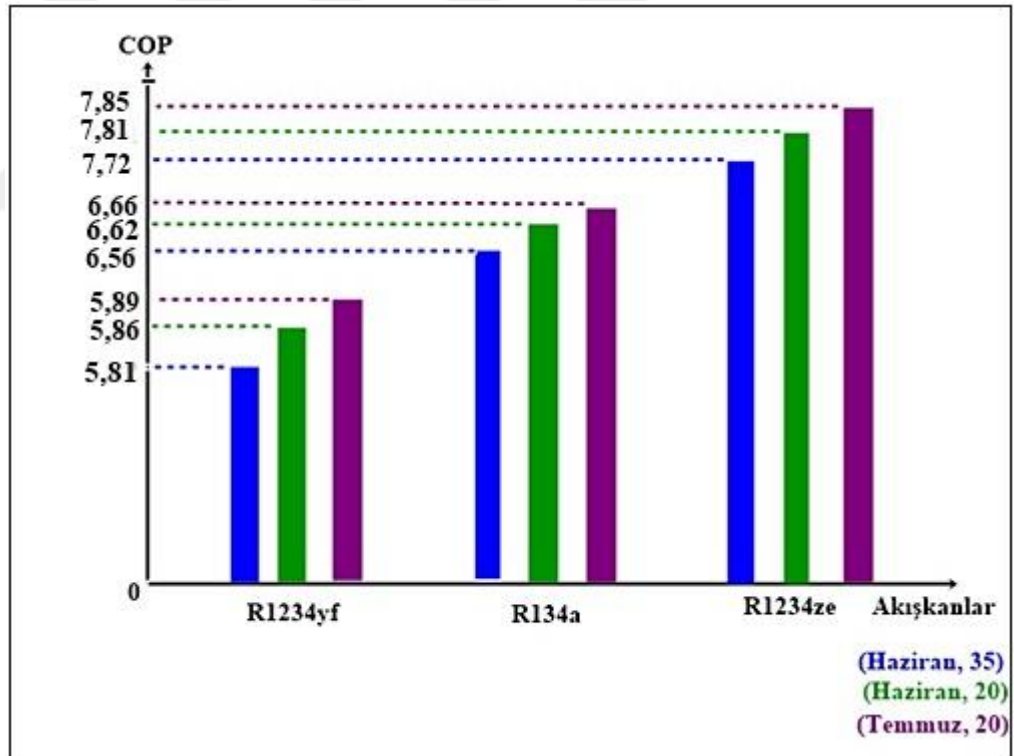
Şekil 5.56. Evaporatör basıncının soğutma çevrimi toplam ekserji tahribatı üzerindeki etkisi (R124ze) (Temmuz, $\beta=20^\circ$)

Şekil 5.56’da evaporatör basıncı arttıkça sistemin toplam ekserji yıkım oranının azaldığı görülmüştür.

Çalışmada kullanılan soğutucu akışkanlara ait COP karşılaştırması aşağıda Şekil 5.57’de verilmiştir.



Şekil 5.57. Geleneksel soğutma çevrimine ait soğutucu akışkanların COP karşılaştırması



Şekil 5.58. Güneş enerjisi destekli soğutma çevrimine ait soğutucu akışkanların COP karşılaştırması

5.7. Güneş Açılarının Hesaplama Verileri

Güneş açılarının, sistemde baz alınarak hesaplanmış her üç ay içinde ve her kolektör eğimi için hesaplamaları yapılmış olup veriler aşağıda verilmiştir.

Temmuz ayı, kolektör eğim açısı 20° olan veri için Erzincan'a ait meteorolojik veri değerleri aşağıda verilmiştir.

Tablo 5.25. Erzincan' a ait güneş açısı hesaplamalarında kullanılacak meteorolojik veri değerleri (Temmuz, $\beta=20^\circ$)

Erzincan	Temmuz
Ortalama sıcaklık ($^\circ\text{C}$)	24
Ortalama güneşlenme	
Süresi (saat) (\hat{n})	9,20
İzafi güneşlenme	
Süresi (n/N)	0,63
Gün (i) ($n=i+151$)	15
Enlem (Φ)	39,6
Eğim açısı (β)	20

Tablo 5.26. Temmuz ($\beta=20^\circ$) ayına ait güneş açılarının değerleri

Güneş Açıları	Değerleri
Deklinaşyon açısı (δ)	21,59
Saat açısı (w)	109,11
Zenit açısı (Θ_z)	90
Güneş yükseklik açısı (α_s)	0
Güneş azimut açısı (γ_s)	61,4
Geliş açısı (Θ)	99
Atmosfer dışına gelen güneş ışıınıımı (H_0) (kJ/m ² gün)	40,813
Aylık ortalama günlük güneş ışıınıımı (H) (kJ/m ² gün)	23,263
Bulutluluk oranı (K_T)	0,57
Yatay yüzeye gelen difüz güneş ışıınıımı (H_d) (kJ/m ² gün)	7188
Eğik yüzeye gelen güneş ışıınıımı (H_T) (kW/m ²)	0,260
Faydalı ısı (Q_u) (kW)	0,12044

Haziran ayı, kolektör eğim açısı 35° olan veri için Erzincan'a ait meteorolojik veri değerleri verilmiştir.

Tablo 5.27. Erzincan'a ait güneş açısı hesaplamalarında kullanılacak meteorolojik veri değerleri (Haziran, $\beta=35^\circ$)

Erzincan	Haziran
Ortalama sıcaklık ($^\circ\text{C}$)	20
Ortalama güneşlenme	
Süresi (saat) (\hat{n})	8,58
İzafi güneşlenme	
Süresi (n/N)	0,58
Gün (i) ($n=i+151$)	15
Enlem (Φ)	39,6
Eğim açısı (β)	35

Tablo 5.28. Haziran ($\beta=35^\circ$) ayına ait güneş açılarının değerleri

Güneş Açıları	Değerleri
Deklinaşyon açısı (δ)	23,31
Saat açısı (w)	110,88
Zenit açısı (Θ_z)	90
Güneş yükseklik açısı (α_s)	0
Güneş azimut açısı (γ_s)	59,1
Geliş açısı (Θ)	107,11
Atmosfer dışına gelen güneş ışınımı (H_0) (kJ/m ² gün)	41,819
Aylık ortalama günlük güneş ışınımı (H) (kJ/m ² gün)	22,540
Bulutluluk oranı (K_T)	0,54
Yatay yüzeye gelen difüz güneş ışınımı (H_d) (kJ/m ² gün)	7551
Eğik yüzeye gelen güneş ışınımı (H_T) (kW/m ²)	0,229
Faydalı ısı (Q_u) (kW)	0,10607

Haziran ayı, kolektör eğim açısı 20° olan veri için Erzincan'a ait meteorolojik veri değerleri aşağıda verilmiştir.

Tablo 5.29. Erzincan' a ait güneş açısı hesaplamalarında kullanılacak meteorolojik veri değerleri (Haziran, $\beta=20^\circ$)

Erzincan	Haziran
Ortalama sıcaklık ($^\circ\text{C}$)	20
Ortalama güneşlenme	
Süresi (saat) (\bar{n})	8,58
İzafi güneşlenme	
Süresi (n/N)	0,58
Gün (i) ($n=i+151$)	15
Enlem (Φ)	39,6
Eğim açısı (β)	20

Tablo 5.30. Haziran ($\beta=20^\circ$) ayına ait güneş açılarının değerleri

Güneş Açıları	Değerleri
Deklasyon açısı (δ)	23,31
Saat açısı (w)	110,88
Zenit açısı (Θ_z)	90
Güneş yükseklik açısı (α_s)	0
Güneş azimut açısı (γ_s)	59,1
Geliş açısı (Θ)	100
Atmosfer dışına gelen güneş ışınlamı (H_0) ($\text{kJ/m}^2\text{gün}$)	41,819
Aylık ortalama günlük güneş ışınlamı (H) ($\text{kJ/m}^2\text{gün}$)	22,572
Bulutluluk oranı (K_T)	0,54
Yatay yüzeye gelen difüz güneş ışınlamı (H_d) ($\text{kJ/m}^2\text{gün}$)	7551
Eğik yüzeye gelen güneş ışınlamı (H_T) (kW/m^2)	0,249
Faydalı ısı (Q_u) (kW)	0,11534

Bu çalışmada bu noktaya kadar verilen tablolar ve şekillerden anlaşılacağı üzere en iyi sonucun R1234ze soğutucu akışkanının kullanıldığı güneş enerjisi destekli soğutma çevriminde ve güneş açısı hesaplamalarından da Temmuz ayında kolektör eğim açısının 20° olduğu hesaplamalarda en iyi verim alınmıştır. Temmuz ayında en iyi verimin

alınmasının sebebi bu ayda haziran ayına oranla daha fazla güneş ışınımının kolektörlere gelmesi bunun da faydalı ısı olarak sisteme aktarılmasıdır. Kolektör eğim açısının 20° de en iyi verim alınmasının sebebi de yaz aylarında güneş ışınları yeryüzüne dik olarak gelir bu yüzden eğim açısı diğer açı olan 35° ye oranla yüzeyi daha çok güneş ışınımını alır.

R134a akışkanı R1234yf akışkanı ile kıyaslandığında geleneksel soğutma çevriminde %12'lik bir iyileşme, güneş enerjisi destekli soğutma çevriminde ise %11'lik bir iyileşme sağlamıştır.

R1234ze soğutucu akışkanı R134a soğutucu akışkanı ile kıyaslandığında geleneksel soğutma çevriminde %15'lik bir iyileşme, güneş enerjisi destekli soğutma çevriminde ise %16'lık bir iyileşme sağlamıştır.

R1234ze soğutucu akışkanı R1234yf soğutucu akışkanı ile kıyaslandığında geleneksel soğutma çevriminde %24'lük bir iyileşme, güneş enerjisi destekli soğutma çevriminde ise %25'lik bir iyileşme sağlamıştır.

6. SONUÇLAR

Enerjiye olan bağımlılığımızı azaltmak için, bir güneş enerjisi kaynağı ile birleştirilmiş bir buhar sıkıştırma klima sisteminin performansına dair teorik bir araştırma sunulmuştur. Aynı çalışma koşullarında, sonuçlar geleneksel buhar sıkıştırma ve güneş enerjisi destekli soğutma çevrimi sistemlerinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılır. Soğutucu akışkan olarak, R134a, R1234yf ve R1234ze kullanılmıştır. Sistemin parametrik çalışmasına ait çözümler EES programında kod yazılarak yapılmıştır.

Yapılan çalışmalarda R134a soğutucu akışkanının geleneksel soğutma çevriminde kompresöre verilen iş miktarı 1,119 kW, COP 5,88, güneş enerjisi destekli soğutma çevriminde ise aylardan Temmuz ayından en iyi sonuç alınmıştır. Temmuz ayında da kompresöre verilen iş miktarı 0,989 kW, COP 6,66'tir.

R1234yf soğutucu akışkanının geleneksel soğutma çevriminde kompresöre verilen iş miktarı 1,260 kW, COP 5,23, güneş enerjisi destekli soğutma çevriminde ise aylardan Temmuz ayından en iyi sonuç alınmıştır. Temmuz ayında da kompresöre verilen iş miktarı 1,117 kW, COP 5,89'dur.

R1234ze soğutucu akışkanının geleneksel soğutma çevriminde kompresöre verilen iş miktarı 0,959 kW, COP 6,87, güneş enerjisi destekli soğutma çevriminde ise aylardan Temmuz ayından en iyi sonuç alınmıştır. Temmuz ayında da kompresöre verilen iş miktarı 0,839 kW, COP 7,85'tir.

Yapılan çalışmalar neticesinde üç soğutucu akışkan içerisinden R1234ze soğutucu soğutucu akışkanının genel performansı, konut ve ticari klima sistemlerinde R1234ze'nin kullanılmasını destekledi ve bu, R1234ze'nin hem geleneksel soğutma çevrimi hem de güneş destekli soğutma çevrimi için klima sistemlerinde uygun bir alternatif olacağını gösteriyor.

Sonuç olarak R1234ze'nin kullanıldığı geleneksel soğutma çevriminde kompresöre verdiğimiz güç miktarı 0,959 kW iken güneş enerjisi destekli soğutma çevriminin Temmuz ayında 20° eğimle yapılan hesaplamalarında kompresöre verdiğimiz iş miktarı 0,839 kW olduğu görülmüştür. Bu sistemde yapılan güneş paneli ilavesi ile sistemin enerji ihtiyacı %13 düzeyinde daha az enerjiye gerek olduğu tespit edilmiştir.

Sistem elemanlarının ekserji tahribat oranları kıyaslandığında ise 0,662 kW ile en fazla vakum tüpte meydana gelmiştir. Vakum tüpü ise R1234ze soğutucu akışkanının kullanıldığı depolama tankı takip etmektedir.

Soğutucu akışkanların geleneksel soğutma çevrimi için ekserji verimleri ise R134a, R1234yf ve R1234ze çalışma akışkanları için sırasıyla %26, %27 ve %26 olarak elde edilmiştir.



KAYNAKLAR

Abid, M. A., and Jassim, N. A., (2015) “Experimental Evaluation of Thermal Performance of Solar Assisted Air Conditioning System under Iraq Climate” , *Department of Mechanical Engineering, University of Baghdad*, Baghdad, Iraq.

Alazazmeh, J. A., and Mokheimer, M. E., (2015) “ Review of Solar Cooling Technologies” , *Journal Of Applied Mechanical Engineering*.

Altıntaş, B., (2012) “Güneş Enerjisi Destekli Isı Depolama Sisteminin Termodinamik Modeli ve Endüstriyel Uygulamaları” , *Yüksek Lisans Tezi, Kimya Mühendisliği* , 2012, Gebze.

Akikur, R. K., Shuvo, N. H., Saidur. R., Ullah, K. R., and Ping, H. W., (2013) “A Review of Solar Thermal Refrigeration And Cooling Methods” , *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, s. 499-513.

Anonim, Buharlaştırıcı
www.mekanisyen.com
Son erişim tarihi: 23.05.2016

Anonim, Pistonlu Kompresör
www.dalgakiran.com
Son erişim tarihi: Nisan 2017

Anonim, Yoğuşturucu
www.besiktashavalandirma.com
Son erişim tarihi: 2013

Anonim, Kılcal Borunun Soğutma Devresi Üzerinde Gösterimi
www.apelasyon.com
Son erişim tarihi: Ekim 2017

Anonim, Vakum Tüpler
www.ekolojist.com
Son erişim tarihi: 05.08.2018

Anonim, Soğutucu Akışkanlar
www.sogutma.net
Son erişim tarihi: 19.06.2009

Bouraba, A., Saighi, M., Saidani-Scott, H., and Hamidat, A., (2017) “Cooling Mechanism of a Solar Assisted Air Conditioner: An Investigation Based on Pressure–Enthalpy Chart”, *International Journal of Refrigeration* 80 , s.274–291.

Baiju, V., and Muraleedharan, C., (2012) “Performance Prediction of Solar Adsorption Refrigeration System By Ann” , *Department of Mechanical Engineering, National Institute of Technology Calicut* , s. 8, India.

Coşkun, S., Horuz, İ., ve Yamankaradeniz, R., (2002) “Soğutma Tekniği ve Uygulamaları”, *Vipaş İnş. Tur. Eğt. A. Ş. Uludağ Üniversitesi İ.İ.B.F. Binası B Blok Zemin Kat, Bursa* , s. 80-183.

Dinçer, İ., Rosen, M., and Ahmadi, P., (2017) “ Optimization of Energy Systems” , s.153-159.

Dündar, R., Özbaş, E., ve Öz, S. E., (2007) “Vakum Tüplü Güneşli Su Isıtma Sistemi İle Standart Düz Kolektörlü Güneşli Su Isıtma Sistemlerinin Performans ve Verimlerinin Deneysel Olarak Karşılaştırılması” , *VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir*.

Fong, K.F., Chow, T.T., Lee, C.K., Lin, Z., and Chan, L.S. (2010) “Comparative study of Different Solar Cooling Systems for Buildings in Subtropicalcity,” *Solar Energy*, 84 (2010), s. 227-244.

Güngör A., ve Sevinç, K., (2012) “Güneş Enerjisi Kaynaklı Soğutma Sistemleri ve Bu Alandaki Yeni Uygulamalar” , *Mühendis ve Makine*, cilt 53, sayı 635, s. 59-70.

Ha, Q. P., and Vkiroaya, V., (2012) “A Novel Solar-Assisted Air-Conditioner System for Energy Savings With Performance Enhancement” , *Procedia Engineering 49* , 2012, s. 116-123.

Huang, B. J., Wu, J. H., Hsu, H. Y., and Wang, J. H., (2010) “Development of Hybrid Solar-Assisted Cooling/Heating System”, s. 1643-1650.

Kindinis, A., Corgnati, S. P., Bianco, E., Yılmaz, Z., (2009) “ Güneşle Aktif Soğutma Sistemi Üzerine Bir Yaklaşım: İtalya ve Türkiye için Örnek Uygulama” , *IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi* , 2009, İzmir.

Lamberts ., (1999) “R. Energy Efficiency in Buildings in Brazil: Towards a Standart” , *Report Presented to The International Energy Initiative*.

Prigmore, D., and Barber, R. (1975) “Cooling with The Sun’s Heat Design Considerations and Test Data for a Rankine Cycle Prototype,” *Solar Energy* 17, s. 185-192.

Rahl, S. R., (2014) “Solar Thermal Air Conditionig Unit” , *United States (12) Patent Application Publication*.

Shengjun, Z., Huaixin, W., and Tao, G., (2011) “ Performance Comparison and Parametric Optimization of Subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and Transcritical Power Cycle System for Low-Temperature Geothermal Power Generation”, s. 2740-2754.

Saka, K., (2019) “Üç Kademeli Soğurmalı Soğutma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi”, *BEÜ Fen Bilimleri Dergisi 8 (3)*, s. 1075-1085.

Şahin, R., Ata, S., ve Kahraman, A., (2018) “Organik Rankine Çevriminde Farklı Tip Akışkanlarda Türbin Giriş Sıcaklığı ve Basıncının Sistem Bileşenlerindeki Tersinmezlik Değerlerine Etkisinin Belirlenmesi”, *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 33(2), s. 225-236.

TOB., (2013) “Orman ve Su İşleri Bakanlığı Meteoroloji Genel Müdürlüğü”.

Ullah, K. R., Saidur, R., Ping, H. W., Akikur, R. K., and Shuvo, n. H., (2013) “ A review of Solar Thermal Refrigeration and Cooling Methods ”, s. 499-513.

Vakiloroaya, V., Ismail R., and Ha, Q.P., (2013) “Development of a New Energy Efficient Hybrid Solar-Assisted Air Conditioning System” , *School of Electrical, Mechanical and Mechatronic Systems, University of Technology*, Sydney, Australia.

Yılmaz, C., (2017) “Soğutma Çevrimleri”, *Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü*.

Wang, J., and Yang, Y., (2016) “ Energy, Exergy and Environmental Analysis of a Hybrid Combined Cooling Heating and Power System Utilizing Biomass and Solar Energy ”, s. 566-577.

EKLER

Ek-1. Geleneksel soğutma çevriminde kullanılan R134a soğutucu akışkanının EES programında yazılım şeması

```
Equations Window
T_1=15
x_1=1
h_1=enthalpy(R134a,T=T_1;x=x_1)
s_1=entropy(R134a,T=T_1;x=x_1)
P_1=pressure(R134a,T=T_1;x=x_1)

T_3=45
x_3=0
h_3=enthalpy(R134a,T=T_3;x=x_3)
s_3=entropy(R134a,T=T_3;x=x_3)
P_3=pressure(R134a,T=T_3;x=x_3)

P_2s=P_3
s_2s=s_1
T_2s=temperature(R134a,P=P_2s;s=s_2s)
h_2s=enthalpy(R134a,s=s_2s;P=P_2s)
```

```
P_4=P_1
h_4=h_3
s_4=entropy(R134a,h=h_4;P=P_4)
T_4=temperature(R134a,P=P_4;h=h_4)

Q_dot_e=6,59
yield_comp=0,8
h_2=h_1+((h_2s-h_1)/(yield_comp))
m_dot=((Q_dot_e)/(h_1-h_4))
W_comp=m_dot*(h_2-h_1)
COP=((Q_dot_e)/(W_comp))
Q_dot_c=m_dot*(h_2-h_3)

P_2=P_3
h_2b=h_1+((h_2s-h_1)/(yield_comp))
T_2=temperature(R134a,P=P_2;h=h_2b)
s_2=entropy(R134a,h=h_2b;P=P_2)
```

Ek-2. Geleneksel soğutma çevriminde kullanılan R1234yf soğutucu akışkanının EES programında yazılım şeması

```

x=y Equations Window
T_1=15
x_1=1
h_1=enthalpy(R1234yf,T=T_1;x=x_1)
s_1=entropy(R1234yf,T=T_1;x=x_1)
P_1=pressure(R1234yf,T=T_1;x=x_1)

T_3=45
x_3=0
h_3=enthalpy(R1234yf,T=T_3;x=x_3)
s_3=entropy(R1234yf,T=T_3;x=x_3)
P_3=pressure(R1234yf,T=T_3;x=x_3)

P_2s=P_3
s_2s=s_1
T_2s=temperature(R1234yf,P=P_2s;s=s_2s)
h_2s=enthalpy(R1234yf,s=s_2s;P=P_2s)

```

```

x=y Equations Window

P_4=P_1
h_4=h_3
s_4=entropy(R1234yf,h=h_4;P=P_4)
T_4=temperature(R1234yf,P=P_4;h=h_4)

Q_dot_e=6,59
yield_comp=0,8
h_2=h_1+((h_2s-h_1)/(yield_comp))
m_dot=((Q_dot_e)/(h_1-h_4))
W_comp=m_dot*(h_2-h_1)
COP=((Q_dot_e)/(W_comp))
Q_dot_c=m_dot*(h_2-h_3)

P_2=P_3
h_2b=h_1+((h_2s-h_1)/(yield_comp))
T_2=temperature(R1234yf,P=P_2;h=h_2b)
s_2=entropy(R1234yf,h=h_2b;P=P_2)

```

Ek-3. Geleneksel soğutma çevriminde kullanılan R1234ze soğutucu akışkanının EES programında yazılım şeması

```

Equations Window
T_1=15
x_1=1
h_1=enthalpy(R1234ze(Z);T=T_1;x=x_1)
s_1=entropy(R1234ze(Z);T=T_1;x=x_1)
P_1=pressure(R1234ze(Z);T=T_1;x=x_1)

T_3=45
x_3=0
h_3=enthalpy(R1234ze(Z);T=T_3;x=x_3)
s_3=entropy(R1234ze(Z);T=T_3;x=x_3)
P_3=pressure(R1234ze(Z);T=T_3;x=x_3)

P_2s=P_3
s_2s=s_1
T_2s=temperature(R1234ze(Z);P=P_2s;s=s_2s)
h_2s=enthalpy(R1234ze(Z);s=s_2s;P=P_2s)

```

```

Equations Window

P_4=P_1
h_4=h_3
s_4=entropy(R1234ze(Z);h=h_4;P=P_4)
T_4=temperature(R1234ze(Z);P=P_4;h=h_4)

Q_dot_e=6,59
yield_comp=0,8
h_2=h_1+((h_2s-h_1)/yield_comp)
m_dot=((Q_dot_e)/(h_1-h_4))
W_comp=m_dot*(h_2-h_1)
COP=((Q_dot_e)/(W_comp))
Q_dot_c=m_dot*(h_2-h_3)

P_2=P_3
h_2b=h_1+((h_2s-h_1)/yield_comp)
T_2=temperature(R1234ze(Z);P=P_2;h=h_2b)
s_2=entropy(R1234ze(Z);h=h_2b;P=P_2)

```

ÖZGEÇMİŞ

1993 yılında Erzurum'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Erzincan'da tamamladı. 2013 yılında başladığı Erzincan Binali Yıldırım Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü 2017 yılında bitirdi. 2017 yılında Erzincan Binali Yıldırım Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. Halen aynı Üniversitede Yüksek Lisans eğitimine devam etmektedir.

