



**FARKLI TİP EVAPORATÖR VE ISI  
DEĞİŞTİRİCİ KULLANMANIN ISI POMPASI  
PERFORMANSINA ETKİSİNİN  
ARAŞTIRILMASI**

**Mehmet AKKOCA**

**Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Fadime ŞİMŞEK**  
**Yüksek Lisans Tezi**  
**Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı**  
**2024**

(Her hakkı saklıdır.)

T.C.  
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

**FARKLI TİP EVAPORATÖR VE ISI DEĞİŞTİRİCİ KULLANMANIN ISI POMPASI  
PERFORMANSINA ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI**

(Investigation of the Effect of Using Different Types of Evaporators And Heat Exchangers on  
Heat Pump Performance)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet AKKOCA

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Fadime ŞİMŞEK

Erzurum  
Eylül, 2024



**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**  
Graduate School of Natural and  
Applied Sciences

**T.C.**  
**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ**  
**Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü**  
**TEZ KABUL VE ONAY TUTANAĞI**

**FARKLI TİP EVAPORATÖR VE ISI DEĞİŞTİRİCİ KULLANMANIN ISI POMPASI  
PERFORMANSINA ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI**

Dr. Öğr. Üyesi Fadime ŞİMŞEK danışmanlığında, Mehmet AKKOCA tarafından hazırlanan bu çalışma, 10/09/2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Termodinamik Bilim Dalı'nda yüksek lisans tezi olarak **oybirliği** ile kabul edilmiştir.

|               |                                                            |                      |
|---------------|------------------------------------------------------------|----------------------|
| Jüri Başkanı: | Doç. Dr. Faraz AFŞAR<br><i>Erzurum Teknik Üniversitesi</i> | Aslı Islak İmzalıdır |
| Danışman:     | Dr. Öğr. Ü. Fadime ŞİMŞEK<br><i>Atatürk Üniversitesi</i>   | Aslı Islak İmzalıdır |
| Jüri Üyesi:   | Doç. Dr. Nesrin ADIGÜZEL<br><i>Atatürk Üniversitesi</i>    | Aslı Islak İmzalıdır |

Enstitü Yönetim  
Kurulunun .../.../.... tarih  
ve ..... sayılı kararı.

Bu tezin Atatürk Üniversitesi Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği'nin ilgili maddelerinde belirtilen şartları yerine getirdiğini onaylarım.

**Prof.Dr. Saltuk Buğrahan CEYHUN**

**Enstitü Müdürü**

Aslı Islak İmzalıdır

## ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU

Yüksek Lisans Tezi olarak *Dr. Öğr. Üyesi Fadime ŞİMŞEK* danışmanlığında sunulan “Farklı Tip Evaporatör ve Isı Değiştirici Kullanmanın Isı Pompası Performansına Etkisinin Araştırılması” başlıklı çalışmanın tarafımızdan bilimsel etik ilkelere uyularak yazıldığını, yararlanılan eserlerin kaynakçada gösterildiğini, Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından belirlenmiş olan Turnitin Programı benzerlik oranlarının aşılmadığını ve aşağıdaki oranlarda olduğunu beyan ederiz.

| Tez Bölümleri                   | Tezin Benzerlik Oranı (%) | Maksimum Oran (%) |
|---------------------------------|---------------------------|-------------------|
| Giriş                           | 5                         | 30                |
| Kuramsal Temeller               | 10                        | 30                |
| Materyal ve Yöntem              | 4                         | 35                |
| Araştırma Bulguları ve Tartışma | 3                         | 20                |
| Sonuç ve Öneriler               | 0                         | 20                |
| Tezin Geneli                    | 5                         | 25                |

**Not:** Yedi kelimeye kadar benzerlikler ile Başlık, Kaynakça, İçindekiler, Teşekkür, Dizin ve Ekler kısımları tarama dışı bırakılabilir. Yukarıdaki azami benzerlik oranları yanında tek bir kaynaktan olan benzerlik oranlarının %5'den büyük olmaması gerekir.

Beyan edilen bilgilerin doğru olduğunu, aksi halde doğacak hukuki sorumlulukları kabul ve beyan ederiz.

| Tez Yazarı (Öğrenci)       | Tez Danışmanı                |
|----------------------------|------------------------------|
| Mehmet AKKOCA              | Dr. Öğr. Üyesi Fadime ŞİMŞEK |
| 2.9.2024                   | 2.9.2024                     |
| İmza: Aslı Islak İmzalıdır | İmza: Aslı Islak İmzalıdır   |

\* Tez ile ilgili YÖKTEZ’de yayınlamasına ilişkin bir engelleme var ise aşağıdaki alanı doldurunuz.

☐ Tezle ilgili patent başvurusu yapılması / patent alma sürecinin devam etmesi sebebiyle Enstitü Yönetim Kurulunun ....../....../.... tarih ve ..... sayılı kararı ile teze erişim 2 (iki) yıl süreyle engellenmiştir.

☒ Enstitü Yönetim Kurulunun ....../....../.... tarih ve ..... sayılı kararı ile teze erişim 6 (altı) ay süreyle engellenmiştir.

## TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın yürütücülüğünü üstlenen ve çalışmamın her aşamasında bilgi, tecrübe, ilgi ve desteğini esirgmeden yol gösteren değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Fadime ŞİMŞEK'e ve katkılarından dolayı Sayın Prof. Dr. Cafer ÇELİK'e en içten teşekkürlerimi sunarım.

1994 yılında lisans eğitimimi tamamladığımda yüksek lisans yapmam konusunda beni cesaretlendiren ve teşvik eden, hep arkamda olduğunu ömrü boyunca bana hissettiren, zora düştüğümde sığındığım en güvenli liman olan rahmetli canım babama minnettarım. Yüksek lisans eğitimini bitirmemden en çok babam mutlu olurdu, bu yüzden bu çalışmayı babam Hüsamettin AKKOCA'ya ithaf ediyorum.

Her koşulda yanımdan hiç ayrılmayan annem Elif AKKOCA'ya, ihtiyacım olduğunda hep yanımda olan ablam Ayşe GÜLTEKİN'e, varlığıyla hayatıma anlam katan, mutluluk kaynağım oğlum Egemen AKKOCA'ya da çok teşekkür ediyorum.

Mehmet AKKOCA

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS TEZİ

#### FARKLI TİP EVAPORATÖR VE ISI DEĞİŞTİRİCİ KULLANMANIN ISI POMPASI PERFORMANSINA ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

Mehmet AKKOCA

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Fadime ŞİMŞEK

**Amaç:** Hava-hava esaslı bir ısı pompası sisteminde, farklı iki tip havalı evaporatör ve farklı iki tip ısı değiştirici kullanılmasının sistem performansına etkisinin araştırılması.

**Yöntem:** Bu çalışmada kullanılan deney düzeneği farklı iki tip havalı evaporatör, havalı kondenser, sulu evaporatör, sulu kondenser, farklı iki tip ısı değiştirici ve bu ekipmanlarla uyumlu kompresör, genişleme vanaları ve diğer yardımcı elemanlardan oluşmaktadır. Dört farklı ısı kaynağı çifti (hava-hava, hava-su, su-hava, su-su) ile çalışabilen bu deney düzeneğinin, hava-hava esaslı ısı kaynakları arasında çalışan kısmında deneyler gerçekleştirilmiştir. Öncelikle Taguchi analizi kullanılarak, deney planı oluşturulmuştur. Bu deneylerden elde edilen COP ve ekserjetik verim değerleri dikkate alınarak, elde edilen varyans analiz tablosundan sistemin optimum çalışma şartları belirlenmiştir. Belirlenen optimum çalışma şartları dikkate alınarak, R22, R417A ve R407C soğutucu akışkanları kullanılması durumunda sistemin çalışma şartlarının (evaporatör ve ısı değiştirici tipi ve ayrıca evaporatör, kondenser ortam sıcaklıkları ile hava debisi) değiştirilmesinin, sistem performansına ve ekserjetik verimine olan etkileri incelenmiştir.

**Bulgular:** Taguchi metoduna göre yapılan deneylerle, evaporatör tipi, ısı değiştirici tipi, soğutucu akışkan tipi, kondenser ve evaporatör hava debisi parametreleri dikkate alınarak sistemin en iyi performans katsayısı ve ekserjetik verimin elde edildiği optimum çalışma şartları belirlenmiştir. R22, R417A ve R407C soğutucu akışkanları kullanılarak daha avantajlı olduğu belirlenen 8 mm lamel aralıklı evaporatör ve yatay tip ısı değiştirici içeren sistemde, kondenser ve evaporatör hava debisinin ve sıcaklığının, ısı pompasının performansı üzerindeki etkileri tespit edilmiştir.

**Sonuç:** Taguchi deney yöntemiyle beş farklı parametre kullanılarak, ısı pompası sistemi için iki farklı optimum çalışma şartı tespit edilmiştir. Optimum çalışma şartlarında yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar, Taguchi yöntemiyle yapılan varyans analizinden elde edilen değer aralığında çıkmıştır. Genel olarak 8 mm lamel aralıklı ve yatay ısı değiştirici kullanılması durumunda COP ve ekserjetik verim değerleri daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Kondenser ve evaporatör sıcaklıkları ve hava debileri parametrelerinin değiştirilmesiyle elde edilen deney sonuçlarına göre ise R22 soğutucu akışkanının her durumda, R407C ve R417A soğutucu akışkanlarından COP ve ekserjetik verim değerleri açısından daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Ancak soğutucu akışkanların çevresel özellikleri dikkate alındığında, R407C ve R417A soğutucu akışkanlarının yakın performans göstermeleri nedeniyle R22'ye alternatif olarak kullanılabileceği belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Isı Pompası, Taguchi Metodu, COP, R22, R417 A, R407 C, Ekserjetik Verim

Eylül 2024, 84 sayfa

## ABSTRACT

### MASTER THESIS

#### INVESTIGATION OF THE EFFECT OF USING DIFFERENT TYPES OF EVAPORATORS AND HEAT EXCHANGERS ON HEAT PUMP PERFORMANCE

**Mehmet AKKOCA**

**Supervisor: Assist Prof. Dr. Fadime ŞİMŞEK**

**Method:** The experimental setup used in this study consists of two different types of air evaporators, air condenser, water evaporator, water condenser, two different types of heat exchangers and compressors, expansion valves and other auxiliary elements compatible with these equipment. The experiments were carried out on the part of this system that can operate between four different pairs of heat sources (air-air, air-water, water-air, water-water, water-air), operating between air-air based heat sources. First of all, an experiment plan was created using Taguchi analysis. Considering the COP and exergetic efficiency values obtained from these experiments, the optimum operating conditions of the system were determined from the analysis of variance table. Considering the optimum operating conditions determined, the effects of changing the operating conditions of the system (evaporator and heat exchanger type, as well as evaporator and condenser ambient temperatures and air flow rate) on the system performance and exergetic efficiency in case of using R22, R417A and R407C refrigerants were investigated.

**Findings:** With the experiments carried out according to Taguchi method, the optimum operating conditions in which the best performance coefficient and exergetic efficiency of the system were obtained were determined by considering the parameters of evaporator type, heat exchanger type, refrigerant type, condenser and evaporator air flow rate. The effects of condenser and evaporator air flow rate and temperature on the performance of the heat pump in the system with 8 mm lamella spaced evaporator and horizontal type heat exchanger, which was determined to be more advantageous by using R22, R417A and R407C refrigerants, were determined.

**Conclusion:** Two different optimum operating conditions for the heat pump system were determined by using five different parameters with Taguchi experiment method. The results obtained from the experiments conducted under optimum operating conditions were within the range of the values obtained from the analysis of variance by Taguchi method. In general, it is determined that COP and exergetic efficiency values are higher in case of using a horizontal heat exchanger with 8 mm lamella spacing. According to the experimental results obtained by varying the condenser and evaporator temperatures and air flow rate parameters, R22 refrigerant was found to be higher than R407C and R417A refrigerants in terms of COP and exergetic efficiency values in all cases. However, considering the environmental properties of refrigerants, it was determined that R407C and R417A refrigerants can be used as an alternative to R22 due to their close performance.

**Keywords:** Heat Pump, Taguchi Method,, COP, R22, R417 A, R407 C, Exergetic Efficiency

**September 2024, 84 pages**

## İÇİNDEKİLER

|                                            |      |
|--------------------------------------------|------|
| KABUL VE ONAY TUTANAĞI.....                | i    |
| ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU ..... | ii   |
| TEŞEKKÜR .....                             | iii  |
| ÖZET .....                                 | iv   |
| ABSTRACT .....                             | v    |
| İÇİNDEKİLER.....                           | vi   |
| TABLolar DİZİNİ.....                       | viii |
| ŞEKİLLER DİZİNİ .....                      | ix   |
| SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....        | xi   |
| GİRİŞ.....                                 | 1    |
| KURAMSAL TEMELLER.....                     | 7    |
| Isı Pompaları .....                        | 7    |
| Kompresör.....                             | 8    |
| Kondenser (Yoğuşturucu) .....              | 8    |
| Genleşme valfi .....                       | 8    |
| Evaporatör (Buharlaştırıcı).....           | 9    |
| Soğutucu Akışkanlar .....                  | 9    |
| Isı Pompalarının Termodinamiği .....       | 12   |
| MATERYAL VE YÖNTEM .....                   | 16   |
| Materyal .....                             | 16   |
| Kompresör.....                             | 19   |
| Kondenser .....                            | 19   |
| Evaporatörler.....                         | 20   |
| Genleşme valfleri .....                    | 21   |
| Isı değiştiriciler.....                    | 21   |
| Termokupllar.....                          | 24   |
| Debimetre.....                             | 25   |
| Gözetleme camı.....                        | 25   |
| Dijital multimetre .....                   | 25   |
| Çok kanallı sıcaklık ölçer.....            | 26   |
| Hava hızı ölçüm cihazı (Anemometre) .....  | 26   |

|                                                                                                               |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Basınç ölçerler.....                                                                                          | 27 |
| Yöntem.....                                                                                                   | 27 |
| Taguchi yöntemiyle yapılan deneyler .....                                                                     | 27 |
| Taguchi metodu.....                                                                                           | 28 |
| Farklı çalışma parametrelerinin COP ve ekserjetik verim üzerine etkilerinin incelendiği deneyler .....        | 31 |
| Deneylerin yapılışı .....                                                                                     | 31 |
| ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....                                                                          | 33 |
| Taguchi Yöntemiyle Elde Edilen Bulgular .....                                                                 | 33 |
| Ham COP verilerine göre yapılan varyans analiz sonuçları .....                                                | 34 |
| Dönüştürülmüş COP verilerine göre yapılan varyans analiz sonuçları .....                                      | 37 |
| Ham COP ve dönüştürülmüş COP verilerinin analiz sonucu .....                                                  | 39 |
| Ham ekserjetik verim verilerine göre yapılan varyans analiz sonuçları .....                                   | 40 |
| Dönüştürülmüş ekserjetik verim verilerine göre yapılan varyans analiz sonuçları .....                         | 42 |
| Ham ekserjetik verim ve dönüştürülmüş ekserjetik verim analiz sonucu.....                                     | 44 |
| Ham veriler (COP ve ekserjetik verim) ile dönüştürülmüş veriler (COP ve ekserjetik verim) analiz sonucu ..... | 45 |
| Farklı Çalışma Parametrelerinin COP ve Ekserjetik Verim Üzerine Etkilerinin İncelendiği Bulgular.....         | 46 |
| Farklı çalışma parametrelerinin COP üzerine etkilerinin incelendiği bulgular .....                            | 46 |
| Farklı çalışma parametrelerin ekserjetik verim üzerine etkilerinin incelendiği bulgular .....                 | 54 |
| Tartışma.....                                                                                                 | 63 |
| SONUÇ VE ÖNERİLER .....                                                                                       | 64 |
| Taguchi Metoduna Göre Yapılan Deneylerin Sonuçları.....                                                       | 64 |
| Farklı Çalışma Parametrelerinin COP ve Ekserjetik Verime Etkilerinin Sonuçları .....                          | 64 |
| Farklı çalışma parametrelerinin COP değerine etkilerinin sonuçları .....                                      | 64 |
| Farklı çalışma parametrelerinin ekserjetik verime etkilerinin sonuçları.....                                  | 65 |
| KAYNAKLAR.....                                                                                                | 68 |
| ÖZGEÇMİŞ.....                                                                                                 | 71 |

## TABLÖLAR DİZİNİ

|                                                                                                                                                          |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Tablo 1.</b> Deneylerde Kullanılan Soğutucu Akışkanların Termofiziksel Özellikleri.....                                                               | 9  |
| <b>Tablo 2.</b> Soğutucu Akışkanların Çevresel Özellikleri .....                                                                                         | 10 |
| <b>Tablo 3.</b> Halojenli Soğutucu Akışkanların Uygulama Alanları.....                                                                                   | 11 |
| <b>Tablo 4.</b> Deney Düzenğinde Kullanılan Kondenser Özellikleri .....                                                                                  | 20 |
| <b>Tablo 5.</b> Deney Düzenğinde Kullanılan 6 mm Lamel Aralıklı Evaporatör Özellikleri .....                                                             | 20 |
| <b>Tablo 6.</b> Deney Düzenğinde Kullanılan 8 mm Lamel Aralıklı Evaporatör Özellikleri .....                                                             | 20 |
| <b>Tablo 7.</b> Deney Düzenğinde Kullanılan Genleşme Valflerinin Özellikleri .....                                                                       | 21 |
| <b>Tablo 8.</b> Dikey Isı Değiştirici Özellikleri .....                                                                                                  | 23 |
| <b>Tablo 9.</b> $L_{18} (2^1.3^7)$ Deney Planı .....                                                                                                     | 32 |
| <b>Tablo 10.</b> Deneylerde İncelenen Parametreler ve Seviyeleri.....                                                                                    | 32 |
| <b>Tablo 11.</b> $L_{18} (2^1.3^7)$ Deney Planı ve Sonuçları .....                                                                                       | 33 |
| <b>Tablo 12.</b> Ham COP Verilerinden Faydalanılarak Hazırlanan Varyans Analiz Tablosu .....                                                             | 34 |
| <b>Tablo 13.</b> ANOVA Programına Göre Dönüştürülmüş COP (S/N) Verilerinden<br>Faydalanılarak Hazırlanan Varyans Analiz Tablosu .....                    | 37 |
| <b>Tablo 14.</b> Ham COP Verileri ve Dönüştürülmüş COP (S/N) Veri Sonuçlarından<br>Oluşturulan Optimum Çalışma Şartları Tablosu.....                     | 39 |
| <b>Tablo 15.</b> Ham Ekserjetik Verim Verilerinden Faydalanılarak Hazırlanan Varyans Analiz<br>Tablosu.....                                              | 40 |
| <b>Tablo 16.</b> Dönüştürülmüş Ekserjetik Verim Verilerinden Faydalanılarak Hazırlanan<br>Varyans Analiz Tablosu.....                                    | 42 |
| <b>Tablo 17.</b> Ekserjetik Verim Ham Verileri ve Dönüştürülmüş Ekserjetik Verim Veri<br>Sonuçlarından Oluşturulan Optimum Çalışma Şartları Tablosu..... | 44 |
| <b>Tablo 18.</b> COP ve Ekserjetik Verimin Ham ve Dönüştürülmüş Verilerinden Elde Edilen<br>Genel Optimum Çalışma Şartları Tablosu .....                 | 45 |
| <b>Tablo 19.</b> R22, R407C ve R417A Soğutucu Akışkanlarıyla Yapılan Deneylerin COP<br>Değerleri.....                                                    | 46 |
| <b>Tablo 20.</b> R22, R407C ve R417A Soğutucu Akışkanlarıyla Yapılan Deneylerin<br>Ekserjetik Verim Değerleri .....                                      | 55 |

## ŞEKİLLER DİZİNİ

|                                                                                                                                                                                           |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 1. Isı pompasının temel elemanları .....                                                                                                                                            | 8  |
| Şekil 2. Isı makinesi ve ısı pompasının çalışması .....                                                                                                                                   | 13 |
| Şekil 3. Ters carnot çevriminin P-V ve T-s diyagramları .....                                                                                                                             | 14 |
| Şekil 4. Isı pompasının çevrimi .....                                                                                                                                                     | 14 |
| Şekil 5. Isı pompasının T-S ve P-h diyagramı .....                                                                                                                                        | 15 |
| Şekil 6. Isı pompası deney düzeneği resmi .....                                                                                                                                           | 17 |
| Şekil 7. Deney düzeneğinin şematik gösterimi .....                                                                                                                                        | 18 |
| Şekil 8. Copeland marka scroll özellikli kompresör .....                                                                                                                                  | 19 |
| Şekil 9. İç denge rakorlu genişleme valfi .....                                                                                                                                           | 21 |
| Şekil 10. Isı değiştiricinin ısı pompasındaki konumu .....                                                                                                                                | 22 |
| Şekil 11. Isı değiştiricilerin etkisinin P-h diyagramında gösterilmesi .....                                                                                                              | 22 |
| Şekil 12. Dikey ısı değiştirici .....                                                                                                                                                     | 23 |
| Şekil 13. Yatay ısı değiştirici .....                                                                                                                                                     | 24 |
| Şekil 14. Termokupl uçları a) Termokupl uçlarının lehimlenmiş hali, b) Lehimlenen termokupl uçlarının yalıtılmış hali, c) Termokuplun çok kanallı sıcaklık ölçere bağlantı elemanı) ..... | 24 |
| Şekil 15. Debimetre .....                                                                                                                                                                 | 25 |
| Şekil 16. Gözetleme camı .....                                                                                                                                                            | 25 |
| Şekil 17. Dijital multimetre .....                                                                                                                                                        | 26 |
| Şekil 18. 16 Kanallı sıcaklık ölçer .....                                                                                                                                                 | 26 |
| Şekil 19. Hava hızı ölçüm cihazı (Anemometre) .....                                                                                                                                       | 27 |
| Şekil 20. Basınç ölçerler .....                                                                                                                                                           | 27 |
| Şekil 21. Evaporatör tipinin COP'ye etkisi .....                                                                                                                                          | 35 |
| Şekil 22. Soğutucu akışkan cinsinin COP'ye etkisi .....                                                                                                                                   | 35 |
| Şekil 23. Evaporatör hava debisinin COP'ye etkisi .....                                                                                                                                   | 36 |
| Şekil 24. Kondenser hava debisinin COP'ye etkisi .....                                                                                                                                    | 36 |
| Şekil 25. Isı değiştirici tipinin COP'ye etkisi .....                                                                                                                                     | 36 |
| Şekil 26. Evaporatör tipinin S/N'e etkisi .....                                                                                                                                           | 38 |
| Şekil 27. Soğutucu akışkan cinsinin S/N'e etkisi .....                                                                                                                                    | 38 |
| Şekil 28. Evaporatör hava debisinin S/N'e etkisi .....                                                                                                                                    | 38 |
| Şekil 29. Kondenser hava debisinin S/N'e etkisi .....                                                                                                                                     | 39 |

|                                                                                                        |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Şekil 30.</b> Isı değıştirci tipinin S/N'e etkisi .....                                             | 39 |
| <b>Şekil 31.</b> Evaporatör tipinin ekserjetik verime etkisi .....                                     | 40 |
| <b>Şekil 32.</b> Soğutucu akışkan cinsinin ekserjetik verime etkisi .....                              | 41 |
| <b>Şekil 33.</b> Evaporatör hava debisin ekserjetik verime etkisi .....                                | 41 |
| <b>Şekil 34.</b> Kondenser hava debisin ekserjetik verime etkisi .....                                 | 41 |
| <b>Şekil 35.</b> Isı değıştirci tipinin ekserjetik verime etkisi .....                                 | 42 |
| <b>Şekil 36.</b> Evaporatör tipinin S/N'ye etkisi .....                                                | 43 |
| <b>Şekil 37.</b> Soğutucu akışkan cinsinin S/N'ye etkisi.....                                          | 43 |
| <b>Şekil 38.</b> Evaporatör hava debisinin S/N'ye etkisi.....                                          | 43 |
| <b>Şekil 39.</b> Kondenser hava debisinin S/N'ye etkisi .....                                          | 44 |
| <b>Şekil 40.</b> Isı değıştirci tipinin S/N'ye etkisi .....                                            | 44 |
| <b>Şekil 41.</b> Isı değıştirci tipinin 8 mm lamel aralıklı evaporatörde COP'ye etkisi .....           | 47 |
| <b>Şekil 42.</b> Isı değıştirci tipinin 6 mm lamel aralıklı evaporatörde COP'ye etkisi .....           | 48 |
| <b>Şekil 43.</b> Evaporatör tipinin yatay ısı değıştircide COP'ye etkisi.....                          | 49 |
| <b>Şekil 44.</b> Evaporatör tipinin dikey ısı değıştircide COP'ye etkisi .....                         | 50 |
| <b>Şekil 45.</b> Evaporatör debisinin COP'ye etkisi.....                                               | 51 |
| <b>Şekil 46.</b> Kondenser debisinin COP'ye etkisi .....                                               | 52 |
| <b>Şekil 47.</b> Evaporatör giriş sıcaklığının COP'ye etkisi.....                                      | 53 |
| <b>Şekil 48.</b> Kondenser giriş sıcaklığının COP'ye etkisi .....                                      | 54 |
| <b>Şekil 49.</b> Isı değıştirci tipinin 8 mm lamel aralıklı evaporatörde ekserjetik verime etkisi..... | 56 |
| <b>Şekil 50.</b> Isı Değıştirci tipinin 6 mm lamel aralıklı evaporatörde ekserjetik verime etkisi..... | 57 |
| <b>Şekil 51.</b> Evaporatör tipinin yatay ısı değıştircide ekserjetik verime etkisi .....              | 58 |
| <b>Şekil 52.</b> Evaporatör tipinin dikey ısı değıştircide ekserjetik verime etkisi.....               | 59 |
| <b>Şekil 53.</b> Evaporatör debisinin ekserjetik verime etkisi .....                                   | 60 |
| <b>Şekil 54.</b> Kondenser debisinin ekserjetik verime etkisi .....                                    | 61 |
| <b>Şekil 55.</b> Evaporatör giriş sıcaklığının ekserjetik verime etkisi.....                           | 62 |
| <b>Şekil 56.</b> Kondenser giriş sıcaklığının ekserjetik verime etkisi .....                           | 63 |

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### Simgeler

|             |                                           |
|-------------|-------------------------------------------|
| $m_g$       | Giren Kütle Debisi [ kg/s]                |
| $COP_{IP}$  | Isı Pompası Performans Katsayısı          |
| $COP_{SM}$  | Soğutma Makinesi Performans Katsayısı     |
| $Q_H$       | Kondenserde Ortama Verilen Isı Miktarı    |
| $Q_L$       | Evaporatörde Ortamdan Çekilen Isı Miktarı |
| $T_H$       | Kondenser Ortam Sıcaklığı                 |
| $T_L$       | Evaporatör Ortam Sıcaklığı                |
| $\eta_{ek}$ | Ekserjetik Verim                          |
| $\cos\phi$  | Güç Faktörü                               |
| $I$         | Akım                                      |
| $V$         | Voltaj                                    |

### Kısaltmalar

|      |                              |
|------|------------------------------|
| CFC  | Kloroflorokarbon             |
| GWP  | Küresel Isınma Potansiyeli   |
| HCFC | Hidrokloroflorokarbon        |
| HFC  | Hidroflorakarbon             |
| ODP  | Ozon Tüketme Potansiyeli     |
| TEWI | Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi |

## GİRİŞ

Enerji genel olarak iş yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanmaktadır. Enerji dönüştürülebilir, transfer edilebilir ancak yok edilemez. Dünyanın artan nüfusu ve şehirleşme oranına bağlı olarak bitkisel ve hayvansal kaynakların çok büyük bir kısmının değerlendirilmesinde de, her geçen gün enerjiye olan ihtiyaç daha da artmaktadır. Bu nedenle yeni enerji kaynakları bulmak, enerjiyi verimli hale dönüştürmek ve transfer etmek amacıyla teknoloji alanında pek çok çalışmalar yürütülmektedir.

Dünya üzerinde aşırı fosil yakıt tüketimi sonucunda ortaya çıkan küresel ısınma; eriyen buzullar, yükselen deniz seviyeleri, asit yağışları, stratosferik ozon tabakasının incilmesi ve sera etkisi gibi çevresel sorunlara yol açmaktadır. Bu sorunlara yönelik potansiyel çözümlerin, yenilenebilir enerji teknolojileriyle mümkün olacağı görülmektedir.(Dincer, 2000)

Bu amaçla küresel ısınmayla mücadele etmek, sera gazı emisyonlarını ve fosil yakıt tüketimini azaltmak amacıyla etkili yöntemler devreye alınmıştır. Bunlardan buhar sıkıştırırmalı ısı pompaları, atık ısı kaynaklarından enerji geri kazanımı ve birincil enerji tüketiminin azaltılmasında etkili bir imkân sunmaktadır (Wu *et al.* 2021)

Enerjinin transfer edilmesiyle ilgili en önemli sistemlerin başında ısı pompaları gelmektedir. Isı pompalarının verimliliğinin yüksek olması, hem ısıtma hem de soğutma amacıyla kullanılabilmesi, farklı ısı kaynaklarından yararlanabilmesi, çevre dostu olması ve farklı ısı ihtiyaçları ve işletme koşullarına göre tasarlanıp üretilebilmesi gibi birçok nedenden dolayı tercih edilmektedir.

Isı pompası, sıcaklığı daha düşük olan bir ısı kaynağından aldığı ısıyı, sıcaklığı daha yüksek bir ortama pompalayan cihazlardır. Bu esnada pompaladığı ısıya oranla harcamış olduğu mekanik iş, pompaladığı ısıнын yaklaşık olarak %20-25'i kadardır (Okuyan, 1986). Bununla birlikte buhar sıkıştırırmalı ısı pompalarının kullanımının arttırılabilmesi ve geliştirilmesinde, ısı transferi görevi yapan soğutucu akışkanların sebep olduğu küresel ısınmanın olumsuz etkilerini azaltacak çalışmalar, son zamanlarda yaygın bir araştırma konusu olmuştur.

Isı pompası endüstrisinde çokça kullanılan R22'de dahil olmak üzere, ozon tabakasını incelten klor maddesini içeren tüm HCFC'ler Montreal Protokolüyle yasaklanmıştır (Anonim , 1987) Küresel ısınmaya yol açan, termodinamik ve nakliye özelliklerinin çok iyi olması

nedeniyle tercih edilen hidroflorokarbon soğutucu akışkanlarıyla ortaya çıkan bu sorunun çözümü için Kyoto protokolü önerilmiştir (Anonim , 1997)

Kademeli olarak yasaklanan R22 soğutucu akışkanına alternatif olarak önerilen HFC (Hidroflorokarbon) soğutucu akışkanları, çoğu uygulama da CFC (Kloroflorokarbon) ve HCFC (Hidrokloroflorokarbon) soğutucu akışkanlarına göre önemli avantajlara sahiptir. Bu çalışmada R22'ye alternatif olarak, HFC grubuna giren soğutucu akışkanlardan R417A ve R407C soğutucu akışkanları kullanılmıştır. Söz konusu soğutucu akışkanlar HFC'lerin yüksek enerji verimliliğinin, küresel ısınma potansiyelini büyük ölçüde dengelemesinden dolayı tercih edilmişlerdir. Ayrıca Sarbu'nun yaptığı çalışmada, TEWI (Toplam eşdeğer ısınma etkisi) verilerine göre, R22'ye oranla yaklaşık %2 sapma göstermesi nedeniyle tercih edilen (Sarbu, 2014) R417A ve R407C soğutucu akışkanlarıyla ilgili olarak yapılan literatür çalışması aşağıda verilmiştir.

Apra ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, R22 ve onun alternatifi olarak incelenen R417A (R125/R134a/R600 kütleli olarak %46,6/50/3,4) soğutucu akışkanlarının kullanıldığı bir sistemin, hem soğutma hem de ısı pompası olarak kullanımı amaçlanmıştır. Bu çalışmada; R417A, ozon tabakasına zarar vermemesi, yağlayıcı tipinin değiştirilmesine gerek göstermemesi ve sistemde önemli değişiklikler yapılmasına gerek kalmaması açısından tercih edilmiştir. R22 kullanıldığında sistemin COP ve ekserjetik verimliliğinin Ticari adı Isceon 59 olan R417A'dan daha yüksek olduğu görülmüştür. R22'nin COP'sinin su soğutma sistemi tarafında R417A'ninkinden yaklaşık %18, ısı pompası tarafında ise %15 daha yüksek olduğu görülmüştür (Apra *et al.* 2004)

Araştırma ekibi tarafından geliştirilen jeotermal bir evaporatörde R22'ye alternatif olarak kullanılan R410A, R407C soğutucu akışkanlarının kullanıldığı bir simülasyon çalışmasında, R407C'nin evaporatör basınç düşüşünün R410A'dan, R22'nin basınç düşüşünün ise R407C ve R410A'dan daha büyük olduğu ifade edilmiştir. Böyle bir sistemde R407C'nin R22'nin yerini alacak en iyi soğutucu akışkan olduğu sonucuna varılmıştır (Lamarche *et al.* 2015)

Messineo ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, R22'ye alternatif olarak seçilen R417A, R404A ve R407C farklı soğutucu akışkanlarının performansları karşılaştırılmıştır.. R407C ve R417A (R32/R125/R134a (ağırlıkça %23/25/52) ve R125/R134a/R600 (ağırlıkça %46,6/50/3,40)'dan oluşan) zeotropik karışımlarının performanslarının R22'den daha iyi olmadığı görülmüştür (Messineo *et al.* 2012)

R22 ve alternatifleri R290, R407C, R410A kullanılan konut klima sistemlerinin kararlı durum performansı, yüksek ortam sıcaklıklarında deneysel olarak incelenmiştir. Yüksek ortam

sıcaklığındaki ısı pompası uygulamaları için R290'nın, düşük ortam sıcaklığındaki ısı pompası uygulamaları için ise R410A'nın iyi bir seçim olduğu belirtilmiştir. Denenen gazlardan sıkıştırma oranı en yüksek soğutucu akışkanın ise R407C olduğu görülmüştür. R407C, R22'ye en yakın performansa sahiptir ve onu R410A'nın takip ettiği belirtilmiştir.(Joudi & Al-amir, 2014)

Ergün ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, R-22'ye alternatif olarak R-417A ve R-438A soğutucu akışkanları kullanılarak, ısı pompası sisteminin COP değerleri simülasyonla belirlenmiştir. En yüksek COP değerine en iyi alternatif soğutucu akışkan olduğu tespit edilen R-438A'nın sahip olduğu görülmüştür. Ayrıca kondenser, kompresör yüklerine göre de R-438A'nın R-417A'dan daha verimli olduğu tespit edilmiştir (Ergün *et al.* 2018)

Aprea ve arkadaşlarının R22'ye alternatif olarak kullandıkları R417A soğutucu akışkanıyla yaptığı çalışmada, R22 'nin daha iyi performans gösterdiği, fakat mevcut sistemlere uygun olması ve çevre dostu olması açısından R417A'nın uzun vadeli bir alternatif olabileceği bildirilmiştir. Ayrıca R22 yerine R407C kullanılması durumunda yok olan ekserji miktarı %14 daha yüksek olarak tespit edilmiştir.(Aprea *et al.* 2004)

Cingiz'in yaptığı çalışmada, R22 soğutucu akışkanı ile çalışan bir ısı pompası sisteminde, R417A, R422A, R422D ve R438A soğutucu akışkanları kullanılarak, termal görüntüleme yöntemiyle soğutma tesir katsayısı (COP) hesaplanmıştır. Verilerin değerlendirilmesi sonucunda, en iyi performansın sırasıyla R438A, R417A, R422D ve R422A gazlarından elde edildiği belirlenmiştir. (Cingiz, 2020)

Katırcıoğlu ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada endüstriyel soğutma sistemlerinde R22'ye alternatif olarak R417A ve R438A akışkanlarının, geleneksel yöntemlere göre yeni bir yöntem olan kızılötesi görüntü analizi yapılarak, performansları değerlendirilmiştir. R438A'nın R417A'ya göre R22'ye daha yakın performans gösterdiği belirtilmiştir. (Katırcıoğlu ve ark., 2020).

La Rocca ve arkadaşı, R22'ye alternatif olarak, R417A, R422A ve R422D soğutucu akışkanlarının kullanıldığı bir buhar sıkıştırırmalı soğutma ünitesinin performansını deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Yapılan çalışmada söz konusu gazlar, sistemde yağ değişikliği yapmadan kullanılma imkanı sağlamasına rağmen, R22'den daha iyi performans sağlayamamıştır (Rocca & Panno, 2011)

Oruç ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, R22 kullanılan split bir klimada alternatif gaz olarak kullanılan, R417A ve R424A gazlarının enerji ve ekserji parametreleri deneysel olarak

araştırılmıştır. R22'nin COP değerinin R417A ve R424A'dan sırasıyla %17-23 ve % 4-14 daha büyük olduğu tespit edilmiştir (Oruc, 2015)

R22 yerine alternatif olarak R417A soğutucu akışkanını kullanan çalışmada R417A'nın optimum soğutucu akışkan kütle şarj miktarı değiştirilmeden ve sistem konfigürasyonunda herhangi bir değişiklik yapılmadan split tip bir klimada performansı araştırılmıştır. Sonuçlar, R22 ve R417A için enerji etkinlik oranının 2,48 ve 2,41 olduğunu, R22 ve R417A için elde edilen maksimum ekserji verimliliklerinin ise sırasıyla %7,3 ve %7 civarında olduğunu göstermiştir. (Deymi-Dashtebayaz et. al., 2022)

Torrella ve arkadaşları, merkezi bir ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sisteminin su soğutucusunda, alternatif soğutucu akışkan olarak R22 yerine R417A ve R422D gazlarını kullanmışlardır. Sonuçta, R22'nin R417A veya R422D ile değiştirilmesi durumunda sistemin soğutma kapasitesinde dikkate alınması gereken hafif bir düşüş olacağı belirtilmiştir.(Torrella et al. 2015)

Shaik ve Babu [9], R22 soğutucu akışkanına alternatif olarak R407C ve R1270, R290, RE170, R134a ve R32'den oluşan ve farklı bileşimlerde bulunan, ayrıca R22'ye kıyasla sıfır ODP ve düşük GWP değerine sahip olan dört yeni alternatif soğutucu akışkanını teorik olarak araştırmışlardır. Sonuçlar R134a/R1270/RE170 (55/37.5/7.5 kütle yüzdesine göre )karışımına sahip soğutucu akışkan için COP değerinin; R22, R407C ve çalışılan dört soğutucu akışkanlarından %5,35 daha yüksek olduğunu göstermiştir (Shaik and Babu, 2017)

Shaik ve Babu'nun yaptığı başka bir çalışmada, R22'nin yerine uygun bir alternatif bulmak için yirmi iki soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırmalı bir sistemden elde edilen analitik sonuçlardan; R134a/R1270/R290 üçlü karışımının (kütle yüzdesine göre %50/%5/%45) COP değerinin, çalışılan R22 ve yirmi iki soğutucu akışkanın COP değerinden %2,01 daha yüksek olduğu görülmüştür. (Shaik and Babu, 2017)

Kalaiselvam ve Saravanan'nın yaptığı çalışmada, üç tip scroll kompresör kullanan bir ısı pompası sisteminde R22 için elde edilen ekserji kayıplarının, R417A'dan %1 ve R407C %1,5 daha az olduğu bulunmuştur. Elde edilen deney sonuçlarına göre, ekserji kaybını azaltmak için R417A kullanımının, R407C kullanımından daha verimli olacağı bildirilmiştir. Ayrıca sistemde R22 kullanılması durumunda elde edilen ikinci kanun etkinliği %50-55 iken, R407C ve R417A soğutucu akışkanları için bu değer % 48-52 olarak tespit edilmiştir. (Kalaiselvam and Saravanan, 2009).

Wang ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, yeni geliştirilen hava kaynaklı bir ısı pompası sisteminin performansını belirlemede farklı soğutucu akışkanlar kullanarak belirlemek

amacıyla, matematiksel bir model geliştirilmiştir. Soğutucu akışkan olarak R22 ve alternatifleri R407C ve R134a kullanılan çalışmada; R134a için elde edilen COP değerinin, R22 ve R407C'ye göre sırasıyla %3,3 ve %8,6 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. R134a'nın yeni sistem için R22'ye kıyasla R407C'den daha verimli olduğu tespit edilmiştir (Wang *et al.* 2016)

Abdulgadir ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, R22 yerine R407C kullanılan bir soğutma sisteminde, R407C'nin kompresör çıkış sıcaklığının R22'den daha düşük olduğu görülmüştür. Ayrıca R407C kullanılan sistemin evaporatör ve kondenser kısmındaki düşüşlerin R22'den daha az olduğu belirtilmiştir. Sonuçlar R407C'nin soğutma etkisi ve COP değerinin R22'ye oldukça yaklaşması nedeniyle iyi bir alternatif olabileceği belirtilmiştir (Abdulgadir *et al.* 2020)

Fatouh ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, doğrudan genleşmeli bir klima cihazı deneysel olarak incelenmiştir. R22'ye alternatif olarak R407C soğutucu akışkanı kullanılan sözkonusu buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde yapılan deneysel çalışmalarda, evaporatör hava giriş sıcaklığı, evaporatör hava giriş debisi ve evaporatör hava giriş nem oranının etkisi araştırılmıştır. COP açısından da en iyi performans R407C'ye göre R22 kullanılması durumunda elde edilmiştir. Sonuçta giriş nem oranının R22 ve R407C için ortalama COP'de sırasıyla %30 ve %24,1 artış sağladığı tespit edilmiştir. Fakat sonuç olarak R407C'nin R22 için iyi bir alternatif olduğu belirtilmiştir (Fatouh *et al.* 2010)

Lee ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, R22 soğutucu akışkanı kullanılan ticari bir soğutucuda R22 yerine R407C kullanılması durumunda meydana gelen performans düşüşüne neden olan en önemli faktörün, evaporatördeki ısı transferindeki bozulma olduğu belirtilmiştir. Evaporatörden kaynaklanan performans düşüşünün kondenserdekine kıyasla yaklaşık iki kat daha fazla olduğu tespit edilmiştir (Lee *et al.* 2002)

Apra ve Greco'nun yaptığı çalışmada, R407C zeotropik gaz karışımı kullanılan, su-hava kaynaklı ve buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sisteminde R22 ile karşılaştırmalı ekserjetik verim analizi yapılmıştır. Kompresörün genel tersinmezliğe katkısının en önemli faktör olduğu tespit edilmiştir. R22 ile elde edilen ekserjetik verimin, R407C'den daha büyük olduğu ve R407C kullanılan sistemde performansı arttırmak için evaporatör ve kondenserde optimizasyon yapılması gerektiği belirtilmiştir. Bunun için ısı transfer akışkanıyla soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkının azaltılması ve ısı transfer katsayısının artırılması gerektiği belirtilmiştir (Apra and Greco, 2002)

Apra ve Greco'nun yaptığı önceki çalışmada kompresörün ekserjetik verime katkısının önemli olduğu tespit edildiğinden, bu hususla ilgili olarak yeni bir çalışma yapmışlardır. Sonuçta R22 gazı kullanıldığında yarı hermetik kompresörlerin izoentropik ve hacimsel

verimliliklerinin R407C' den daha iyi olması nedeniyle, sıkıştırma işleminin daha iyi performansla gerçekleştirildiği belirtilmiştir.(Aprea and Greco, 2003)

Cabello ve arkadaşları R22'ye alternatif olarak R134a, R407C kullandıkları çalışmada; buharlaşma basıncı, yoğuşma basıncı ve aşırı ısınmanın bir soğutma tesisinin enerji performansı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Sonuçta soğutucu akışkanın kütle akış hızının, sıkıştırma oranı ve buharlaşma basıncıyla önemli oranda etkilendiğini belirtmişlerdir (Cabello and Torrella, 2004)

Devotta ve arkadaşları R22 ile çalışan pencere tipi bir klimanın R407C ile performansını araştırmak için deneysel bir çalışma yapmıştır. Aynı şartlar altında, R407C'nin soğutma kapasitesinin R22'ye göre %2,1-7,9 aralığından daha düşük olduğu tespit edilmiştir (Devotta, 2005)

Sonuç olarak, R22'ye alternatif olarak seçilen R407C ve R417A gazlarının ısı pompası sistemlerinde kullanımı, yukarıda verilen literatür çalışmasında da belirtildiği gibi pek çok çalışmaya konu olmuştur. Yapılan bu çalışmada ise öncelikle kurulumu gerçekleştirilen ısı pompası sisteminin optimum çalışma şartları Taguchi analiz yöntemiyle tespit edilmiştir. Daha sonra elde edilen verilerden faydalanılarak; sistemin farklı çalışma parametrelerinin, COP ve ekserjetik verim üzerine yaptığı etki, R22'ye göre karşılaştırmalı olarak araştırılmıştır.

## KURAMSAL TEMELLER

Bu bölümde genel olarak ısı pompaları, ısı pompasının termodinamiği ve ısı pompasında kullanılan temel elemanlar ele alınmıştır.

### Isı Pompaları

Sadi Carnot, buharlı güç çevriminin tersine çalıştırıldığında düşük sıcaklıktaki ortamdan ısı alınıp, yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktarılabilceğini ilk olarak bulan bilim insanıdır. Daha sonra William Thompson (Lord Kelvin) bu prensiple çalışan ısı pompalarının pratikte kullanılabileceği fikrini ortaya atmıştır.(1852) Yaygın şekilde uygulanmaya ise II Dünya Savaşı sonrasında başlamıştır.

Isı pompaları temel olarak sıcaklığı daha az olan bir ortamdan aldığı ısıyı sıcaklığı daha yüksek olan bir ortama aktaran sistemlerdir. Burada ısıyı taşıyan soğutucu akışkandır. Isının taşınması soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerinden faydalanılarak gerçekleşmektedir. Kompresörde sıkıştırılarak sıcaklık ve basıncı artırılan soğutucu akışkan kondenserde üzerindeki ısıyı transfer ederek yoğunlaşmakta, genişleme vanasında genişleyerek sıcaklık ve basıncı düşmektedir. Son olarak ise evaporatörde üzerine ısı alarak buharlaşmaktadır.

Isı pompaları çeşitli şekillerde sınıflandırılmıştır. Termodinamik çevrimleri dikkate alındığında ısı pompaları; buhar sıkıştırımlı, termoelektrik ve absorpsiyonlu olmak üzere 3 çeşittir.

Buhar sıkıştırımlı ısı pompaları, kompresörün tahrik edilme şekline göre elektrikli, gazlı ve dizel şeklinde sınıflandırılmaktadır.

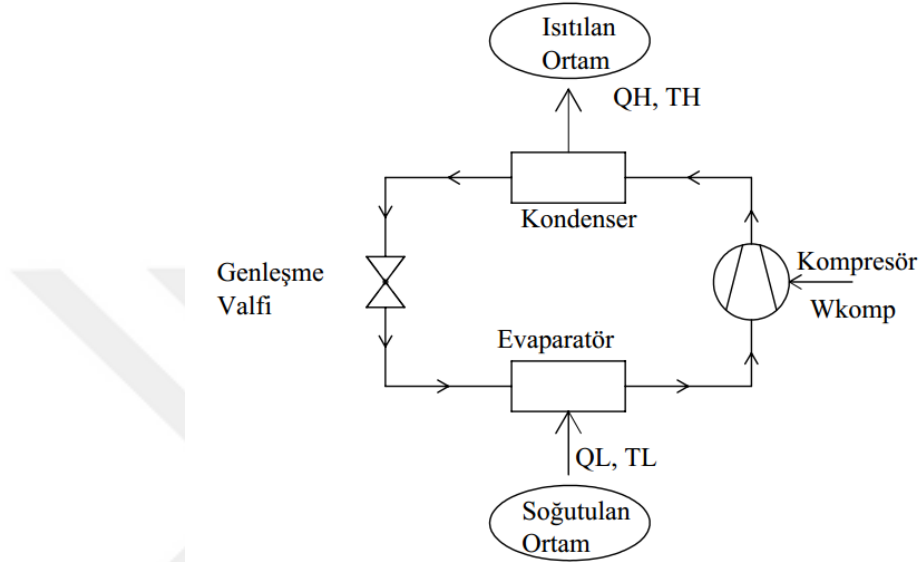
Isı aldığı kaynağa göre; hava, yerüstü suları, yeraltı suları, güneş, toprak, atık ısı, jeotermal enerji kullanan ısı pompaları şeklinde sınıflandırılmıştır.

İşletme çevrimlerine göre de hava-hava, sıvı-sıvı ve hava-sıvı esaslı ısı pompaları şeklinde sınıflandırılmıştır. Buradaki sınıflandırma ısının alındığı ve ısının transfer edildiği ortam belirtilerek yapılmıştır. Örneğin hava-hava kaynaklı bir ısı pompasında ısı havadan alınıp havaya verilmekte, sıvı-sıvı kaynaklı bir ısı pompasında ise sıvıdan alınıp sıvıya verilmektedir.

Bu çalışmada kullanılan deney düzeneğindeki ısı pompası termodinamik çevrimine göre buhar sıkıştırımlı, işletme çevrimine göre ise hava-hava esaslı şeklinde dizayn edilmiştir.

Isı pompaları Şekil 1’de gösterilen 4 temel elemandan oluşur. Isı pompasının temel elemanları aşağıda verilmiştir.

1. Kompresör
2. Kondenser (Yoğuşturucu)
3. Evaporatör (Buharlaştırıcı)
4. Genleşme Vanası



**Şekil 1.** Isı pompasının temel elemanları

### **Kompresör**

Evaporatörden alçak basınçta gelen soğutucu akışkanın sıcaklık ve basıncını yükselterek kondensere ileten ve bu işlemi dışardan enerji alarak yapan cihazlardır. Kompresörlerin başlıca çeşitleri; vidalı, pistonlu, dönel rotorlu ve scroll şeklindedir. En fazla kullanılanlar vidalı ve pistonlu kompresörlerdir. (Yamankaradeniz ve ark., 2002)

### **Kondenser (Yoğuşturucu)**

Kondenserler ısı değiştirici elemanlardır. Kompresörden buhar fazında, yüksek basınç ve sıcaklıkta gelen soğutucu akışkan, kondenserde sabit basınçta üzerindeki ısıyı ortama vererek sıvı fazına dönüşür.

### **Genleşme valfi**

Kondenserden çıkan yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkanın sıcaklık ve basıncını düşürerek evaporatöre ileten cihazlardır. Genleşme valfinde evaporatöre verilecek soğutucu akışkanın sıcaklık, basınç ve miktarı ayarlanabilmektedir.

Genleşme valflerinin, alçak basınçlı, yüksek basınçlı, manuel çalışan, kılcal borulu, termostatik ve otomatik gibi tipleri vardır.

### **Evaporatör (Buharlaştırıcı)**

Evaporatörler de kondenserler gibi ısı değiştirici elemanlardır. Genleşme valfinden yarı buhar fazında, düşük basınç ve sıcaklıkta gelen soğutucu akışkan, evaporatörde üzerine ısı alarak buhar fazına dönüşür.

Evaporatör ve kondenserler ısı transfer cihazlarıdır. Kondenserde soğutucu akışkan ortama ısı verirken evaporatörde soğutucu akışkan ortamdaki ısı çekmektedir.

### **Soğutucu Akışkanlar**

Soğutucu akışkanlar; ısı pompasında çevrim boyunca sıcaklık ve basıncı değişen, kimyasal özelliklerinden dolayı bir ortamdaki ısıyı üzerine alarak başka bir ortama aktaran akışkanlardır. Soğutucu akışkanlarda ısı transferi esnasında faz değişimi olmaktadır. Soğutucu akışkan kondenserden geçerken ortama ısı vererek yoğunlaşmakta, evaporatörden geçerken ortamdaki ısı alarak buharlaşmaktadır. Sistemde kullanılan soğutucu akışkan, kompresör ve tesisattaki diğer elemanlarla uyumlu olmalıdır. Ayrıca soğutucu akışkanın seçiminde; kolay temin edilebilmesi, maliyetinin uygun olması ve kullanımı yasak olmayan bir akışkan olması önemli kriterlerdir. Tablo 1’de bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkanların temel özellikleri verilmiştir.

**Tablo 1.** Deneylerde Kullanılan Soğutucu Akışkanların Termofiziksel Özellikleri (Messineo *et al.* 2012)

| Soğutucu Akışkan                 | R22    | R407C  | R417A  |
|----------------------------------|--------|--------|--------|
| Molar Kütle (gram/mol)           | 86,48  | 106,75 | 86,20  |
| Kaynama Sıcaklığı (°C)           | -40,80 | -39,12 | -43,80 |
| Kritik Sıcaklık (°C)             | 96,15  | 87,04  | 86,05  |
| Kritik Basınç (kPa)              | 4980   | 4036   | 4630   |
| GWP (Küresel Isınma Potansiyeli) | 1500   | 1526   | 1950   |

Tablo 2’de soğutucu akışkanlar çevresel özelliklerine göre gruplandırılmıştır. ODP değerleri, R11 soğutucu akışkanının ODP değerini 1 olarak alındığında, bu değere kıyasla diğer malzemelerin stratosferik ozonu tüketme potansiyelinin bir ölçüsüdür Küresel ısınma potansiyeli (GWP) ise R11 ve CO<sub>2</sub> gazlarına kıyasla radyant enerji toplama yeteneğini tanımlayan bir değerdir. (Sarbu, 2014)

**Tablo 2.** Soğutucu Akışkanların Çevresel Özellikleri (Sarbu, 2014)

| Grup                              | Soğutucu Akışkan                                  | ODP           | GWP<br>(R11=1) | GWP<br>(CO2=1) | Atmosfer<br>ömrü<br>(yıl) |
|-----------------------------------|---------------------------------------------------|---------------|----------------|----------------|---------------------------|
| CFC                               | R11                                               | 1             | 1              | 4000           | 50...60                   |
|                                   | R12                                               | 1             | 2,1...3,05     | 10600          | 102...130                 |
|                                   | R113                                              | 0.8-1.07      | 1.3            | 4200           | 90...110                  |
|                                   | R114                                              | 0.7-1.0       | 4.15           | 6900           | 130...220                 |
|                                   | R12B1                                             | 3-13          | –              | 1300           | 11...25                   |
|                                   | R13B1                                             | 10-16         | 1.65           | 6900           | 65...110                  |
| HCFC                              | R21                                               | 0.05          | 0.1            | –              | <10                       |
|                                   | R22                                               | 0.055         | 0.034          | 1900           | 11.8                      |
|                                   | R123                                              | 0.02          | 0.02           | 120            | 1.4...2                   |
|                                   | R142b                                             | 0.065         | 0.3...0.46     | 2000           | 19...22.4                 |
| HFC                               | R23                                               | 0             | 6              | 14800          | 24.3                      |
|                                   | R32                                               | 0             | 0,14           | 580            | 6...7.3                   |
|                                   | R125                                              | 0             | 0.58...0.85    | 3200           | 32.6                      |
|                                   | R134a                                             | 0             | 0.28           | 1600           | 14...15.6                 |
|                                   | R143a                                             |               | 0.75...1.2     | 3900           | 55...64.2                 |
|                                   | R152a                                             | 0             | 0.03...0.04    | 140            | 1.5...8                   |
| HFO                               | R1234yf                                           | 0             | –              | <4.4           | 0.029                     |
| NH3                               | R717                                              | 0             | –              | 0              | <0.02                     |
| CO2                               | R744                                              | 0             | –              | 1              | >50                       |
| Azeotropik<br>Karışımlar          | R500(R12/R152a)                                   | 0.63-<br>0.75 | 2.2            | 6000           | –                         |
|                                   | R501(R12/R22)                                     | 0.53          | 1.7            | 4200           | –                         |
|                                   | R502(R22/R115)                                    | 0.3-0.34      | 4.01...5.1     | 5600           | >100                      |
|                                   | R507(R125/R143a)                                  | 0             | 0.68           | 3800           | –                         |
|                                   | R404A(0.44R125/0.52R143a/<br>0.04R134a)           | 0             | 0.6...0.94     | 3750           | –                         |
| Yakın<br>Azeotropik<br>Karışımlar | R410A(0.5R32/0.5R125)                             | 0             | 0.5            | 1890           | –                         |
|                                   | R428(0.775R125/0.2R134a/0.019R600a<br>/0.006R290) | 0             | –              | 3500           | –                         |
|                                   | FX40(0.1R32/0.45R125/0.45R143)                    | 0             | 0.6            | 3350           | –                         |
| Zeotropik<br>karışımlar           | R407A(0.2R32/0.4R125/0.4 R134a)                   | 0             | 0.14...0.45    | 1920           | –                         |
|                                   | R407B(0.1R32/R0.7R125/0.2R134a)                   | 0             | 0.1...0.5      | 2560           | –                         |
|                                   | R407C(0.23R32/0.25R125/0.52R134a)                 | 0             | 0.29...0.37    | 1610           | –                         |
|                                   | R417A(0.466R125/0.5R134a/0.034R60<br>0)           | 0             | –              | 2300           | –                         |

**Tablo 2.** (devamı)

|                                                        |   |   |      |   |
|--------------------------------------------------------|---|---|------|---|
| R422A(0.851R125/0.115R134a/0.034R600a)                 | 0 | – | 3100 | – |
| R424(0.505R125/0.47R134a/0.009R600a/0.01R600/0.006R60) | 0 | – | 2400 | – |
| R427A(0.15R32/0.25R125/0.1R143a/0.5R134a)              | 0 | – | 2100 | – |

Tablo 3’de halojenli soğutucu akışkanların uygulama alanları verilmiştir.

**Tablo 3.** Halojenli Soğutucu Akışkanların Uygulama Alanları (Sarbu, 2014)

| Grup | Soğutucu Akışkan  | Kimyasal Formül                    | Kimyasal İsmi             | Buharlaştırma Sıcaklığı (°C) |     | Uygulama Alanları                                           |
|------|-------------------|------------------------------------|---------------------------|------------------------------|-----|-------------------------------------------------------------|
| CFC  | R11               | $\text{CCl}_3\text{F}$             | Trikloroflorometan        | 0                            | +60 | İklimlendirme, Isı Pompaları                                |
|      | R12               | $\text{CCl}_3\text{F}_2$           | Diklorodiflorometan       | -40                          | +10 | Ev Tipi ve Ticari Soğutma, İklimlendirme, Isı Pompaları     |
|      | R12B <sub>1</sub> | $\text{CClBrF}_2$                  | Bromoklorodiflorometan    | 0                            | +50 | İklimlendirme, Isı Pompaları                                |
|      | R13               | $\text{CClF}_3$                    | Klorotriflorometan        | -100                         | -60 | Kaskad Soğutma Sistemleri                                   |
|      | R13B <sub>1</sub> | $\text{CBrF}_3$                    | Bromotriflorometan        | -80                          | -40 | Mono ve Kademeli Endüstriyel Soğutma Sistemlerinde          |
|      | R113              | $\text{C}_2\text{Cl}_3\text{F}_3$  | Triklorotrifloroetan      | 0                            | +15 | İklimlendirme, Isı Pompaları                                |
|      | R114              | $\text{C}_2\text{Cl}_2\text{F}_4$  | Dichlorotetrafluoroethane | -20                          | +10 | İklimlendirme, Isı Pompaları                                |
| HCFC | R21               | $\text{CHCl}_2\text{F}$            | Dichlorofluoromethane     | +10                          | +80 | İklimlendirme, Isı Pompaları                                |
|      | R22               | $\text{CHClF}_2$                   | Klorodiflorometan         | -20                          | +20 | Endüstriyel, Gıda, Ticari Soğutma, İklimlendirme            |
|      | R142b             | $\text{C}_2\text{H}_2\text{ClF}_2$ | Klorodifloroetan          | -50                          | +10 | İklimlendirme, Isı Pompaları                                |
| HFC  | R23               | $\text{CHF}_3$                     | Triflorometan             | -20                          | +10 | Endüstri ve Laboratuvarlar için Kademeli Soğutma Sistemleri |

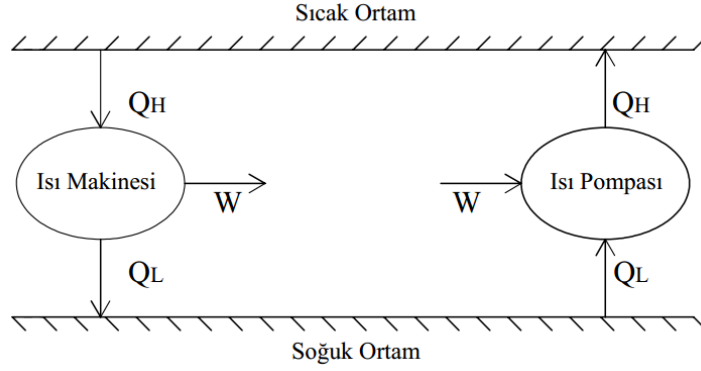
**Tablo 3.** (devamı)

|         |       |                                              |                |     |     |                                                    |
|---------|-------|----------------------------------------------|----------------|-----|-----|----------------------------------------------------|
|         | R32   | CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>               | Diflorometan   | -60 | -10 | Endüstriyel ve Ticari Soğutma                      |
|         | R125  | C <sub>2</sub> HF <sub>5</sub>               | Pentafloroetan | -50 | +10 | Endüstriyel ve Ticari Soğutma, İklimlendirme       |
|         | R134A | C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub> | Tetrafloroetan | -30 | +20 | Evsel, Ticari, endüstriyel, Soğutma, İklimlendirme |
|         | R152A | C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> F <sub>2</sub> | Difloroetan    | -30 | +10 | Endüstriyel ve Ticari Soğutma, İklimlendirme       |
|         | R500  | (R12/R152a)                                  | -              | -40 | +10 | Ev Tipi ve Endüstriyel Soğutma, Isı Pompaları      |
|         | R502  | (R22/R115)                                   | -              | -60 | -20 | Endüstriyel ve Ticari Soğutma                      |
| Karışım | R507  | (R125/R134a)                                 | -              | -50 | -10 | Endüstriyel ve Ticari Soğutma                      |
|         | R410A | (R32/R125)                                   | -              | -50 | 0   | Endüstriyel ve Ticari Soğutma                      |
|         | R407C | (R32/R125/R134a)                             | -              | -40 | 0   | Endüstriyel ve Ticari Soğutma                      |
|         | R404A | (R125/R143a/R134a)                           | -              | -40 | 0   | Endüstriyel ve Ticari soğutma                      |

**Isı Pompalarının Termodinamiği**

Isı pompaları, soğutma makineleriyle aynı termodinamik çevrime uygun olarak çalışırlar. Isı pompasında amaç ortamı ısıtmak, soğutma makinesinde ise amaç ortamı soğutmaktır.

Isı makinelerinde sıcak ortamdan alınan ısıdan faydalanılarak bir iş elde edilir. Atık ısı ise sıcaklığı daha düşük bir ortama transfer edilir. Isı pompası ve soğutma makinelerinde ise sıcaklığı daha düşük bir ortamdan alınan ısı dışardan sisteme uygulanan iş vasıtasıyla sıcaklığı daha yüksek bir ortama aktarılır. Şekil 2’de bir ısı makinesi ve ısı pompasının çalışması ve aralarındaki fark görülmektedir.



**Şekil 2.** Isı makinesi ve ısı pompasının çalışması

Isı pompa sistemlerinde; performans etkinlik katsayısı ve ekserjetik verim değerleri iki önemli performans kriteridir.

Bir ısı pompasının performansı etkinlik katsayısı ( $COP_{IP}$ ) ile ifade edilir.

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{W} \quad (1)$$

1.Yasa Gereği;

$$W = Q_H - Q_L \quad (2)$$

Denklem 2 yi, Denklem 1 'de yerine koyarsak;

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - (Q_L/Q_H)} \text{ elde edilir.} \quad (3)$$

Bir soğutma makinesinin performansı etkinlik katsayısı ( $COP_{SM}$ ) ile ifade edilir.

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{W} \quad (4)$$

Denklem 2 yi, Denklem 4 'de yerine koyarsak;

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{(Q_H/Q_L) - 1} \text{ elde edilir.} \quad (5)$$

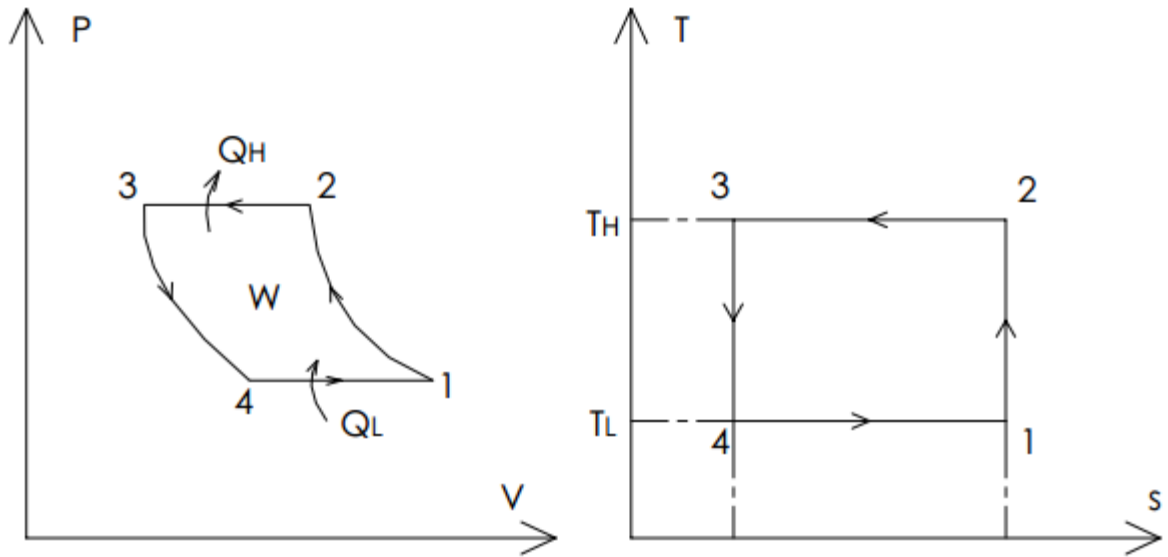
Etkinlik katsayısı en yüksek ısı pompası ters Carnot çevrimine uygun olarak çalışan ısı pompasıdır. Ters Carnot çevriminde 4 hal değişimi mevcuttur.

1-2 arasında tersinir adyabatik sıkıştırma,

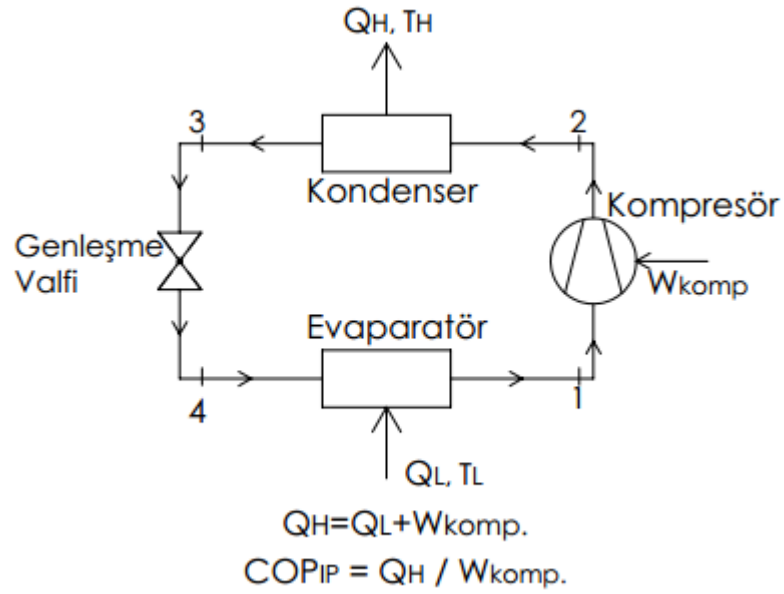
2-3 arasında sabit sıcaklıkta ısı verme,

3-4. arasında tersinir adyabatik genişleme,

4-1 arasında ise sabit sıcaklıkta ısı alma hal değişimleri gerçekleşmektedir. Ters Carnot çevriminin P-V ve T-s diyagramları Şekil 3 'de gösterilmiştir.

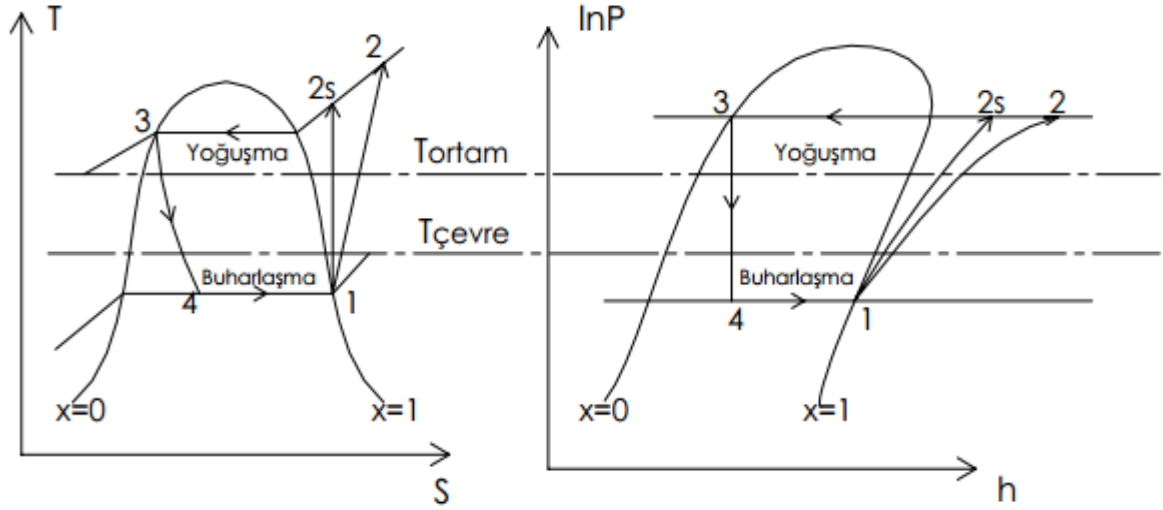


**Şekil 3.** Ters carnot çevriminin P-V ve T-s diyagramları



**Şekil 4.** Isı pompasının çevrimi

Şekil 5’de bir ısı pompasının T-S ve lnP-h diyagramları verilmiştir. 2s noktası izentropik durumu ifade ederken 2 noktası gerçek durumu göstermektedir.



**Şekil 5.** Isı pompasının T-S ve P-h diyagramı

Ekserjetik verim; bir sistemden alınan ya da alınması istenen ekserjinin sisteme verilen ekserjiye oranı şeklinde ifade edilir. Bir ısı pompasının ekserjetik verimi  $\eta_{ek}$  ile gösterilir. (Bakırcı ve ark., 2009)

$$\eta_{ek} = \frac{\sum \Delta \dot{E}_{x,c}}{\sum \Delta \dot{E}_{x,g}} \quad (6)$$

formülünden hareketle,

$$\eta_{ek} = \frac{\dot{Q}_{kon} - T_0 \dot{m}_s c_{ps} \ln(T_3/T_2)}{\dot{W}_{komp} + \dot{Q}_{eva} - T_0 \dot{m}_{as} c_{pas} \ln(T_4/T_1)} \quad (7)$$

yukarıdaki formülle hesaplanır.

- $\dot{Q}_{kon}$  : Kondenserde havaya verilen ısı
- $T_0$  : Ortam sıcaklığı
- $\dot{m}_s$  : Kondenserden geçen havanın kütleli debisi
- $c_{ps}$  : Havanın özgül ısısı
- $T_3$  : Kondenser çıkış sıcaklığı
- $T_2$  : Kondenser giriş sıcaklığı
- $\dot{W}_{komp}$  : Kompresörün çektiği güç
- $\dot{Q}_{eva}$  : Evaporatörde havadan alınan ısı
- $\dot{m}_{as}$  : Evaporatörden geçen havanın kütleli debisi
- $c_{pas}$  : Havanın özgül ısısı
- $T_4$  : Evaporatör giriş sıcaklığı
- $T_1$  : Evaporatör çıkış sıcaklığı

## MATERYAL VE YÖNTEM

### Materyal

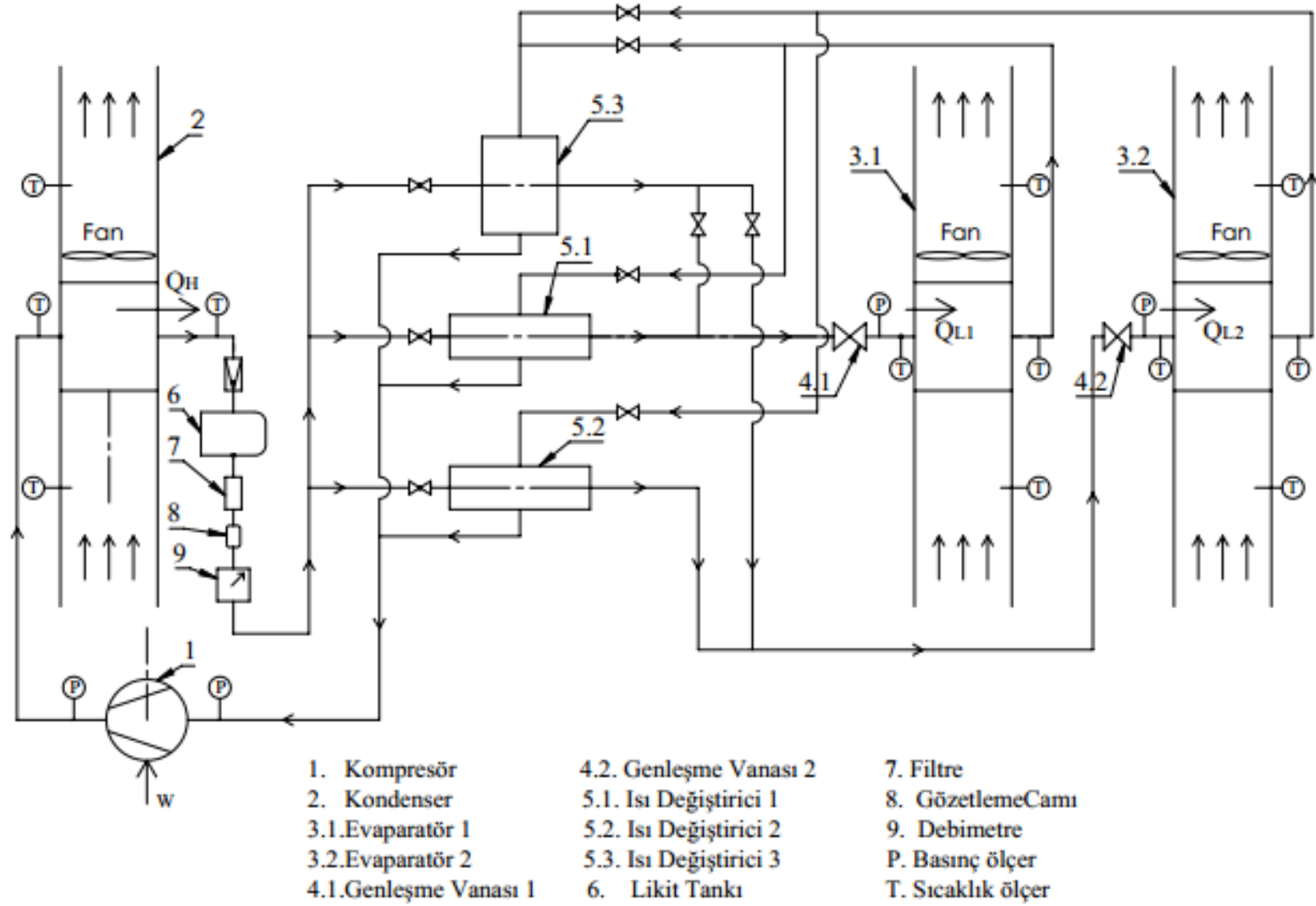
Atatürk Üniversitesi Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarında oluşturulan deney düzeneği 4 farklı işletme çevrimine göre (hava-hava, hava-su, su hava, su-su) çalışan şekil 6’da gösterilen buhar sıkıştırmalı bir ısı pompası sistemidir. Bu çalışmada hava-hava işletme çevrimine göre çalışan kısım kullanılarak deneyler yapılmıştır. Kullanılan deney düzeneğinin temel elemanları kompresör, kondenser, iki farklı tip evaporatör ve genleşme vanasıdır. Bu temel elemanların dışında sistemde yatay ve dikey ısı değiştiriciler, debimetre, gözetleme camı, kurutucu, yağ ayırıcı gibi yardımcı ekipmanlarda mevcuttur. Şekil 7’de bu çalışmada kullanılan bölümlerin devre şeması verilmiştir.

Deney düzeneğinde, kondenserin ve evaporatörün soğutucu akışkan giriş ve çıkışına, kondenser ve evaporatörün hava giriş ve çıkışına T tipi termokupullar yerleştirilmiştir. Her durumda sistem stabil hale geldiğinde termokupullar vasıtasıyla sıcaklıklar ölçülmüş ve bu sıcaklık değerlerinden faydalanılarak sistemin COP ve ekserjetik verimleri hesaplanmıştır. Ayrıca kompresörün giriş ve çıkışına, evaporatörlerin girişlerine soğutucu akışkan basıncını ölçmek için kadranlı basınç ölçerler yerleştirilmiştir.

Farklı ortam koşulları oluşturabilmek amacıyla, kondenser ve evaporatörlerin hava giriş kısımlarına 5 kademeli elektrikli rezistanslar, fanlarına da birer adet hız kontrol cihazı (dimmer) takılmıştır. Rezistanslar farklı kademelerde çalıştırılarak kondenser ve evaporatörün hava giriş sıcaklıkları değiştirilmiştir. Hız kontrol cihazlarıyla da kondenser ve evaporatörün hava debileri değiştirilmiştir. Değişen sıcaklık ve hava debileri farklı ortam koşulları oluşturulmasını ve bu ortam koşullarında deney yapılmasını sağlamıştır.



Şekil 6. Isı pompası deney düzeneği resmi



Şekil 7. Deney düzeneğinin şematik gösterimi

Deney düzeneğinde kullanılan elamanlar şunlardır.

### **Kompresör**

Deney düzeneğinde kullanılan üç fazlı Copeland marka kompresör; gücü 2,8 HP, çalışma gerilimi 380 V, devir sayısı 3500 devir/dak, emme borusu çapı 3/4", basma borusu çapı 1/2" olan, R22, R407C, R417A gazlarıyla çalışabilen üç fazlı scroll tipi bir kompresördür. Kompresörün görünümü Şekil 8’de verilmiştir.

Scroll kompresörler temel olarak arşimed spirali denilen biri sabit diğeri hareketli iki spiral plakadan oluşmaktadır. Altındaki spiral rotor üzerindeki sabit kısma monte edilmiştir. Motorun dönmesiyle birlikte en dış kısımdan spiral arasına alınan gaz ötelenerek göbekten basma hattına verilir.

Scroll tip kompresörlerin hermetik ve yarı hermetik kompresörlere nazaran;

- Soğutma verimleri daha yüksektir.
- Daha az yer kaplamaktadır
- Daha sessiz çalışmaktadır.
- Maliyeleri daha fazladır ama işletme maliyeti daha düşüktür.
- Enerji tasarrufu yönünden avantajlıdır.(Anonim 2022)



**Şekil 8.** Copeland marka scroll özellikli kompresör

### **Kondenser**

Deney düzeneğinde kullanılan kondenser, hava soğutmalı tip kondenserdır Hava soğutmalı kondenserin özellikleri, basit olmaları, işletme masraflarının düşük olması ve her türlü soğutma uygulamasında kullanılabilmeleridir. Kullanılan kondenserin özellikleri Tablo 4’de verilmiştir.

**Tablo 4.** Deney Düzeneginde Kullanılan Kondenser Özellikleri

| Model                    | MHS 40.11              |
|--------------------------|------------------------|
| Kapasitesi               | 6,35 kW                |
| Isı Transfer Yüzey Alanı | 15,45 m <sup>2</sup>   |
| Fan Adeti                | 1 adet                 |
| Fan Çapı                 | 400 mm                 |
| Fan Debisi               | 2680 m <sup>3</sup> /h |
| Fan Gücü                 | 160 Watt               |
| Ses Basınç Seviyesi      | 44 dB                  |
| Akışkan Giriş Bağlantısı | 5/8"                   |
| Akışkan Çıkış Bağlantısı | 5/8"                   |
| Ağırlık                  | 15 kg                  |

### Evaporatörler

Deney düzeneğinde iki tip havalı evaporatör kullanılmıştır. Evaporatörlerden bir tanesi 8 mm lamel aralıklı, diğeri 6 mm lamel aralıklıdır. Tablo 5’de 6 mm lamel aralıklı, Tablo 6’da 8 mm lamel aralıklı evaporatörlerin özellikleri verilmiştir. Hava soğutmalı evaporatör kullanılmasının nedenleri; basit olmaları, işletme masraflarının düşük olması ve her türlü soğutma uygulamasında kullanılabilmeleridir.

**Tablo 5.** Deney Düzeneginde Kullanılan 6 mm Lamel Aralıklı Evaporatör Özellikleri

| Model                    | 6 GNE 40.1.5           |
|--------------------------|------------------------|
| Kapasitesi               | 4600 Watt              |
| Isı Transfer Yüzey Alanı | 20,8 m <sup>2</sup>    |
| Boru Hacmi               | 5,7 dm <sup>3</sup>    |
| Fan Adeti                | 1                      |
| Fan Çapı                 | 400 mm                 |
| Fan Debisi               | 3300 m <sup>3</sup> /h |
| Akışkan Giriş Bağlantısı | 12 mm                  |
| Akışkan Çıkış Bağlantısı | 22 mm                  |

**Tablo 6.** Deney Düzeneginde Kullanılan 8 mm Lamel Aralıklı Evaporatör Özellikleri

| Model                    | 8 GNE 40.1.5           |
|--------------------------|------------------------|
| Kapasitesi               | 4000 Watt              |
| Isı Transfer Yüzey Alanı | 16,1 m <sup>2</sup>    |
| Boru Hacmi               | 5,7 dm <sup>3</sup>    |
| Fan Adeti                | 1                      |
| Fan Çapı                 | 400 mm                 |
| Fan Debisi               | 3500 m <sup>3</sup> /h |
| Akışkan Giriş Bağlantısı | 12 mm                  |
| Akışkan Çıkış Bağlantısı | 22 mm                  |

## Genleşme valfleri

Isı pompası sisteminde evaporatörden önce yer alan genleşme valfleri evaporatöre girecek olan soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklığını düşürerek yarı buhar fazına geçmesini sağlar. Böylece genleşme valfinde basınç ve sıcaklığı düşürülen soğutucu akışkan evaporatörde ortamdaki ısıyı üzerine almış olur. Genleşme valfi Şekil 9’da, özellikleri ise Tablo 7’de verilmiştir.



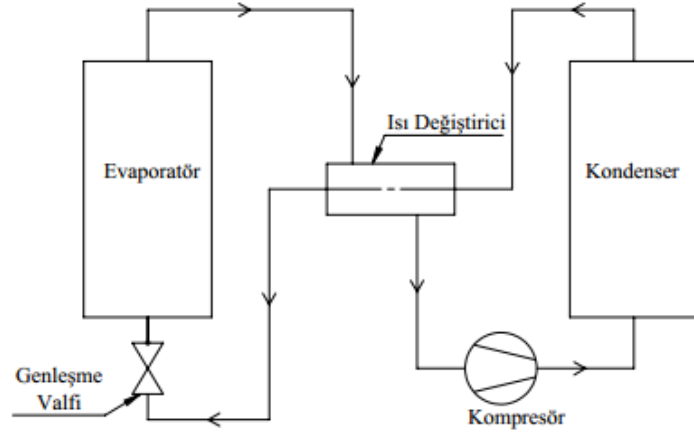
**Şekil 9.** İç denge rakorlu genleşme valfi

**Tablo 7.** Deney Düzeninde Kullanılan Genleşme Valflerinin Özellikleri

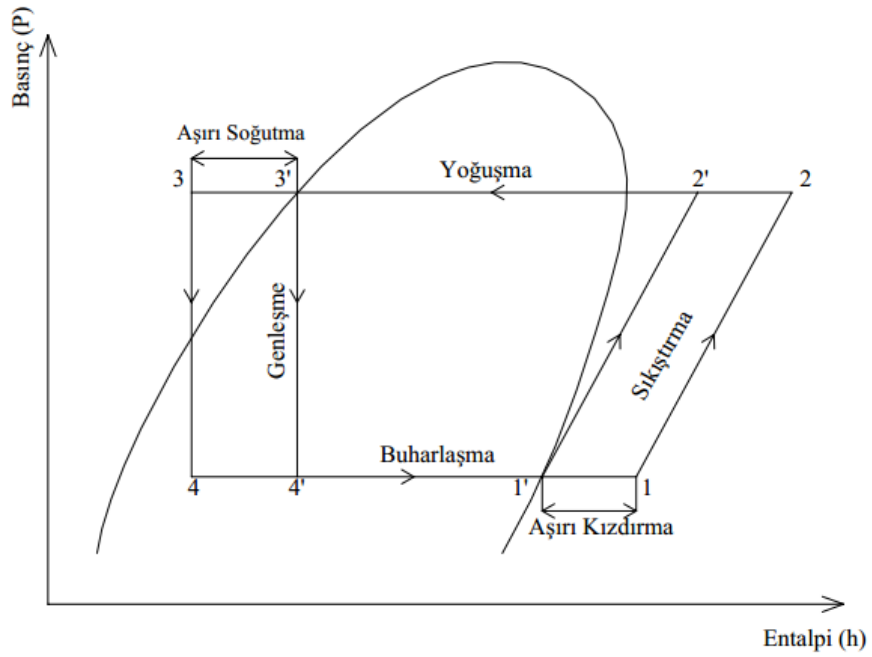
| Model    | Tix          |
|----------|--------------|
| Kod      | 430000070300 |
| Tip      | İç Denge     |
| Bağlantı | Rakorlu      |

## Isı değiştiriciler

Isı değiştiricilerin görevi kondenserden genleşme valfine giden gazı bir miktar soğutmak, evaporatörden kompresöre giden gazı ise bir miktar ısıtmaktır. Başka bir ifadeyle kondenserden genleşme valfine gelen gazdan alınan ısı evaporatörden kompresöre giden gaza aktarılmaktadır. Bir ısı pompasında ısı değiştiricinin konumu Şekil 10’da, ısı değiştiricinin sisteme olan etkisi Şekil 11’de P-h diyagramında gösterilmiştir.



**Şekil 10.** Isı değiştiricinin ısı pompasındaki konumu



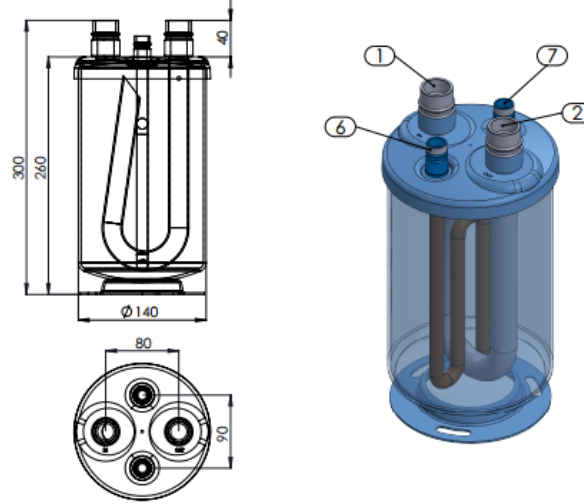
**Şekil 11.** Isı değiştiricilerin etkisinin P-h diyagramında gösterilmesi (Shaik & Babu, 2017)

Şekil 11’de 1'2'3'4' arasındaki çevrim ısı değiştirici kullanılmayan ideal bir ısı pompası çevrimini, 1234 arasındaki çevrim ise ısı değiştirici kullanılan gerçek bir çevrimi göstermektedir. Aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın olduğu bölüm soğutucu akışkanın ısı değiştiriciden geçtiği durumu ifade etmektedir. Evaporatörden çıkan akışkan kompresöre girmeden önce ısıtılmakta, kondenserden çıkan akışkan ise genleşme valfine girmeden önce soğutulmaktadır.

Deney düzeneğinde iki tip ısı değiştirici kullanılmıştır. Bunlar yatay ısı değiştirici ve dikey ısı değiştirici diye adlandırılmıştır. Dikey ısı değiştirici Şekil 12’de, özellikleri Tablo 8’de verilmiştir.

Yatay ısı Değiştirici iç içe geçmiş iki adet bakır borudan oluşmaktadır. İçteki bakır borunun içinden evaporatörden çıkan buhar fazındaki akışkan geçmekte, dıştaki borunun iç kısmından ise kondenserden çıkan yoğuşmuş akışkan geçmektedir. Evaporatörden çıkan buhar fazındaki akışkan kompresöre gitmeden önce bir miktar ısınmakta, kondenserden çıkan ve genleşme vanasına giden yoğuşmuş akışkan ise bir miktar soğumaktadır. Yatay ısı değiştirici şekil 13’de verilmiştir.

### *Dikey ısı değiştirici*

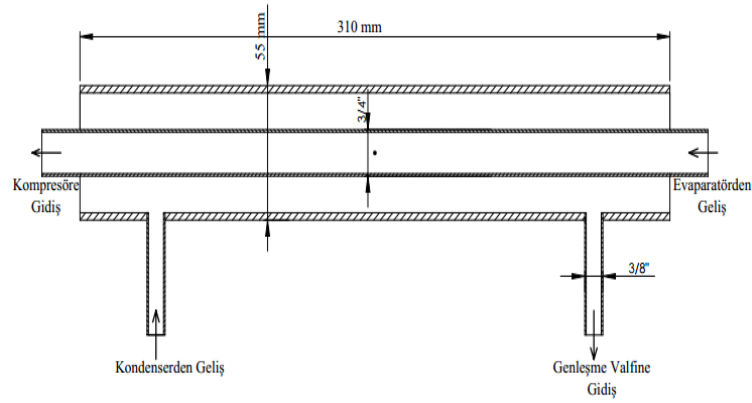


**şekil 12.** Dikey ısı değiştirici

**Tablo 8.** Dikey ısı Değiştirici Özellikleri

|                                                    |                              |
|----------------------------------------------------|------------------------------|
| Model                                              | SLA.E.30B.16.10.2,5          |
| Soğutucu Akışkan Tipi                              | HCFC-HFC-CFC                 |
| Kapasitesi                                         | 2,5 lt                       |
| Max alışma Basıncı                                | 30 Bar                       |
| Test Basıncı                                       | 43 Bar                       |
| alışma Sıcaklığı                                  | Min.: -20 °C / Maks.: +130°C |
| (1) Evaporatörden Geliş (Isı Değiştirici Girişi)   | 5/8" ODS                     |
| (2) Kompresöre Gidiş (Isı Değiştirici ıkıcı)      | 5/8" ODS                     |
| (6) Kondenserden Geliş (Isı Değiştirici Girişi)    | 3/8" ODS                     |
| (7) Genleşme Valfine Gidiş (Isı Değiştirici ıkış) | 3/8" ODS                     |

## Yatay ısı değiştirici

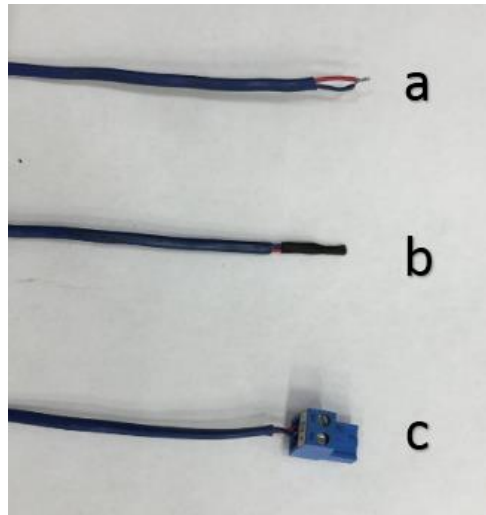


**şekil 13.** Yatay ısı değiştirici

### Termokupllar

Deney düzeneğinin farklı noktalarında soğutucu akışkan ile kondenser ve evaporatör giriş çıkış havasının sıcaklıkları ölçölmüştür. Bu işlem için T tipi termokupllar kullanılmıştır. Termokuplların bir uçları şekil 14’de göröldüğü gibi lehimlenmiştir. Lehimlenen uçlar izole edilmiştir. Diğer uca ise sıcaklık ölçüm cihazına uygun soketler bağlanmıştır. Bu işlemden sonra bir termokupl kalibrasyon cihazından faydalanarak termokupulların kalibrasyonu yapılmıştır. Kalibrasyon işlemi ölçüm yapılan sıcaklığın en az hatayla doğru şekilde tespit edilmesini sağlamıştır

Ayrıca kondenser ve evaporatör hava giriş çıkışlarının farklı noktalarından alınan ölçömlerde kullanılan termokupllar bir tel vasıtasıyla hava kanallarına hava akışından etkilenmemesi için sabitlenmiştir



**şekil 14.** Termokupl uçları a) Termokupl uçlarının lehimlenmiş hali, b) Lehimlenen termokupl uçlarının yalıtılmış hali, c) Termokuplun çok kanallı sıcaklık ölçere bağlantı elemanı)

## Debimetre

Sistemden geçen gazın miktarını ölçmek için, Krohne marka H250 model soğutucu akışkan debimetresi kullanılmıştır. Kapasitesi 250 lt/h olan debimetre Şekil 15’de verilmiştir.



Şekil 15. Debimetre

## Gözetleme camı

Kondenserden sonra sisteme yerleştirilen ve. kondenserden çıkan gazın ne ölçüde yoğunluğunu, dolayısıyla sistemin normal çalışıp çalışmadığını gözlemlememizi sağlayan gözetleme camı Şekil 16’da verilmiştir.



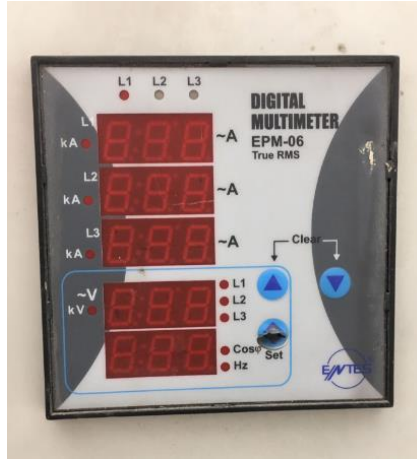
Şekil 16. Gözetleme camı

## Dijital multimetre

Sistemde kullanılan dijital multimetre Entes Marka EPM-06 model cihazdır. Dijital multimetre ile kompresörün çektiği akım, gerilim ve güç faktörü ( $\cos \phi$ ) değerleri tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlardan faydalanarak kompresöre ne kadar güç verildiği hesaplanmıştır. Dijital multimetre Şekil 17’de verilmiştir.

$$\text{Kompresörün çektiği güç} \quad W_{komp} = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos \phi \quad (8)$$

formülüyle hesaplanmıştır.



Şekil 17. Dijital multimetre

### Çok kanallı sıcaklık ölçer

Şekil 18’de verilen Elimko 680 model çok kanallı sıcaklık ölçer vasıtasıyla 16 ayrı noktadan sıcaklık ölçümü alınmıştır.



Şekil 18. 16 Kanallı sıcaklık ölçer

### Hava hızı ölçüm cihazı (Anemometre)

Anemometre ile ölçülen kondenser ve evaporatörün hava giriş ve çıkış hızları, kanal içindeki farklı noktalardan alınan ölçüm değerlerinin ortalaması olarak belirlenmiştir. Belirlenen hızlardan faydalanılarak önce hacimsel debi, sonra kütleli debi en sonunda da kondenserde havaya verilen ısı, evaporatörde ise havadan alınan ısı hesaplanmıştır. Kullanılan KIMO markanın VT200 modeli olan anemometre Şekil 19’da verilmiştir.



**Şekil 19.** Hava hızı ölçüm cihazı (Anemometre)

### **Basınç ölçerler**

Deney düzeneğinde sistemin temel elemanlarının giriş ve çıkış noktalarında akışkan basınçlarını ölçmek için kullanılan kadran tipi basınç ölçerler Şekil 20’de verilmiştir.



**Şekil 20.** Basınç ölçerler

### **Yöntem**

Bu çalışma iki aşamalı olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın birinci aşamasında Taguchi yöntemi kullanılarak oluşturulan varyans analiz tablolarından, sistemin optimum çalışma parametreleri belirlenmiştir. İkinci aşamasında ise birinci aşamada belirlenen optimum çalışma parametreleri de dikkate alınarak, 3 farklı soğutucu akışkanla; ısı pompasının çalışma parametreleri değiştirilerek sistemin COP ve ekserjetik verimi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

### **Taguchi yöntemiyle yapılan deneyler**

Taguchi yöntemiyle yapılan deneylerin amacı, sistemin optimum çalışma koşullarını tespit etmektir. Bu amaçla sistemde sabit ortam sıcaklıkları altında (kondenser giriş sıcaklığı 19 °C, evaporatör giriş sıcaklığı 15 °C olacak şekilde ) taguchi yöntemine göre bir deney planı

hazırlanmıştır. Deney planı Tablo 9’da, deneylerde incelenen parametreler ve seviyeleri Tablo 10’da verilmiştir. Tabloda belirtilen her deney, 6 defa tekrarlanmış, bulunan sonuçların ortalaması dikkate alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

### **Taguchi metodu**

Günümüz dünyasında iletişim ve ulaştırma teknolojisinin hızla gelişmesine bağlı olarak insanların dünyanın herhangi bir yerindeki bir ürüne ulaşması ve tedarik edebilmesi çok kolaylaşmıştır. Mal ve hizmetlere erişimin kolaylaşması benzer ürünleri üreten firmalar arasında rekabeti arttırmıştır. Artan rekabetle birlikte firmalar daha kaliteli ve düşük maliyetli ürün üretebilmek için çalışmalar yapmışlar ve kalite tekniklerini kullanmaya başlamışlardır. Deney tasarım tekniği bu kalite tekniklerinden birisidir.

Deney Tasarım (DT) teknikleri 1960’lı yıllardan itibaren Japonya’da 1980’li yıllardan itibaren de ABD ve Avrupa’da kullanılmaya başlamıştır. Burada amaç kalitenin tasarım aşamasında sağlanmasıdır. Bu tekniklere Japon mühendis ve bilim insanı Genichi Taguchi öncülük etmiştir. Taguchi bir ürünün kalitesinin ürünün tasarım aşamasında oluşturulabileceğini söylemektedir. Bu doğrultuda geliştirmiş olduğu metot da Taguchi Metodu olarak isimlendirilmektedir. Taguchi’ye göre bir ürünün istenilen özellikleri ürünün kalitesini belirlediğinden tasarım aşamasında ürün özellikleri belirlenmeli ve üretim belirlenen özelliklere göre yapılmalıdır (Hamzaçebi ve Kutay, 2003).

Bu çalışmada 3 farklı soğutucu akışkanın, buhar sıkıştırırmalı bir ısı pompası deney düzeneğinden faydalanılarak farklı kondenser debisi, farklı evaporatör debisi, farklı evaporatör ve farklı ısı değiştiriciler kullanılarak Taguchi Yöntemiyle optimum çalışma şartları tespit edilmeye çalışılmıştır. Taguchi yöntemine göre  $L_{18} (2^1.3^7)$  deney planı uygulanmıştır.  $L_{18}$  deney planına göre 5 parametrenin 3 seviyeli değişimine göre deneylerin yapılması gerekirken, buradaki çalışmada 2 parametre 2 seviyeli, 3 parametre 3 seviyeli olarak çalışılmıştır. Normal şartlarda 3 parametresi 3 seviyeli, 2 parametresi 2 seviyeli bir sistemde optimum çalışma şartlarını bulabilmek için  $(3*3*3*2*2=108)$  (108) adet deney yapılması gerekirken Taguchi yöntemiyle 18 deney yaparak optimum çalışma şartları tespit edilmiştir.

Taguchi yöntemi, bir ürün veya prosesi etkileyen faktörlerin etki derecelerini belirleyebilmek için kullanılan bir yöntemdir. Bu faktörlerin performansını belirlemede gerekli olan optimum çalışma parametrelerinin belirlendiği bu yöntemle, hem deney sayısı azaltılmaktadır hem de değişkenliğin minimum seviyeye indirilmesi amaçlanmaktadır. . Ürünü veya prosesi etkileyen kontrol edilebilir ve edilemez parametrelerden kontrol edilemeyen parametrelerin olumsuz etkilerini ortadan kaldırmak ya da azaltmak çok yüksek maliyetler

gerektirebilmektedir. Bu nedenle kontrol, düzeltme ve etkisiz parametreler olarak sınıflandırılan kontrol edilebilir olanları kullanmak daha doğru olacaktır (Taguchi 1987). Bu yöntemle geliştirilmiş bir ürün ve proses tasarımları hem üretimi hem de ürünün ömür boyu maliyetini azaltacaktır (Kackar, 1985).

Üreticiler, tedarikçiler ve tüketiciler için bir ürün veya prosesin tasarımlarında sağlamlığı elde etmek çeşitli amaçlar için önemlidir. Çünkü tüm süreçlerin yapısında değişkenlik mevcuttur. Kontrol edilemeyen faktörlere duyarlı olmayan ürün ve proseslerin oluşturulması için geliştirilen Taguchi yönteminde, sinyal-gürültü olarak adlandırılan bu tür performans ölçümleri (S/N) oranları, kontrol edilebilir faktörlerin optimum ayarlarını belirlemek için kullanılır (Mitra, 2011) Bu amaçla bir ürün veya prosese etki eden faktörlerin etki yüzdesini belirlemek için, varyans analiz tablosu oluşturulur. Böylece elde edilen sonuçların optimizasyonunun yapılması daha kolay olmaktadır. Ortogonal diziler kullanılan bu yöntemde, maksimum sayıdaki etkili parametrenin minimum sayıdaki deneyle ürün üzerindeki etkisi araştırılır.

Taguchi yönteminde kullanılan her ortagonal dizi, bir kod tarafından benzersiz bir şekilde tanımlanır ve parametrelerin sayısına ve aşamalarına bağlı olarak uygun dizilerin seçilmesini mümkün kılar.

Burada  $L_n(m^k)$  şeklindeki kodda, **n**, satır sayısını; **m**, parametre seviyesi sayısını; **k**, parametre sayısını ifade eder.

Taguchi deney prosedüründe, iç ve dış diziler olarak adlandırılan iki deneysel tasarım kullanır. Tüm kontrol faktörleri iç diziye yerleştirilir. Tüm gürültü faktörleri ise dış dizide değerlendirilir. Her faktör seviyesi kombinasyonu; iç dizideki kontrol faktörleri, dış dizideki gürültü faktörlerinin çeşitli kombinasyonlarına karşı test edilir. Son olarak tercih edilen parametre ayarları daha sonra “sinyal-gürültü” oranının analizi yoluyla belirlenir.

Taguchi yönteminde bir performans karakteristiği olan S/N oranı (sinyal-gürültü) kullanır.

İstenen performans yanıtına bağlı olarak üç standart S/N oranı türü vardır.

- Daha küçük daha iyi (Sistem yanıtını olabildiğince küçük yapmak için)

S/N Denklem 9'da verildiği gibi hesaplanabilir

$$S/N = -10 \log \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (9)$$

- Nominal değer en iyisi (Bir hedef etrafındaki değişkenliği azaltmak için).

S/N aşağıda verildiği gibi hesaplanabilir.

$$S/N = -10 \log \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - y_o)^2 \right) \quad (10)$$

- Daha büyük daha iyi (Sistem yanıtını mümkün olduğu kadar büyük yapmak için).  
S/N aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$S/N = -10 \log \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (11)$$

Burada  $y_i$ , i'inci denemenin performans değeridir ve n, bir deney kombinasyonu için tekrar sayısıdır (Varghese and Philip, 2016).

Taguchi yöntemiyle elde edilen sisteme ait optimum çalışma şartlarının, farklı zamanlarda ve farklı çalışma ortamlarında her zaman minimum farkla yada direkt aynı değeri vermesi beklenen durumdur. Yani yapılan optimizasyon, amaçlanan sonucu yada onun civarındaki minimum düzeydeki değişkenliği kontrol edebilir özellikte olması durumunda istenilen hassasiyeti gerçekleştirmiş olacaktır. Taguchi yöntemine göre bu özellikleri sağlayan bir optimizasyon kriteri performans istatistiğini de (signal to noise) sağlamış olacaktır. Bu nedenle daha büyük daha iyi durumu için geliştirilen

$$S/N = -10 \log \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (12)$$

performans istatistiği optimizasyon kriteri olarak tercih edilecektir. Ürünün yada prosesin deney sayısı ve maliyetini azaltmak için, kullanılan deney tasarım modelinin optimum çalışma şartlarına karşılık gelen deneyi çalışma sürecinde yapılmamışsa ortogonal dizilerin dengeli olma özelliğinden yola çıkılarak optimum şartlara karşılık gelen performans değeri tahmin edilebilir. Bu amaçla,

$$Y_i = \mu + X_i + e_i \quad (13)$$

ile ifade edilen toplamsal modelden faydalanılır. Deney sonuçlarından elde edilen verilere bağlı olarak hesaplanan Denklem 13 eşitliği bir nokta tahmini olduğundan, doğrulama deney sonuçlarının anlamlı olup olmadığını tespit etmek için bir güven aralığı belirlenmelidir. Seçilen hata seviyesindeki güven aralığı ise;

$$Y_i \pm \sqrt{F_{\alpha;1;SD_{MSe}} \times MS_e \times \left[ \frac{1+m}{N} + \frac{1}{n_t} \right]} \quad (14)$$

formülünden hesaplanmaktadır. Formüldeki;

N; Toplam deney sayısını,

m; Tahminlerde kullanılan parametrelerin serbestlik derecesi toplamını,  
 $n_i$ : doğrulama deneyindeki tekrar sayısını ifade etmektedir (Taguchi 1987).

### **Farklı çalışma parametrelerinin COP ve ekserjetik verim üzerine etkilerinin incelendiği deneyler**

Bu bölümde yapılan deneylerde; R22, R407C ve R417A soğutucu akışkanları için 6 ayrı parametrenin COP ve Ekserjetik Verim üzerine etkileri incelenmiştir.

Parametreler;

- a) Isı Değiştirici Tipi,
- b) Evaporatör Tipi,
- c) Evaporatör Hava Debisi,
- ç) Kondenser Hava Debisi,
- d) Evaporatör Giriş Sıcaklığı,
- e) Kondenser Giriş Sıcaklığı şeklindedir.

### **Deneylerin yapılışı**

Deneylere başlamadan önce sisteme, yaklaşık olarak 3,6 kg soğutucu akışkan yüklemesi yapılmıştır. Daha sonra sistemdeki basınç ölçerler kontrol edilerek kaçak kontrolü yapılmıştır. Kaçak olmadığı tespit edildikten sonra deneylerin yapımına geçilmiştir. Deneylerde ölçüm almadan önce sistemin kararlı hale gelmesi için, sistem yaklaşık 20 dakika çalıştırılmıştır.

Evaporatör ve kondenser hava giriş sıcaklıklarının değiştirilmesi, kanal girişine yerleştirilen her biri 1 kW kapasiteli olan 5 adet ısıtıcı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Sistem kararlı hale geldikten sonra, kondenser gaz giriş ve çıkışı, evaporatör gaz giriş ve çıkışı, kondenser hava giriş ve çıkışı, evaporatör hava giriş ve çıkışlarında 16 ayrı noktadan sıcaklık ölçümü, kompresör giriş ve çıkışı ile 2 evaporatörün girişlerinde 4 ayrı noktadan basınç ölçümü yapılmıştır. Her deney koşulunda bir gaz debimetre vasıtasıyla sistemin debisi, bir dijital multimetre ile de kompresörün çektiği akım ve  $\cos\phi$  değerleri ölçülmüştür. Sistemde gerek yapılan Taguchi deneylerinde gerekse çalışma parametresi değiştirmeye yönelik her bir deney 6 defa tekrarlanarak ortalamaların sonuçları alınmıştır.

Yapılan ölçümlerde elde edilen sonuçlardan faydalanılarak her durumda COP ve ekserjetik verim değerleri hesaplanmıştır.

**Tablo 9.**  $L_{18} (2^1.3^7)$  Deney Planı

| Deney No | Evaporatör<br>Tipi | Soğutucu<br>Akışkan Cinsi | Evaporatör<br>Hava Debisi | Kondenser<br>Hava Debisi | Isı Değiştirici<br>Tipi |
|----------|--------------------|---------------------------|---------------------------|--------------------------|-------------------------|
|          | A                  | B                         | C                         | D                        | E                       |
| 1        | 1                  | 1                         | 1                         | 1                        | 1                       |
| 2        | 1                  | 1                         | 2                         | 2                        | 2                       |
| 3        | 1                  | 1                         | 3                         | 3                        | 2'                      |
| 4        | 1                  | 2                         | 1                         | 1                        | 2                       |
| 5        | 1                  | 2                         | 2                         | 2                        | 2'                      |
| 6        | 1                  | 2                         | 3                         | 3                        | 1                       |
| 7        | 1                  | 3                         | 1                         | 2                        | 1                       |
| 8        | 1                  | 3                         | 2                         | 3                        | 2                       |
| 9        | 1                  | 3                         | 3                         | 1                        | 2'                      |
| 10       | 2                  | 1                         | 1                         | 3                        | 2'                      |
| 11       | 2                  | 1                         | 2                         | 1                        | 1                       |
| 12       | 2                  | 1                         | 3                         | 2                        | 2                       |
| 13       | 2                  | 2                         | 1                         | 2                        | 2'                      |
| 14       | 2                  | 2                         | 2                         | 3                        | 1                       |
| 15       | 2                  | 2                         | 3                         | 1                        | 2                       |
| 16       | 2                  | 3                         | 1                         | 3                        | 2                       |
| 17       | 2                  | 3                         | 2                         | 1                        | 2'                      |
| 18       | 2                  | 3                         | 3                         | 2                        | 1                       |

**Tablo 10.** Deneylerde İncelenen Parametreler ve Seviyeleri

| Parametre<br>Kodu | Parametre İsmi                    | 1.Seviye            | 2.Seviye         | 3.Seviye |
|-------------------|-----------------------------------|---------------------|------------------|----------|
| A                 | Evaporatör Tipi                   | 6 Lamel<br>Aralıklı | 8 Lamel Aralıklı | -        |
| B                 | Soğutucu Akışkan Tipi             | R22                 | R417 A           | R407 C   |
| C                 | Evaporatör Hava Debisi<br>(kg/sn) | 0,63                | 0,92             | 1,11     |
| D                 | Kondenser Hava Debisi (kg/sn)     | 0,51                | 0,77             | 0,89     |
| E                 | Isı Değiştirici Tipi              | Yatay               | Dikey            | -        |

## ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

### Taguchi Yöntemiyle Elde Edilen Bulgular

Taguchi yöntemine göre hazırlanan deney planı ve deney sonuçları Tablo 11’de verilmiştir

**Tablo 11.** L<sub>18</sub> (2<sup>1</sup>.3<sup>7</sup>) Deney Planı ve Sonuçları

| Den. Nu | Eva. Tipi           | Soğu tu cu Akış kan | Kon. Hava Debisi (kg/sn) | Eva.Hava Debisi (kg/sn) | Isı Değiş. Tipi | COP <sub>1</sub> | COP <sub>2</sub> | COP <sub>3</sub> | η <sub>ek1</sub> % | η <sub>ek2</sub> % | η <sub>ek3</sub> % |
|---------|---------------------|---------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------|------------------|------------------|------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| 1       | 6 mm Lamel Aralıklı | R22                 | 0,51                     | 0,63                    | Yatay           | 2,94             | 2,68             | 3                | 10,7               | 9,6                | 11,3               |
| 2       | 6 mm Lamel Aralıklı | R22                 | 0,77                     | 0,92                    | Dikey           | 2,64             | 2,60             | 2,64             | 3,1                | 3,4                | 3,8                |
| 3       | 6 mm Lamel Aralıklı | R22                 | 0,89                     | 1,11                    | Dikey           | 2,88             | 2,87             | 2,72             | 4,2                | 4,4                | 4,4                |
| 4       | 6 mm Lamel Aralıklı | R41 7A              | 0,51                     | 0,63                    | Dikey           | 2,03             | 2,09             | 2,06             | 8,3                | 8,5                | 8,5                |
| 5       | 6 mm Lamel Aralıklı | R41 7A              | 0,77                     | 0,92                    | Dikey           | 2,12             | 2,24             | 2,25             | 6,6                | 6,8                | 7,0                |
| 6       | 6 mm Lamel Aralıklı | R41 7A              | 0,89                     | 1,11                    | Yatay           | 2,78             | 2,73             | 2,73             | 8,9                | 8,7                | 8,8                |
| 7       | 6 mm Lamel Aralıklı | R40 7C              | 0,51                     | 0,92                    | Yatay           | 2,33             | 2,44             | 2,47             | 5,3                | 5,6                | 5,5                |
| 8       | 6 mm Lamel Aralıklı | R40 7C              | 0,77                     | 1,11                    | Dikey           | 3,00             | 3,06             | 3,03             | 6,5                | 6,6                | 6,7                |
| 9       | 6 mm Lamel Aralıklı | R40 7C              | 0,89                     | 0,63                    | Dikey           | 3,00             | 2,98             | 3,02             | 13,0               | 12,9               | 13,2               |
| 10      | 8 mm Lamel Aralıklı | R22                 | 0,51                     | 1,11                    | Dikey           | 3,30             | 3,34             | 3,44             | 9,2                | 10,4               | 11,3               |
| 11      | 8 mm Lamel Aralıklı | R22                 | 0,77                     | 0,63                    | Yatay           | 3,14             | 3,10             | 3,06             | 7,4                | 7,2                | 7,1                |

**Tablo 11.** (devamı)

|    |                           |           |      |      |       |      |      |      |      |      |      |
|----|---------------------------|-----------|------|------|-------|------|------|------|------|------|------|
| 12 | 8 mm<br>Lamel<br>Aralıklı | R22       | 0,89 | 0,92 | Dikey | 2,91 | 2,86 | 2,99 | 4,5  | 4,7  | 4,9  |
| 13 | 8 mm<br>Lamel<br>Aralıklı | R41<br>7A | 0,51 | 0,92 | Dikey | 2,11 | 2,12 | 2,01 | 6,3  | 6,3  | 6,0  |
| 14 | 8 mm<br>Lamel<br>Aralıklı | R41<br>7A | 0,77 | 1,11 | Yatay | 2,66 | 2,46 | 2,82 | 8,1  | 7,2  | 8,8  |
| 15 | 8 mm<br>Lamel<br>Aralıklı | R41<br>7A | 0,89 | 0,63 | Dikey | 2,57 | 2,46 | 2,31 | 9,6  | 9,9  | 9,6  |
| 16 | 8 mm<br>Lamel<br>Aralıklı | R40<br>7C | 0,51 | 1,11 | Dikey | 2,56 | 2,60 | 2,58 | 4,6  | 4,7  | 4,8  |
| 17 | 8 mm<br>Lamel<br>Aralıklı | R40<br>7C | 0,77 | 0,63 | Dikey | 2,76 | 2,85 | 2,77 | 10,9 | 10,7 | 11,2 |
| 18 | 8 mm<br>Lamel<br>Aralıklı | R40<br>7C | 0,89 | 0,92 | Yatay | 2,77 | 2,78 | 2,89 | 6,4  | 6,8  | 7,0  |

Tablo 11’de verilen COP ve ekserjetik verim verilerinden faydalanılarak sistemin optimum çalışma şartlarını belirlemek için varyans analiz tabloları oluşturulmuştur. Varyans analiz tablolarından faydalanılarak optimum çalışma koşulları tespit edilmiştir.

#### Ham COP verilerine göre yapılan varyans analiz sonuçları

Parametrelerin etkin olup olmadıklarını belirlemek için ham veriler üzerinden varyans analizi yapılmış, elde edilen sonuçlar Tablo 12’de gösterilmiştir.

**Tablo 12.** Ham COP Verilerinden Faydalanılarak Hazırlanan Varyans Analiz Tablosu

|                | Değişkenlik<br>Kaynağı     | Kareler<br>Toplamı<br>(SS) | Serbestlik<br>Derecesi<br>(DF) | Kareler<br>Ortalaması<br>(MS) | Test<br>İstatistiği<br>(F <sub>h</sub> ) | SS'     | Katkı<br>Yüzdesi<br>(%) | Karar       |
|----------------|----------------------------|----------------------------|--------------------------------|-------------------------------|------------------------------------------|---------|-------------------------|-------------|
| A              | Evaporatör<br>Tipi         | 0,15467                    | 1                              | 0,15467                       | 4,944469 <sup>+</sup>                    | 0,12339 | 1,87                    | %5<br>etkin |
| B              | Soğutucu<br>Akışkan        | 3,25477                    | 2                              | 1,62739                       | 52,02637 <sup>*</sup>                    | 3,19221 | 48,30                   | %1<br>etkin |
| C              | Eva.Hava<br>Debisi         | 0,51731                    | 2                              | 0,25866                       | 8,26902 <sup>*</sup>                     | 0,45475 | 6,88                    | %1<br>etkin |
| D              | Kon.Hava<br>Debisi         | 1,14189                    | 2                              | 0,57095                       | 18,25272 <sup>*</sup>                    | 1,07933 | 16,33                   | %1<br>etkin |
| E              | Isı<br>Değiştirici<br>Tipi | 0,13300                    | 1                              | 0,13300                       | 4,25192 <sup>+</sup>                     | 0,10172 | 1,54                    | %5<br>etkin |
| e <sup>*</sup> | Birleştirilmiş<br>Hata     | 1,40750                    | 45                             | 0,03128                       | 1,65744                                  | 1,65744 | 25,08                   |             |
|                | Toplam                     | 6,60914                    | 53                             |                               |                                          |         | 100,00                  |             |

$$F_{0,05(1;45)} \approx 4,06$$

$$F_{0,01(1;45)} \approx 7,24$$

+ %5 hata seviyesinde etkin olan parametreler

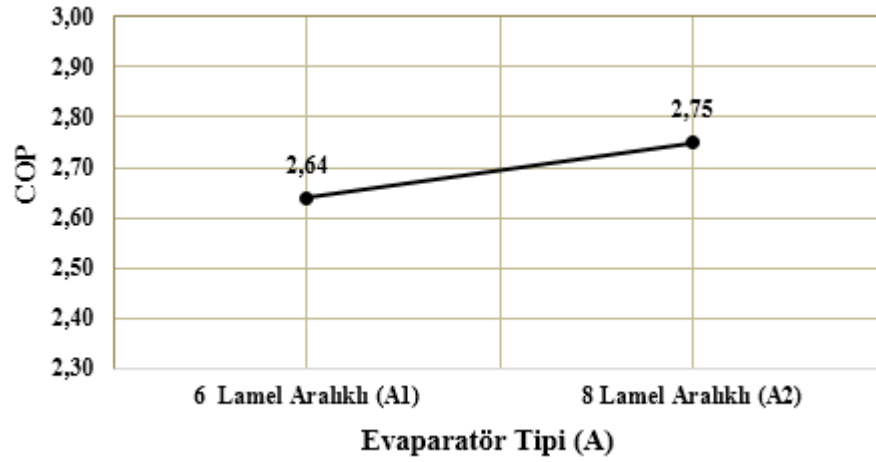
$$F_{0,05(2;45)} \approx 3,21$$

$$F_{0,01(2;45)} \approx 5,11$$

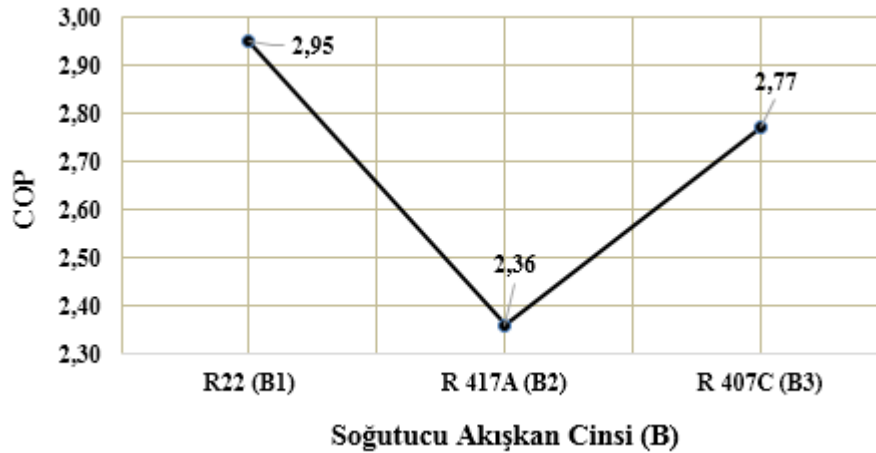
\* %1 hata seviyesinde etkin olan parametreler

Yukarıdaki  $F_{\alpha(n;m)}$  ifadesindeki  $\alpha$ ; parametrenin etkinlik yüzdesini,  $n$ ; parametrenin serbestlik derecesini,  $m$  ise hatanın serbestlik derecesini göstermektedir. Bu değerlere karşılık gelen teorik F değeri ise varyans tablosundan okunarak bulunmuştur.

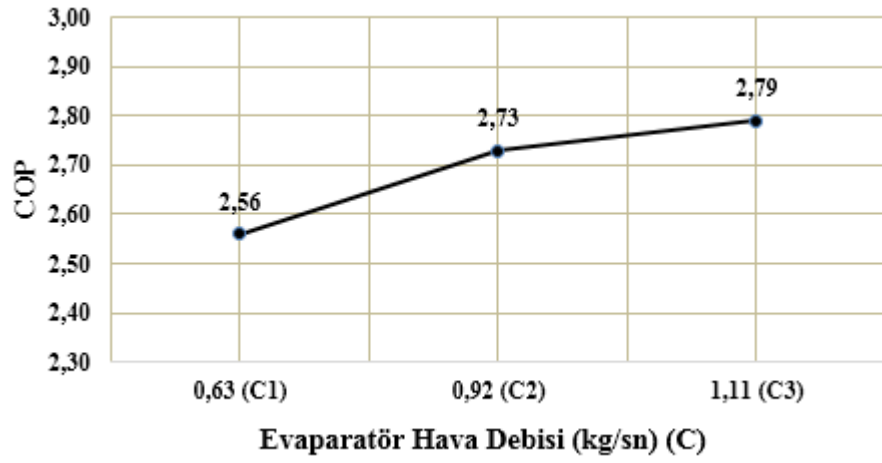
Tablo 10’da belirtildiği üzere, incelenen parametrelerden A parametresi evaporatör tipini, B parametresi soğutucu akışkan tipini, C parametresi evaporatör hava debisini, D parametresi kondenser hava debisini, E parametresi ısı değiştirici tipini ifade etmektedir. Belirtilen 5 parametrenin ham COP değerleri üzerindeki etkileri sırasıyla Şekil 21, 22, 23, 24 ve 25’de verilmiştir.



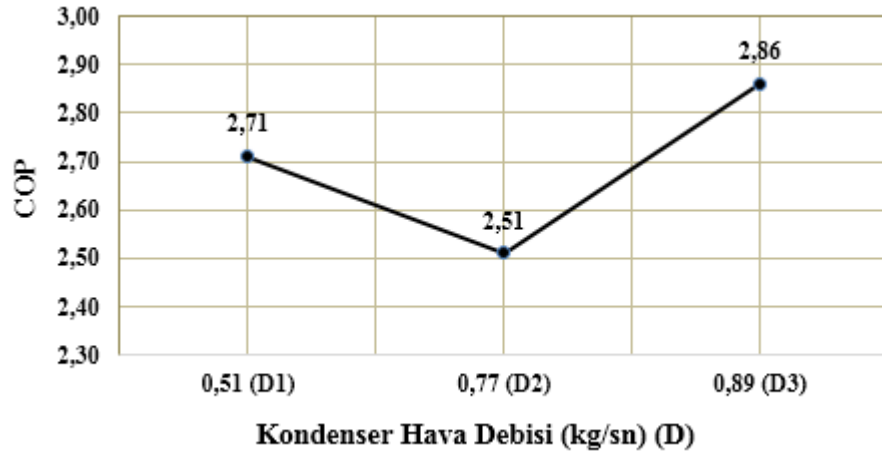
Şekil 21. Evaporatör tipinin COP’ye etkisi



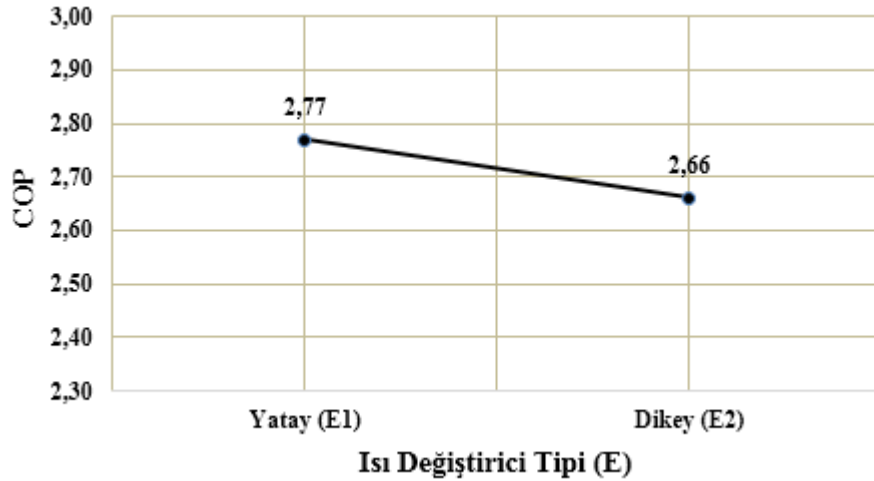
Şekil 22. Soğutucu akışkan cinsinin COP’ye etkisi



Şekil 23. Evaporatör hava debisinin COP'ye etkisi



Şekil 24. Kondenser hava debisinin COP'ye etkisi



Şekil 25. Isı değiştirici tipinin COP'ye etkisi

Şekil 21, 22, 23, 24 ve 25'de görüldüğü gibi ham COP verilerinden elde edilen optimum çalışma şartları  $A_2B_1C_3D_3E_1$  olarak belirlenmiştir.

Optimum çalışma şartları (COP-ham veriler için)

A<sub>2</sub>: Evaporatör Tipi : 8 Lamel Aralıklı

B<sub>1</sub>: Soğutucu Akışkan : % 100 R22

C<sub>3</sub>: Evaporatör Hava Debisi : 1,11 kg/sn

D<sub>3</sub>: Kondenser Hava Debisi : 0,89 kg/sn

E<sub>1</sub>: Isı Değiştirici Tipi : Yatay

### Dönüştürülmüş COP verilerine göre yapılan varyans analiz sonuçları

Denklem 11'den faydalanılarak COP'lerin dönüştürülmesinden elde edilen (S/N) veri değerleri kullanılarak oluşturulan Varyans Analiz Tablosu Tablo 13'de verilmiştir.

**Tablo 13.** ANOVA Programına Göre Dönüştürülmüş COP (S/N) Verilerinden Faydalanılarak Hazırlanan Varyans Analiz Tablosu

|    | Değişkenlik Kaynağı  | Kareler Toplamı (SS) | Serbestlik Derecesi (DF) | Kareler Ortalaması (MS) | Test İstatistiği (F <sub>h</sub> ) | SS'      | Katkı Yüzdesi (%) | Karar       |
|----|----------------------|----------------------|--------------------------|-------------------------|------------------------------------|----------|-------------------|-------------|
| A  | Evaporatör Tipi      | 0,15714              | 1                        | 0,51714                 | 1,29720                            | 0,11848  | 0,50              | Etkin değil |
| B  | Soğutucu Akışkan     | 12,31341             | 2                        | 6,15671                 | 15,44350*                          | 11,51609 | 48,71             | %1'de etkin |
| C  | Eva.Hava Debisi      | 2,42059              | 2                        | 1,21030                 | 3,03591                            | 1,62327  | 6,87              | Etkin değil |
| D  | Kon.Hava Debisi      | 4,16766              | 2                        | 2,08383                 | 5,22709 <sup>+</sup>               | 3,37034  | 14,26             | %5'de etkin |
| E  | Isı Değiştirici Tipi | 0,63441              | 1                        | 0,63441                 | 1,59136                            | 0,23575  | 1,00              | Etkin değil |
| e* | Birleştirilmiş Hata  | 3,58794              | 9                        | 0,39866                 |                                    | 6,77722  | 28,66             |             |
|    | Toplam               | 23,64115             | 17                       |                         |                                    |          | 100,00            |             |

F<sub>0,05(1;9)</sub>=5,12

F<sub>0,01(1;9)</sub>=10,6

+ %5 hata seviyesinde etkin olan parametreler

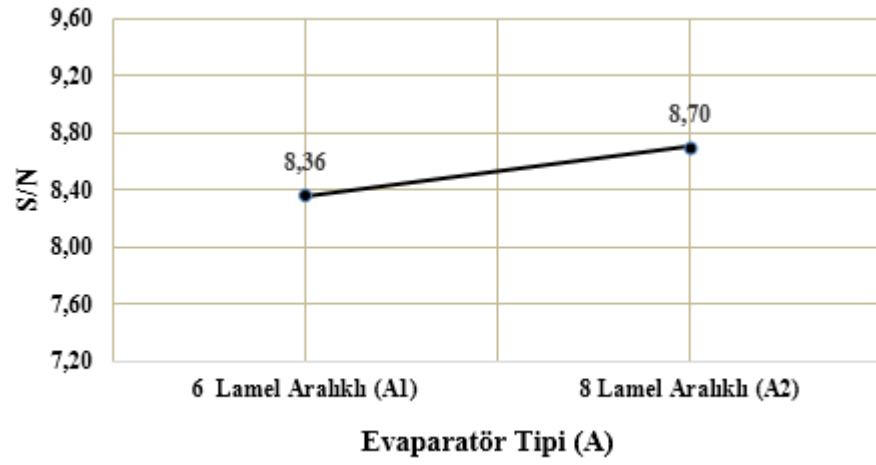
F<sub>0,05(2;45)</sub>≈3,21

F<sub>0,01(2;9)</sub>=8,02

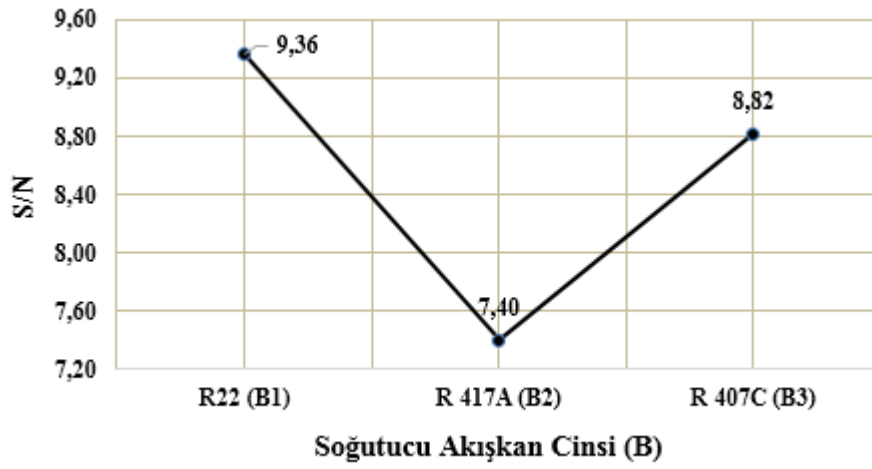
\* %1 hata seviyesinde etkin olan parametreler

Tablo 13'de görüldüğü gibi soğutucu akışkan parametresi %1 seviyesinde etkin, kondenser hava debisi parametresi ise % 5 seviyesinde etkindir. Diğer parametreler etkin çıkmamıştır.

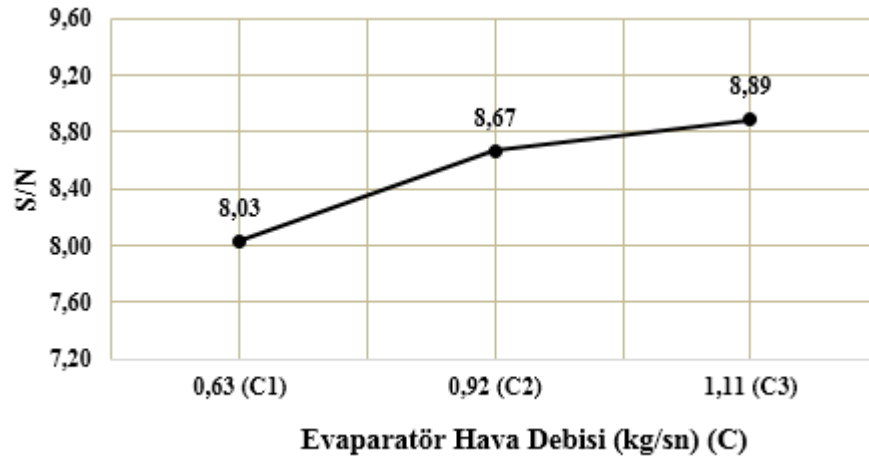
Belirtilen 5 parametrenin S/N verileri üzerindeki etkileri Şekil 26, 27, 28, 29 ve 30'da verilmiştir.



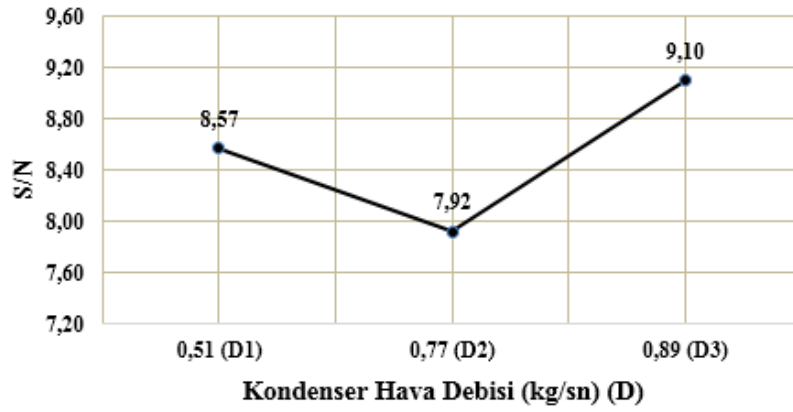
Şekil 26. Evaporatör tipinin S/N'e etkisi



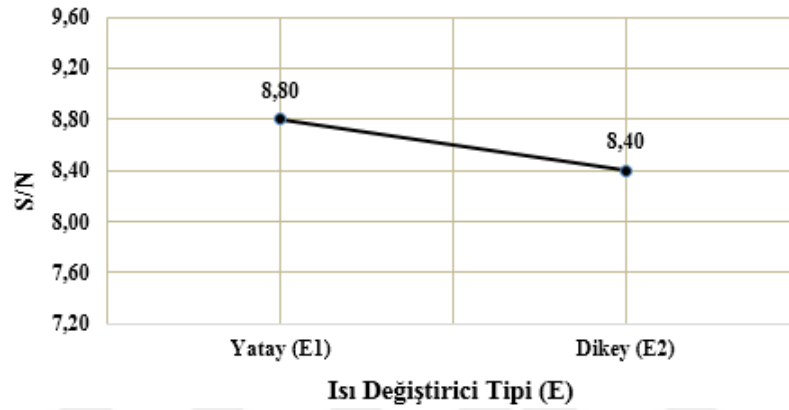
Şekil 27. Soğutucu akışkan cinsinin S/N'e etkisi



Şekil 28. Evaporatör hava debisinin S/N'e etkisi



**Şekil 29.** Kondenser hava debisinin S/N'e etkisi



**Şekil 30.** Isı değiştirici tipinin S/N'e etkisi

Şekil 26, 27, 28, 29 ve 30'da görüldüğü gibi dönüştürülmüş COP verilerinden elde edilen optimum çalışma şartları **A<sub>2</sub>B<sub>1</sub>C<sub>3</sub>D<sub>3</sub>E<sub>1</sub>** veya **B<sub>1</sub>D<sub>3</sub>** olarak belirlenmiştir.

#### Ham COP ve dönüştürülmüş COP verilerinin analiz sonucu

Ham COP verileri ve dönüştürülmüş COP (S/N) verileri için oluşturulan optimum çalışma şartları Tablo 14'de verilmiştir.

**Tablo 14.** Ham COP Verileri ve Dönüştürülmüş COP (S/N) Veri Sonuçlarından Oluşturulan Optimum Çalışma Şartları Tablosu

| Paremetre               | Ortalama Ham COP Üzerindeki Etkileri | Dönüştürülmüş Veri (S/N) Üzerindeki Etkileri | Optimum Çalışma Şartları  |
|-------------------------|--------------------------------------|----------------------------------------------|---------------------------|
| A: Evaporatör Tipi      | (2) <sup>+</sup>                     |                                              | 2: 8 Lamelli Evaporatör   |
| B: Soğutucu Akışkan     | (1) <sup>*</sup>                     | (1) <sup>*</sup>                             | 1: R22 Soğutucu Akışkan   |
| C: Eva.Hava Debisi      | (3) <sup>*</sup>                     |                                              | 3: Evaporatör hava debisi |
| D: Kon.Hava Debisi      | (3) <sup>*</sup>                     | (3) <sup>+</sup>                             | 3: Kondenser hava debisi  |
| E: Isı Değiştirici Tipi | (1) <sup>+</sup>                     |                                              | 1: Yatay ısı değiştirici  |

\* %1 hata seviyesinde etkin olan parametreler

+ %5 hata seviyesinde etkin olan parametreler

### Ham ekserjetik verim verilerine göre yapılan varyans analiz sonuçları

Parametrelerin etkinlik derecelerini belirlemek için ham ekserjetik verim verileri üzerinden varyans analizi yapılmış ve elde edilen sonuçlar Tablo 15’de verilmiştir.

**Tablo 15.** Ham Ekserjetik Verim Verilerinden Faydalanılarak Hazırlanan Varyans Analiz Tablosu

|    | Değişkenlik Kaynağı  | Kareler Toplamı (SS) | Serbestlik Derecesi (DF) | Kareler Ortalaması (MS) | Test İstatistiği ( $F_h$ ) | SS'         | Katkı Yüzdesi (%) |
|----|----------------------|----------------------|--------------------------|-------------------------|----------------------------|-------------|-------------------|
| A  | Evaporatör Tipi      | 0,000020166          | (1)                      | 0,000020166             | -                          | -           | -                 |
| B  | Soğutucu Akışkan     | 0,001726259          | 2                        | 0,000863129             | 2,655797882                | 0,001076263 | 3,01              |
| C  | Eva.Hava Debisi      | 0,00046237           | (2)                      | 0,000231185             | -                          | -           | -                 |
| D  | Kon.Hava Debisi      | 0,018090259          | 2                        | 0,009045129             | 27,83133742*               | 0,017440263 | 48,80             |
| E  | Isı Değiştirici Tipi | 0,000163787          | (1)                      | 0,000163787             | -                          | -           | -                 |
| e* | Birleştirilmiş Hata  | 0,0159224907         | 49                       | 0,000324998             |                            | 0,017222482 | 48,19             |
|    | Toplam               | 0,035741425          | 53                       |                         |                            |             | 100,00            |

$$F_{0,05(2;45)}=4,035$$

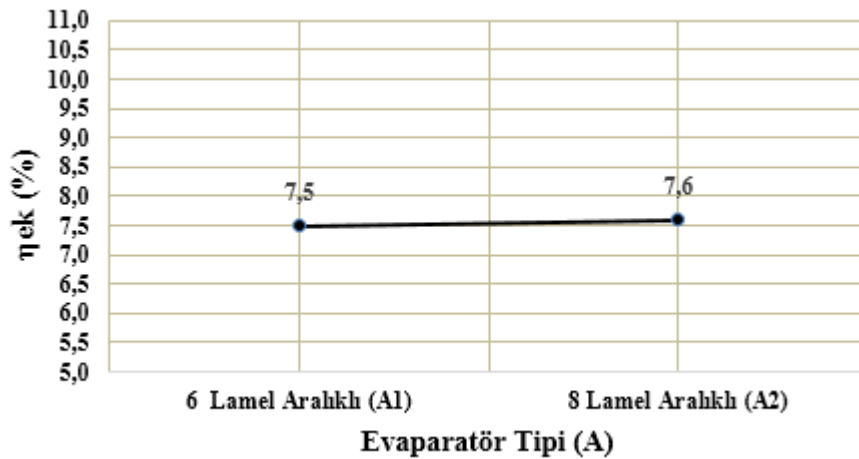
+ %5 hata seviyesinde etkin olan parametreler

$$F_{0,01(2;49)}=7,18$$

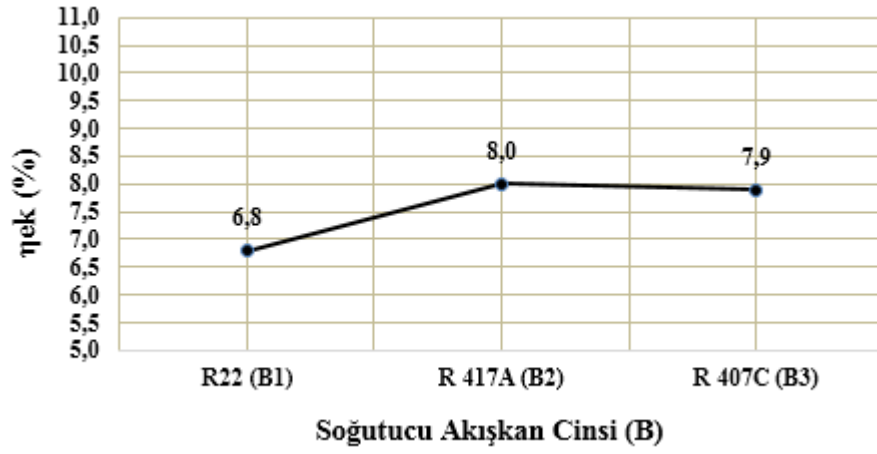
\* %1 hata seviyesinde etkin olan parametreler

Ham ekserjetik verim verilerinden elde edilen varyans analiz tablosuna göre sadece kondenser hava debisi etkin çıkmıştır.

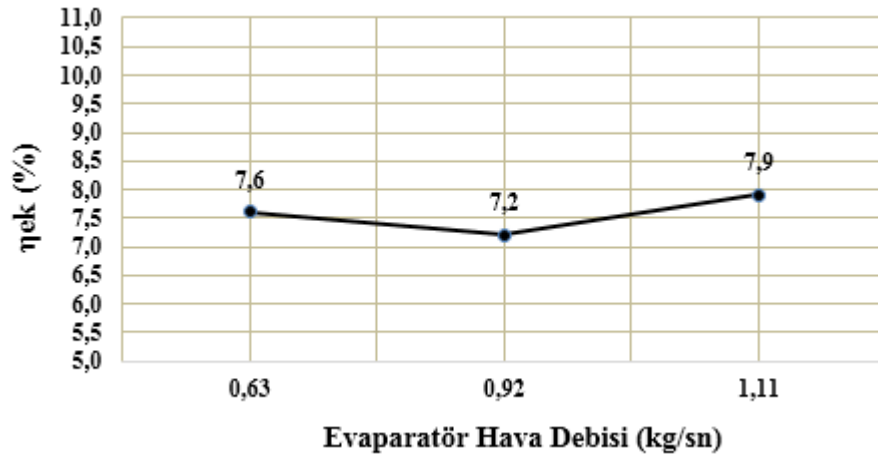
Belirtilen 5 parametrenin ham Ekserjetik Verim ( $\eta_{ek}$ ) üzerindeki etkileri sırasıyla Şekil 31, 32, 33, 34 ve 35’de verilmiştir.



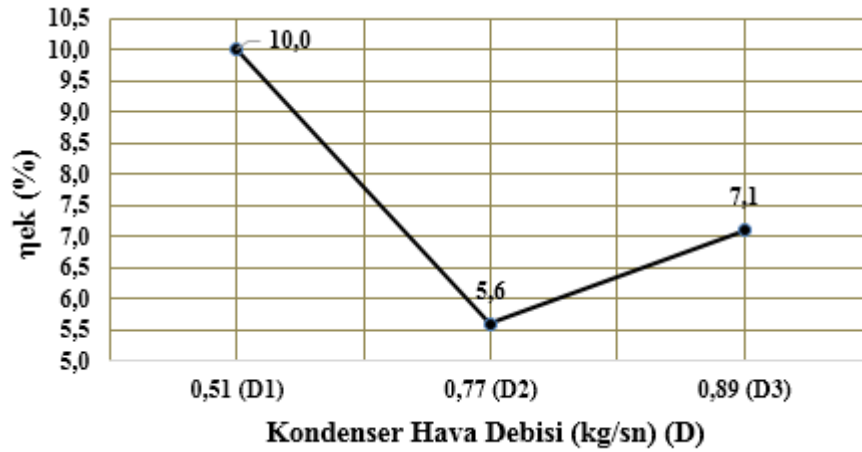
**Şekil 31.** Evaporatör tipinin ekserjetik verime etkisi



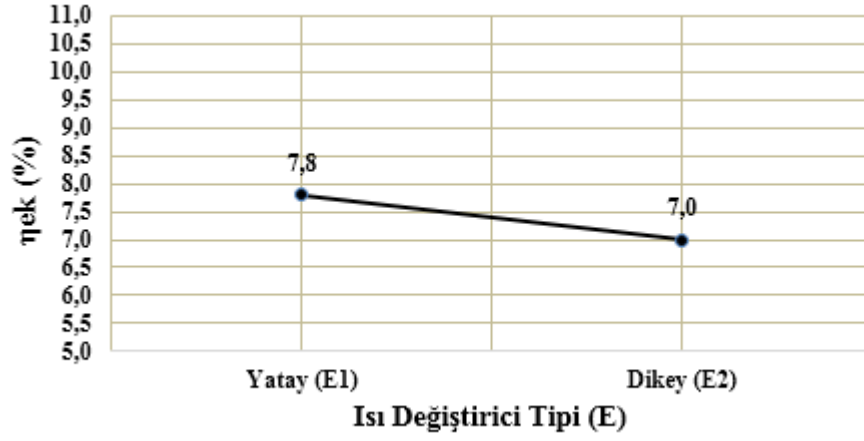
Şekil 32. Soğutucu akışkan cinsinin ekserjetik verime etkisi



Şekil 33. Evaporatör hava debisin ekserjetik verime etkisi



Şekil 34. Kondenser hava debisin ekserjetik verime etkisi



**Şekil 35.** Isı değiştirici tipinin ekserjetik verime etkisi

Şekil 31, 32, 33, 34 ve 35’de görüldüğü gibi ham ekserjetik verim verilerinden elde edilen optimum çalışma şartları  $A_2B_2C_3D_1E_1$  veya  $B_1D_1$  veya  $D_1$  olarak belirlenmiştir.

#### **Dönüştürülmüş ekserjetik verim verilerine göre yapılan varyans analiz sonuçları**

Parametrelerin etkinlik derecelerini belirlemek için dönüştürülmüş ekserjetik verim verileri üzerinden varyans analizi yapılmış, elde edilen sonuçlar Tablo 16’da verilmiştir.

**Tablo 16.** Dönüştürülmüş Ekserjetik Verim Verilerinden Faydalanılarak Hazırlanan Varyans Analiz Tablosu

|   | Değişkenlik Kaynağı     | Kareler Toplamı (SS) | Serbestlik Derecesi (DF) | Kareler Ortalaması (MS) | Test İstatistiği ( $F_h$ ) | SS'        | Katkı Yüzdesi (%) |
|---|-------------------------|----------------------|--------------------------|-------------------------|----------------------------|------------|-------------------|
| A | Evaporatör Tipi         | 0,8357952            | (1)                      | 0,8357952               |                            |            |                   |
| B | Soğutucu Akışkan        | 15,4101762           | 2                        | 7,7050881               | 1,386152928                | 4,2929496  | 2,53              |
| C | Eva.Hava Debisi (kg/sn) | 1,5793389            | (2)                      | 0,78966945              |                            |            |                   |
| D | Kon.Hava Debisi (kg/sn) | 81,9870452           | 2                        | 40,9935226              | 7,374775036*               | 70,8698186 | 41,77             |
| E | Isı Değiştirici Tipi    | 3,3338499            | (1)                      | 3,3338499               |                            |            |                   |
| e | Birleştirilmiş Hata     | 72,2619729           | 13                       | 5,5586133               |                            | 94,4964261 | 55,70             |
|   | Toplam                  | 169,6591943          | 17                       |                         |                            |            | 100,00            |

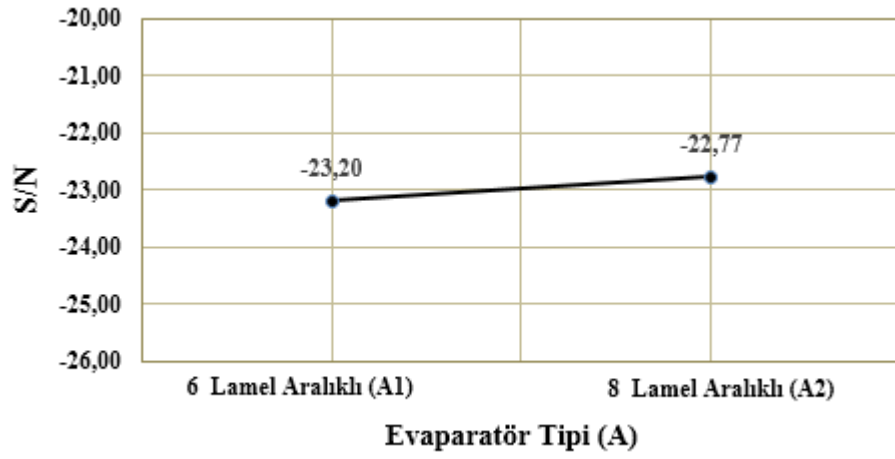
$$F_{0,05(2;13)}=3,81$$

+%5 hata seviyesinde etkin olan parametreler

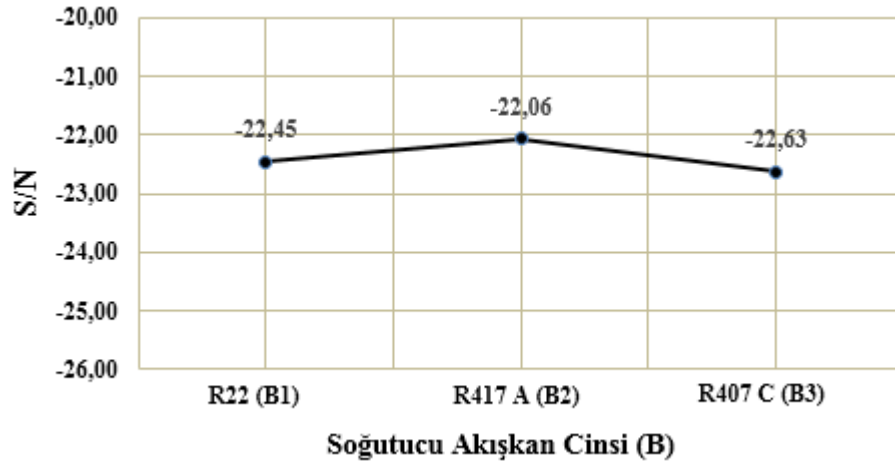
$$F_{0,01(2;13)}=6,70$$

\* %1 hata seviyesinde etkin olan parametreler

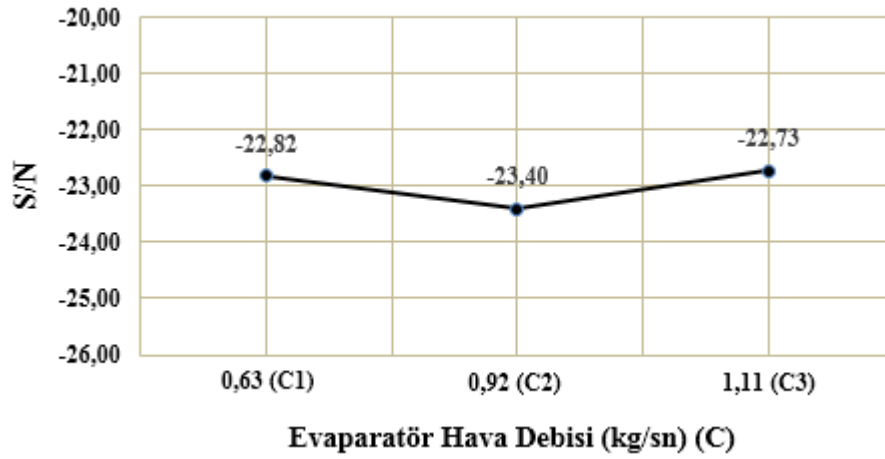
Belirtilen 5 parametrenin dönüştürülmüş ekserjetik verim (S/N) üzerindeki etkileri sırasıyla Şekil 36, 37, 38, 39 ve 40’da verilmiştir.



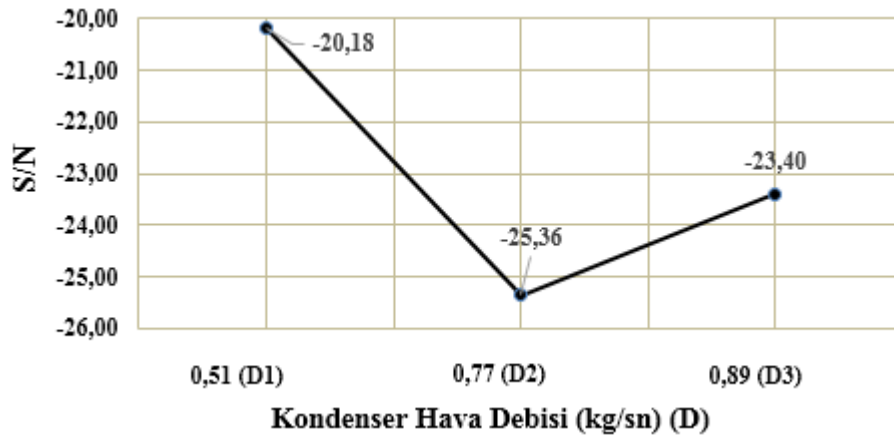
Şekil 36. Evaporatör tipinin S/N'ye etkisi



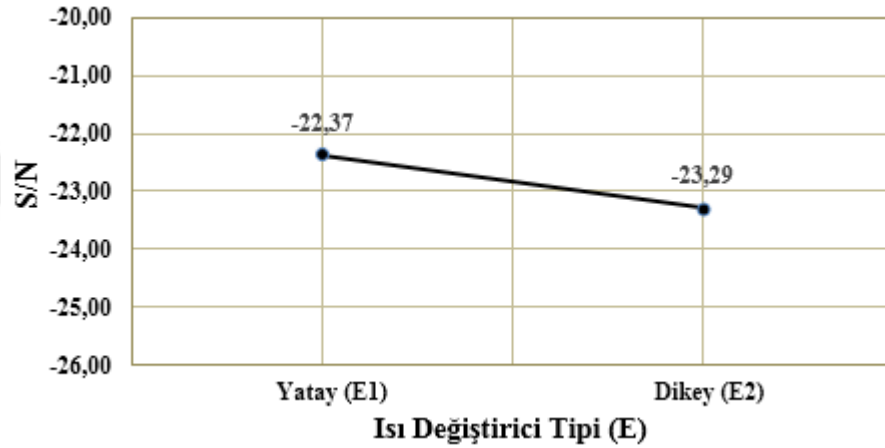
Şekil 37. Soğutucu akışkan cinsinin S/N'ye etkisi



Şekil 38. Evaporatör hava debisinin S/N'ye etkisi



Şekil 39. Kondenser hava debisinin S/N'ye etkisi



Şekil 40. Isı değiştirici tipinin S/N'ye etkisi

Şekil 36, 37, 38, 39 ve 40'da görüldüğü gibi dönüştürülmüş ekserjetik verim verilerinden elde edilen optimum çalışma şartları  $A_2B_2C_3D_1E_1$  veya  $B_2D_1$  veya  $D_1$  olarak belirlenmiştir.

#### Ham ekserjetik verim ve dönüştürülmüş ekserjetik verim analiz sonucu

Ekserjetik verim ham verileri ve dönüştürülmüş ekserjetik verim verileri için oluşturulan optimum çalışma şartları Tablo 17'de verilmiştir.

**Tablo 17.** Ekserjetik Verim Ham Verileri ve Dönüştürülmüş Ekserjetik Verim Veri Sonuçlarından Oluşturulan Optimum Çalışma Şartları Tablosu

| Parametre               | Ortalama Üzerindeki Etkisi | Değişkenlik Üzerindeki Etkisi | Optimum Çalışma Şartları          |
|-------------------------|----------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|
| A: Evaporatör Tipi      | 2                          | 2                             | 2: 8 mm Lamel Aralıklı Evaporatör |
| B: Soğutucu Akışkan     | (2)                        | 2                             | 2: %100 R417 Soğutucu Akışkan     |
| C: Eva.Hava Debisi      | 3                          | 3                             | 3: Eva.hava debisi                |
| D: Kon.Hava Debisi      | (1)*                       | (1)*                          | 1: Kondenser hava debisi          |
| E: Isı Değiştirici Tipi | 1                          | 1                             | 1: Yatay ısı değiştirici          |

Optimum çalışma şartları sadece etkin olan parametre dikkate alındığında **D<sub>1</sub>** olarak belirlenmiştir. Daha az etkin olan diğer parametreler de dikkate alındığında **A<sub>2</sub>B<sub>2</sub>C<sub>3</sub>D<sub>1</sub>E<sub>1</sub>** olarak ifade edilebilir.

### **Ham veriler (COP ve ekserjetik verim) ile dönüştürülmüş veriler (COP ve ekserjetik verim) analiz sonucu**

Ham veriler ve dönüştürülmüş verilerden elde edilen optimum çalışma şartları tablo 18’de verilmiştir.

**Tablo 18.** COP ve Ekserjetik Verimin Ham ve Dönüştürülmüş Verilerinden Elde Edilen Genel Optimum Çalışma Şartları Tablosu

| Parametre                                                                                              | COP<br>Optimum<br>Şartlar | E.Verim<br>Optimum<br>Şartlar | Genel Optimum<br>Şartlar 1 | Genel Optimum<br>Şartlar 2 |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|-------------------------------|----------------------------|----------------------------|
| A: Evaporatör Tipi                                                                                     | (2) <sup>+</sup>          | (2)                           | (2) <sup>+</sup>           | (2) <sup>+</sup>           |
| B: Soğutucu Akışkan                                                                                    | (1) <sup>*</sup>          | (2)                           | (1) <sup>*</sup>           | (1) <sup>*</sup>           |
| C: Eva.Hava Debisi                                                                                     | (3) <sup>*</sup>          | (3)                           | (3) <sup>*</sup>           | (3) <sup>*</sup>           |
| D: Kon.Hava Debisi                                                                                     | (3) <sup>*</sup>          | (1) <sup>*</sup>              | (1) <sup>*</sup>           | (3) <sup>*</sup>           |
| E: Isı Değiştirici Tipi                                                                                | (1) <sup>+</sup>          | (1)                           | (1) <sup>+</sup>           | (1) <sup>+</sup>           |
| Optimum çalışma şartlarında elde edileceği tahmin edilen COP değerleri                                 |                           |                               | 3,19                       | 3,34                       |
| Optimum çalışma şartları için %95 güven aralıkları (Tahminlerin alt ve üst sınırları)                  |                           |                               | 2,938-3,442                | 3,088-3,592                |
| Optimum çalışma şartlarında elde edileceği tahmin edilen E.Verim değerleri                             |                           |                               | %9,6                       | %6,9                       |
| Optimum çalışma şartları için %95 güven düzeyindeki güven sınırları (Tahminlerin alt ve üst sınırları) |                           |                               | 7,04-12,16                 | 4,34-9,46                  |

## Farklı Çalışma Parametrelerinin COP ve Ekserjetik Verim Üzerine Etkilerinin İncelendiği Bulgular

### Farklı çalışma parametrelerinin COP üzerine etkilerinin incelendiği bulgular

R22, R407C ve R417A soğutucu akışkanları ile yapılan farklı parametrelerin incelendiği her bir deneyden elde edilen COP değerleri Tablo 19’da verilmiştir.

**Tablo 19.** R22, R407C ve R417A Soğutucu Akışkanlarıyla Yapılan Deneylerin COP Değerleri

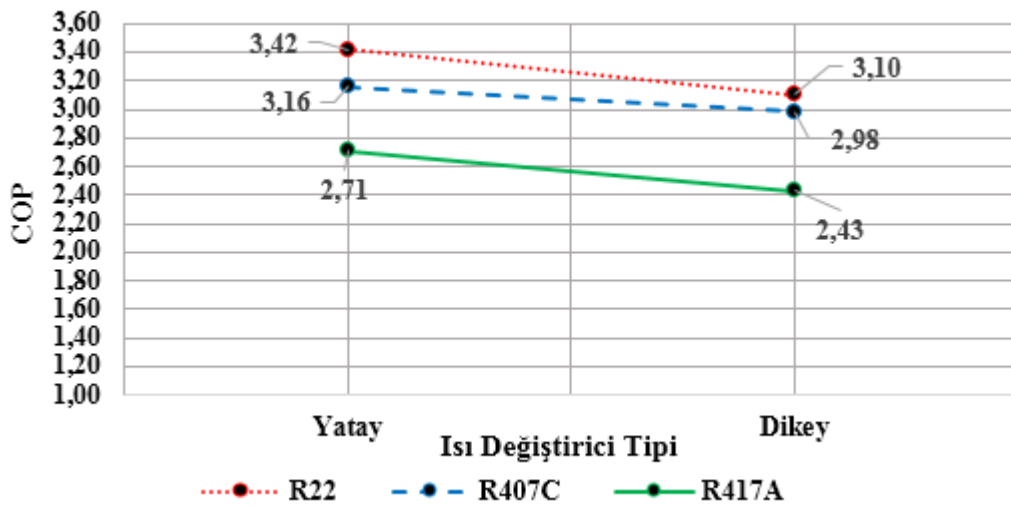
| Deney Nu | Evaporatör Tipi     | Isı Değiştirici Tipi | Eva. Debisi (kg/sn) | Kon. Debisi (kg/sn) | Kon. Giriş Sıc. | Eva. Giriş Sıc. | COP R22 | COP R417A | COP R407C |
|----------|---------------------|----------------------|---------------------|---------------------|-----------------|-----------------|---------|-----------|-----------|
| 1        | 8 mm Lamel Aralıklı | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 19              | 15              | 3,42    | 2,71      | 3,16      |
| 2        | 8 mm Lamel Aralıklı | Dikey                | 1,11                | 0,89                | 19              | 15              | 3,10    | 2,43      | 2,98      |
| 3        | 6 mm Lamel Aralıklı | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 19              | 15              | 3,21    | 2,87      | 3,09      |
| 4        | 6 mm Lamel Aralıklı | Dikey                | 1,11                | 0,89                | 19              | 15              | 2,95    | 2,52      | 2,91      |
| 5        | 8 mm Lamel Aralıklı | Yatay                | 0,63                | 0,89                | 19              | 15              | 3,12    | 2,55      | 2,74      |
| 6        | 8 mm Lamel Aralıklı | Yatay                | 0,92                | 0,89                | 19              | 15              | 3,28    | 2,65      | 3,07      |
| 7        | 8 mm Lamel Aralıklı | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 19              | 15              | 3,42    | 2,71      | 3,16      |
| 8        | 8 mm Lamel Aralıklı | Yatay                | 1,11                | 0,51                | 19              | 15              | 3,06    | 2,36      | 2,40      |
| 9        | 8 mm Lamel Aralıklı | Yatay                | 1,11                | 0,77                | 19              | 15              | 3,30    | 2,54      | 2,77      |
| 10       | 8 mm Lamel Aralıklı | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 19              | 15              | 3,42    | 2,71      | 3,16      |
| 11       | 8 mm Lamel Aralıklı | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 25              | 15              | 1,54    | 1,06      | 1,42      |
| 12       | 8 mm Lamel Aralıklı | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 25              | 17              | 1,68    | 1,25      | 1,53      |
| 13       | 8 mm Lamel Aralıklı | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 25              | 19              | 1,77    | 1,34      | 1,69      |
| 14       | 8 mm Lamel Aralıklı | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 19              | 15              | 3,42    | 2,71      | 3,16      |
| 15       | 8 mm Lamel Aralıklı | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 22              | 15              | 2,43    | 1,61      | 2,40      |
| 16       | 8 mm Lamel Aralıklı | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 25              | 15              | 1,54    | 1,06      | 1,42      |

COP değerlerinin incelenen parametrelere göre değişim grafikleri, 3 soğutucu akışkan (R22, R407C ve R417A) için aşağıda verilmiştir.

***Isı değiştirici tipinin 8 mm lamel aralıklı evaporatörde COP'ye etkisi***

|                            |                     |
|----------------------------|---------------------|
| Evaporatör Tipi            | 8 mm Lamel Aralıklı |
| Evaporatör Debisi          | 1,11 kg/sn          |
| Kondenser Debisi           | 0,89 kg/sn          |
| Evaporatör Giriş Sıcaklığı | 15 °C               |
| Kondenser Giriş Sıcaklığı  | 19 °C               |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 41'de verilmiştir.



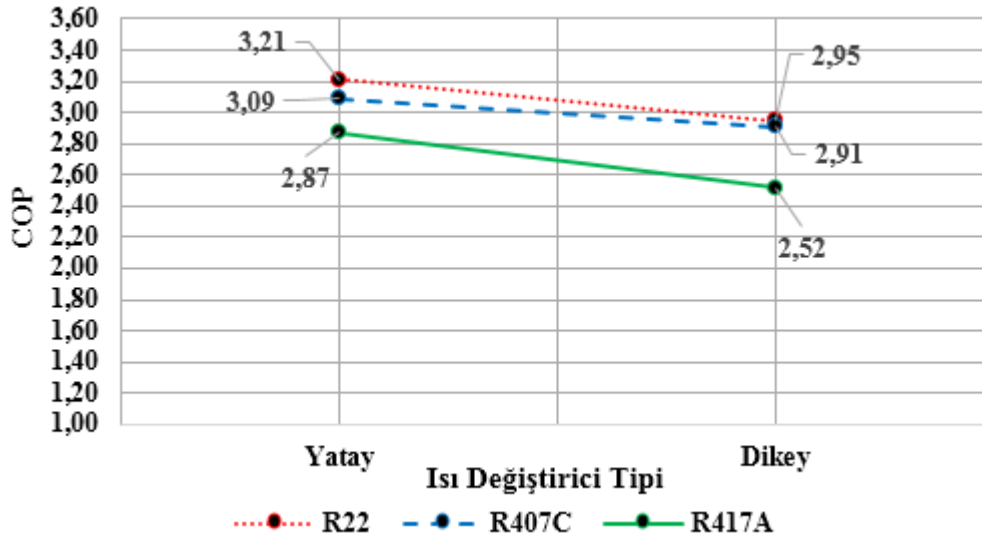
**Şekil 41.** Isı değiştirici tipinin 8 mm lamel aralıklı evaporatörde COP'ye etkisi

Sistemin COP değerinin; 8 mm lamel aralıklı evaporatörde, 3 soğutucu akışkan için de yatay ısı değiştirici kullanılması durumunda, dikey ısı değiştirici kullanılan duruma göre daha yüksek çıktığı görülmüştür.

***Isı değiştirici tipinin 6 mm lamel aralıklı evaporatörde COP'ye etkisi***

|                            |                     |
|----------------------------|---------------------|
| Evaporatör Tipi            | 6 mm Lamel Aralıklı |
| Evaporatör Debisi          | 1,11 kg/sn          |
| Kondenser Debisi           | 0,89 kg/sn          |
| Evaporatör Ortam Sıcaklığı | 15 °C               |
| Kondenser Ortam Sıcaklığı  | 19 °C               |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 42’de verilmiştir.



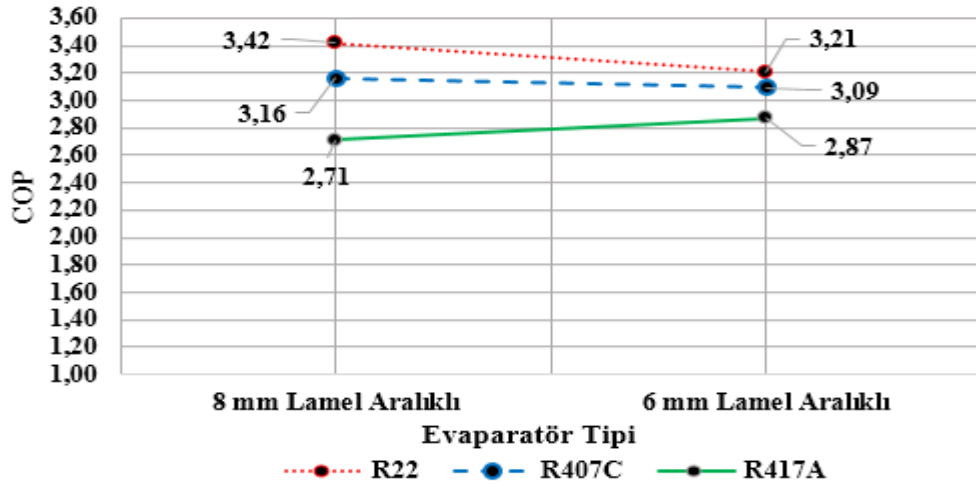
**Şekil 42.** Isı değiştirici tipinin 6 mm lamel aralıklı evaporatörde COP’ye etkisi

Sistemin COP değerinin; 6 mm lamel aralıklı evaporatörde, 3 soğutucu akışkan için de yatay ısı değiştirici kullanılması durumunda, dikey ısı değiştirici kullanılan duruma göre daha yüksek çıktığı görülmüştür.

***Evaporatör tipinin yatay ısı değiştiricide COP’ye etkisi***

|                            |            |
|----------------------------|------------|
| Isı Değiştirici Tipi       | Yatay      |
| Evaporatör Debisi          | 1,11 kg/sn |
| Kondenser Debisi           | 0,89 kg/sn |
| Evaporatör Ortam Sıcaklığı | 15 °C      |
| Kondenser Ortam Sıcaklığı  | 19 °C      |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 43’de verilmiştir..



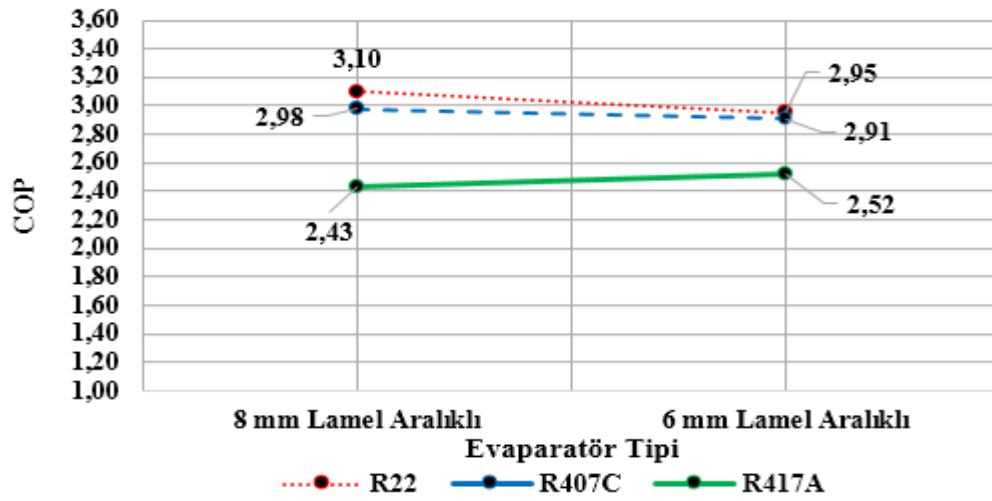
**Şekil 43.** Evaporatör tipinin yatay ısı değiştiricide COP’ye etkisi

Sistemin COP değerinin; yatay ısı değiştirici kullanılması durumunda, R22 ve R407C soğutucu akışkanında, 8 mm lamel aralıklı evaporatörde, 6 mm lamel aralıklı evaporatöre göre daha yüksek, R417A soğutucu akışkanında ise 6 mm lamel aralıklı evaporatörde, 8 mm lamel aralıklı evaporatöre göre daha yüksek olduğu görülmüştür.

#### ***Evaporatör tipinin dikey ısı değiştiricide COP’ye etkisi***

|                            |            |
|----------------------------|------------|
| Isı Değiştirici Tipi       | Dikey      |
| Evaporatör Debisi          | 1,11 kg/sn |
| Kondenser Debisi           | 0,89 kg/sn |
| Evaporatör Ortam Sıcaklığı | 15 °C      |
| Kondenser Ortam Sıcaklığı  | 19 °C      |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 44’de verilmiştir.



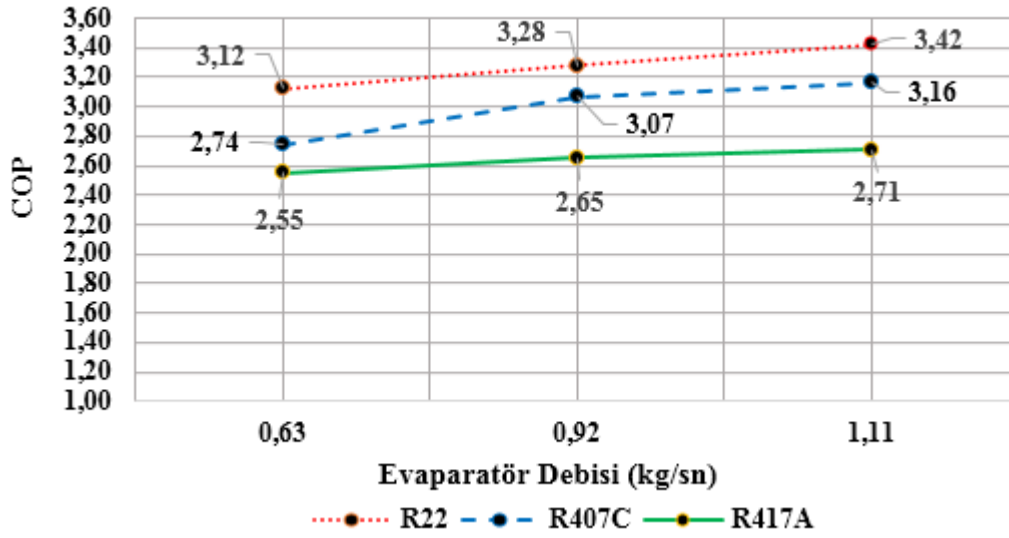
**Şekil 44.** Evaporatör tipinin dikey ısı değıştiricide COP’ye etkisi

Sistemin COP değeri; dikey ısı değıştirici kullanılması durumunda, R22 ve R407C soğutucu akışkanında 8 mm lamel aralıklı evaporatörde, 6 mm lamel aralıklı evaporatöre göre daha yüksek, R417A soğutucu akışkanında ise 6 mm lamel aralıklı evaporatörde, 8 mm lamel aralıklı evaporatöre göre daha yüksek olduğu görülmüştür.

#### ***Evaporatör Debisinin COP’ye Etkisi***

|                            |                  |
|----------------------------|------------------|
| Evaporatör Tipi            | 8 Lamel Aralıklı |
| Isı Değıştirici Tipi       | Yatay            |
| Kondenser Debisi           | 0,89 kg/sn       |
| Evaporatör Ortam Sıcaklığı | 15 °C            |
| Kondenser Ortam Sıcaklığı  | 19 °C            |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 45’de verilmiştir.



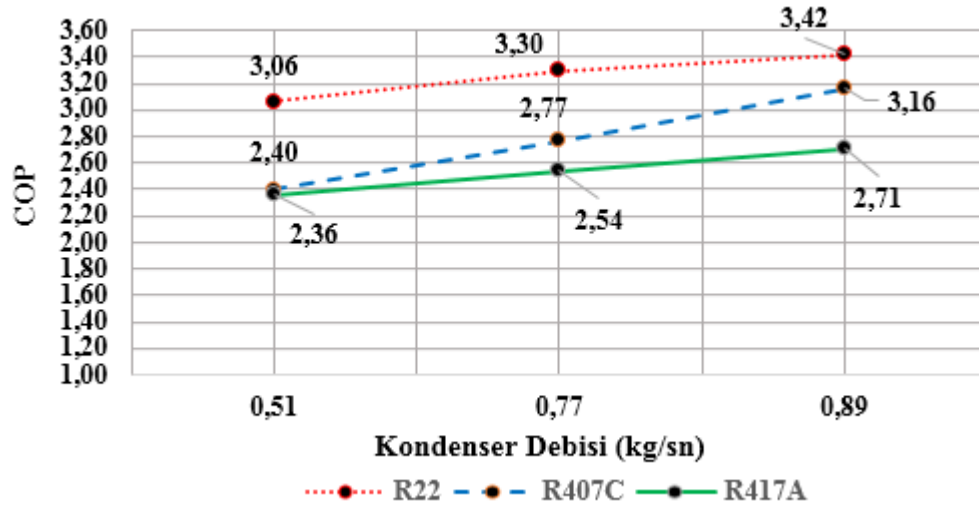
Şekil 45. Evaporatör debisinin COP’ye etkisi

8 mm lamel aralıklı evaporatörle, evaporatör debisi değiştirilerek yapılan deneylerde, debi arttıkça COP değerinin de arttığı görülmüştür.

#### ***Kondenser debisinin COP’ye etkisi***

|                            |                  |
|----------------------------|------------------|
| Evaporatör Tipi            | 8 Lamel Aralıklı |
| Isı Değiştirici Tipi       | Yatay            |
| Evaporatör Debisi          | 1,11 kg/sn       |
| Evaporatör Ortam Sıcaklığı | 15 °C            |
| Kondenser Ortam Sıcaklığı  | 19 °C            |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 46’da verilmiştir.



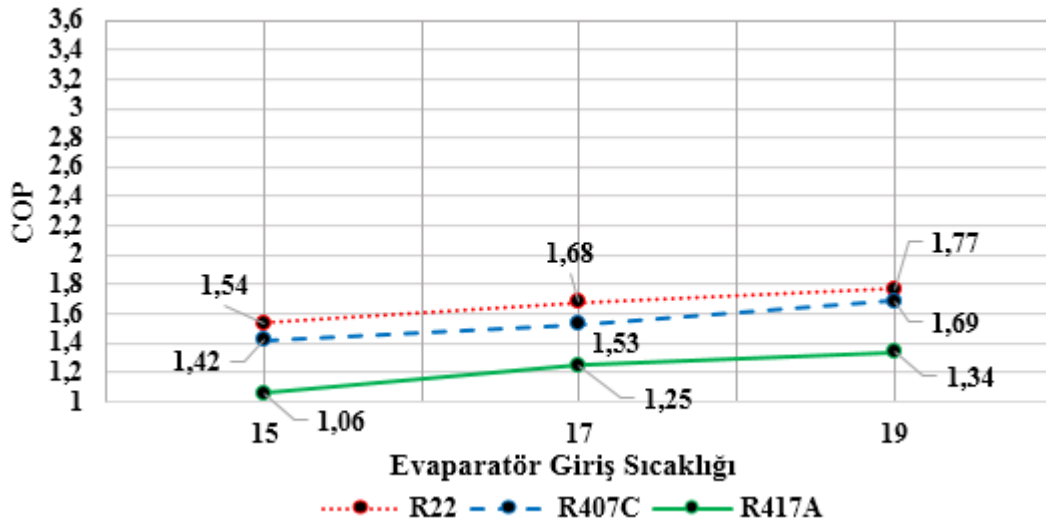
Şekil 46. Kondenser debisinin COP’ye etkisi

8 mm lamel aralıklı evaporatörle, kondenser debisi değiştirilerek yapılan deneylerde debi arttıkça COP değerinin de arttığı görülmüştür.

#### ***Evaporatör giriş sıcaklığının COP’ye etkisi***

|                           |                  |
|---------------------------|------------------|
| Evaporatör Tipi           | 8 Lamel Aralıklı |
| Isı Değiştirici Tipi      | Yatay            |
| Evaporatör Debisi         | 1,11 kg/sn       |
| Kondenser Debisi          | 0,89 kg/sn       |
| Kondenser Ortam Sıcaklığı | 19 °C            |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 47’de verilmiştir.



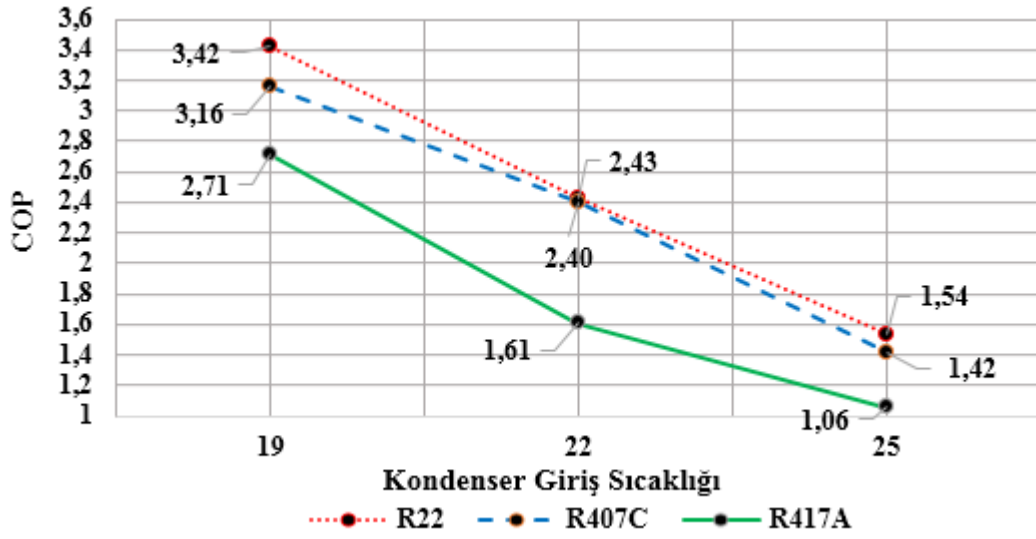
Şekil 47. Evaporatör giriş sıcaklığının COP’ye etkisi

8 mm lamel aralıklı evaporatörle, evaporatör giriş sıcaklığı değiştirilerek yapılan deneylerde, sıcaklık arttıkça COP değerinin de arttığı görülmüştür.

#### **Kondenser giriş sıcaklığının COP’ye etkisi**

|                            |                  |
|----------------------------|------------------|
| Evaporatör Tipi            | 8 Lamel Aralıklı |
| Isı Değiştirici Tipi       | Yatay            |
| Evaporatör Debisi          | 1,11 kg/sn       |
| Kondenser Debisi           | 0,89 kg/sn       |
| Evaporatör Giriş Sıcaklığı | 15 °C            |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 48’de verilmiştir.



**Şekil 48.** Kondenser giriş sıcaklığının COP’ye etkisi

8 mm lamel aralıklı evaporatörle, kondenser giriş sıcaklığı değiştirilerek yapılan deneylerde sıcaklık arttıkça, COP değerinin düştüğü görülmüştür.

#### **Farklı çalışma parametrelerin ekserjetik verim üzerine etkilerinin incelendiği bulgular**

R22, R407C ve R417A soğutucu akışkanları ile yapılan farklı parametrelerin incelendiği her bir deneyden elde edilen ekserjetik verim ( $\% \eta_{ek}$ ) değerleri Tablo 20’de verilmiştir.

**Tablo 20.** R22, R407C ve R417A Soğutucu Akışkanlarıyla Yapılan Deneylerin Ekserjetik Verim Değerleri

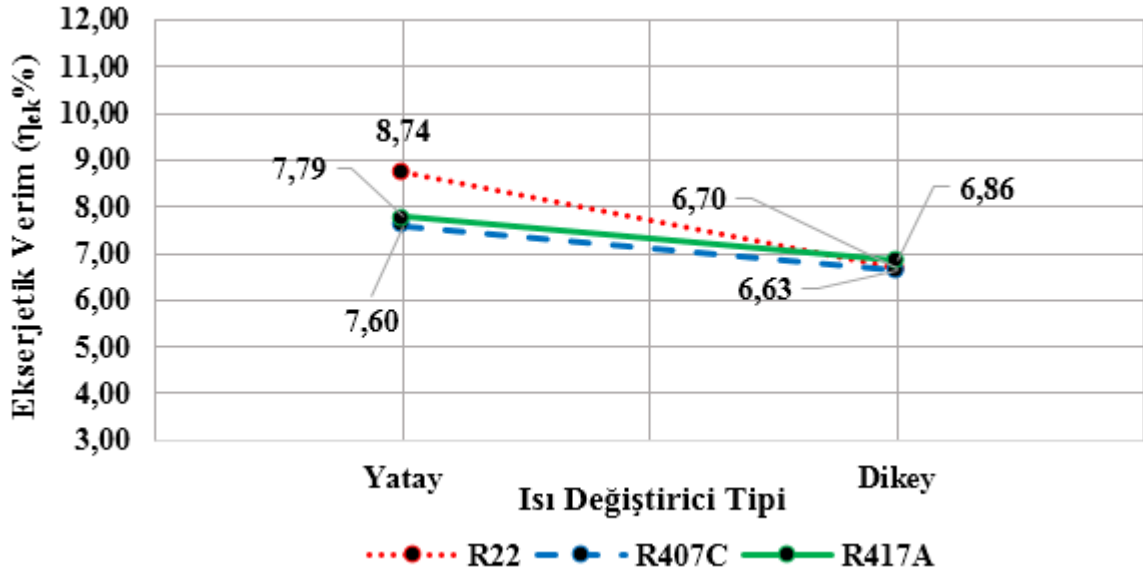
| Deney Nu | Evaporatör Tipi | Isı Değiştirici Tipi | Eva. Debisi (kg/sn) | Kon. Debisi (kg/sn) | Kon. Giriş Sıc. | Eva. Giriş Sıc. | % $\eta_{ek}$ R22 | % $\eta_{ek}$ R417A | % $\eta_{ek}$ R407C |
|----------|-----------------|----------------------|---------------------|---------------------|-----------------|-----------------|-------------------|---------------------|---------------------|
| 1        | 8 mm Lamel Ara. | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 19              | 15              | 8,74              | 7,79                | 7,60                |
| 2        | 8 mm Lamel Ara. | Dikey                | 1,11                | 0,89                | 19              | 15              | 6,70              | 6,63                | 6,27                |
| 3        | 6 mm Lamel Ara. | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 19              | 15              | 6,41              | 7,09                | 6,61                |
| 4        | 6 mm Lamel Ara. | Dikey                | 1,11                | 0,89                | 19              | 15              | 5,63              | 6,66                | 7,01                |
| 5        | 8 mm Lamel Ara. | Yatay                | 0,63                | 0,89                | 19              | 15              | 7,64              | 7,45                | 5,53                |
| 6        | 8 mm Lamel Ara. | Yatay                | 0,92                | 0,89                | 19              | 15              | 8,42              | 7,54                | 6,62                |
| 7        | 8 mm Lamel Ara. | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 19              | 15              | 8,74              | 7,79                | 7,60                |
| 8        | 8 mm Lamel Ara. | Yatay                | 1,11                | 0,51                | 19              | 15              | 11,63             | 10,42               | 10,23               |
| 9        | 8 mm Lamel Ara. | Yatay                | 1,11                | 0,77                | 19              | 15              | 8,86              | 8,01                | 7,81                |
| 10       | 8 mm Lamel Ara. | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 19              | 15              | 8,74              | 7,79                | 7,60                |
| 11       | 8 mm Lamel Ara. | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 25              | 15              | 6,19              | 3,67                | 5,61                |
| 12       | 8 mm Lamel Ara. | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 25              | 17              | 6,47              | 4,17                | 5,77                |
| 13       | 8 mm Lamel Ara. | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 25              | 19              | 6,49              | 5,15                | 5,95                |
| 14       | 8 mm Lamel Ara. | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 19              | 15              | 8,74              | 7,79                | 7,60                |
| 15       | 8 mm Lamel Ara. | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 22              | 15              | 8,03              | 5,02                | 7,48                |
| 16       | 8 mm Lamel Ara. | Yatay                | 1,11                | 0,89                | 25              | 15              | 5,92              | 3,67                | 5,61                |

Ekserjetik verim değerlerinin incelenen parametrelere göre değişim grafikleri, 3 soğutucu akışkan (R22, R407C ve R417A) için aşağıda verilmiştir.

### *Isı değiştirici tipinin 8 mm lamel aralıklı evaporatörde ekserjetik verime etkisi*

|                            |                     |
|----------------------------|---------------------|
| Evaporatör Tipi            | 8 mm Lamel Aralıklı |
| Evaporatör Debisi          | 1,11 kg/sn          |
| Kondenser Debisi           | 0,89 kg/sn          |
| Evaporatör Giriş Sıcaklığı | 15 °C               |
| Kondenser Giriş Sıcaklığı  | 19 °C               |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar şekil 49’da verilmiştir.



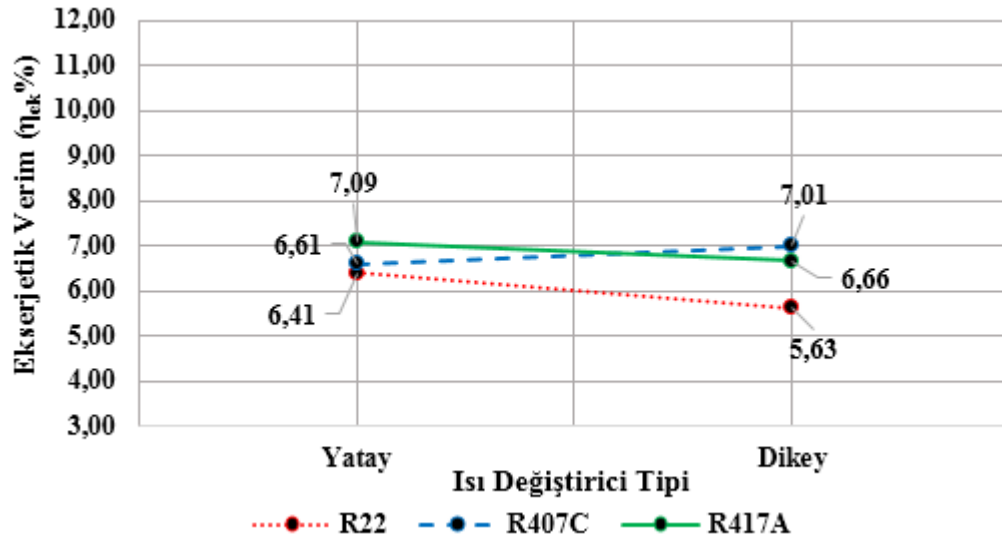
**şekil 49.** Isı değiştirici tipinin 8 mm lamel aralıklı evaporatörde ekserjetik verime etkisi

Sistemin ekserjetik verim değerlerinin; 8 mm lamel aralıklı evaporatörde, 3 soğutucu akışkan için de, yatay ısı değiştirici kullanılması durumunda, dikey ısı değiştirici kullanılan duruma göre daha yüksek çıktığı görölmüştür.

### *Isı değiştirici tipinin 6 mm lamel aralıklı evaporatörde ekserjetik verime etkisi*

|                            |                     |
|----------------------------|---------------------|
| Evaporatör Tipi            | 6 mm Lamel Aralıklı |
| Evaporatör Debisi          | 1,11 kg/sn          |
| Kondenser Debisi           | 0,89 kg/sn          |
| Evaporatör Ortam Sıcaklığı | 15 °C               |
| Kondenser Ortam Sıcaklığı  | 19 °C               |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 50’de verilmiştir.



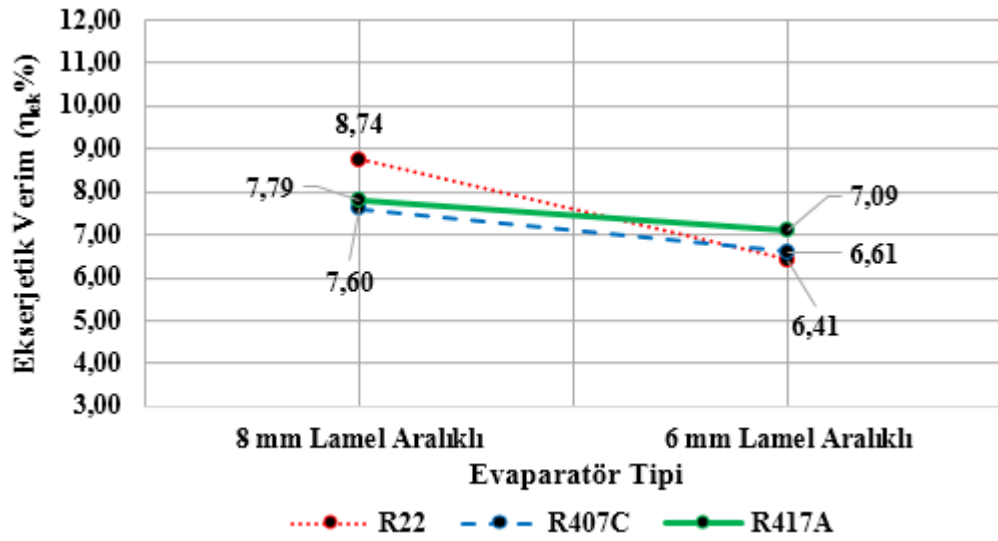
**Şekil 50.** Isı Değiştirici tipinin 6 mm lamel aralıklı evaporatörde ekserjetik verime etkisi

Sistemin ekserjetik verim değerlerinin; 6 mm lamel aralıklı evaporatör kullanılarak yapılan deneylerin sonucunda, R22 ve R417A soğutucu akışkanlarında yatay ısı değiştirici kullanılan durumlarda, dikey ısı değiştirici kullanılan durumlara nazaran daha yüksek, R407C soğutucu akışkanında ise dikey ısı değiştirici kullanılan durumda, yatay ısı değiştirici kullanılan duruma nazaran daha yüksek çıktığı görülmüştür.

***Evaporatör tipinin yatay ısı değiştiricide ekserjetik verime etkisi***

|                            |            |
|----------------------------|------------|
| Isı Değiştirici Tipi       | Yatay      |
| Evaporatör Debisi          | 1,11 kg/sn |
| Kondenser Debisi           | 0,89 kg/sn |
| Evaporatör Ortam Sıcaklığı | 15 °C      |
| Kondenser Ortam Sıcaklığı  | 19 °C      |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 51’de verilmiştir.



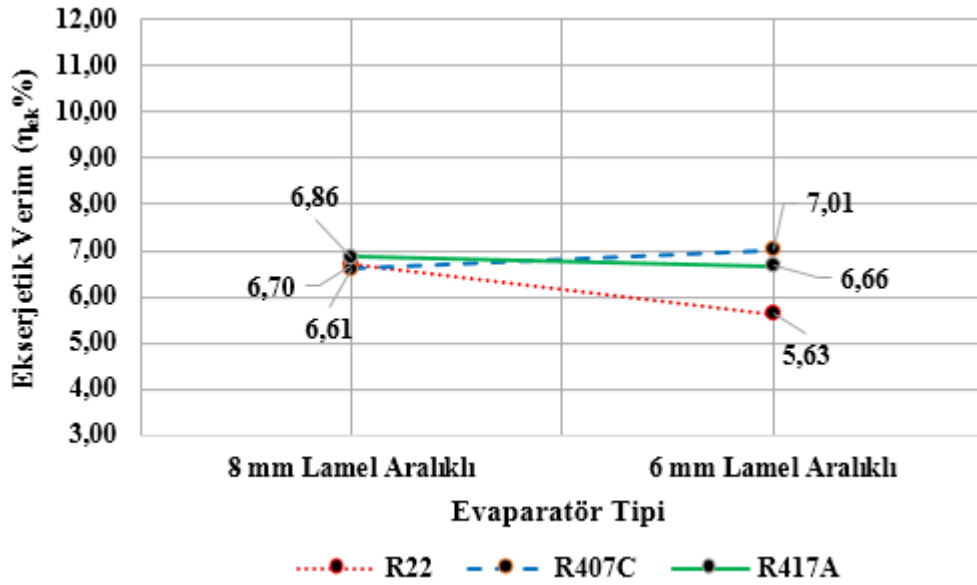
Şekil 51. Evaporatör tipinin yatay ısı değıştiricide ekserjetik verime etkisi

Sistemin ekserjetik verim değeri; yatay ısı değıştirici kullanılarak yapılan deneylerin sonucunda, üç soğutucu akışkanda da 8 mm lamel aralıklı evaporatörde, 6 mm lamel aralıklı evaporatöre göre daha yüksek çıktığı görülmüştür.

#### *Evaporatör tipinin dikey ısı değıştiricide ekserjetik verime etkisi*

|                            |            |
|----------------------------|------------|
| Isı Değıştirici Tipi       | Dikey      |
| Evaporatör Debisi          | 1,11 kg/sn |
| Kondenser Debisi           | 0,89 kg/sn |
| Evaporatör Ortam Sıcaklığı | 15 °C      |
| Kondenser Ortam Sıcaklığı  | 19 °C      |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 52’de verilmiştir.



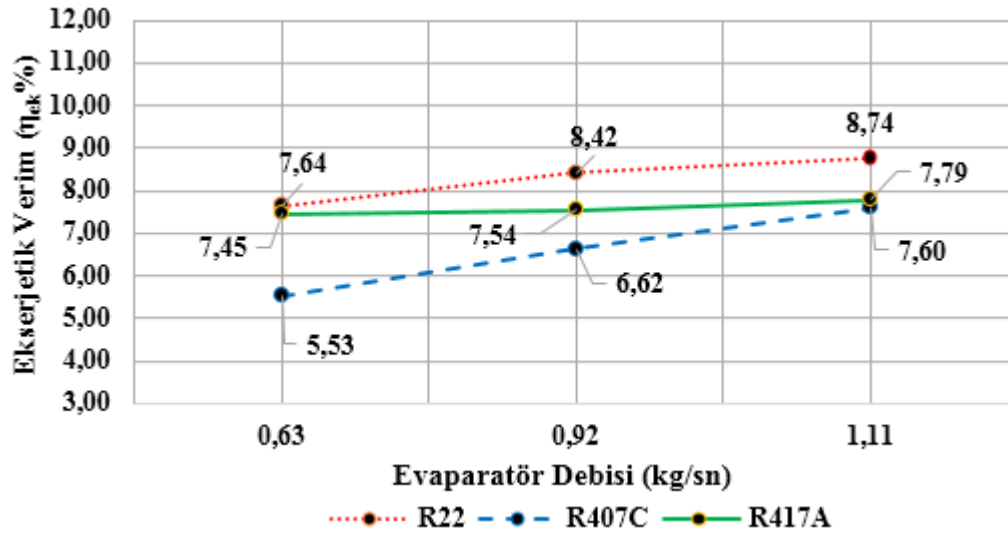
Şekil 52. Evaporatör tipinin dikey ısı değiştiricide ekserjetik verime etkisi

Sistemin ekserjetik verim değerlerinin; dikey ısı değiştirici kullanılarak yapılan deneylerin sonucunda, R22 ve R417A soğutucu akışkanlarında 8 mm lamel aralıklı evaporatörde, 6 mm lamel aralıklı evaporatöre göre daha yüksek, R407C soğutucu akışkanında ise 6 mm lamel aralıklı evaporatörde, 8 mm lamel aralıklı evaporatöre göre daha yüksek çıktığı görülmüştür.

#### ***Evaporatör debisinin ekserjetik verime etkisi***

|                            |                  |
|----------------------------|------------------|
| Evaporatör Tipi            | 8 Lamel Aralıklı |
| Isı Değiştirici Tipi       | Yatay            |
| Kondenser Debisi           | 0,89 kg/sn       |
| Evaporatör Ortam Sıcaklığı | 15 °C            |
| Kondenser Ortam Sıcaklığı  | 19 °C            |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 53’de verilmiştir.



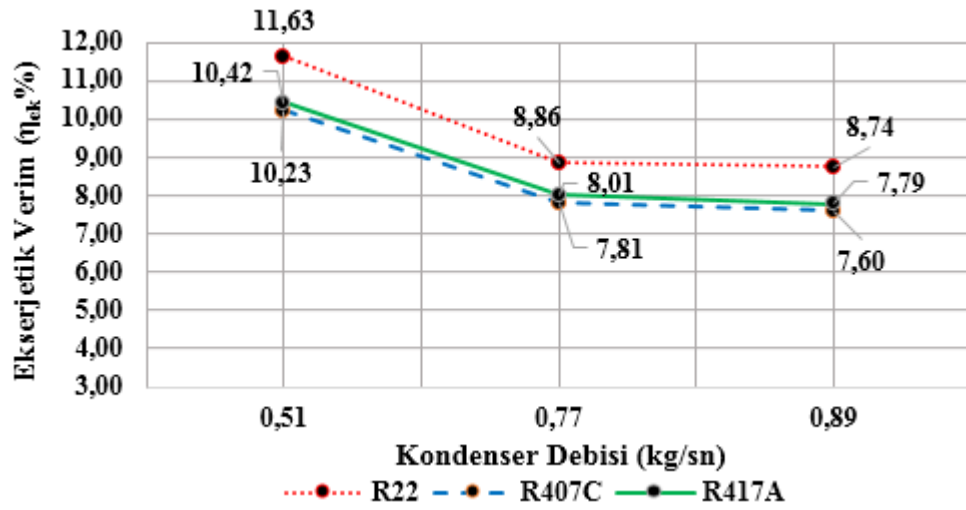
Şekil 53. Evaporatör debisinin ekserjetik verime etkisi

8 mm lamel aralıklı evaporatörle, evaporatör debisi değiştirilerek yapılan deneylerde, debi arttıkça ekserjetik verim değerinin de arttığı görülmüştür.

#### ***Kondenser debisinin ekserjetik verime etkisi***

|                            |                  |
|----------------------------|------------------|
| Evaporatör Tipi            | 8 Lamel Aralıklı |
| Isı Değiştirici Tipi       | Yatay            |
| Evaporatör Debisi          | 1,11 kg/sn       |
| Evaporatör Ortam Sıcaklığı | 15 °C            |
| Kondenser Ortam Sıcaklığı  | 19 °C            |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 54’de verilmiştir.



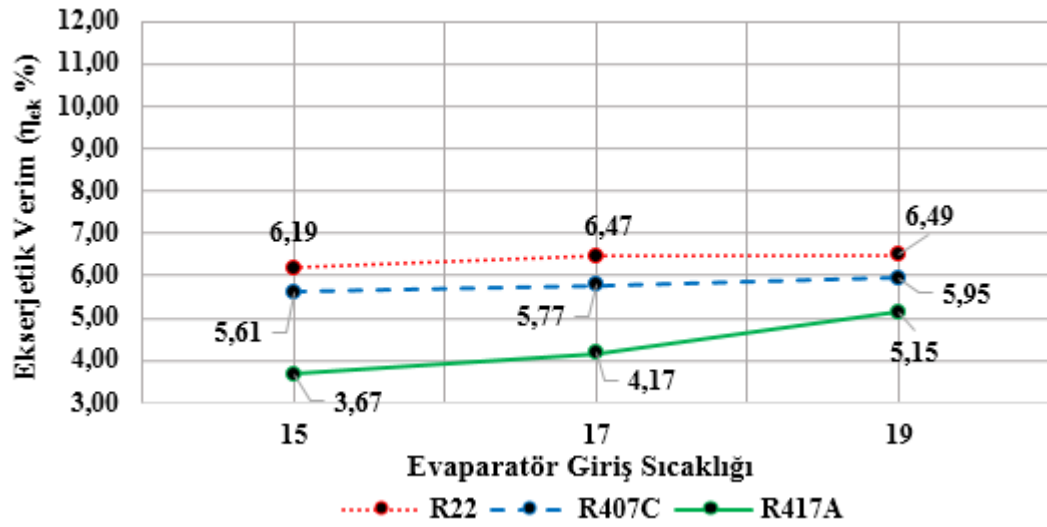
Şekil 54. Kondenser debisinin ekserjetik verime etkisi

8 mm lamel aralıklı evaporatörle, kondenser debisi değiştirilerek yapılan deneylerde, debi arttıkça ekserjetik verim değerinin azaldığı görülmüştür

#### *Evaporatör giriş sıcaklığının ekserjetik verime etkisi*

|                           |                  |
|---------------------------|------------------|
| Evaporatör Tipi           | 8 Lamel Aralıklı |
| Isı Değiştirici Tipi      | Yatay            |
| Evaporatör Debisi         | 1,11 kg/sn       |
| Kondenser Debisi          | 0,89 kg/sn       |
| Kondenser Ortam Sıcaklığı | 19 °C            |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 55’de verilmiştir.



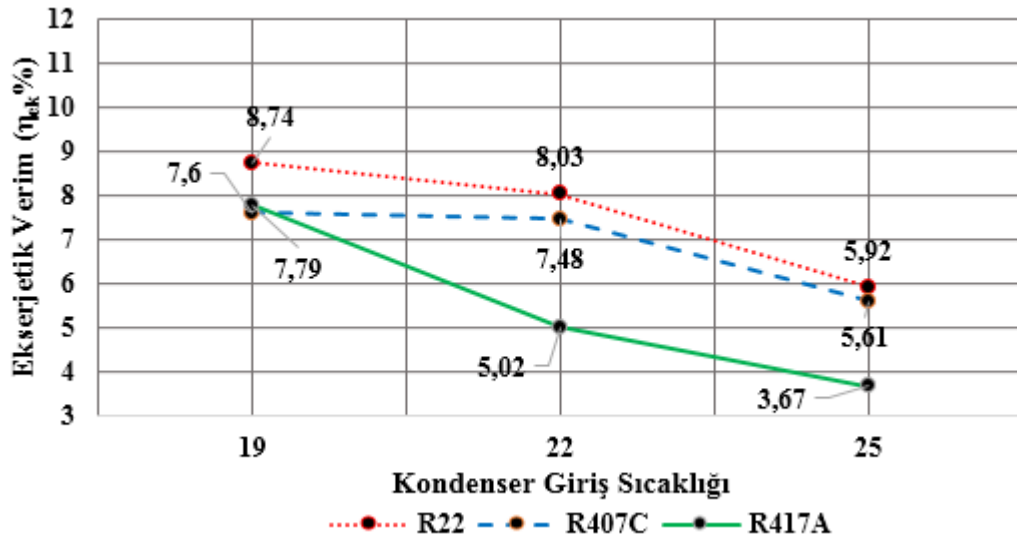
Şekil 55. Evaporatör giriş sıcaklığının ekserjetik verime etkisi

8 mm lamel aralıklı evaporatörle, evaporatör giriş sıcaklığı değiştirilerek yapılan deneylerde sıcaklık arttıkça ekserjetik verim değerinin de arttığı görülmüştür.

***Kondenser giriş sıcaklığının ekserjetik verime etkisi***

|                            |                  |
|----------------------------|------------------|
| Evaporatör Tipi            | 8 Lamel Aralıklı |
| Isı Değiştirici Tipi       | Yatay            |
| Evaporatör Debisi          | 1,11 kg/sn       |
| Kondenser Debisi           | 0,89 kg/sn       |
| Evaporatör Giriş Sıcaklığı | 15 °C            |

Yukarıdaki şartlarda üç soğutucu akışkanla yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 56’da verilmiştir.



Şekil 56. Kondenser giriş sıcaklığının ekserjetik verime etkisi

8 mm lamel aralıklı evaporatörle; kondenser giriş sıcaklığı değiştirilerek yapılan deneylerde sıcaklık arttıkça ekserjetik verim değerinin de düştüğü görülmüştür.

### Tartışma

Çalışmanın yapıldığı deney düzeneğinde iki tip ısı değiştirici kullanılmıştır. Kullanılan ısı değiştiricilerden dikey ısı değiştiricinin kapasitesi 2,5 litre, yatay ısı değiştiricinin kapasitesi ise yaklaşık 0,75 litredir.

Yatay ısı değiştiricinin ara boşluğunda kondenserden gelen sıvı haldeki daha sıcak soğutucu akışkan, içteki borudan ise evaporatörden gelen gaz halindeki daha soğuk soğutucu akışkan geçmektedir. Dikey ısı değiştiricide ise ısı değiştiricinin ara boşluğunda evaporatörden gelen gaz halindeki daha soğuk soğutucu akışkan, içteki borudan ise kondenserden gelen sıvı haldeki daha sıcak soğutucu akışkan geçmektedir. Böylece her iki ısı değiştiricide de kondenserden gelen soğutucu akışkanın aşırı soğutulması, evaporatörden gelen soğutucu akışkanın ise aşırı kızdırılması gerçekleştirilmektedir.

Isı değiştiricilerin sistemin performansına olan etkileri karşılaştırmalı olarak incelendiğinde, COP ve ekserjetik verim değerlerinin, yatay ısı değiştirici kullanıldığı durumlarda, dikey ısı değiştirici kullanılan durumlara göre daha yüksek çıktığı görülmüştür. Oysa dikey ısı değiştiricinin hacimsel kapasitesi yatay ısı değiştiriciye göre daha fazladır. Yatay ısı değiştirici kullanılması durumunda sistemin performans değerlerinin daha yüksek olmasının, ısı değiştiricilerin yapılarından kaynaklandığı değerlendirilmektedir.

## SONUÇ VE ÖNERİLER

### Taguchi Metoduna Göre Yapılan Deneylerin Sonuçları

Taguchi analiz yöntemiyle belirlenen deney planına göre yapılan deneylerin sonuçlarından faydalanılarak COP ve ekserjetik verim için varyans analiz tabloları oluşturulmuştur. Oluşturulan varyans analiz tabloları kullanılarak sistem için 2 ayrı optimum çalışma şartı tespit edilmiştir. Birinci optimum çalışma şartı; 8 mm lamel aralıklı evaporatör, R22 soğutucu akışkanı, 1,11 kg/sn evaporatör hava debisi, 0,51 kg/sn kondenser hava debisi ve yatay tip ısı değiştiriciden oluşan ısı pompası çalışma sistemidir. İkinci optimum çalışma şartı; 8 mm lamel aralıklı evaporatör, R22 soğutucu akışkanı, 1,11 kg/sn evaporatör hava debisi, 0,89 kg/sn kondenser hava debisi ve yatay tip ısı değiştiriciden oluşan ısı pompası çalışma sistemidir.

Birinci. optimum çalışma şartlarında Taguchi varyans analiz tablosuna göre hesaplanan COP değer aralığı 2,938 ile 3,442, ekserjetik verim değer aralığı 7,04 ile 12,616'dır. Belirlenen şartlarda yapılan deneyin sonucunda bulunan COP değeri 3,06, ekserjetik verim değeri 11,63 dür.

İkinci optimum çalışma şartlarında Taguchi varyans analiz tablosuna göre hesaplanan COP değer aralığı 3,008 ile 3595, ekserjetik verim değer aralığı 4,34 ile 9,46'dır. Belirlenen şartlarda yapılan deneyin sonucunda bulunan COP değeri 3,42, ekserjetik verim değeri 8,74 dür.

Belirlenen her iki optimum çalışma şartlarına uygun olarak gerçekleştirilen doğrulama deney sonuçlarının, yöntemin belirlediği güven aralığında çıkması nedeniyle yapılan deneysel çalışma sonuçlarının varyans analiz sonuçlarıyla uyumlu olduğu doğrulanmıştır.

### Farklı Çalışma Parametrelerinin COP ve Ekserjetik Verime Etkilerinin Sonuçları

#### Farklı çalışma parametrelerinin COP değerine etkilerinin sonuçları

8 mm lamel aralıklı evaporatör kullanılarak ve iki farklı ısı değiştiriciyle yapılan deneylerin sonucunda sistemin COP değerleri yatay ısı değiştirici kullanılan durumlarda, dikey ısı değiştirici kullanılan durumlara göre 3 soğutucu akışkanda da daha yüksek çıkmıştır. Her iki durumda da COP değerinin büyükten küçüğe doğru sıralaması R22, R407C ve R417A şeklindedir.

6 mm lamel aralıklı evaporatör kullanılarak ve iki farklı ısı değiştiriciyle yapılan deneylerin sonucunda sistemin COP değerleri yatay ısı değiştirici kullanılan durumlarda, dikey ısı değiştirici kullanılan durumlara göre 3 soğutucu akışkanda da daha yüksek çıkmıştır. Her iki ısı değiştirici ile yapılan deneylerde COP değerinin büyükten küçüğe doğru sıralaması R22, R407C ve R417A şeklindedir.

Yatay ısı değiştirici kullanılarak ve iki farklı evaporatörle yapılan deneylerin sonucunda, sistemin COP değeri R22 ve R407C soğutucu akışkanında 8 mm lamel aralıklı evaporatörde, 6 mm lamel aralıklı evaporatöre göre daha yüksek, R417A soğutucu akışkanında ise 6 mm lamel aralıklı evaporatörde, 8 mm lamel aralıklı evaporatöre göre daha yüksek çıkmıştır. Her iki evaporatör ile yapılan deneylerde COP değerinin büyükten küçüğe doğru sıralaması R22, R407C ve R417A şeklindedir

Dikey ısı değiştirici kullanılarak ve iki farklı evaporatörle yapılan deneylerin sonucunda, sistemin COP değeri R22 ve R407C soğutucu akışkanında 8 mm lamel aralıklı evaporatörde, 6 mm lamel aralıklı evaporatöre göre daha yüksek, R417A soğutucu akışkanında ise 6 mm lamel aralıklı evaporatörde, 8 mm lamel aralıklı evaporatöre göre daha yüksek çıkmıştır. Her iki evaporatör ile yapılan deneylerde COP değerinin büyükten küçüğe doğru sıralaması R22, R407C ve R417A şeklindedir

8 mm lamel aralıklı evaporatörle; evaporatör debisi değiştirilerek yapılan deneylerde debi arttıkça COP değerinin de arttığı görülmüştür. Her durumda COP değeri en yüksekten en düşüğe göre R22, R407C ve R417A şeklindedir.

8 mm lamel aralıklı evaporatörle; kondenser debisi değiştirilerek yapılan deneylerde debi arttıkça COP değerinin de arttığı görülmüştür. Her durumda COP değeri en yüksekten en düşüğe göre R22, R407C ve R417A şeklindedir.

8 mm lamel aralıklı evaporatörle; evaporatör giriş sıcaklığı değiştirilerek yapılan deneylerde sıcaklık arttıkça COP değerinin de arttığı görülmüştür. Her durumda COP değeri en yüksekten en düşüğe göre R22, R407C ve R417A şeklindedir.

8 mm lamel aralıklı evaporatörle; kondenser giriş sıcaklığı değiştirilerek yapılan deneylerde sıcaklık arttıkça COP değerinin düştüğü görülmüştür. Her durumda COP değeri en yüksekten en düşüğe göre R22, R407C ve R417A şeklindedir.

#### **Farklı çalışma parametrelerinin ekserjetik verime etkilerinin sonuçları**

8 mm lamel aralıklı evaporatör kullanılan ve iki farklı ısı değiştiriciyle yapılan deneylerin sonucunda sistemin ekserjetik verim değerleri yatay ısı değiştirici kullanılan

durumlarda, dikey ısı değiştirici kullanılan durumlara göre 3 soğutucu akışkanda da daha yüksek çıkmıştır. Her iki durumda da ekserjetik verim değerinin büyükten küçüğe doğru sıralaması R22, R417A ve R407C şeklindedir.

6 mm lamel aralıklı evaporatör kullanılan ve iki farklı ısı değiştiriciyle yapılan deneylerin sonucunda, sistemin ekserjetik verim değerlerinin, R22 ve R417A soğutucu akışkanlarında yatay ısı değiştirici kullanılan durumlarda, dikey ısı değiştirici kullanılan durumlara göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. R407C soğutucu akışkanında ise dikey ısı değiştirici kullanılan durumlarda, yatay ısı değiştirici kullanılan durumlara göre daha yüksek çıkmıştır. Yatay ısı değiştirici ile yapılan deneylerde ekserjetik verim değerinin büyükten küçüğe doğru sıralaması R417A, R407C ve R22 şeklindedir. Dikey ısı değiştirici ile yapılan deneylerde ise ekserjetik verim değerinin büyükten küçüğe doğru sıralaması R407C, R417A ve R22 şeklindedir.

Yatay ısı değiştirici kullanılarak ve iki farklı evaporatörle yapılan deneylerin sonucunda, sistemin ekserjetik verim değeri üç soğutucu akışkanında 8 mm lamel aralıklı evaporatörde, 6 mm lamel aralıklı evaporatöre göre daha yüksek çıkmıştır. 8 mm lamel aralıklı evaporatör ile yapılan deneylerde ekserjetik verim değerinin büyükten küçüğe doğru sıralaması R22, R417A ve R407C şeklinde, 6 mm lamel aralıklı evaporatör ile yapılan deneylerde ekserjetik verim değerinin büyük değerden küçüğe doğru sıralaması R417A, R407C ve R22 şeklindedir.

Dikey ısı değiştirici kullanılarak ve iki farklı evaporatörle yapılan deneylerin sonucunda, sistemin ekserjetik verim değeri R22 ve R417A soğutucu akışkanlarında 8 mm lamel aralıklı evaporatörde, 6 mm lamel aralıklı evaporatöre göre daha yüksek, R407C soğutucu akışkanında ise 6 mm lamel aralıklı evaporatörde, 8 mm lamel aralıklı evaporatöre göre daha yüksek çıkmıştır. 8 mm lamel aralıklı evaporatör ile yapılan deneylerde ekserjetik verim değerinin büyükten küçüğe doğru sıralaması R22, R417A ve R407C şeklinde, 6 mm lamel aralıklı evaporatör ile yapılan deneylerde ekserjetik verim değerinin ise büyükten küçüğe doğru sıralaması R417A, R407C ve R22 şeklindedir.

8 mm lamel aralıklı evaporatörle; evaporatör debisi değiştirilerek yapılan deneylerde debi arttıkça ekserjetik verim değerinin de arttığı görülmüştür. Her durumda ekserjetik verim değeri en yüksekten en düşüğe göre R22, R417A ve R407C şeklindedir.

8 mm lamel aralıklı evaporatörle; kondenser debisi değiştirilerek yapılan deneylerde debi arttıkça ekserjetik verim değerinin azaldığı görülmüştür. Her durumda ekserjetik verim değeri büyükten küçüğe doğru R22, R417A ve R407C şeklindedir.

8 mm lamel aralıklı evaporatörle; evaporatör giriş sıcaklığı değiştirilerek yapılan deneylerde sıcaklık arttıkça ekserjetik verim değerinin de arttığı görülmüştür. Her durumda ekserjetik verim değeri büyükten küçüğe doğru R22, R407C ve R417A şeklindedir.

8 mm lamel aralıklı evaporatörle; kondenser giriş sıcaklığı değiştirilerek yapılan deneylerde sıcaklık arttıkça ekserjetik verim değerinin de düştüğü görülmüştür. Kondenser giriş sıcaklığının 19 °C olduğu durumda ekserjetik verim değeri büyükten küçüğe doğru R22, R417A ve R407C şeklindedir. Kondenser giriş sıcaklığının 22 °C ve 25 °C olduğu durumlarda ekserjetik verim değeri büyükten küçüğe doğru R22, R407C ve R417A şeklindedir.



## KAYNAKLAR

- Abdulqadir, I. F., Salim, B., and Ali, O. M. (2020). *Performance Investigation of Refrigerant R-407C as a Replacement to Refrigerant R22 in Window Air Conditioner Unit*. 01(02), 37–42.
- Anonim (1987) United Nations Environmental Programme, Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer, Final act. New York: United Nations
- Anonim (1997) Global Environmental Change Report. A brief analysis of the Kyoto protocol; 9(24)
- Anonim (2022) Chiller’de Scroll Tip Kompresör Kullanmanın Avantajları <https://www.industrialfrigo.com.tr/kutuphane/oku/chillerde-scroll-tip-kompresor-kullanim-avantajlari> (22.05.2024)
- Aprea, C.and Greco, A. (2002). *An exergetic analysis of R22 substitution*. 22, 1455–1469.
- Aprea, C.and Greco, A. (2003). *Performance evaluation of R22 and R407C in a vapour compression plant with reciprocating compressor*. 23, 215–227.
- Aprea, C., Mastrullo, R.and Renno, C. (2004). *An analysis of the performances of a vapour compression plant working both as a water chiller and a heat pump using R22 and R417A*. 24, 487–499. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.10.006>
- Bakırcı, K., Çomaklı, K., Özyurt, Ö., Yılmaz, M.,(2009) Güneş Kaynaklı Isı Pompasının Enerji ve Ekserji Analizi, Mühendis ve Makine, 50,590
- Cabello, R.and Torrella, E. (2004). *Experimental evaluation of a vapour compression plant performance using R134a , R407C and R22 as working fluids*. 24, 1905–1917. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.12.003>
- Cingiz Z., Ticari tip soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların termal görüntü işleme tekniği ile performanslarının incelenmesi, Doktora Tezi, Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Sakarya, 2020.
- Devotta, S. (2005). *Performance assessment of HCFC-22 window air conditioner retrofitted with R-407C*. 25, 2937–2949. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.03.002>
- Deymi-Dashtebayaz M., Farahnak M., Tayyeban E., Moraffa M., Rahbari H.R. ( 2022), Experimental optimization of replacing R22 with R417A without any other changes in configuration of residential air-conditioning systems based on energy and exergy analysis, Environmental Progress& Sustainable Energy, 42(3), DOI: 10.1002/ep.14058.
- Dincer, I. (2000). *Renewable energy and sustainable development : a crucial review*. 4, 157–175.
- Ergün, A., Gürel, A. E., & Ceylan, İ. (2018). *Ticari Soğutma Sistemlerinde R22 Akışkanının Alternatifi Olarak R438a ve R417a Akışkanlarının Performansının İncelenmesi*. 6(4), 824–833. <https://doi.org/10.29109/gujsc.406628>
- Fatouh, M., Ibrahim, T. A., & Mostafa, A. (2010). Performance assessment of a direct expansion air conditioner working with R407C as an R22 alternative. *Applied Thermal Engineering*, 30(2–3), 127–133. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.07.009>
- Hamzaçebi, C.,Kutay, F.(2003) Taguchi metodu: Bir uygulama, teknoloji, *Teknoloji*,6,3-4, 7–17.

- Joudi, K. A., & Al-amir, Q. R. (2014). Experimental Assessment of residential split type air-conditioning systems using alternative refrigerants to R-22 at high ambient temperatures. *ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT*, 86, 496–506. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.036>
- Kackar, R. N. (1985). Off-Line Quality Control, Parameter Design, and the Taguchi Method. *Journal of Quality Technology*, 17(4), 176–188. doi:10.1080/00224065.1985.11978964
- Kalaiselvam S., Saravanan R. (2009), Exergy analysis of scroll compressors working with R22, R407C and R471A as refrigerant for HVAC System, *Thermal Science*, 13 (1), 175–184.
- Katırcıoğlu F., Cingiz Z., Çay F., Gürel A.E., Sarıdemir S., Kolip A., 2020, R22 ve alternatifleri R438A ile R417A Soğutucu akışkanları için kızılötesi görüntü işleme teknikleri kullanarak, soğutma sistem performansının incelenmesi, *Academic Platform Journal of Engineering and Science*, 8-3, 500-513.
- Lamarche, L., Kajl, S., & Fannou, J. C. (2015). *A comparative performance study of a direct expansion geothermal evaporator using R410A and R407C as refrigerant alternatives to R22*. 82, 306–317. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.02.079>
- Lee, D., Ahn, Y., Kim, Y., Kim, Y., Chang, Y., & Nam, L. (2002). *Experimental investigation on the drop-in performance of R407C as a substitute for R22 in a screw chiller with shell-and-tube heat exchangers* ' rimentale sur la performance de R407C Etude expe ` vis pour remplacer le R22 dans un refroidisseur a ` changeurs tubulaires muni d ' e. 25, 575–585.
- Messineo, A., La, V., & Panno, G. (2012). *Energy Procedia On-site Experimental Study of HCFC-22 Substitution with HFCs Refrigerants*. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.12.893>
- Mitra, A. (2011). *The Taguchi method*. <https://doi.org/10.1002/wics.169>
- Okuyan, M.C., (1986). Güneş yardımcı ısı pompası ile bina ısıtması. *Mühendis ve Makine Dergisi*, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayını, 27, (318), s 23-27 .
- Oruc, V. (2015). *ScienceDirect Thermodynamic performance of air conditioners working with R417A and R424A as alternatives to R22 Performance thermodynamique des conditionneurs d ' air fonctionnant avec le R417A et le R424A comme alternatives au*. 5. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.03.021>
- Rocca, V. La, & Panno, G. (2011). Experimental performance evaluation of a vapour compression refrigerating plant when replacing R22 with alternative refrigerants. *Applied Energy*, 88(8), 2809–2815. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.01.051>
- Sarbu, I. (2014). A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.023>
- Shaik, S. V., & Babu, T. P. A. (2017). Theoretical Computation of Performance of Sustainable Energy Efficient R22 Alternatives for Residential Air Conditioners. *Energy Procedia*, 138, 710–716. <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2017.10.205>
- Shaik S. V., Babu T.P.A.(2017) Theoretical Performance Investigation of Vapour Compression Refrigeration System Using HFC and HC Refrigerant Mixtures as Alternatives to Replace R22. *Energy Procedia*, 109 (November 2016), 235–242. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.053>
- Taguchi, G., 1987. System of experimental design. Unipub/ Kraus International Publications, 2, p1189.
- Torrella E, Cabello R, Sánchez D, Larumbe JA, Llopis R.(2010) On-site study of HCFC-22

substitution for HFC non-azeotropic blends (R417A,R422D) on a water chiller of a centralized HVAC system. *Energ Build-ings*,42(9):1561-1566.

Varghese, B., Philip, N.(2016) A review: Taguchi experiment design for Investigation of properties of concrete, *International Journal of Civil Engineering (IJCE)*,Vol. 5, Issue 6, 11-16

Yamakaradeniz, R., Horuz, İ. ve Coşkun, S. (2002). Soğutma Tekniği ve Uygulamaları, Vipaş Yayıncılık, Bursa, 183-233

Wang, Z., Wang, F., Ma, Z., & Song, M. (2016). Numerical study on the operating performances of a novel frost-free air-source heat pump unit using three different types of refrigerant. In *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.040>

Wu, D., Hu, B., & Wang, R. Z. (2021). *Vapor compression heat pumps with pure Low-GWP refrigerants*. 138(November 2020). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110571>



## ÖZGEÇMİŞ

| Kişisel Bilgiler          |               |
|---------------------------|---------------|
| Adı Soyadı:               | Mehmet AKKOCA |
| Doğum tarihi:             |               |
| Doğum Yeri:               |               |
| Uyruğu:                   |               |
| Adres:                    |               |
| Tel:                      |               |
| E-mail:                   |               |
| Eğitim                    |               |
| Lise:                     |               |
| Lisans:                   |               |
| Yüksek lisans:            |               |
| Yabancı Dil Bilgisi       |               |
|                           |               |
| Tezden Üretilmiş Yayınlar |               |
| 1.                        |               |