

Farklı Çevre Koşullarının Hava Kaynaklı Isı Pompasının Performansına Etkisinin Deneysel
Olarak İncelenmesi

Mehmet Mete Öztürk

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Aralık 2009

Experimental Investigation of the Environment Conditions Effect on Air Source
Heat Pump Water Heater

Mehmet Mete Öztürk

DOCTORAL DISSERTATION

Department of Mechanical Engineering

December 2009

Farklı Çevre Koşullarının Hava Kaynaklı Isı Pompasının Performansına
Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Mehmet Mete Öztürk

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji-Termodinamik Bilim Dalında
DOKTORA TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof. Dr. L. Berrin Erbay

Aralık 2009

ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Doktora öğrencisi Mehmet Mete Öztürk'ün DOKTORA tezi olarak hazırladığı "Farklı çevre koşullarının hava kaynaklı Isı pompasının performansına etkisinin deneysel olarak incelenmesi" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. L. Berrin Erbay

İkinci Danışman : -

Doktora Tez Savunma Jürisi:

Üye : Prof.Dr. Nuri Yücel

Üye : Prof. Dr. Kemal Taner

Üye : Doç Dr. Haydar Aras

Üye : Yrd. Doç Dr. Necati Mahir

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Nimetullah BURNAK

Enstitü Müdürü

ÖZET

Günümüzde artan enerji ihtiyacı ve azalan enerji kaynakları, araştırmaları alternatif enerji kaynaklarının bulunması ya da mevcut sistemlerin daha verimli hale getirilmesi üzerine yoğunlaştırmıştır. Bu çabalar sonunda ‘rüzgar, güneş, jeotermal, toprak, hava ve su’dan yararlanan sistemler önem kazanmıştır. Bu sistemlerden birisi de ısı pompalarıdır. Son 20 yılda kullanım oranı Avrupa’da senelik %13 gibi bir oranla artan bu sistemler üzerindeki çalışmalar, diğer sistemlerde olduğu gibi devam etmektedir.

Tez çalışması kapsamında ticari bir firma tarafından üretilen hava kaynaklı su ısıtıcısının mevcut performansı, özellikle kullanıldığı iklim koşulları gözetilerek farklı çevre koşullarında test edilmiş ve her bir koşulda incelenen veriler analiz için veri toplama cihazları tarafından kayıt edilmiştir. Sistemin farklı koşullardaki performansı, MATLAB 7.3 yazılımında hazırlanan program ile ekserji analizi metodu kullanılarak ortaya konulmuştur. Belirlenen koşullarda sisteminin her bir komponentinin ayrı ayrı ve sisteminin bütünündeki ekserji yıkımı kayıt edilen veriler kullanılarak işlem süresindeki bütün haller için hesaplanmıştır. Isı pompasının suyu ısıtması için gerekli süreyi gösteren yükleme zamanı boyunca sistemdeki ekserji yıkımının değişimini gözlemleme imkanı da elde edilen sonuçlardan mümkün olmaktadır.

Yapılan analiz sonucu sistemin performansının etkilendiği durumlar ve bunda etkin komponentler belirlenmiş ve performansın arttırılabilmesi amacıyla sistem üzerinde gerekli iyileştirmeler yapılmıştır. Analiz sonucunda sistem performansının düşük sıcaklık ve yüksek nemlilik koşullarında karlanmaya bağlı performans düşüşü yaşadığı gözlenmiş, bu problemin giderilmesine yönelik olarak da sisteme defrost işlemi için dört yollu vana ve kapiler tüp ilavesi yapılmıştır. Yapılan ilaveler ile sistemde karlanma sonrası yaşanan düşük sıcaklıktaki çalışma koşullarında performans değerinde %12.35 mertebesinde bir iyileşme elde edileceği gözlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı pompası, Ekserji analizi, Ekserji yıkımı, Performans katsayısı

SUMMARY

Increase on the energy demand and decrease on the energy sources guides researchers for new technologies or development on present systems. Due this endeavor systems using 'sun, wind, water, air, ground and geothermal' are developed. One of these systems is heat pumps. In last two decades usage of this technology increase %13 per year in Europe.

In thesis, performance of a commercial heat pump water heater is studied. It is tested under daily conditions of the zone that is used. Data collected by using a data collector for each test. The performance of system under various conditions is analyzed with a program written in MATLAB 7.3 software by using exergy analysis method. The exergy destruction of the system is calculated by using collected data for each component of the system as well as considering the whole states of entire system. This analyze gives the possibility of following the variation of exergy destruction of system during the charging time which represents heating period of the water inside the tank.

The analyses represents effective conditions and components on their destruction of the performance. Required improvements are made for system performance development. It is found that performance of system decreases for low temperature and high humidity ambient conditions due to frosting on evaporator, to remove this, adaptation of defrost system is handled. And it is seen that performance of system increases %16 besides system without it.

Keywords: Heat pump, Exergy analyses, Exergy destruction, Performance coefficient

TEŞEKKÜR

Yapmış olduğum yüksek lisans ve doktora çalışmasında, gerek derslerimde, gerekse tez çalışmalarımda desteğini, güvenini, yardımlarını esirgemeyen değerli hocam, Sayın Prof. Dr. L. Berrin Erbay'a,

Tez izleme jürimde bulunan ve önerileriyle çalışmalarına katkıda bulunan Sayın Prof. Dr. Nuri Yücel'e ve Yrd. Doç. Dr. Necati Mahir'e,

Tez çalışmamın deneysel aşamasının gerçekleşmesinde yardımcı olan Demir Döküm Fab. ARGE yöneticisi Dr. Metin Kaya'ya, Su ısıtıcıları bölümünden Mak. Müh. Bülent Sivri ve aynı bölümden Aydoğan Kaya'ya,

Uygulanacak deney sayısının belirlenmesinde yardımcı olan Yrd. Doç. Dr. Fikret Er'e,

Tez çalışmam süresince maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen eşim Sedef Öztürk'e, sevgili aileme ve değerli dostlarıma, teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

| <u>Bölüm</u> | <u>Sayfa</u> |
|--|--------------|
| ÖZET | V |
| ABSTRACT | VI |
| TEŞEKKÜR | VII |
| İÇİNDEKİLER | VIII |
| ŞEKİLLER DİZİNİ | XI |
| ÇİZELGELER DİZİNİ | XXIII |
| SİMGELER VE KISALTMALAR | XXIV |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 1.1 Amaç | 1 |
| 1.2 Tez Çalışması Amacı | 1 |
| 1.3 Soğutma Çevrimleri | 3 |
| 1.4 Isı Pompaları | 6 |
| 1.4.1 Isı Pompası Tipleri | 8 |
| 1.4.1.1 Su-Su | 8 |
| 1.4.1.2 Su-Hava | 8 |
| 1.4.1.3 Toprak-Hava | 8 |
| 1.4.1.4 Hava-Hava | 9 |
| 1.4.2 Isı Pompası Verimi | 9 |
| 1.4.3 Isı Pompasının Çalışma Prensibi | 12 |
| 1.5 Ekserji Analizi | 12 |
| 2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI | 14 |
| 2.1 Soğutma Çevrimi- Isı Pompası Performans Analizi ile İlgili Yapılmış Çalışmalar | 14 |
| 2.2 Soğutma Çevrimi- Isı Pompası Ekserji Analizi ile İlgili Yapılmış Çalışmalar..... | 19 |

| | |
|--|-----|
| 2.3 Frost ve Defrost İşlemlerinin Isıl Sistemlerdeki Uygulamaları ile İlgili Yapılmış Çalışmalar | 22 |
| 3. DENEYSEL ÇALIŞMA | 27 |
| 3.1 Deneysel Çalışmada Kullanılan Sistem | 27 |
| 3.2 Deneysel İşlem Basamakları | 29 |
| 3.2.1 Çevre Simülasyonu | 29 |
| 3.2.2 Kullanılan Ekipmanlar | 31 |
| 3.2.3 Örneklem Büyüklüğü Hesabı | 33 |
| 3.3 Sistemin Deneysel Analiz Değerleri..... | 34 |
| 3.3.1 Komponentlere Göre Deneysel Analiz Değerleri | 35 |
| 3.4 Deneysel Veriler Sonucu | 49 |
| 4. SİSTEMİN EKSERJİ ANALİZİ | 53 |
| 4.1 Amaç | 53 |
| 4.2 Teorik Analiz | 53 |
| 4.3 Isı Pompası Komponentlerinin Ekserji Analizi | 56 |
| 4.4 Simülasyon Programı | 59 |
| 4.5 Isı Pompası Ekserji Analizi Sonuçları | 65 |
| 4.6 Sıcaklık ve Nemliliğin Ekserji Yapım Üzerindeki Etkisi | 78 |
| 4.6.1 Sonuçlar | 83 |
| 5. SİSTEMİN İYİLEŞTİRİLME SÜRECİ | 86 |
| 5.1 Komponent Değişiklikleri | 86 |
| 5.2 Sistemde Yer Değiştiren ve Eklenen Sistemler | 89 |
| 5.2.1 Kısılma Vanası | 89 |
| 5.2.2 Kapiler Borular | 89 |
| 5.2.3 Dört Yollu Vana | 90 |
| 5.3 İyileştirme Çalışmasında Elde Edilen Sonuçlar | 91 |
| 6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA | 95 |
| YARARLANILAN KAYNAKLAR..... | 99 |
| EKLER..... | 104 |

ÖZGEÇMİŞ

ŞEKİLLER DİZİNİ

| <u>Sekil</u> | <u>Sayfa</u> |
|---|--------------|
| 1.1 Soğutma makinesi..... | 5 |
| 1.2 Isı Pompası..... | 7 |
| 3.1 WP5030 E şeması..... | 28 |
| 3.2 Isı pompası devre şeması..... | 28 |
| 3.3 Kuzey Avrupa şehirlerinden Berlin ve Frankfurt ‘un yıl içi sıcaklık ve nem ortalamaları..... | 29 |
| 3.4 Çevre koşullarının simülasyonunda kullanılan klimatik kabin..... | 30 |
| 3.5 Deney komponentlerinin sistem üzerindeki kullanımları..... | 32 |
| 3.6 Ölçüm noktalarının devre şeması üzerinde gösterimi..... | 32 |
| 3.7 Ortam sıcaklığına bağlı olarak yükleme zamanının değişimi..... | 34 |
| 3.8 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda kompresör giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 36 |
| 3.9 Bağıl nemliliğin % 70 olduğu koşulda kompresör giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 36 |
| 3.10 Bağıl nemliliğin % 80 olduğu koşulda kompresör giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 37 |
| 3.11 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda kompresör çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 38 |
| 3.12 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda kompresör çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 38 |
| 3.13 Bağıl nemliliğin % 80 olduğu koşulda kompresör çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 39 |
| 3.14 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda kondenser giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 39 |
| 3.15 Bağıl nemliliğin % 70 olduğu koşulda kondenser giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 40 |
| 3.16 Bağıl nemliliğin % 80 olduğu koşulda kondenser giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 41 |

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAMI)

| <u>Sekil</u> | <u>Sayfa</u> |
|--|--------------|
| 3.17 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda kondenser çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 41 |
| 3.18 Bağıl nemliliğin % 70 olduğu koşulda kondenser çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 42 |
| 3.19 Bağıl nemliliğin % 80 olduğu koşulda kondenser çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 43 |
| 3.20 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda kısılma vanası giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 43 |
| 3.21 Bağıl nemliliğin % 70 olduğu koşulda kısılma vanası giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 44 |
| 3.22 Bağıl nemliliğin % 80 olduğu koşulda kısılma vanası giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 45 |
| 3.23 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda evaporatör giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 46 |
| 3.24 Bağıl nemliliğin % 70 olduğu koşulda evaporatör giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 46 |
| 3.25 Bağıl nemliliğin % 80 olduğu koşulda evaporatör giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 47 |
| 3.26 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda evaporatör çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 48 |
| 3.27 Bağıl nemliliğin % 70 olduğu koşulda evaporatör çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 49 |
| 3.28 Bağıl nemliliğin % 80 olduğu koşulda evaporatör çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 49 |
| 3.29 Sistemin başlangıç şartlarındaki durumu..... | 51 |
| 3.30 Sistemin karlanma başlangıcındaki durumu..... | 51 |
| 3.31 Sistemin karlanma durumu (evaporatör girişi)..... | 52 |
| 4.1 Simülasyon programının akış şeması..... | 59 |

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAMI)

| <u>Sekil</u> | <u>Sayfa</u> |
|--------------|---|
| 4.2 | Bağıl nemin % 40 olduğu koşullarda kompresörün ekserji yıkımı.....67 |
| 4.3 | Bağıl nemin % 70 olduğu koşullarda kompresörün ekserji yıkımı.....69 |
| 4.4 | Bağıl nemin % 80 olduğu koşullarda kompresörün ekserji yıkımı.....69 |
| 4.5 | Bağıl nemin % 40 olduğu koşullarda kondenserin ekserji yıkımı.....70 |
| 4.6 | Bağıl nemin % 70 olduğu koşullarda kondenserin ekserji yıkımı.....71 |
| 4.7 | Bağıl nemin % 80 olduğu koşullarda kondenserin ekserji yıkımı.....71 |
| 4.8 | Bağıl nemin % 40 olduğu koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı.....72 |
| 4.9 | Bağıl nemin % 70 olduğu koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı.....73 |
| 4.10 | Bağıl nemin % 80 olduğu koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı.....73 |
| 4.11 | Bağıl nemin % 40 olduğu koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı.....74 |
| 4.12 | Bağıl nemin % 70 olduğu koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı.....75 |
| 4.13 | Bağıl nemin % 80 olduğu koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı.....75 |
| 4.14 | Bağıl nemin % 40 olduğu koşullarda sistemin bütünündeki ekserji yıkımı.....76 |
| 4.15 | Bağıl nemin % 70 olduğu koşullarda sistemin bütünündeki ekserji yıkımı.....77 |
| 4.16 | Bağıl nemin % 80 olduğu koşullarda sistemin bütünündeki ekserji yıkımı.....77 |
| 4.17 | Eviews yazılımında kompresör için sıcaklık-ekserji yıkımı ve nemlilik-ekserji yıkımı arasındaki değişim.....79 |
| 4.18 | Eviews yazılımında evaporatör için sıcaklık-ekserji yıkımı ve nemlilik-ekserji yıkımı arasındaki değişim.....80 |
| 4.19 | Eviews yazılımında evaporatör için sıcaklık-ekserji yıkımı ve nemlilik-ekserji yıkımı arasındaki değişim81 |
| 4.20 | Eviews yazılımında kısılma vanası için sıcaklık-ekserji yıkımı ve nemlilik-ekserji yıkımı arasındaki değişim.....82 |
| 5.1 | Sistemin defrost durumundaki çevrim şeması.....87 |
| 5.2 | Testlerde kullanılan çeşitli boy ve çaplardaki kapiler boru örnekleri.....88 |
| 5.3 | Sisteme ilave edilen dört yollu vana.....89 |
| 5.4 | Kapiler boru.....90 |
| 5.5 | Dört yollu vana kesiti.....90 |

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAMI)

| <u>Sekil</u> | <u>Sayfa</u> |
|---|--------------|
| 5.6 Sıcaklık 5°C nemlilik %80 koşulunda defrost işlemi öncesi evaporatör giriş çıkışındaki sıcaklık değişimi..... | 92 |
| 5.7 Sıcaklık 5°C nemlilik %40 koşulunda evaporatör giriş çıkışındaki sıcaklık değişimi..... | 92 |
| 5.8 Sıcaklık 5°C nemlilik %80 koşulunda defrost işlemi sonrası evaporatör giriş çıkışındaki sıcaklık değişimi..... | 93 |
| 5.9 Sıcaklık 5°C nemlilik %80 koşulunda defrost işlemi sonrası evaporatör giriş çıkışındaki sıcaklık değişimi eğilim bölgesi..... | 93 |
| 6.1 Ortam sıcaklığına bağlı olarak yükleme zamanının değişimi..... | 96 |
| 6.2 Ortam sıcaklığına bağlı olarak harcanan güç miktarının değişimi..... | 96 |
| 6.3 Ortam sıcaklığına bağlı olarak sistem veriminin değişimi..... | 97 |
| A.1 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 104 |
| A.2 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 104 |
| A.3 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 105 |
| A.4 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 105 |
| A.5 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 80 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 106 |
| A.6 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 80 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 106 |
| A.7 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 107 |
| A.8 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 107 |

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAMI)

| <u>Sekil</u> | | <u>Sayfa</u> |
|--------------|--|--------------|
| A.9 | Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 108 |
| A.10 | Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 108 |
| A.11 | Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 109 |
| A.12 | Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 109 |
| A.13 | Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 110 |
| A.14 | Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 110 |
| A.15 | Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 111 |
| A.16 | Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 111 |
| A.17 | Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 112 |
| A.18 | Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 112 |
| A.19 | Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 113 |
| A.20 | Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 113 |
| A.21 | Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 114 |

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAMI)

| <u>Sekil</u> | <u>Sayfa</u> |
|---|--------------|
| A.22 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş-çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 114 |
| A.23 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 115 |
| A.24 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda kompresör giriş-çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 115 |
| A.25 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 116 |
| A.26 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 116 |
| A.27 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 117 |
| A.28 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 117 |
| A.29 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 118 |
| A.30 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 118 |
| A.31 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 119 |
| A.32 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 119 |
| A.33 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 120 |
| A.34 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 120 |

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAMI)

| <u>Sekil</u> | <u>Sayfa</u> |
|--|--------------|
| A.35 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 121 |
| A.36 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 121 |
| A.37 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 122 |
| A.38 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 122 |
| A.39 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 123 |
| A.40 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 123 |
| A.41 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 124 |
| A.42 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 124 |
| A.43 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 125 |
| A.44 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 125 |
| A.45 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 126 |
| A.46 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 126 |
| A.47 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 127 |

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAMI)

| <u>Sekil</u> | <u>Sayfa</u> |
|---|--------------|
| A.48 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 127 |
| A.49 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 128 |
| A.50 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 128 |
| A.51 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 129 |
| A.52 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 129 |
| A.53 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 130 |
| A.54 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 130 |
| A.55 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 131 |
| A.56 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 131 |
| A.57 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 132 |
| A.58 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 132 |
| A.59 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 133 |
| A.60 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi..... | 133 |

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAMI)

| <u>Sekil</u> | <u>Sayfa</u> |
|---|--------------|
| A.61 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 134 |
| A.62 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 134 |
| A.63 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 80 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 135 |
| A.64 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 135 |
| A.65 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 136 |
| A.66 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 136 |
| A.67 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 137 |
| A.68 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 137 |
| A.69 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 80 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 138 |
| A.70 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 80 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 138 |
| A.71 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 139 |
| A.72 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 139 |
| A.73 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 140 |

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAMI)

| <u>Sekil</u> | <u>Sayfa</u> |
|---|--------------|
| A.74 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 140 |
| A.75 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 141 |
| A.76 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 141 |
| A.77 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 142 |
| A.78 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 142 |
| A.79 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 143 |
| A.80 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 143 |
| A.81 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 144 |
| A.82 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 144 |
| A.83 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 145 |
| A.84 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 145 |
| A.85 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 146 |
| A.86 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi..... | 146 |

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAMI)

| <u>Sekil</u> | <u>Sayfa</u> |
|--------------|--|
| B.1 | Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 40 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı...147 |
| B.2 | Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 70 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı...147 |
| B.3 | Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 80 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı...148 |
| B.4 | Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 40 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı...148 |
| B.5 | Çevre sıcaklığı 10°C 'de %70 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı...149 |
| B.6 | Çevre sıcaklığı 10°C'de %80 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı...149 |
| B.7 | Çevre sıcaklığı 20°C'de % 40 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı...150 |
| B.8 | Çevre sıcaklığı 20°C'de % 70 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı...150 |
| B.9 | Çevre sıcaklığı 20°C'de % 80 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı...151 |
| B.10 | Çevre sıcaklığı 30°C'de % 40 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı...151 |
| B.11 | Çevre sıcaklığı 30°C'de % 70 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı...152 |
| B.12 | Çevre sıcaklığı 30°C'de % 80 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı...152 |
| B.13 | Çevre sıcaklığı 5°C'de % 40 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı....153 |
| B.14 | Çevre sıcaklığı 5°C'de % 70 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı....153 |
| B.15 | Çevre sıcaklığı 5°C'de % 80 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı....154 |
| B.16 | Çevre sıcaklığı 10°C'de % 40 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı...154 |
| B.17 | Çevre sıcaklığı 10°C'de % 70 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı...155 |
| B.18 | Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 80 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı...155 |
| B.19 | Çevre sıcaklığı 20°C'de % 40 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı...156 |
| B.20 | Çevre sıcaklığı 20°C'de % 70 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı...156 |
| B.21 | Çevre sıcaklığı 20°C'de % 80 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı...157 |
| B.22 | Çevre sıcaklığı 30°C'de % 40 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı...157 |
| B.23 | Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 70 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı...158 |
| B.24 | Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 80 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı...158 |
| B.25 | Çevre sıcaklığı 5°C'de % 40 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı.....159 |
| B.26 | Çevre sıcaklığı 5°C'de % 70 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı.....159 |
| B.27 | Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 80 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı...160 |

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAMI)

| <u>Sekil</u> | <u>Sayfa</u> |
|--------------|---|
| B.28 | Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 40 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı...160 |
| B.29 | Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 70 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı...161 |
| B.30 | Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 80 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı...161 |
| B.31 | Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 40 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı...162 |
| B.32 | Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 70 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı...162 |
| B.33 | Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 80 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı...163 |
| B.34 | Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 40 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı...163 |
| B.35 | Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 70 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı...164 |
| B.36 | Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 80 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı...164 |
| B.37 | Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 40 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı...165 |
| B.38 | Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 70 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı...165 |
| B.39 | Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 80 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı...166 |
| B.40 | Çevre sıcaklığı 10°C 'de %40 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı...166 |
| B.41 | Çevre sıcaklığı 10°C 'de %70 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı...167 |
| B.42 | Çevre sıcaklığı 10°C 'de %80 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı...167 |
| B.43 | Çevre sıcaklığı 20°C 'de %40 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı...168 |
| B.44 | Çevre sıcaklığı 20°C 'de %70 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı...168 |
| B.45 | Çevre sıcaklığı 20°C 'de %80 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı...169 |
| B.46 | Çevre sıcaklığı 30°C 'de %40 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı...169 |
| B.47 | Çevre sıcaklığı 30°C 'de %70 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı...170 |
| B.48 | Çevre sıcaklığı 30°C 'de %80 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı...170 |

ÇİZELGELER DİZİNİ

| <u>Çizelge</u> | <u>Sayfa</u> |
|---|--------------|
| 3.1 Hava Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Teknik Özellikleri..... | 27 |
| 3.2 Deneysel çalışmada seçilen çalışma koşulları..... | 31 |
| 3.3 Deneysel çalışmada kullanılan ekipmanlar..... | 31 |
| 3.4 %70 üzerindeki bağıl nemlilikte çevre koşullarında yükleme zamanı değişimi..... | 34 |
| 3.5 % 50'nin altındaki bağıl nemlilikte çevre koşullarında yükleme zamanı değişimi..... | 35 |
| 4.1 Program tarafından okunan veriler..... | 60 |
| 4.2 Hava kaynaklı ısı pompasının T = 5 C'de ve %80 bağıl nem koşullarında termodinamik özellikleri..... | 65 |
| 4.3 Hava kaynaklı ısı pompasının T = 10 C'de ve %80 bağıl nem koşullarında termodinamik özellikleri..... | 65 |
| 4.4 Hava kaynaklı ısı pompasının T = 20 C'de ve %80 bağıl nem koşullarında termodinamik özellikleri..... | 66 |
| 4.5 Hava kaynaklı ısı pompasının T = 30 C'de ve %80 bağıl nem koşullarında termodinamik özellikleri..... | 66 |
| 4.6 Kompresör için Eview yazılımı ile hesaplanan ve MATLAB yazılımı ile hesaplanan değerlerin karşılaştırılması..... | 83 |
| 4.7 Kondenser için Eview yazılımı ile hesaplanan ve MATLAB yazılımı ile hesaplanan değerlerin karşılaştırılması..... | 83 |
| 4.8 Evaporatör için Eview yazılımı ile hesaplanan ve MATLAB yazılımı ile hesaplanan değerlerin karşılaştırılması..... | 84 |
| 4.9 Kısılma vanası için Eview yazılımı ile hesaplanan ve MATLAB yazılımı ile hesaplanan değerlerin karşılaştırılması..... | 84 |

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

- η : enerji verimliliği
 η_{II} : ikinci yasa verimliliği
 η_{rev} : tersinir verimlilik
 Q : ısı, J
 W : iş, J
 σ : standart sapma
 \dot{m} : kütleli debi
 \dot{Q} : ısı aktarımı, kW
 \dot{W} : Güç, kW
 \dot{S} : entropi, kJ/K.s
 ψ : ekserji oranı, j/kg

Kısaltmalar

- COP: Performans katsayısı
PER: Birincil enerji ölçęi
EER: Enerji verimlilik oranı
HPSF: Sezonluk ısıtma performansı

Alt İndisler

- u: yararlı
j: indeks sayısı
hu: ısıtma kullanımı
cu: soğutma kullanımı
hp: ısıtma için harcanan

cp: soğutma için harcanan

cv: kontrol hacmi

1. GİRİŞ

1.1 Amaç

Bu bölümde tez çalışmasının hangi amaçla yapıldığı açıklanacak, ele alınan sistemle ilgili temel bilgiler, kullanım alanları, çeşitleri, verimliliklerinin değerlendirilme ölçütleri anlatılacak, sistemi iyileştirme sürecinde kullanılan analiz metotları ve yöntemleri ile ilgili temel bilgiler aktarılacaktır.

1.2 Tez Çalışması Amacı

'Isıtma ve soğutma' mühendislikte karşılaşılan en önemli uygulamalardır. Bu her iki uygulama için sayısız yöntem araştırılmış ve sayısız yöntem uygulamaya konulmuştur. Kullanılan farklı yöntemlerin bütününde amaç hep daha iyi, daha verimli sistemler elde edebilmek olmuştur.

Günümüzde temel amaçların yanına birde mevcut enerji kaynaklarındaki yetersizlikler eklenmiş ve çalışmaların boyut değiştirmesine neden olmuştur. Bu amaçla sistemler, alternatif enerji kaynaklarını da kapsayacak biçimde geliştirilmiştir. Bu alanda yaygın olarak kullanılan alternatif enerji kaynakları ise; rüzgar, güneş, jeotermal, toprak, hava ve su' dur. Geliştirilen bu sistemlerde ihtiyaca ve amaca bağlı olarak, ısı kaynak ve ısı kuyular değişmekte ve bu özellikleri ile konvansiyonel sistemlerden farklılık göstermektedirler. Günümüzde kullanımı artan bu sistemlerden birisi de ısı pompalarıdır. Özellikle gelişmiş ülkelerde daha önemle yaklaşılan enerji verimliliği konusunda, alınan kararlar ve teşvikler bu tip sistemlerin yaygınlaşmasında etkili olmuştur. 2007 yılında ısı pompası pazarı satışı 477 000 adede ulaşmıştır. Satışların çoğu bu tür cihazların kullanımının teşvik edildiği Japonya, Almanya, Fransa, İsveç gibi gelişmiş ülkelerde gerçekleşirken, Fransa'da kullanımı %30 oranında artış göstermiştir. Avrupa'da son 20 yılda senelik %13'lük bir büyüme gösteren ısı pompası kullanımı günümüzün önemli alternatif sistemlerinden birisidir (Bsria, 2009).

Belirtilen öneme sahip ısı pompalarından yaygın olarak kullanılanlardan birisi de hava kaynaklı ısı pompalarıdır. Havanın sahip olduğu enerji potansiyeli, onun mevcut sistemlerde ısıtma ve soğutma amacıyla kullanımını arttıran bir faktör olmuştur; ortam ısıtmasında, soğutmasında ya da kısaca iklimlendirmesinde, su ısıtmasında

kullanılmaktadır. Hava kaynaklı su ısıtıcıları belirtilen bu sistemlerden birisidir. Sistemin temeli ısı pompalarıdır ve havanın sahip olduğu enerji potansiyelinden yararlanarak su ısıtılmaktadır. Her sistemde olduğu gibi bu sistemin de düşük ortam sıcaklıklarında verim azalması, kullanılan akışkanların çevresel etkileri gibi dezavantajları ve geliştirilmesi gereken özellikleri söz konusudur.

Sistemin zayıf olarak kabul edilecek bu verim kaybı komponentlerin ayrı ayrı ya da sistemin bütünü ele alındığı araştırmalarla geliştirilmeye çalışılmaktadır. Ancak kullanımı iklimlendirme cihazları kadar yaygın olmadığından belirtilen handikapları aşmada günümüze kadar gerekli mesafe kat edilememiştir.

Tez çalışmasında üretimi yapılan hava kaynaklı bir su ısıtıcısının daha etkin, daha verimli kullanılabilmesinin yolları araştırılmıştır. Çalışmada sistemin öncelik verilmesi gereken noktaların belirlenmesi amacıyla dört temel komponentinin performans özellikleri ekserji analizi yapılmak suretiyle incelenmiştir. Belirtilen analiz, sistemin ısı kaynağı olan havanın farklı iklim koşullarında sahip olacağı özeliğinde değişeceği ve bunun da sistemin etkinliği üzerinde mutlak bir tesiri olduğu göz önüne alınarak farklı iklim koşulları altında incelenmiştir. Benzer sistemler üzerinde dikkate alınan bu husus su ısıtıcıları çalışmalarında daha önce dikkate alınmamış olması performans ölçümünde bir eksiklik olarak görülmüş ve çalışmanın temel değerlendirme koşulu olarak ortaya çıkmıştır. İstenilen koşullar klimatik oda kullanımı ile simüle edilmiştir.

Yapılacak bu çalışmalar ışığında sistemin performansına çevresel etkilerin hangi oranda olduğu ve performans düşüşünde hangi komponentin etkin olduğu belirlenecektir. Sistemin performansının arttırabilmesi amacıyla belirlenen koşullarda verim kaybında etkin olan komponentin iyileştirme yolları araştırılacak, öneriler geliştirilmiş ve uygulanmıştır.

Çalışmada, ilk bölümde soğutma sistemleri ve ısı pompaları hakkında bilgi verilmiş, ikinci bölümde ısı pompaları, soğutma sistemlerinin performans analizi, ekserji analizleri ve bu sistemlerde kullanılan frost-defrost işlemleri ile ilgili yapılan çalışmalar aktarılmış, üçüncü bölümde deneysel çalışma da nelerin dikkate alındığı, nasıl yapıldığı ve neler elde edildiği aktarılmış, dördüncü bölümde deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlara bağlı olarak sistemin ekserji analizi yapılmış, beşinci bölümde elde edilen sonuçlara göre sistem üzerinde yapılacak değişiklikler aktarılmış, son bölümde ise elde edilen sonuçlar özetlenmiştir.

1.3 Soğutma Çevrimleri

Isı geçişi her zaman azalan sıcaklık yönünde gerçekleşir. Bu yöndeki ısı geçişi doğada kendiliğinden gerçekleşmektedir. Ancak amaç çevre sıcaklığından daha düşük bölgeler oluşturmak ise bu kendiliğinden olamaz bu bir makine aracılığıyla gerçekleşebilir. Soğutma, katı, sıvı ya da gaz gibi maddelerden ısının çekilmesi işlemidir. Isının maddeden çekilmesi maddenin sıcaklığını azaltır (Çengel, 2002; Moran ve Shapiro, 2006).

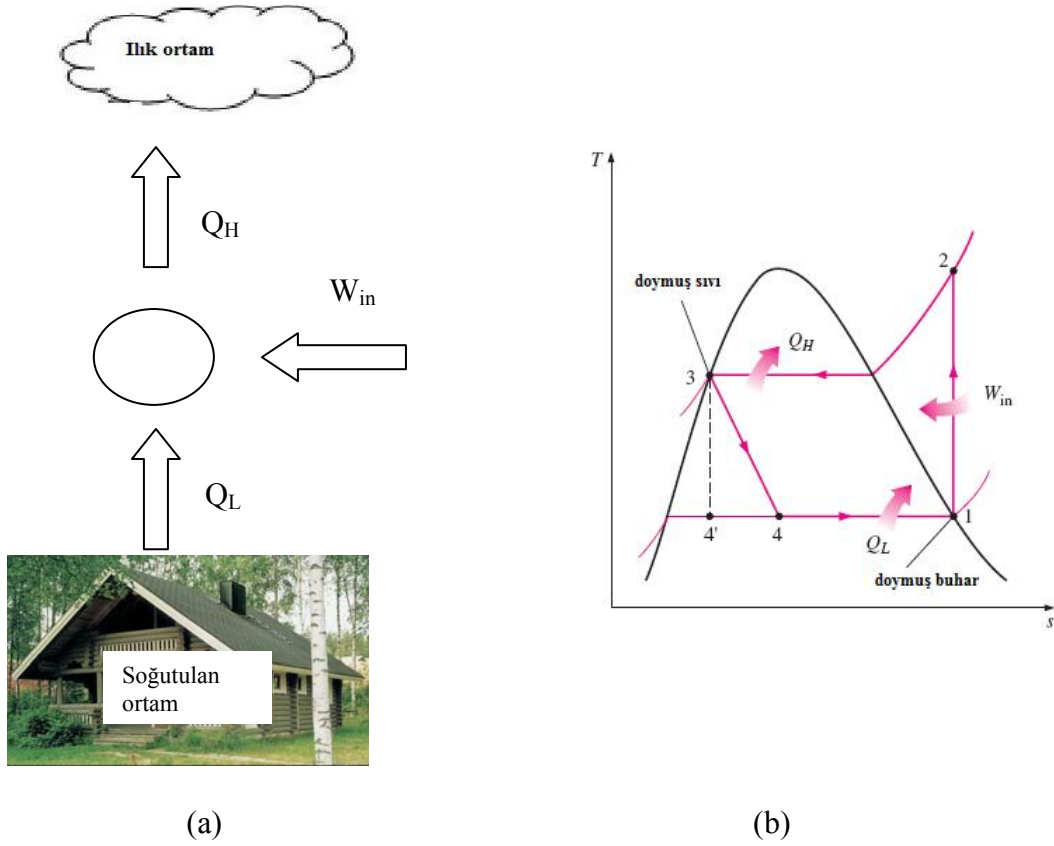
Soğutma işleminin geçmişi 2. yüzyılda Mısırlılara kadar uzanmaktadır. O dönemde yapılan işlem su çömlüklerini suyun buharlaşma etkisiyle soğutulmasıydı. Soğutmanın mekanik olarak gerçekleştirilmesi işlemi de gene suyun buharlaşmasına bağlı soğutma etkisine dayanmaktadır. 1755’de William Cullen buz yapımında düşük sıcaklıkları elde edebildi. Bunu suyun basıncını kapalı bir kaptaki düşürerek gerçekleştirdi. Cullen’den sonra birçok mühendis ve bilim adamı soğutma işleminin temel prensiplerini belirlemek ve ortaya koyabilmek için çalıştı. 1834 yılında Jacob Perkins kompresör, kondenser, evaporatör ve valf bulunan buhar sıkıştırımlı bir makine geliştirdi. Sistemde soğutma işlemi, akışkan olarak kullanılan damıtılmış bir çeşit hint kauçuğunun düşük basınçta buharlaştırılması ile elde edildi. 1850–1880 yılları arasında pek çok deneme yapıldı ve bu denemelerde oluşturulan sistemler kullanılan farklı akışkan tiplerine göre adlandırıldı. 1862 yılında Avrupa da Dr. Alexaner C. Kirk kapalı çevrimli bir soğutma makinesi geliştirirken, 1870’de Amerika da Franz Windhausen kapalı çevrimli makine geliştirdi. 1860’da Fransız mühendis Ferdinand Edmund Care, kısıtlı ölçüde buz üreten amonyak absorpsiyonlu kesikli basit bir cihaz icat etti. Cihaz sınırlı kapasitesine rağmen az bir miktar suyu 5 dakika içinde soğutabiliyordu. 1878 yılında F. Windhausen tarafından daha büyük ölçekli bir absorpsiyonlu buz yapma makinası geliştirildi. 1874 yılında Almanya’da Carl Linde tarafından metil eter ünitesi tanıtıldı. Linde bu üniteyle sistemlerin termodinamik açıdan ne kadar verimli olabileceklerini gösteriş oldu. Bu sırada o aralar en yaygın akışkan olan amonyağın sıkıştırılması işlemi için kompresörler geliştirilmekteydi. 1860’da Tellier, 1872’de David Boyle bu yönde makinalar geliştirdiler. 1875’de ise Pictet, sülfürik asit kullanan bir kompresör geliştirdi. 1886’da ise Amerika da Lowe akışkan olarak karbon dioksit kullanan bir soğutucu üretti. Bu makine önemliydi çünkü gaz zararsızdı ve montajı daha güvenliydi ancak 1890’nın sonlarına kadar kullanılmadı. 1880 ve 1890 yıllarında

amonyak sıkıştırılmalı sistemler daha yaygın olarak kullanıldılar. 1890 yılında mekanik soğutma işlemi yiyecek soğutması işlemi için daha pratik ve daha ekonomik bir yol olarak kabul gördü. Soğutma sistemlerin gelişimi aşamasında Avrupalıların bir çok teorik bilgiyi ortaya koydukları görülürken, Amerikalılarında bu sistemlerle ilgili özgün uygulamalar ortaya koymak suretiyle sistemin geliştirilmesine katkıda buldukları görülmektedir. Sistem üzerindeki çalışmalar günümüzde de devam etmektedir (Dinçer 2003).

Günümüzde ise soğutma, doğal ve mekanik olmak üzere iki şekilde gerçekleştirilmektedir. Doğal yöntemde çok eski zamanlarda olduğu gibi buz soğutma amacıyla kullanılmaktadır. Bu yöntemde zorlanmış hava buz bloklarının arasından geçmektedir. Bu şekilde hava soğumuş olmaktadır. Mekanik yöntem birkaç şekilde gerçekleştirilmektedir. Bunlardan en eski olan yöntem düşük basınçtaki gazın ani olarak genişletilmesi işlemi ile sıcaklığın azaltılmasıdır. Bu işlemde düşük basınç ve sıcaklıkta ısı alabilen ve yüksek basınç ve sıcaklıkta ısı atabilen soğutucu akışkanlar kullanılır. Soğutucu akışkan, sıkıştırma, genişleme işlemleri ile soğutulacak maddeden ısıyı, ısıl kuyulara aktarır.

Soğutma sanayide ürünlerin soğutulması ve dondurulması, buharın yoğunlaştırılmasında, çevresel koşulların elde edilmesinde, soğuk depolamada yaygın olarak kullanılmaktadır.

Isı makinelerinin ters etkisini gerçekleştiren soğutma sistemlerinin temel amacı daha düşük seviyedeki sıcaklık ortamından ısıyı daha yüksek sıcaklıktaki ortama bu ısıyı aktarmaktır. Şekil 1.1'de soğutma makinesi olarak çalışan termodinamik sistem görülmektedir. Burada T_L soğutulan ortamın sıcaklığı, Q_L soğutulan ortamdan aktarılan ısı yani soğutma etkisi ya da soğutma yüküdür. T-s diyagramında da görüldüğü gibi sistem düşük sıcaklıktaki ortamdan ısı çekmekte ve kompresörde sisteme güç ilavesi ile akışkanı sıkıştırarak ılık ortama ısı aktarmaktadır.



Şekil 1.1 Soğutma makinesi (Çengel and Boles, 2002)

Öte yandan atılan ısı Q_H ve bu sıcaklık T_H sıcaklığında atılmaktadır. Soğutma, ortam soğutmasından yiyecek soğutmasına kadar pek çok alanda kullanılan önemli bir ısıl süreçtir. Bu sistemlerde soğutucu akışkan ısıyı aktarmak için kullanılır. İlk olarak ısıl kaynaktan daha düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan ısıyı alır ve işlem süresince ısıl kuyudan daha yüksek sıcaklığa ulaşır ve ısıyı atar.

Yaygın olarak kullanılan olan temel soğutma sistemleri ise aşağıda belirtilmiştir (Dinçer, 2003; Langley, 2002);

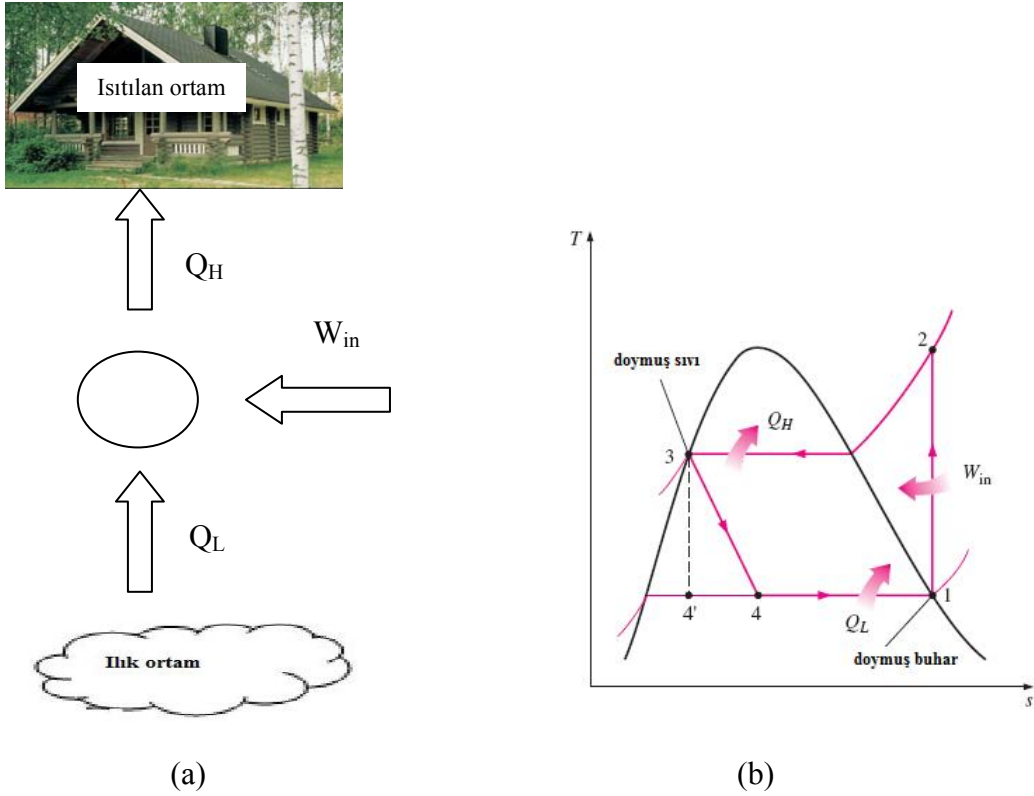
- Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi
- Absorbsiyonlu soğutma sistemi
- Hava standart soğutma sistemi
- Termoelektrik soğutma sistemi
- Termoakustik soğutma sistemi

1.4 Isı Pompaları

Isı makinesinin ters işlemi olarak ısı pompası kullanımı ilk olarak Lord Kelvin tarafından ortaya atılmış ancak 20. yüzyılda yaygın olarak kullanılacak makineler ortaya çıkmıştır. Yanmasız olmaları sebebiyle karbon monoksit gibi kapalı ortamları kirletici etkileri yoktur. Isı pompaları, merkezi ısıtma amaçlı kullanılabildikleri gibi merkezi iklimlendirme amaçlı da kullanılabilirler.

Düşük sıcaklıktaki ortamdan ısı alıp yüksek sıcaklıktaki ortama ısı veren aygıtlara ısı pompası denmesi yaygın bir kullanımdır. Eğer amaç daha düşük sıcaklıktaki ortamı soğutmak ise aygıt soğutma sistemi olarak adlandırılmaktadır. Her iki sistemde de amaçlanan 'ısının düşük sıcaklıktaki ortamdan uzaklaştırılması ve yüksek sıcaklığa bırakılması'. Günümüzde kullanılan ısı pompaları buhar sıkıştırımlı çevrime göre çalışmaktadırlar. Buna bağlı olarak ısı pompalarının soğutma sistemlerine benzer bir sisteme sahip oldukları ve benzer komponentler kullandıkları: *kompresör, kondensör, evaporatör, genişleme aygıtı*, söylenebilir. Soğutma sistemi ve ısı pompası arasındaki fark temel olarak şu şekilde belirtilebilir; soğutma sistemi ısıyı düşük sıcaklıkta ki ortamdan çevreye aktararak ortamı soğuk tutarken, ısı pompaları düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan (hava, su toprak vs.) daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama (hava, su toprak vs.) ısıyı aktararak ortamı ısıtmayı amaçlamaktadır (Şekil 1.2).

Günümüzde ısı pompaları iklimlendirmede, soğutma da ve ısıtmada, sıcak su üretiminde ve geri besleme suyunun ön ısıtılma işleminde yaygın olarak kullanılmaktadır. Isı pompalarının basit teknolojileri standart sistemleri daha düşük maliyete kurulmasına olanak sağlamaktadır. Isı pompaları için yaygın olarak kullanılan ısı kaynağı havadır ayrıca suda kullanılmaktadır. Son zamanlarda ısıtma ve soğutma uygulamalarında ısı kaynağı olarak toprak kullanımı da artan bir ilgiye sahiptir. Bu noktada daha düşük sıcaklığa sahip kaynakların kullanımı ile daha yüksek ekserjitik verim elde edildiği belirtilmelidir.



Şekil 1.2 Isı Pompası (Çengel and Boles, 2002)

Isı pompaları prensipleri ve amaçları itibari ile klimalara (iklimlendirme cihazlarına) çok benzemektedirler. Her ikisi de ısıtma ve soğutma işlemi gerçekleştirirler.

Isının aktarılması pek çok termodinamik çevrimle gerçekleştirilebilir: Stirling Viullemier çevrimleri, tek fazlı çevrimler (hava, CO₂), katı buhar sorbsiyon sistemi, hibrid sistemler (buhar sıkıştırılmalı ve absorbsiyonlu sistemler), termoelektrik ve akustik sistemler.

Düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan yüksek sıcaklıktaki bir kaynağa ısı aktarabilmeleri için ısı pompaları dışarıdan güce ihtiyaçları vardır. Bu bağlamda ilave ısı ile çalışan sistemlere bivalent, sadece elektrik direnci ile çalışan ya da ayrıca yedek ısıya ihtiyaç duymayan sistemlere monovalent adı verilmektedir.

1.4.1 Isı Pompası Tipleri

Isı pompaları genel olarak ısı kaynak ve ısı kuyu tiplerine bağı olarak sınıflandırılmaktadırlar(Dinçer, 2003; Langley, 2002).

1.4.1.1 Su-su

Bu tip sistemlerde dış ortam ısı değıştirgeci ve iç ortam ısı değıştirgeci su içindedir. İki tip su ısı kaynak olarak kullanılmaktadır, birisi yer altı su kaynağı diğeri de yüzey sularıdır. Yer altı su kaynaklarının kullanımı, sunduğı sınırsız enerji olanağı ile avantaj oluşturup, sahip olduğı düşük sıcaklıklarda dahi büyük bir ısı potansiyel sunarken, ulaşılması ve kontrolünün zorluğu engel teşkil etmektedir. 10°C'deki yer altı suyu yaklaşık 10 metrelik bir derinlikte temin edilebilir ki bu ısı kaynakla çalışan sistemlerin ortalama COP değerleri 3'dür. Yer altı suları genelde 80m derinliklerde elde edilebilirken bu noktalarda sıcaklık 5°C ile 18°C aralığında değişmektedir. Bu derinliklerde daha yüksek sıcaklığa ulaşma imkânı ile birlikte o noktalardaki çözünmüş maddelerin korozif etkileri de daha yüksektir. Bu tür sistemlerde sondaj ve bakım maliyetleri oldukça yüksektir. Diğeri ısı kaynak olan yüzey suları: atık su, göl, nehir ve su kuleleridir. Bu sistemlerde ise sondaj maliyeti olmamakla birlikte sıcaklıklar 0°C ve altına düşmektedir. Daha derinlerde kullanılan ısı değıştirgeçlerin ise hem yatırım hem de bakım maliyetleri yüksektir.

1.4.1.2 Su-hava

Bu sistemlerde ısı kaynak olan su, dış ortam ısı değıştirgeci olarak kullanılırken ve hava iç ortam değıştirgecinde kullanılmaktadır. Sistemin ısı kaynak olarak kullandığı suyun avantaj ve dezavantajları su-su sistemleri ile aynıdır. Belirtilen sistemlerden tek farkı ısıtılan ortamın hava olmasıdır. Bu sistemlerde hava ise direk genişleme değıştirgecinden geçer; soğur ve nemi alınır. Su-su sistemi kadar verimli değildir çünkü hava su da olduğı gibi değıştirgeciyle iyi temas edemez.

1.4.1.3 Toprak-Hava

Bu sistemlerde dış ortam ısı değıştirgeci yeraltına gömülü, iç ortam ısı değıştirgecinde ise hava kullanılır. Isıl kaynak olarak toprak kullanılmaktadır. Yıl

içerisinde sıcaklık değeri yüksek ve hemen hemen sabit olması iyi bir ısı kaynak olarak kullanılabileceğini gösterirken, kurulumu aşamasında ısı değiştirgeç olarak kullanılan boruların yerleştirilmesi sorun teşkil etmektedir. Bu boruların yerleşimi iki şekilde olabilmektedir: yatay yerleşim ve düşey yerleşim. Yatay yerleşimde boruların geniş bir alana ihtiyaç duyarken, düşey yerleşimde ise derin sondajlar gerektirmektedir. Her iki yerleşimde de yatırım maliyeti haricinde sistemin bakım maliyetleri de yüksektir.

1.4.1.4 Hava-hava

Hava-hava tipli ısı pompalarının her iki ısı değiştirgecinde de hava kullanılır. Isıl kaynak olarak da ısı kuyu olarak da hava kullanılmaktadır.

Hava, her yerde bulunabilmesi, her ortamda kullanılabilmesi, ısı kaynak olarak sonsuz bir potansiyele sahip olması, kullanılan ekipmanların büyüklüğünün makul ölçülerde olması ve bakım giderleri düşük olması gibi avantajlarla en popüler sistemlerdir. Bunun yanında 5°C ve altındaki çalışma koşullarında sistemin kapasite kullanımında azalma görülmektedir. Düşük sıcaklık ve yüksek nem koşullarında görülen bu azalma dış ısı değiştirgeç biriminde görülen karlanmadan kaynaklanmaktadır. Bunun önlenmesi sistem performansındaki artış açısından gereklidir. Bu tür durumlarda ayrıca sistemin ilave bir ısıya ihtiyacı söz konusudur bu eksiklik ya mevcut bir kazanla ya da elektrikli ısıtıcılarla takviye edilir. Bu amaçla bu tür sistemlerde defrost işlemi uygulanmaktadır.

1.4.2 Isı pompası verimi

Isıl sistemlerin analizlerinde en çok incelenen konuların başında verimlilik gelmektedir. Daha az çaba ile daha fazla sonuç elde etme gayreti olarak da özetlenebilecek bu konu mühendislik çalışmalarının temelini oluşturmaktadır. Üretilen ya da geliştirilen sistemlerin bütününde öncelik daha etkin bir sistem oluşturmaktır. Günümüzde bu konunun incelenmesi sürecinde farklı bakış açlarına bağlı farklı değerlendirme ölçütleri doğmuştur. Bunların bir kısmı inceleme sürecine katkı sağlarken bir kısmı da mevcut değerlendirme ölçütleri ile olan farklılıkları ile anlam karmaşasına neden olmuşlardır.

Lior çalışmasında (Lior ve Zhang, 2007) bu nokta üzerinde durmuş ısı sistemler için performans katsayısı, verimlilik gibi performans değerlendirme ölçütlerinin, tam

olarak anlaşılardan kullanıldığını belirtmiştir. Bunun sebebini çalışmasında bir sistemde aynı anda iş, soğutma ve ısıtma gibi birden fazla enerji etkileşimin olduğu durumların bulunması olarak belirtmiştir. Bunların yanında, ikinci yasa ve ekserji verimlerinin tam olarak anlaşılmasının da bu durumda payı olduğuna değinmiştir. Çalışmasında enerji, ekserji ve ikinci yasa performans ölçütlerini açıklığa kavuşturmaya çalışmış ve bunun bu konu ile ilgilenen araştırmacılar arasında belirli bir standart oluşturmasını amaçlamıştır.

Çalışmasında enerji, ekserji ve ikinci yasa verimliliklerinin esaslarını şu şekilde tanımlamıştır:

Enerji verimliliği; Belirli iki hal arasındaki değişimde, enerji korunumu dikkate alarak, ısıtma, soğutma ve iş gibi enerji ihtiyaçlarının sistem girdilerine oranı olarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\eta_{lu} = \frac{\sum_j |W_{u,j}| - \sum_j |W_{p,j}| + \sum_j |Q_{hu,j}| + \sum |Q_{cu,j}|}{\sum_j |Q_{hp,j}| + \sum |Q_{cp,j}|} \quad (1.1)$$

Burada ‘u’ kullanılan parametreyi ya da hedeflenen enerjiyi temsil ederken, ‘p’ ise bunlar için harcanan enerjiyi temsil etmektedir.

Ekserji verimliliği; 1 ve 2 gibi iki hali arasındaki ekserji verimliliği çalışmada aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\varepsilon_t = \frac{[\text{sistemin 1 halindeki ekserjisi}] + [\text{Butun ekserji cikislari}]}{[\text{sistemin 2 halindeki ekserjisi}] + [\text{Butun ekserji girisleri}]} \quad (1.2)$$

Bu denklemin sistem çıktılarında herhangi birine odaklanılmadığı durumda genel verimliliğini temsil edeceğini belirtmiştir.

İkinci yasa verimliliği; sistemlerin birinci yasa verimlerinin aynı termodinamik koşullar arasında çalışan tersinir çevrimlerin verimine oranı olarak tanımlanmış ve çalışmada aşağıdaki gibi belirtilmiştir.

$$\eta_{II} = \frac{\eta}{\eta_{rev}} \quad (1.3)$$

Belirtilen bu genel verimlilik ifadelerinin yanında ısı pompalarının ısı analizlerinde kullanılan verimlilik ifadeleri aşağıdaki bölümlerde detaylı olarak tanımlanmıştır.

Isı pompası etkinliğini tanımlamak için günümüzde farklı kriterler kullanılmaktadır. Isı pompası performansı genellikle atılan ısının, tükettiği enerjiye oranı olarak tanımlanmaktadır (Dinçer, 2003);.

Performans Katsayısı (coefficient of performance- COP): En çok kullanılan verim ölçөгüdür. COP ısıtılmak istenen ortama atılan ısının tüketilen elektrik enerjisine oranıdır. Hava kaynaklı ısı pompalarının COP' u genellikle 2-4 arasındadır, su yada toprak kaynaklıların ki ise 3-5 aralığındadır.

$$COP = \frac{\text{Isıtılma istenen ortama aktarılan ısı}}{\text{Harcanan Enerji miktarı}} \quad (1.4)$$

Birincil Enerji Ölçeği (Primary Energy Ratio- PER) : Isı pompaları elektrik yada başka bir enerji kaynağı ile çalışabilirler. Farklı kaynak kullanan ısı pompalarının karşılaştırılabilmesini sağlayan verim ifadesi PER dir.

$$PER = \eta \cdot COP \quad (1.5)$$

Burada η , birincil enerji girdisi için sağlanan yararlı ısıyı göstermektedir

Enerji verimlilik oranı (Energy Efficiency Ratio- EER): Isı pompasının soğutma çevriminde verimini göstermek amacıyla kullanılan bir verim ifadesidir. Sistemin enerji verimlilik oranı soğutma miktarı ve tükettiği enerji oranları aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$EER = \frac{\text{Soğutma Kapasitesi}}{\text{Harcanan Enerji}} \quad (1.6)$$

Isıtma sezonu performans faktörü (Heating season performance Factor- HSPF): Isı pompalarının verimleri iklim koşullarına göre değişebilmektedir. Özellikle hava kaynaklı ısı pompalarında sezonluk hesaplama yöntemi gereklidir. İhtiyaç duyulan ilave ısıya dayanan hesaplama yöntemidir. Bütün ısı sistemlerinin ortalama COP'u olarak düşünülebilir.

$$HSPF = \frac{\text{Toplam sezonluk atılan ısı}}{\text{Toplam elektrik enerji girdisi}} \quad (1.7)$$

1.4.3 Isı Pompasının çalışma prensibi

Hava sıcaklığı ne olursa olsun ısı pompası sistemleri için önemli bir ısı kaynağıdır. Hava, sıcaklığı düşük de olsa büyük miktarlarda ısı ihtiva etmektedir. Bütün maddelerde mutlak sıcaklık yani 0 K' e kadar ısı mevcuttur. Sadece maddeler 30 K de 60 K dekinden daha az ısıya sahiptir. Bu ısı, ısı pompasının dış ortamdaki değiştirgecinde buharlaşan soğutucu akışkan ile havadan çekilir. Değiştirgeç dış ortam sıcaklığından daha düşük bir sıcaklıkta çalışır böylece havadan soğutucu akışkana ısı geçişi olur. 'Isı pompası' ismi yaptığı işlemleri açıklayan bir isimdir.

Isıtma işlemi sırasında ısı, dış ortamdaki ısı değiştirici aracılığıyla alınır. Soğutucu akışkan, düşük sıcaklıktaki ve düşük basınçtaki halden, buhar haline gezer; kompresörde yüksek basınç ve sıcaklıkta buhar haline dönüşür ve iç ortam değiştirgecinde yükünü bırakır. Isı dış ortamdaki alınır ve kompresörün ilave gücü ile birlikte iç ortam değiştirgecinde bırakılır. Değiştirgeçten geçen hava bu ısıyı alır ve sıcaklığı yükselir.

1.5 Ekserji analizi

Günümüzde artan enerji ihtiyacı ve azalan enerji kaynakları, araştırmaları alternatif enerji kaynaklarının bulunması ya da mevcut sistemlerin daha verimli hale getirilmesi üzerine yoğunlaştırmıştır. Termodinamiğin 1. yasası enerjinin korunumu ile ilgili yol göstermekte ve enerjinin niceliğini tarif etmektedir. Buna karşın ikinci yasa enerjinin niteliğinden bahsetmekte sadece niceliğin önemli olmadığını vurgulamaktadır.

Sistemlerin sürtünmelere, ısı geçişlerine vs. bağlı kayıplarının belirtilen niceliğe olan etkilerini göstermektedir. Isıl sistemlerin analizinde ki bir sonraki adım ise birinci ve ikinci yasaya bağlı olarak elde edilen ve sistemlerden en fazla ne kadar yararlanabileceğinin göstergesi olan ekserji ya da kullanılabilirlik kavramıdır. Takip eden bölümlerde ekserji ifadesinin temel kavramları açıklanacaktır (engel, 2002; Moran, 200).

Ekserji i potansiyeli olarak tanımlanmakta ve kullanılabilir i olarak da belirtilmektedir. Belirli bir halde bulunan bir sistemden elde edilebilecek maksimum yararlı itir. Ekserji, termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına dayanan bir kavramdır. Bilindiği üzere birinci yasa enerjinin niceliği ile ilgilidir, ikinci yasa ise enerjinin niteliği ile ilgilidir. Sistemin ekserjisi belirlenmeye çalışılırken sistemin sahip olabileceği enerji miktarı birinci yasa ile belirlenirken, ikinci yasa ile sistemin maruz kaldığı tersinmezlikler ya da yıkımlar göz önüne alınmakta ve yararlanılabilecek en fazla i hesaplanabilmektedir. Bu durum özellikle yeni enerji kaynaklarının arandığı ve kullanıma sokulduğu günümüzde ayrı bir öneme sahiptir. Bulunan ya da kullanılması düşünülen enerji kaynağının ne kadar yararlı olabileceğinin ölçüsü bu tür analizler olmaktadır.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Bu bölümde 1.4 bölümünde tanımlanmış olan ısı pompası ve çeşitleri üzerine yapılmış olan performans analizi, ekserji analizi çalışmaları taranıp; performans analizi ve ekserji analizi başlıkları altında özetlenmiştir. Bunun yanında tez çalışmasında sistemde yapılması düşülen iyileştirme işlemi olan ‘defrost işlemi’ üzerine yapılan çalışmalar da bu bölümde aktarılmıştır.

2.1 Soğutma çevrimi- ısı pompası performans analizi ile ilgili yapılmış çalışmalar

Xu vd.(1999), çalışmalarında vuruş tüplü soğutucularda 4 He un kullanıldığını ancak bunun 2K’in altındaki sıcaklıklara ulaşmada bir engel olduğunu belirtmişler ve yaptıkları teorik analizde 3He kullanarak sıcaklık limitinin 2K nin altında olabileceğini göstermişlerdir. Ayrıca 4K vuruş tüplü soğutucunun veriminin önemli ölçüde geliştiğini belirtmişlerdir. 3 fazlı bir soğutucu inşa etmişler ve basınç dağılımını sağlayabilmek için 4kW girişli bir kompresör kullanmışlardır. 3He ile 4 He ile ulaşılan ortalama sıcaklığın altına inilerek 1.78 K değeri elde edildiği belirtilmiştir.

Diğer bir çalışmada Razani vd. (2007), vuruş tüplü soğutucu boyunca ekserji akışına dayanan termodinamik model geliştirmişlerdir. Soğutucudaki kayıpları gösteren bir ekserjetik verim parametresi önermişler bu parametrenin yaklaşık olarak soğutma yükü sıcaklığı ile soğutma yükü kapasitesinin lineer değişimini gösterdiğini belirtmişlerdir. Ayrıca genel faz değiştirici ve onların sistem performansı üzerindeki etkilerini gösteren kontrol parametrelerinin etkileri tartışılmıştır. Analitik çözümlerin PTR’lerin tasarımında etkili olan temel sistem parametrelerini gösteren yük eğrisi, soğutma gücü ve verim gibi parametrelerin geliştirdiği belirtilmiştir. Bunun yanında analitik modelin sistemlerin geliştirilmesine uygun olduğu gösterilmiştir. Soğutma kapasitesi ve verimlilik için termodinamik bağlar elde edilmiştir.

Vidala vd. (2006), ise çalışmalarında Goswani tarafından geliştirilen kombine çevrimi geliştirmek için ekserji analiz metodunu kullanmışlardır. Bu kombine çevrim

hem güç hem de soğutma etkisini sadece bir ısı kaynağı ve amonyak su karışımından oluşan aracı akışkanı kullanarak aynı anda oluşturmaktadır. Çevrimin simülasyonu ASPEN işlem simülatörü tarafından geliştirilmiştir. Ayrıca çalışmada Redlich-Kwong-Soave denklemi termodinamik özelliklerin hesaplanması için kullanıldığı belirtilmiştir. Çalışmada her bir ekipmanın tersinmezliğinin etkisi görülmeye çalışılmıştır.

Selvaraju ve Mani (2004), çalışmalarında buhar atmalı soğutma sistemimin performansını incelemişler ve choking mode da daha iyi bir performans gösterdiğini belirtmişlerdir. Mevcut bir boyutlu ejektör teorisine uygun olarak bilgisayar kodu geliştirmişler ve sistem performansını çalışmışlardır. Çalışma koşulları değiştiğinde sistemin kritik performans parametresinin değişik kritik değerlere göre değiştiğini belirtmişlerdir. Çalışmalarında ejektörün iç tersinmezliğini soğutucu akışkanın özgül ısısındaki değişimin ve karışma odasındaki sürtünmelerin hesaba katılarak göz önüne alındığı belirtilmiştir. Simülasyon ile elde edilen sonuçların literatürde bulunan deneysel verilerle karşılaştırılarak kontrolü yapıldığı da ayrıca belirtilmiştir. Bunların yanında ayrıca çevre dostu farklı akışkanlarda ele alınmış ve o akışkanların performans sonuçları da çalışmada kıyaslanmıştır. Çalışmaların da sıkıştırma oranının verime olan etkisi de araştırılmış ve artan sıkıştırma oranı ile verimin azaldığı gözlenmiştir.

Bir diğer çalışmada Sun vd. (2008) soğutucu performansı üzerinde ekipman parametrelerinin etkilerini inceleyebilmek için serbest pistonlu Stirling soğutucusu inşa etmişler ve bu soğutucunun performansını tereyağı üzerinde araştırmışlardır. Özellikle iki etki ele alınmıştır bunlar ısı rejenerasyonunu içeren yer değiştirici ve soğutucu akışkanın hacmidir. Çalışmalar daha büyük yer değiştirici kullanıldığında soğutucu da daha düşük sıcaklıkların elde edildiğini göstermiştir. Bunun yanında ele alınan bir diğer parametre olan soğutucu akışkan hacmi yada sıkıştırma oranında ki artış da soğutma etkisini arttırdığı gözlenmiştir.

Chena vd. çalışmalarında (2002) karşılaştırılmak üzere tek mertebeli ve iki mertebeli yarı iletken termoelektrik soğutma sistemlerinin çevrim modellerini geliştirmişlerdir. Performans katsayısı, soğutma oranı ve güç girdisi gibi üç performans parameteresini ele almışlar ve iki mertebeli termoelektrik soğutma sistemini detaylı

olarak incelemiştir. Maksimum COP ve soğutma oranı hesaplanmış termoelektrik aygıtın iç yapı parametreleri optimize edilmiştir. Elde edilen sonuçlar tek mertebeli sistemle mukayese edilmiştir. Çalışmanın sonunda iki mertebeli sistemin ısı kaynakları arası sıcaklık oranı küçük olduğunda daha yüksek performans değerlerine ulaştığı gözlenmiştir, ancak soğutma oranının tek mertebeli sistemden daha düşük olduğu belirlenmiştir.

Tu vd. (2006), çalışmalarında sonlu zaman termodinamiği kullanarak değişken sıcaklıklı ısı kaynakları olan tersinmez hava soğutma çevrimi modelinin performans analizini ve optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Soğutma yükünü ve performansının en yüksek değerini elde edebilmek için sırasıyla soğutucu akışkan ve ısı depolar arasında termal kapasite oranı ve toplam ısı değiştirgeci arasındaki uyum, en iyilenmiştir. Basınç oranının, kompresör ve genişleme veriminin, soğutucu akışkanın termal kapasite oranının, ısı depoların termal kapasite oranlarının çevrim performansı üzerindeki etkileri çalışmada nümerik örneklerle gösterilmiştir. Elde edilen sonuçların soğutucu tasarımda yol göstereceği araştırmacılar tarafından ayrıca belirtilmiştir.

Choi vd. (2007), telekomünikasyon aygıtlarının güç yoğunluğu ve termal yoğunluk çalışmalarının arttığını belirtmişlerdir. Daha yüksek performans ve işlemlerin geçerliliği için PCB (Printed circuit board) lerin yüzey sıcaklıklarının optimum kontrollerinin çok önemli olduğunu vurgulamışlardır. Çalışmalarında ekipmanların soğutma karakteristiklerini ısı yoğunluğunun fonksiyonu olarak ölçmüşlerdir. İlave olarak telekomünikasyon ekipman odaları için kullanılan orijinal bir hibrit soğutma sisteminin performansı çeşitli çalışma koşulları için ölçülmüştür. Hibrit soğutma sistemi yüksek dış ortam sıcaklıklarında buhar sıkıştırımlı soğutma modelinde çalışmış ancak düşük dış ortam sıcaklıklarında ikincil akışkan soğutma modelinde çalıştırılmıştır. Hibrit soğutma sisteminin düşük dış ortam sıcaklıklarında geleneksel buhar sıkıştırımlıdan daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır.

Diğer bir çalışmada Han vd. (2007), R32/R125/R161 ' in non-azeotropic karışımını R407c'ye alternatif olarak kullanmışlardır. Oluşturdukları karışımın R407c ile fiziksel olarak benzerlikler gösterdiğini ve çevre dostu olduğunu, ozona zarar

vermediğini ve küresel ısınma potansiyeli olmadığını belirtmişlerdir. Çalışmada ilk olarak R32/R125/R161 ve R407c'yi teorik çevrim performanslarını hesaplamışlar ve analiz etmişlerdir. Teorik çalışmalar ışığında buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminde deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Farklı çalışma koşullarında gerçekleştirilen deneyler ışığında bu yeni akışkanın güç tüketimi ve basınç oranının daha düşük olduğu ve soğutma kapasitesi ve performans katsayısının R 407c'den daha iyi olduğu gözlenmiştir.

Zhoua vd. (2004) rejenerasyonlu hava soğutma çevriminin optimizasyonu ve analizini çeşitli sıcaklıklardaki ısı kaynaklarla soğutma yükü yoğunluğuna göre gerçekleştirmişlerdir. Rejenerasyonlu hava soğutucusunu tanıtmışlar ve soğutma yükü yoğunluğu ve basınç oranı ve soğutma yükü ve basınç oranı arasındaki analitik ilişkiyi türetmişlerdir. Analizlerde ele alınan tersinmezlikler sıcak ve soğuk ısı değiştirgeçlerinde ve rejeneratördeki ısı transferlerini, izotropik olmayan sıkıştırma ve genişleme işlemindeki kayıpları ve basınç düşüş kayıplarını içermektedir. çevrim performansı detaylı nümerik analizler ile maksimum soğutma yükü yoğunluğu ve maksimum soğutma yükü şartlarına göre kıyaslanmıştır. Çevrimin en iyi performans karakteristikleri kompresörün basınç oranının optimizasyonu, ısı değiştirgecinin sıcak ve soğuk taraflarının ısı dağılımının araştırılması ile elde edilebilir. Soğutma yükü yoğunluğunda ısı depolar ve aracı akışkan arasına karşılık gelen ısı kapasitesi etkisi analiz edilmiştir. Sıcak ve soğuk taraflı ısı değiştirgeçleri gibi rejeneratörlerin etkinliğinin etkisi, türbin ve kompresör etkinliği, basınç geri dönüşüm katsayısı ve ısı depoların sıcaklık oranının soğutma yükü yoğunluğu ve COP üzerindeki etkileri incelenmiş ve nümerik örneklerle gösterilmiştir.

Wua vd. (2006), ele aldıkları sistemin gerçekliğini, düşük sıcaklıktan çevre sıcaklığına kadar hareket eden genişleme pistonu ile geliştiren soğutucunun, soğuk ucu ile genişleme pistonunun arasına yerleştirilmiş termal tamponla oluşturdukları özel bir konfigürasyonu tanıtmışlardır. Bu sisteme ilave olarak içinde soğutucu gazı kompresörden ayrı tutmak için kullanılan elastik yağlanmış çift pistonlu kompresör, soğutucuyu tahrik etmek için modifiye edilmiştir. Deneysel çalışmalar He kullanılarak

gerçekleştirilmiştir ve soğutma gücünün akustik güce oranı olarak tanımlanan COP 0.64 olarak tespit edilmiştir.

Xiaa vd. (2006) paramanyetik malzemeleri aracı akışkan olarak kullanan tersinmez Ericsson soğutucu çevrimini ele almışlardır. Çalışmalarında sonlu oran ısı transferi, rejeneratif kayıpları, ısı sızıntılarını, rejeneratörün verimini ve tersinmezlikleri hesaba katan çoklu tersinmezlikleri göz önüne almışlardır. Aracı akışkan olarak kullanılan paramanyetik malzemelerin özelliklerine bağlı olarak optimal kontrol teorisine göre soğutma yükü, performans katsayısı ve güç ifadeleri matematiksel olarak türetilmiştir. Nümerik yaklaşıma göre ısı sızıntılarının etkileri, iç tersinmezlikler, rejeneratörün verimi, manyetik alanların çevrim performansı üzerindeki etkileri detaylı olarak çalışmada tartışılmıştır. Maksimum soğutma yükü ve buna karşılık gelen performans ifadesi gibi bazı önemli performans bağlantıları incelenmiş ve geliştirilmiştir. Araştırmacılar sonuç olarak elde edilen ifadelerin literatürde bulunan ifadelerden daha genel olduğunu ve yararlı olduğunu belirtmişleridir.

Chen ve Schouten (1998), ısı kuyularından soğutulan ortama olan sızıntıları, akışkan ile dış ısı kaynakları arasındaki sonlu ısı transferi yanında iç yayınıma bağlı tersinmezlikleri hesaba katan endoreversible bir model kullanmışlardır. Çalışmalarında bu modelde ısı değiştirgeçlerinde verilen bir maksimum performans katsayısı ve soğutma oranı hesaplanmasını gerçekleştirmişlerdir. Soğutucu akışkanın sıcaklığı ve ısı transfer alanının dağılımı maksimum COP ve maksimum soğutma oranının iki durumu için optimize edilmiştir. Çalışma da çevrimin çalışma bölgeleri belirlenmiş ve temel performans parametrelerinin yeni bağlantıları verilmiştir.

Başka bir çalışmada (Tyagi vd., 2002) tersinmez Stirling ve Ericsson kroyojenik soğutucu çevriminin ısı transferi sırasında iç ve dış tersinmezlikleri içeren parametrik bir çalışma gösterilmiştir. İç tersinmezlikler rejeneratördeki ısı kayıpları ve çevrimdeki diğer entropi üretimlerine bağlı olarak ortaya çıkarken dış tersinmezlikler ısı depolarda aracı akışkan ve dış akışkan arasında sonlu sıcaklık farkına bağlı olarak ortaya çıkar. Soğutma yükü güç girişine bağlı olarak maksimize edilir. Performans katsayısı, soğutucudan ve soğutucuya olan ısı transferi ve aracı akışkanın sıcaklığı belirlenen

koşullarda geliştirilmeye çalışılmıştır. Farklı parametrelerin performans üzerine etkisi de çalışılmıştır. İç tersinmezlik parametrelerinin performans üzerinde diğerlerinden daha etkili olduğu görülmüştür.

El-Din (2001) yaptığı çalışmada tersinmez ısı pompaları ve soğutucularının performans analizini termodinamiğin ikinci yasasını kullanarak gerçekleştirmiştir. Makine karalı olarak iki değişken sıcaklık arasında çalıştığı belirtilmiştir. Elde edilen sonuçlar sıcak ve soğuk uçta ısı değiştirgeçlerinin boyutlarının arasında optimal dengenin ısı değiştirgeci veriminin ısı transfer birimi sayısı oranına (E) bağlı olduğunu göstermiştir. Ayrıca ısı pompasında alınan ve soğutucuda uzaklaştırılan ısı miktarları da E oranından etkilendiği belirtilmiştir. Ters orantılı olarak performans katsayısının E oranından etkilenmediği de görülmüştür.

Gaz motor yürütücülü ısı pompası için atık ısının verimli kullanılabilmesi amacıyla Zhao vd. (2004), çalışmalarında birleştirilmiş amonyak ve suyu aracı akışkan olarak kullanan absorpsiyon ve sıkıştırılmalı soğutucu çevrimlerini incelemişlerdir. İş ve atılan ısının her ikisinin daha verimli kullanımını sağlayan kombine sistemlerin çalışma karakteristiklerinin analizi ile çalışmalarında amaç fonksiyonu olan ‘temel enerji oranı’ (Primary energy ratio, PER) optimal matematiksel model hesaplanmıştır. Model tipik soğutma uygulamaları için hesaplanmıştır. Analiz sonuçları kombine çevrimin enerji avantajını başarabileceğini göstermiştir. Ayrıca araştırma da kombine çevrimin temel enerji oranının geleneksel motor sürücülü sıkıştırma çevrimlerine göre daha yüksek olduğu belirtilmiştir.

2.2 Soğutma çevrimi- ısı pompası ekserji analizi ile ilgili yapılmış çalışmalar

Bonet vd. (2005) yaptıkları çalışmada Stirling ve Ericsson motorlarının mikro-kojenerasyon uygulamaları için uygun olduklarını çünkü gürültüsüz çalıştıklarını ve bakımlarının daha ucuz olduğunu belirtmişlerdir. Özellikle Ericsson motorlarının ucuz ve enerjetik olarak daha iyi olmalarından dolayı tercih edilebileceğini belirtmişleridir. Çalışmalarında Ericsson motorunu doğal gaz yanmalı bir sistemle birlikte kullanıldığı belirtilmiştir. Böyle bir tesisin kurulumu için enerji ekserji ve ekergoekonomik analizi gerçekleştirilmiştir. Analizlerin enerjetik performansı ve ısı değiştirgeci boyutlarını

dengelemeye yardım ettiği görülmüştür.Yapılan analizler sonucunda elde edilen verilerin araştırmacıların belirttiği Ericsson motorlarının mikro-kojenerasyon uygulamaları için uygun olduğu ifadesini doğruladığını belirtmişlerdir.

Başka bir çalışmada (Kılıç ve Kayanklı, 2007), değişken parametreler göz önüne alınarak tek fazlı su-lityum bromit absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans analizi termodinamiğin birinci ve ikinci yasası göz önüne alınarak yapılmıştır. Sistem performansının analizi ekserji metoduna bağlı bir matematik model ile her bir komponentin ekserji kayıpları ve toplam sistemin ekserji kayıpları göz önüne alınarak gerçekleştirilmiştir. Performans evrim sirkülasyon oranı, performans katsayısı, ekserji verimliliği ve verim oranı ile ilişkili parametreler aracı akışkanın farklı koşullardaki termodinamik özelliklerine göre hesaplanmıştır. Gelişmiş bir model kullanılarak, sistemin performans parametreleri üzerinde ana sistem sıcaklıklarının etkisi, termal prosesteki tersinmezlikler ve her bir komponentin boyutsuz ekserji kayıpları detaylı olarak analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar ısı pompasının artan generator ve buharlaştırıcı sıcaklıkları ile performansının arttığını göstermiştir. Kısılma vanası, pompa ve ısıl değiştirgeler de ekserji kayıpları diğer komponentlere kıyasla daha küçük olduğu belirlenmiştir. Çalışma koşullarına göre en büyük ekserji yıkımı generator da gerçekleştiği belirtilmiştir.

Ceylan vd. (2006), çalışmalarında kereste ve kavak kerestelerinin 1.28 su kütlesi/ kuru kütleden 0.60 su kütlesinden/ kuru kütleye kadar nemden kurutulmasını incelemişlerdir. Kurutma evrimi boyunca kerestelerdeki kütle kaybı incelenmiştir. 40°C de 0.8 m/ s hava hızında 1.28 su kütlesi/ kuru kütlesindeki kavak kerestelerinin 70 saatte 0.15 su kütlesi/ kuru kütlesi değerine ulaştığını belirtmişlerdir. Kurutma işlemi boyunca bütün veriler bilgisayarda depolanmıştır. Enerji kullanımının belirlenebilmesi için enerji analizi yapılmıştır. Sistemdeki kayıpların belirlenmesi için de ekserji analizinden yararlanmışlardır.

Bir diğer çalışmada (Yumrutaş vd., 2002), buhar sıkıştırmalı bir soğutma sistemi üzerinde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının basınç kayıpları, ekserji kayıpları, ikinci yasa verimi ve etkinlik katsayısı üzerindeki etkilerini ekserji analizine dayanan

bilgisayar modeli ile göstermişlerdir. Çalışma sonunda evaporatör ve kondenserdeki ekserji kayıpları üzerinde bu iki parametrenin etkisinin büyük olduğunu ancak, kompresör ve kısılma vanasındaki ekserji kayıpları üzerinde etkisinin az olduğunu tespit etmişlerdir. Evaporatör-çevre ve soğutulan ortam-kondenser arasındaki sıcaklık farkı azaldıkça ikinci yasa veriminin artacağı ve toplam ekserji kaybının azalacağı belirtilmiştir.

Bilgen ve Takahashi (2002), çalışmalarında ısı pompası-iklimlendirme cihazının ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada ısı transferi ve sürtünmelerden kaynaklanan tersinmezlikler dikkate alınmıştır. Birinci yasaya dayanan performans katsayısı parametrelere bağlı bir fonksiyon olarak tanımlanmıştır, optimum değerleri, ekserji analizine dayanan etkinlik katsayıları, türetilmiştir. Ekserji analizine dayanan simülasyon programı deneysel çalışmaları simüle etmek ve değerlendirmek için kullanılmıştır. 959 W nominal güce sahip ticari bir ısı pompası deneysel uygulamalar için kullanılmıştır. Çalışmada birinci yasaya dayanan COP değerinin 7.40 ile 3.85 arasında değiştiğini ve ekserji verimliliğinin 0.37 ile 0.25 arasında değiştiğini belirlemişlerdir.

He vd. çalışmalarında çift girişli darbe tipli soğutucuları (DTS) ve delikli tip soğutucuları termodinamiğin 1. ve 2. yasalarını kullanarak incelemişlerdir. DTS lerde termodinamiğin, akışın ve ısı transferi işleminin dinamik basınç değişimi, kütleli debi ve geçici gaz sıcaklıklarını içeren dinamik karakteristikleri açıklanmıştır. Ekserji kaybı DTS'nin komponentlerinin analizinde ilk olarak kullanıldığı belirtilmiştir ve her bir ekipmanın performans katsayısı elde edilmiştir. DTS'lerin delikli tiplere göre % 9 daha verimli olduklarını çalışmalarında ortaya koymuşlardır. Çalışmada ayrıca DTS'lerin delikli tiplere göre ekserji verimliliklerinin daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca çalışmalarında rejeneratördeki ve kanallardaki ekserji kayıplarının diğer komponentlerin kayıplarından yüksek olduğunu belirlemişlerdir.

Esen vd. (2007), ise çalışmalarında toprak kaynaklı ısı pompalarının çukur derinliğinin bir fonksiyonu olarak enerji ve ekserji verimliliklerini incelemişlerdir. Yatay toprak ısı değiştirgeçerler 1 m ve 2 m olmak üzere iki farklı derinliğe

gömülmüşlerdir. Bu sistemlerin ekserji verimlilikleri sırasıyla %53.1 ve %56.3 olarak elde edilirken enerji verimlilikleri sırasıyla 2.5 ve 2.8 olarak elde edilmişlerdir. Araştırmalarında ısıtma sezonu boyunca toprak sıcaklığı artışı ile sistemin enerji ve ekserji verimliliği arttığı belirtilmiştir. Ayrıca değişen ortam sıcaklığının sistemin ekserji verimliliği üzerindeki etkileri incelenmiş ve artan çevre sıcaklığının ekserji verimliliğini her iki durum için düşürdüğünü belirtmişlerdir.

Hepbaşlı ve Akdemir çalışmalarında toprak kaynaklı ısı pompalarının diğer konvansiyonel sistemlerle kıyaslandığında sahip oldukları yüksek enerji verimliliği ile ısıtma ve soğutma için önemli bir opsiyon olduklarını belirtmişlerdir. Çalışmalarında 1.25 in çapında ve 50 m boyundaki toprak ısı değiştirgeç kullanmış ve bu sistemin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Sistemin soğutma ve ısıtma yükleri sırasıyla 3.8 ve 4.2 kW olarak verilmiştir. Çalışmada toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji diyagramları sistem hakkında nicel bilgi edinilebilmesi açısından gösterildiği belirtilmiştir.

Diğer bir çalışmasında (Hepbaşlı vd., 2006) Hepbaşlı vd. modelleme ve iyileştirme potansiyelinin belirlenmesi için hava kaynaklı ısı pompalar'nın ekserji analizi sunulmuş ve tanımlayıcı bir örnekleri belirtilmiştir. Sistem bileşenlerinin tümündeki ekserji kayıpları deneysel olarak elde edilen parametrelere göre hesaplanmıştır. Sistem bileşenlerinin ekserji verimleri, performanslarını değerlendirmek ve iyileştirme potansiyellerini açıklığa kavuşturmak için belirlenmiştir. Çalışma sonunda sistemdeki en büyük tersinmezliklerin sırasıyla kondenser, kompresör, evaporatör ve genleşme elemanlarında görüldüğü belirlenmiştir.

2.3 Frost ve Defrost işlemlerinin ısı sistemlerdeki uygulamaları ile ilgili yapılmış çalışmalar

Zhyi vd. çalışmalarında (Zhyi vd., 2008) özellikle kış aylarında dış ısı değiştirgecinde karşılaşılan buzlanma problemine değinmişler ve sistemin etkinlik katsayısının yüksek olabilmesi için bu buzlanmanın periyodik olarak giderilmesi gerektiğini vurgulamışlardır. Aksi halde buz tabakasının ısıtma modunda daha da

artacağını, performansın düşeceğini belirtmişlerdir. Çalışmada kritik nokta olarak defrost zamanının olduğu vurgulanmış ve etkili bir zamanlamanın sistem performansını da olumlu olarak etkilediğini belirtmişlerdir. Defrost işlem süresini azaltma yolları olarak çalışmada; soğutucu akışkanın akış debisini azaltmayı, ani olarak emme basıncını, kompresör gücünü azaltmayı önermişlerdir. Defrost sisteminde akümülatör yerine kompensatör kullanımının kritik bir işlem olduğunu ve etkili olduğunu belirtmişlerdir.

Wang vd. çalışmalarında (Wang vd., 2006) hava kaynaklı ısı pompasında iki fazlı defrost sistemini deneysel olarak incelemişlerdir. İki fazlı ikili ısı pompası ve hava kaynaklı-su çevrimli ısı pompasını karşılaştırmışlardır. Su çevrimi için 13-20 °C sıcaklığındaki su ile beslenmiş ve ısıyı suda alıp iç ortamdaki havaya aktardığını belirtmişlerdir. En yaygın de-frost işleminin çevrimi ters çevirmek olduğu belirtilmiştir. Bu durumda ısı pompalarının soğutma durumunda çalıştığı ve karlanma durumunun ısıtma durumunda karşılaşıldığı belirtmişlerdir. Çalışmalarında ısı depolama tankının, hava kaynaklı ısı pompası de-frost işlemine etkisi incelenmiştir. Isı depolama tankının bulunmasına bağlı olarak çevrimin ısıl ataletinin göreceli olarak arttığını belirtmişlerdir.

Diğer bir çalışmada(Guo vd., 2008) hava kaynaklı ısı pompasının dinamik performansı üzerinde karlanmanın artışı deneysel olarak incelenmiştir. Karlanma kalınlığı, karlanma toplanmasını ve sistemin dinamik performansını deney sırasında ölçmüşlerdir. Deneyler sırasında karlanmanın artışını karlanmanın morfolojisine bağlı olarak üç aşamaya bölünebileceğini ilk aşamada yoğunlaşan suyun donduğunu ve kanatçıklar üzerinde ince bir film tabakası oluşturduğunu, bu buz tabakası üzerinden granül haldeki buzların görüldüğünü ve son olarak sütun biçimli buz kristallerinin oluştuğunu belirtmişlerdir. Sütun biçimli buzlar oluşana kadar buz kalınlığının artış hızı, ısı kapasitesi ve COP'un yükseldiğini not etmişlerdir. İkinci aşamada sütun biçimli buz kristallerinin büyümesinin yüzey boyunca değil artık yüzey üzerinde gerçekleştiğini kalınlaşma hızının azaldığını ancak bunun yanında ısı kapasitesi ve COP değerlerinin bunda çok fazla etkilenmediğini belirtmişlerdir. Son olarak kabarık şekilli bir tabaka oluştuğu ve buz kalınlığı artışının ikinci aşamaya oranla 2-4 kat arttığı ve ısıl kapasite ve COP değerlerinin düştüğü not edilmiştir. Çalışmada ayrıca performans

değerlerindeki düşüşün dış hava koşullarının 0 °C altında olduğu değerlerde yüksek olduğu belirtilmiştir.

Defrost işlemi konusunda yapılan bir diğer çalışmada (Ding Y., 2004), hava kaynaklı ısı pompaları için ters çevrimin kullanılmasının en basit ve en yaygın metot olduğu belirtilmiştir. Buna karşın kısılma regülâtörü olarak ısıl genişleme valf 'inin kullanılmasının defrost işleminin uzun sürmesine sebep olabileceğini ve bunun da iç ortam sıcaklığının düşmesine neden olabileceğini ve sistemin yavaşça değil birden ısıtma durumuna dönemeyeceğini, bunda sistemin düşük basınç sensörlerine bağlı arızalara neden olabileceğini belirtmişlerdir. Çalışmada bu sorunları çözebilmek için by-pass selenoid valf 'in kullanıldığını ve bütün de-frost işlemi boyunca kullanılması durumunda en iyi performans değerlerinin elde edildiğini belirtmişlerdir.

Isı pompalarındaki de-frost işlemi üzerine yapılan bir diğer çalışmada (Liu vd., 2003), sıcak gaz süresince dinamik simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Temel korunum denklemlerine dayanan de-frost modeli ve deneysel sonuçları gösterilmiştir. Çevrimin ters çevrilmesi durumundaki en önemli komponentler olan evaporatör ve kondenserin detaylarının gösterilmesi açısından dağıtılmış model kullanmış ve modelin geçerli olabilmesi için 0.88 kW lık bir havadan havaya ısı pompası modeli tercih edilmiştir. Simülasyon ve deneysel sonuçların uyduştuklarını ve dinamik modellerin bu tür çalışmalarda kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Dinamik karakteristikler üzerine yapılan bir diğer çalışmada (Huang D., 2007), havadan suya karlanma ve kar çözme sürecinde incelenmesi durumu için ele alınmıştır. Termostatik genişleme valfi (TGV) tarafından kontrol edilen çok devreli evaporatörlü havadan suya ısı pompasında karlanma ve erime koşulları deneysel olarak ele alınmıştır. Çalışmalarında V ve W tipindeki iki ısı değiştirgecindeki hava akışındaki bozuklukların karlanma sürecinde oluştuklarını belirtmişlerdir. Çalışmalarında 55 kW'lık ısı kapasitesine sahip bir ısı pompası kullanmışlardır. Buna bağlı olarak soğutucu akışkan hava akışındaki bozuklukların sonucunda tam olarak buharlaşmadığını belirlemişlerdir ve kızgın buhara ulaşmadığını belirlemişlerdir. Kullandıkları TGV nin bu bozuklukları

özellikle ilk karlanma sürecinde önlediğini ve daha fazla akışkan geçişini sağladığını göstermişler ve çalışma parametrelerinin arttığını belirlemişlerdir.

Frost-Defrost işlemleri üzerinde yapılan çalışmalardan bir diğerinde (Zhiqiang L., 2008) R407C ve R22 akışkan kullanılan hava kaynaklı ısı pompasının dinamik performans karakteristikleri karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre her iki soğutucu akışkanın genel olarak benzer performans karakteristikleri olduğu görülmüştür. Ancak karlanma durumlarında R407C nin R22'ye göre performansının daha çabuk bozulduğunu ve defrost işlemi sonrası performans değerinin daha çabuk karalı hale geldiğini belirlemişlerdir. Sonuç olarak ise R407C nin R 22 'nin kullanıldığı sistemlerde alternatifi olarak kullanılabilceğini belirtmişlerdir.

Soğutucu akışkanın incelendiği bir diğer çalışmada (Feng C., 2008) ise R22/R600a karışımı kullanan ekonomizerli ısı pompası su ısıtıcısı (IPSI) incelenmiştir. Kullanılan sistem buhar enjeksiyonlu ekonomizer sistemi deneysel olarak çalışılmıştır. Sistemin performansı farklı oranlardaki R22/R600a karışımları için incelenmiştir. Çalışmada ısı kapasitesi ve enerji verimlilik oranlarının R22/R600a karışımı kullanan buhar enjeksiyonlu ekonomizerli sistemlerde arttığı kompresör deşarj sıcaklığının azaldığı belirlenmiştir. Ayrıca IPSI sistemlerinde R600a kütlesinin %15 azaltıldığı karışım oranlarında geliştirilmiş sistemin daha iyi bir performansa sahip olduğu belirlenmiştir. Bunlara ilave olarak buhar giriş basıncının IPSI performansı üzerindeki etkisi deneysel olarak incelenmiştir.

Karlanma karşıtı çalışmaların bir diğerinde (Byun J., 2008) hava kaynaklı ısı pompasında karlanmanın geciktirilmesi sıcak gazın bypass edilmesi metodu ile önlenmeye çalışılmıştır. Böyle bir sistemin uygulanabilirliği deneysel olarak araştırılmış yenilenmiş bu sistem ile defrost sisteminin ilave edilmediği 1.12 kW kapasiteli normal sistem karşılaştırılmıştır. Çalışmalarda bu sistemin karlanma oluşumunun geciktirilmesinde ve karlanmanın büyümesinin önlenmesinde yararlı olduğu belirlenmiştir. En iyi sonucun bypass sırasında kütleli debinin 0.2 kg/dak değerlerinde elde edildiği belirtilmiştir. 210 dakikalık işlem sürecinde performans değerinin %8.5 arttığı belirtilmiştir.

Başka bir defrost incelemesi de (Hewitt N. ve Huang M., 2008) dairesel kesitli evaporatör kullanan hava kaynaklı ısı pompası için yapılmıştır. Çalışmada hava kaynaklı ısı pompalarının enerji verimliliği açısından benzer sistemlere göre daha avantajlı oldukları belirtilmiştir. Ama bunun yanında düşük dış ortam sıcaklıklarında ve nemli iklimlerde dış üniteye karşılaşılan karlanmanın ısı kapasitelerini düşürdüğü belirtilmiştir. Çalışmalarında kıyı şeridi gibi nemli iklim koşulları gözetildiği durumlar için dairesel biçimli evaporatör kullanılan sistemlerin defrost işlemleri incelenmiştir. Elde edilen test sonuçlarının bu yöndeki verilerin optimize edilmesinde ve farklı çevresel koşullarda istatistiksel analizlerin kullanımında yararlı olacağı belirtilmiştir.

Bir diğer çalışmada (Yao Y., 2004) hava kaynaklı su ısıtıcısının hava tarafındaki ısı değiştirgecinin performansı karlanma durumları için incelenmiştir. Hava kaynaklı su ısıtıcıları/soğutucularının binalarda kullanımının popülerleştiği belirtilmiştir. Ancak düşük sıcaklıklarda bu sistemlerin ısıtma amaçlı kullanımlarında değiştirgeç üzerindeki karlanma nedeni ile sorunlarla karşılaşıldığı not edilmiştir. Bu durumlarda özellikle ısı değiştirgeci performansında düşüş tespit edilmiş, ve karlanma koşullarında çalışma karakteristiklerinin incelenmesi gerektiği vurgulanmıştır. Çalışmada ilk olarak bu ısı değiştirgecinin karlanma koşulları altındaki matematiksel modeli oluşturulmuş, ardından aynı koşullardaki değiştirgecin çalışma karakteristikleri geliştirilmiştir. Elde edilen sonuçların sistemin karlanma durumunda optimize edilmesinde yararlı olacağı belirtilmiştir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

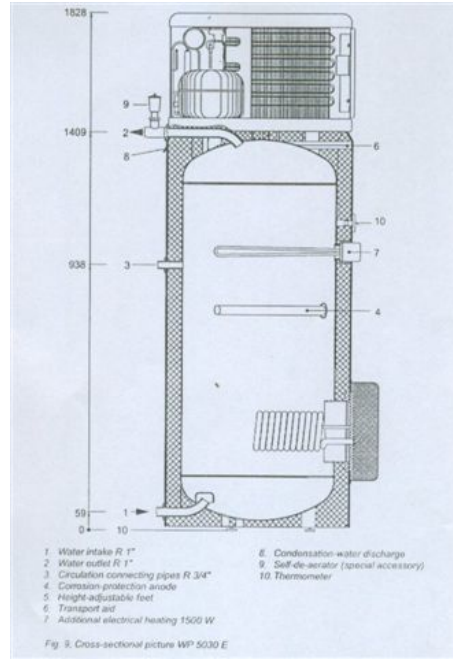
Bu bölümde tez çalışmasında kullanılan hava kaynaklı ısı pompasının deneysel düzeneği tarif edilecektir. Kullanılan ekipmanlar tanımlanacak ve verilerin elde edilme yöntemi izah edilecektir. Sistemde yapılacak iyileştirmeler ve bu süreçte ilave olarak kullanılacak ekipmanlar tarif edilecektir.

3.1 Deneysel çalışmada kullanılan sistem

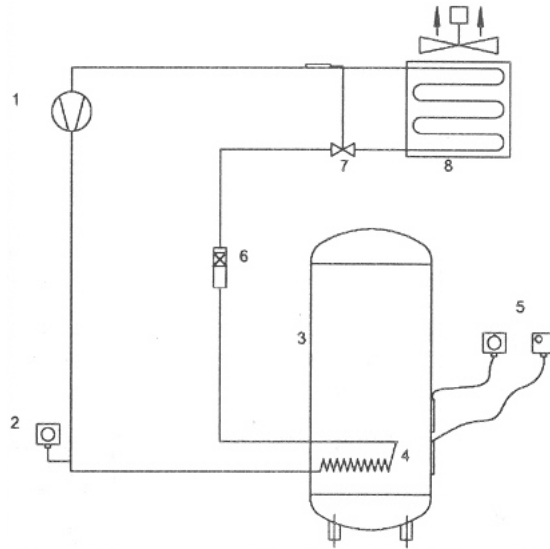
Deney düzeneğinde kullanılan sistem, bir ticari firmanın su ısıtıcısı olarak ürettiği HP-5030 ısı pompası modelidir. Sistem hava kaynaklı bir su ısıtıcısıdır. Isıl kaynak olarak hava kullanmakta ve evaporatör aracılığıyla ortamdan ısı çekilmektedir. Kullanılan sistem, önceki bölümlerde bahsedildiği gibi daha düşük ortamdaki sıcaklıktan yararlanarak kazanda depolanan suyu ısıtmaktadır. Üretici tarafından, Şekil 3.1 de gösterilen sistemin, teknik özellikleri Çizelge 3.1 de özetlenmiştir.

Çizelge 3.1 Hava Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Teknik Özellikleri

| | |
|---|-----------------------------|
| <i>Soğutucu akışkan:</i> | R 134a |
| <i>Depolama tank kapasitesi:</i> | 300 litre |
| <i>Su sıcaklığı:</i> | 55 °C |
| <i>Kompresör:</i> | Danfoss SC15GHH |
| <i>Güç Kaynağı:</i> | 220V/50Hz |
| <i>Çalışma sıcaklıkları:</i> | 5 – 32 C çevre sıcaklıkları |



Şekil 3.1 WP5030 E şeması



Şekil 3.2 Isı pompası devre şeması

Sistem devre şeması şekil 3.2 de belirtilmiştir. Şekilde sistem üzerinde kurulu olan komponentler numaralandırılmış ve gösterilmiştir.

Belirtilen komponentler sırasıyla;

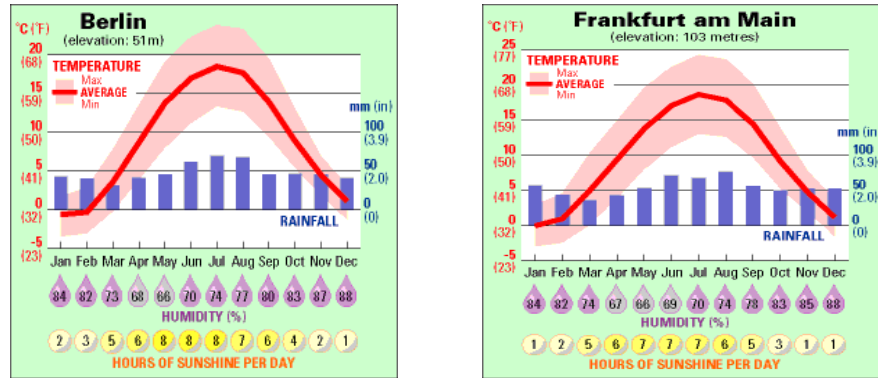
1-Kompresör, 2-Yüksek Basınç Pressostat, 3-Depolama Tankı, 4-Kondenser, 5-Termostat, 6-Kurutucu Filtre ve Toplayıcı, 7-Kısılma vanası, 8-Evaporator.

Bu komponentler, önceki bölümlerde de özetlendiği gibi aracı akışkanın sıkıştırılması (1) suretiyle akışkana ısı aktarımı, aracı akışkanın suya ısı bırakması (4), aracı akışkanın basınç ve sıcaklığının düşürülmesi (7), aracı akışkana çevreden ısı aktarılması (8), mevcut sistemin emniyeti amacıyla, öngörülen sıcaklık ve basınç değerlerinin üzerine çıkmasının önlenmesi (2,5) görevlerini yerine getirmektedirler.

3.2 Deneysel İşlem Basamakları

3.2.1 Çevre Simülasyonu

Isı pompasının farklı koşullar altındaki çalışma özellikleri sistemin kullanıldığı koşullar gözetilerek belirlenen, farklı iklim koşullarında incelendi. İklim koşullarındaki farklılık ağırlıklı olarak kullanıldığı coğrafya (Kuzey Avrupa) ve bu coğrafyanın iklim özelliklerine göre belirlendi. Şekil 3.3’de bu bölgelerden ikisinin yıl içi iklimsel özelliklerindeki değişim gösterilmiştir. Belirtilen bölgelerde yıl içerisindeki sıcaklık ve nem değişimi sistemin ağırlıklı kullanıldığı bölgeleri temsil ettiği kabul edildi. Belirlenen koşullar Şekil 3.4’de gösterilen klimatik oda kullanılarak simule edildi.



Şekil 3.3 a-b Kuzey Avrupa şehirlerinden Berlin ve Frankfurt ‘un yıl içi sıcaklık ve nem ortalamaları (World travel Guide, 2009)



Şekil 3.4 Çevre koşullarının simülasyonunda kullanılan iklimik kabin

Belirlenen iklim koşulları ve firmanın sistem katalogunda belirttiği çalışma koşulları göz önüne alındığında sistemin çalıştığı düşük sıcaklık değerleri olarak 5-10 °C sıcaklıkları, yüksek sıcaklık olarak ise 30 °C seçilmiştir. Bunlara ilave olarak en yüksek performans değerinin görüldüğü 35 °C ve konfor sıcaklığı olan 20 °C de test sıcaklıklarına ilave edilmiştir. Bağıl nem koşulları ise gene belirtilen grafikler dikkate alınarak ve çalışmasında (Guo vd., 2008) belirtildiği gibi % 65 nem değeri altındaki çalışma koşulları düşük nem koşulu olduğu bilgisine istinaden % 40 olarak seçilmiş ve yüksek nem koşulunu temsilen % 70-80-90 değerleri seçilmiş ve test edilmiştir. Bu değerler neticesinde istenilen farklı iklim koşulları oluşturulabilmiştir. Seçilen farklı çalışma koşulları Çizelge 3.2de özetlenmiştir.

Çizelge 3.2 Deneysel çalışmada seçilen çalışma koşulları

| Klimatik sıcaklık | Nemlilik | | | | | | |
|-------------------|----------|----|----|----|----|----|----|
| | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 |
| -5 | | | | | | | |
| 0 | | | | | | | |
| 5 | | X | | | X | X | |
| 10 | | X | | | X | X | |
| 15 | | | | | | | |
| 20 | | X | | | X | X | |
| 25 | | | | | | | |
| 30 | | X | | | X | X | |
| 35 | | | | | | | |
| 40 | | | | | | | |
| 45 | | | | | | | |

3.2.2 Kullanılan Ekipmanlar

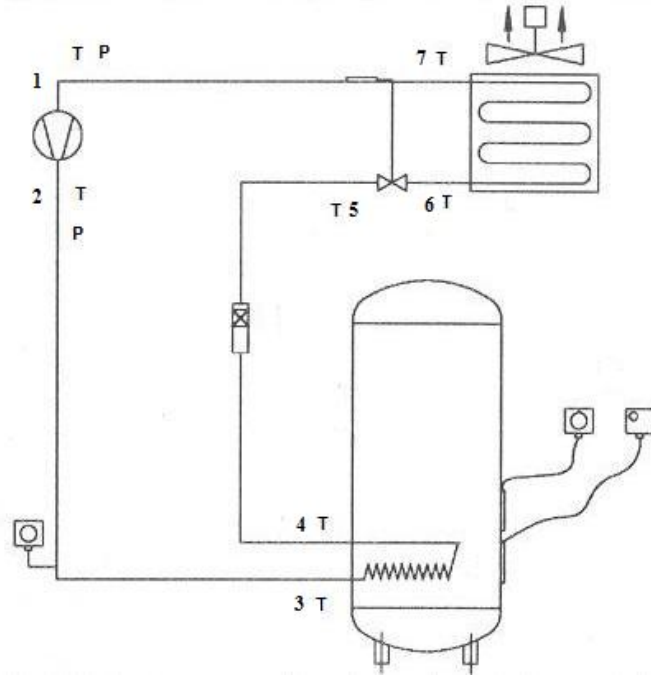
Sistemin önceki bölümlerde belirtilen kısıtlara bağlı olarak değerlendirilebilmesi amacıyla her bir komponentin sıcaklık ve basınç değerleri uygun noktalardan ölçümler yapılarak elde edildi. Her bir komponentin giriş ve çıkışında sıcaklık değerleri ısı çiftler yardımıyla ölçüldü; basınç değerleri ise her komponentin giriş ve çıkışına transmitterlerin bağlanmasındaki zorluk nedeniyle literatürdeki çalışmalarda olduğu gibi sadece kompresör giriş ve çıkışına eklenmiş basınç transmitterleri aracılığıyla ölçüldü. Elde edilen değerler veri toplayıcı aracılığıyla kaydedildi. Test düzeneğinde kullanılan ekipmanlar Çizelge 3.3’de listelenmiş ve şekil 3.5 de sistem üzerinde yerleri ve şekil 3.6 da devre üzerindeki konumları gösterilmiştir.

Çizelge 3.3 Deneysel çalışmada kullanılan ekipmanlar

| | |
|----------------------------|--|
| basınç transmitter: | Midas, P 0-40 bar, amp. 4 -20 mA, 2 adet |
| Isıl çift: | Elimko, K-tipi, 05 T2K, 8 adet |
| transducer: | basınç transmitter besleme, 1 adet |
| Güç : | 1 adet |
| veri toplayıcı: | Daqpro 5300, 8 kanallı, 2 adet |
| Klimatik oda: | Angelotti- OP7, 1 adet |



Şekil 3.5 a-b Deney komponentlerinin sistem üzerindeki kullanımları



Şekil 3.6 Ölçüm noktalarının devre şeması üzerinde gösterimi

3.2.3 Örneklem büyüklüğü hesabı

Deneysel çalışmalarda istenilen verilerin ölçülmesinin önemli olmasının yanında ölçülen verilerin güvenilirliği de bir o kadar önem taşımaktadır. Deneyler sırasında farklı nedenlerle ortaya çıkan hatalar elde edilen verilerin doğruluğunu etkilemektedir. Bu amaçla farklı metotlar kullanılarak istenilen verilerin doğruluğunun teyidi gerçekleştirilmektedir.

Tez çalışmasında, elde edilen deneysel verilerin doğruluğunun belirlenmesi amacıyla uygun örneklem sayısı belirlenmiş ve tasarlanan her bir deney koşulu bu örneklem sayısı kadar tekrarlanmış ve elde edilen benzer sonuçlar vasıtası ile de verilerin doğruluğuna kanaat getirilmiştir. Örneklem sayısı hesabı denklem 3.1’de verilmiştir.

$$n = \frac{z^2 \sigma^2}{d^2} \quad (3.1)$$

Burada

σ : kitle standart sapması

z : belirli serbestlik derecesinde ve saptanan yanılma düzeyinde tablodan okunan teorik değer

d : olayın görülüş sıklığına göre kabul edilen sapma

n : örneklem büyüklüğüdür.

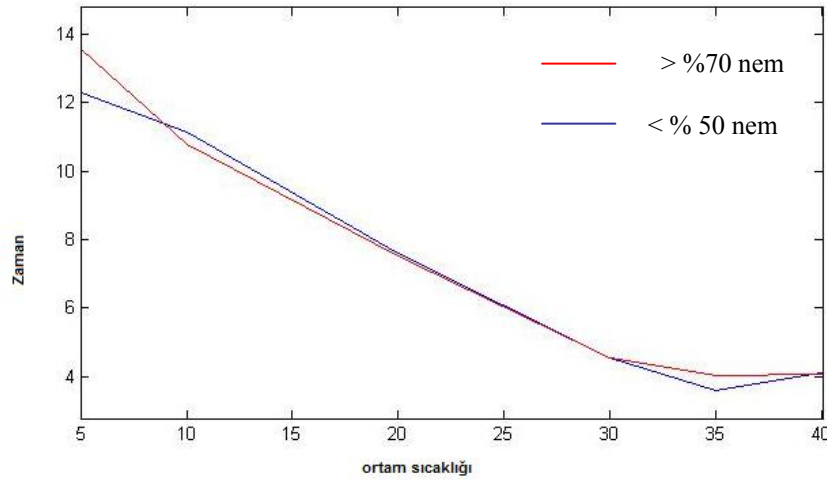
Deney düzeneğinin standart sapması $\sigma = 4$ olarak hesaplanmış, güvenilirlik değeri %95 kabulü ile $z = 1.96$ kabul edilmiş oluş sıklığına göre sapma kabulü de $d=4$ olarak belirlenmiştir.

Örneklem sayısı denklem 3.1’e göre $n=4$ olarak çıkmaktadır. Belirlenen koşullarda yapılması gereken asgari tekrar sayısı ‘4’ dür.

Deneyler bu belirtilen değere göre tekrar edilmiş ve elde edilen verilerin doğru olduğu kabul edilmiştir.

3.3 Sistemin Deneysel Analiz Değerleri

Yapılan testler sonucunda sistemin her bir elemanının giriş çıkış sıcaklıkları ve kompresör giriş ve çıkışındaki sıcaklık ve basınç değerleri ölçüldü. Elde edilen bu sıcaklık ve basınç değerleri belirlenen koşullarda her bir eleman için grafiklerde özetlendi. Elde edilen bu veriler ışığında sistemin performansı ve takip eden bölümde sistemin kullanılabilirliği hesaplanabildi ve farklı çalışma koşulları altında sistemin çalışma karakteristiği ortaya çıkarıldı. Yapılan deneyler sonucunda sistemin belirlenmiş iklim koşullarında, suyun ısınması için gereken süreyi gösteren yükleme zamanının farklılık gösterdiği tespit edildi. Bunun da sistemin genel performansı ile paralellik gösterdiği belirlendi. Yapılan deneysel çalışmada sistemin yükleme zamanının yüksek ortam sıcaklıklarında daha kısa sürede tamamlanırken, düşük ortam sıcaklıklarında yükleme zamanının uzadığı gözlemlendi ve bu değişim şekil 3.7 ve çizelge 3.4 ve 3.5’de özetlendi.



Şekil 3.7 Ortam sıcaklığına bağlı olarak yükleme zamanının değişimi

Çizelge 3.4 %70 üzerindeki bağıl nemlilikte çevre koşullarında yükleme zamanı değişimi

| Sıcaklık(°C) | Yükleme Zamanı(saat) |
|--------------|----------------------|
| 5 | 13.5 |
| 10 | 11 |
| 20 | 7.5 |
| 30 | 5 |

Çizelge 3.5 % 50'nin altındaki bağıl nemlilikte çevre koşullarında yükleme zamanı değişimi

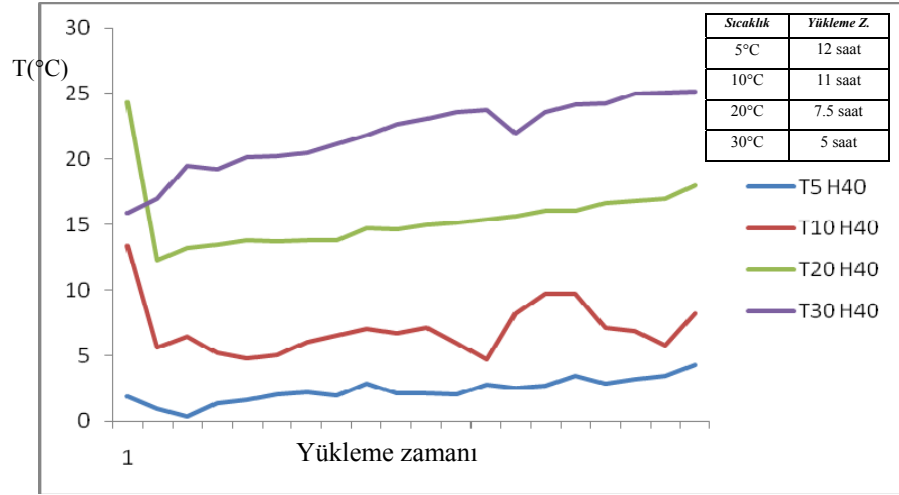
| <i>Sıcaklık(°C)</i> | <i>Yükleme Zamanı(saat)</i> |
|---------------------|-----------------------------|
| 5 | 12 |
| 10 | 11 |
| 20 | 7.5 |
| 30 | 5 |

3.3.1 Komponentlere Göre Deneysel Analiz Değerleri

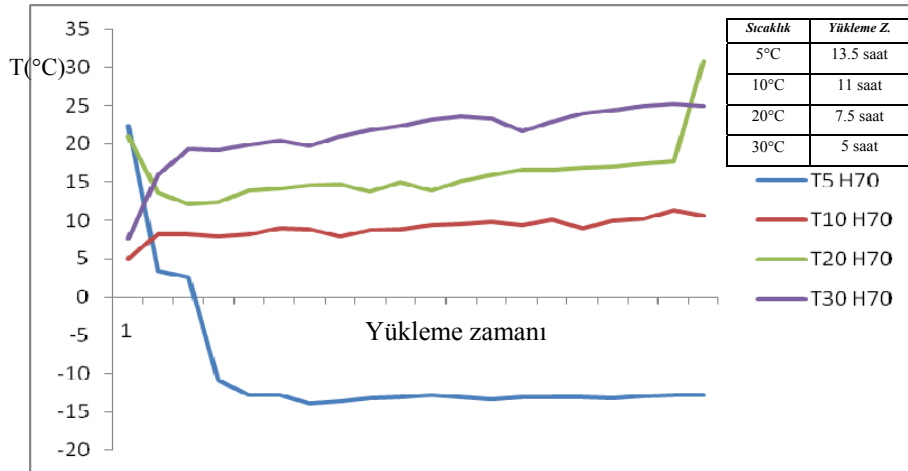
Bu bölümde, incelenen çalışma koşulları altında deneysel analiz değerleri her bir komponent için ayrı ayrı özetlenmiştir. Analiz sonuçları grafiklerle gösterilmiştir. Belirtilen sıcaklık değerleri akışkanın, komponentlerin giriş ve çıkışında ölçülen değerlerini temsil etmektedir. Grafiklerde gösterilen ölçüm değerlerinde yükleme süreci boyunca dönem dönem görülen sapmalar sistemin bağlı bulunduğu şebekedeki akım dalgalanmaları ve topraklamadaki sorunlar nedeniyle oluşmuştur. Yapılan tüm testlerde benzer problemlerle karşılaşmış, gösterilen tüm çabalara da karşın da tam olarak önlenememiştir. Ancak ortaya çıkan bu sapmalar, genel karakteristiği etkilememektedir.

Kompresör

Isı pompasında doymuş buhar halindeki soğutucu akışkanı kızgın buhar haline getiren komponenttir. Bu komponentte işlem süresince giriş ve çıkış noktalarındaki sıcaklık değişimleri gösterilmiştir. Bağıl nemliliğin %40 olduğu çevre koşullarında kompresör giriş sıcaklığının farklı çevre sıcaklıklarındaki değişimi Şekil 3.8'de özetlenmiştir. Görüldüğü gibi akışkan sıcaklığı 5°C'de kompresör girişinde, evaporatör çıkışındaki düşük değerlere bağlı olarak 0-10°C aralığında kalırken diğer koşullarda sıcaklığa bağlı bir değişim göstermiş ve başlangıç değeri ve ortam sıcaklığı aralığında değişime uğramıştır bunun sebebi akışkanın evaporatörde diğer ortam sıcaklıklarında yeterli ısı transferini yapabilmesidir. Bu koşullar arasında en yüksek giriş sıcaklık değerleri, beklenildiği gibi ortam sıcaklığının yüksek olduğu ve akışkanın daha fazla ısı transfer edebildiği 30 °C çalışma koşuludur.



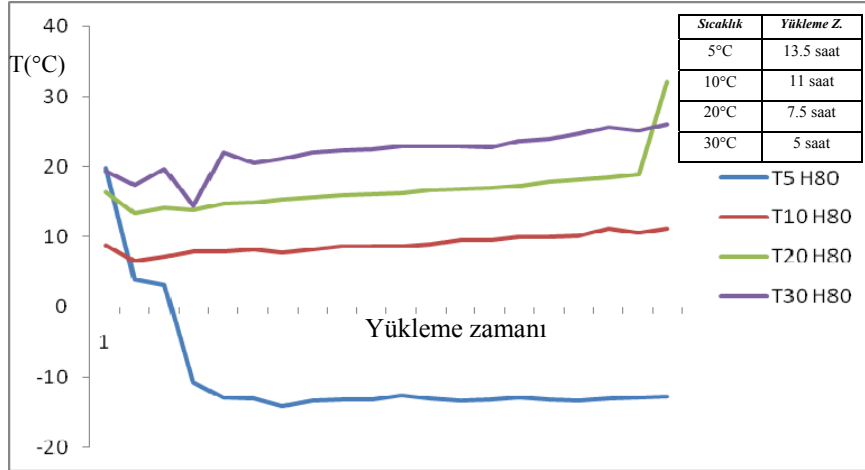
Şekil 3.8 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda kompresör giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



Şekil 3.9 Bağıl nemliliğin % 70 olduğu koşulda kompresör giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

Şekil 3.8 ve 3.9'da yüksek bağıl nem koşullarında giriş sıcaklığındaki değişim görülmektedir. Çevre sıcaklığına bağlı değişim 5°C sıcaklık koşulu dışında benzer eğilim gösterip, belirtilen koşullardaki sıcaklık değişimleri başlangıç değerlerinden itibaren her bir ortamın yükleme zamanı süresince artış göstermiş ve ortam sıcaklıklarına yaklaşmıştır. Belirtilen koşullardaki en yüksek değer ortam sıcaklığının

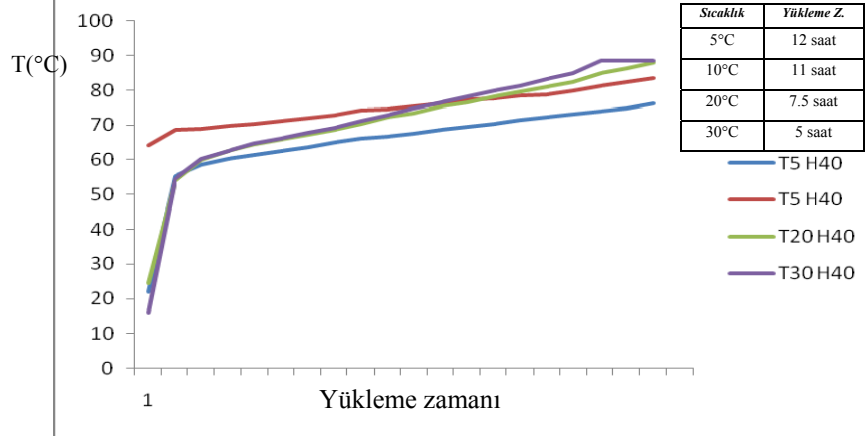
da en yüksek olduğu ve akışkana transfer olan ısı miktarının yüksek olduğu, 30°C ortam sıcaklığı koşulu için 25°C olarak elde edilmiştir.



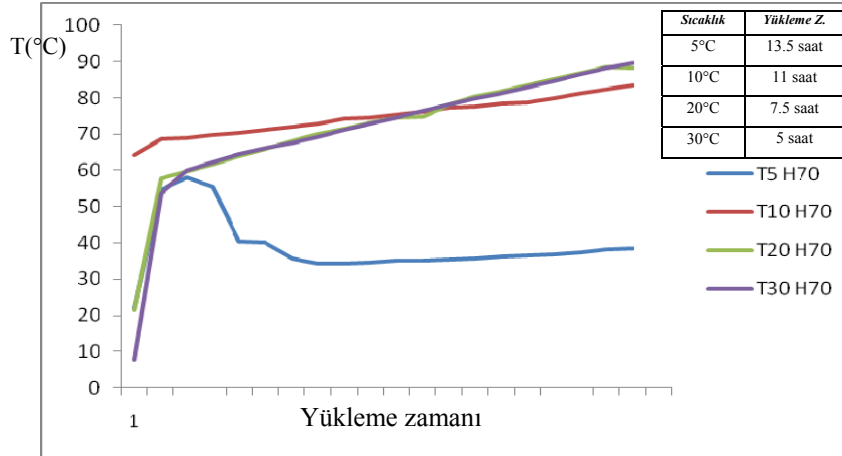
Şekil 3.10 Bağıl nemliliğin % 80 olduğu koşullarda kompresör giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

Kompresör çıkış sıcaklığının farklı bağıl nem koşullarındaki değişimi Şekil 3.11-3.13'de özetlenmiştir. Şekil 3.11'de % 40 nem koşullarında kompresör çıkış sıcaklıkları belirtilmiştir. Çıkış noktasında sıcaklığın belirtilen çevre sıcaklıklarında farklı yükleme sürelerinin sonunda benzer bir eğilim ile 90°C değerine yakınsadığı belirlenirken bu koşullar içerisinde en yüksek değer 30°C ve en düşük değer 5°C ortam sıcaklıklarında gözlemlenmiştir. Şekil 3.12 ve 3.13'de ise bağıl nemin yüksek olduğu %70 ve %80 koşullarında farklı çevre sıcaklıklarındaki değişim özetlenmiştir. Her iki şekilde de farklı yükleme zamanlarına sahip olan 10°C, 20°C ve 30°C (sırasıyla 11, 7.5 ve 5 saat) çevre sıcaklıklarında sistemin kompresördeki çıkış sıcaklığının artış eğilimi ile işlem sonunda 90°C mertebesine kadar ulaştığı gözlenmiştir. Buna karşın çıkış sıcaklığı 5°C çevre koşulunda yükleme zamanının başlangıcında sahip olduğu artış eğilimi, evaporatör yüzeyinde havadaki nemin yoğunlaşması ile birlikte gerçekleşen katılaşma ve devamında oluşan karlanma ile birlikte yerini azalmaya bırakmakta ve işlem sonunda sıcaklık değeri 40°C mertebesine ancak ulaşabilmektedir. Karlanma ile

evaporatörde gerçekleşen ısı transferinin azalması bu durumun oluşmasına neden olmaktadır.

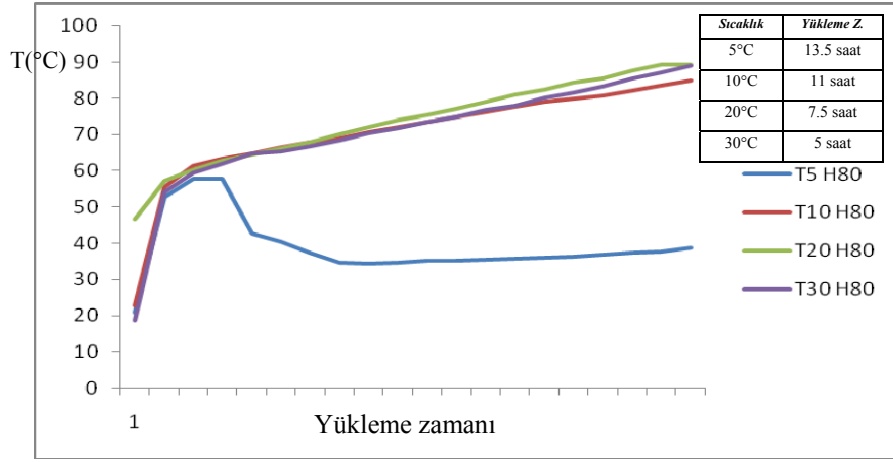


Şekil 3.11 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda kompresör çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



Şekil 3.12 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda kompresör çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

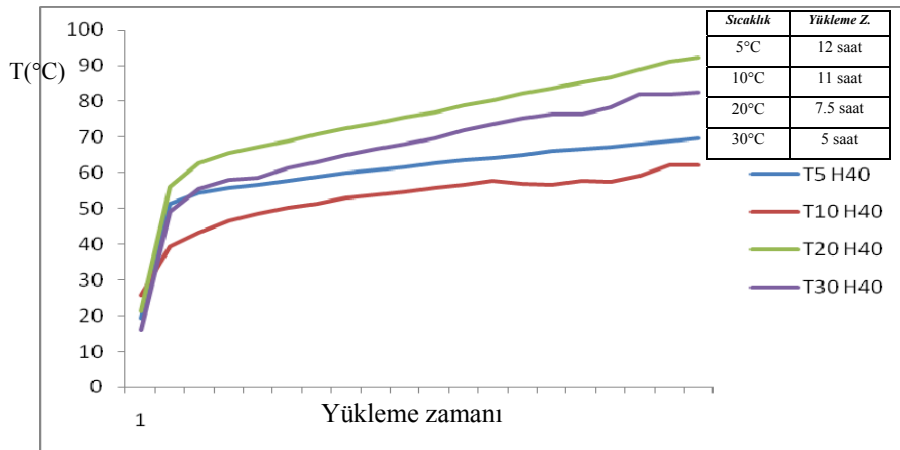
Ele alınan tüm çalışma koşullarındaki kompresör giriş ve çıkışındaki sıcaklık ve basınç değişimi Ek A'de ayrı ayrı belirtilmiştir.



Şekil 3.13 Bağıl nemliliğin % 80 olduğu koşulda kompresör çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

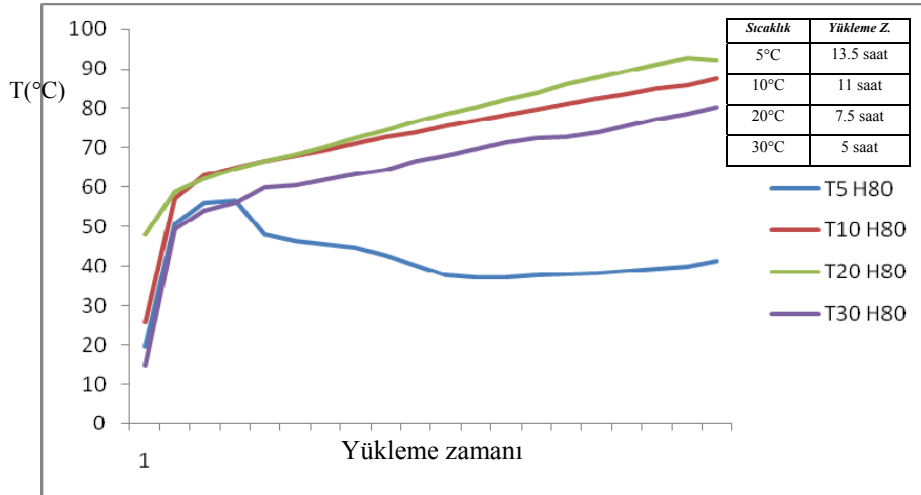
Kondenser

Isı pompasında soğutucu akışkanın suya ısı aktarımı yaparak yoğunlaştığı komponenttir. Kondenser giriş ve çıkışındaki sıcaklıkların farklı bağıl nem koşullarında ve farklı sıcaklıklardaki değişimi Şekil 3.14-3.19'da %40, %70 ve %80 nem koşullarında giriş ve çıkış noktalarındaki sıcaklık değişimleri, belirtilen çevre sıcaklıkları dikkate alınarak özetlenmiştir.



Şekil 3.14 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda kondenser giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

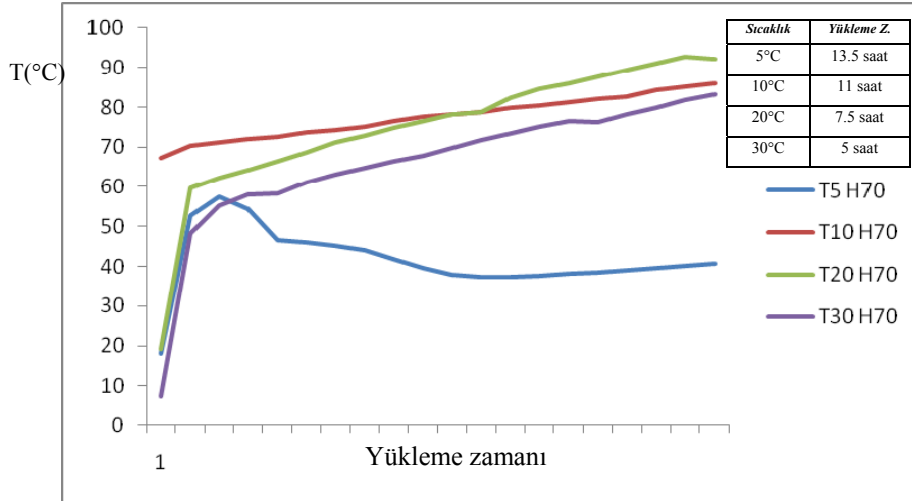
Şekil 3.14’de bağıl nemliliğin %40 olduğu durumdaki kondenser giriş sıcaklığı değişimi görülmektedir. Çevre sıcaklığına bağlı olarak değişen yükleme zamanları süresince kondenser giriş sıcaklıkları, kompresörde akışkan üzerindeki sıkıştırma işlemi sonunda artan basınç ve sıcaklık ile artış eğiliminde olup kompresör çıkış sıcaklığına benzer biçimde en yüksek değerine 30°C çevre koşulunda ulaşabilmekte ve 5 saatlik yükleme zamanı süresi sonunda giriş sıcaklığı 90°C mertebesine ulaşmaktadır. Düşük çevre koşullarında görülen karlanma ve ısı transferindeki azalma nedeni ile 5°C çevre koşulunda 12 saatlik yükleme zamanı sonunda akışkan sıcaklığı, kondenser giriş noktasında 60°C değerine ulaşabilmektedir.



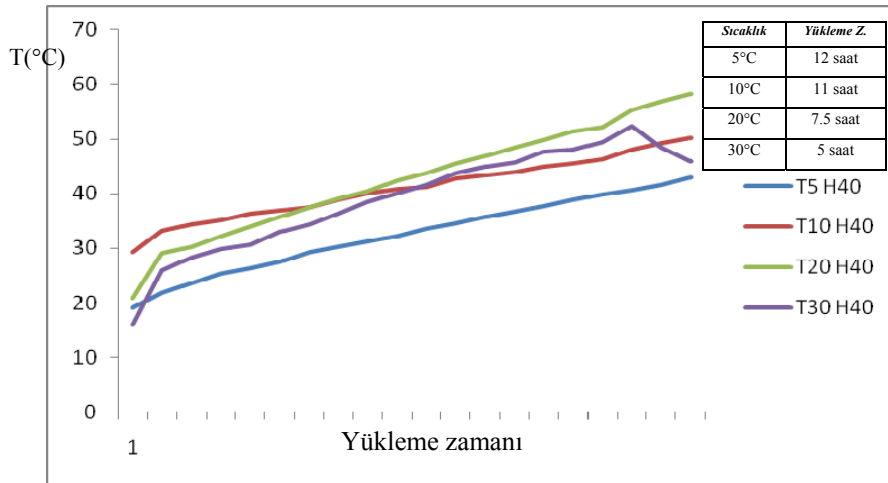
Şekil 3.15 Bağıl nemliliğin % 70 olduğu koşulda kondenser giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

Kondenser giriş sıcaklığının %70 ve %80 bağıl nemlilik koşullarında farklı çevre sıcaklıklarında yükleme zamanı süresince değişimi Şekil 3.15 ve 3.16’da özetlenmiştir. Giriş sıcaklıklarındaki değişim farklı çevre koşullarında ve farklı yükleme süreleri boyunca benzer bir değişim eğilimi göstermekte ve 30°C çevre koşulunda 5 saatlik yükleme süresi sonunda 90°C’ye kadar çıkarken, diğer bir çevre koşulu olan 10°C’de de 11 saatlik yükleme süresi sonunda 80°C mertebesine ulaşmaktadır. Buna karşın hem %70 hem de %80 nemlilik koşulunda ve 5°C çevre sıcaklığında, sistemde gözlemlenen karlanma ve buna bağlı ısı transferindeki azalmanın bir sonucu olarak,

13.5 saatlik yükleme zamanı sürecinde, işlem başlangıcında gözlenen artış eğilimi, yükleme zamanının ilerleyen sürecinde yerini azalmaya bırakmış ve yükleme zamanı sonunda 45°C değere ulaşabilmiştir.



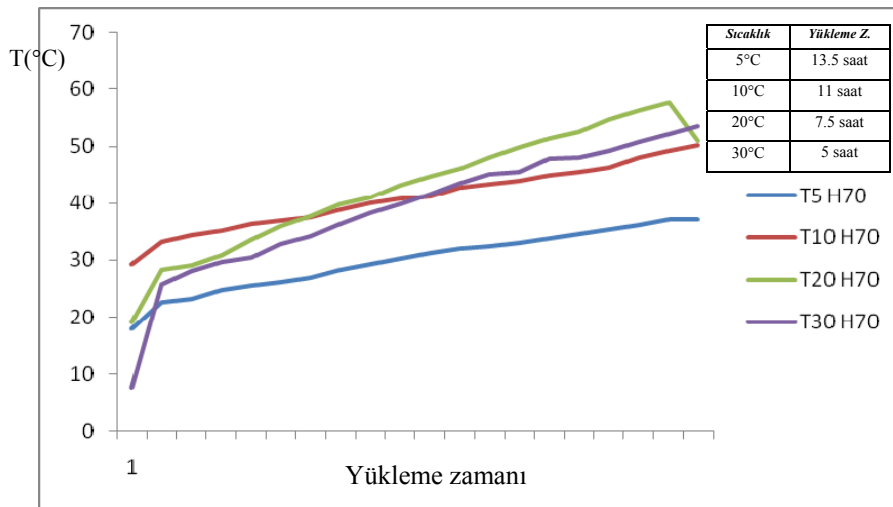
Şekil 3.16 Bağıl nemliliğin % 80 olduğu koşulda kondenser giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



Şekil 3.17 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda kondenser çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

Bağıl nemin %40 olduğu çalışma koşullarında kondenser çıkış sıcaklığındaki değişim Şekil 3.17'de belirtilmiştir. Düşük ortam sıcaklıklarında, azalan ısı transferi ile

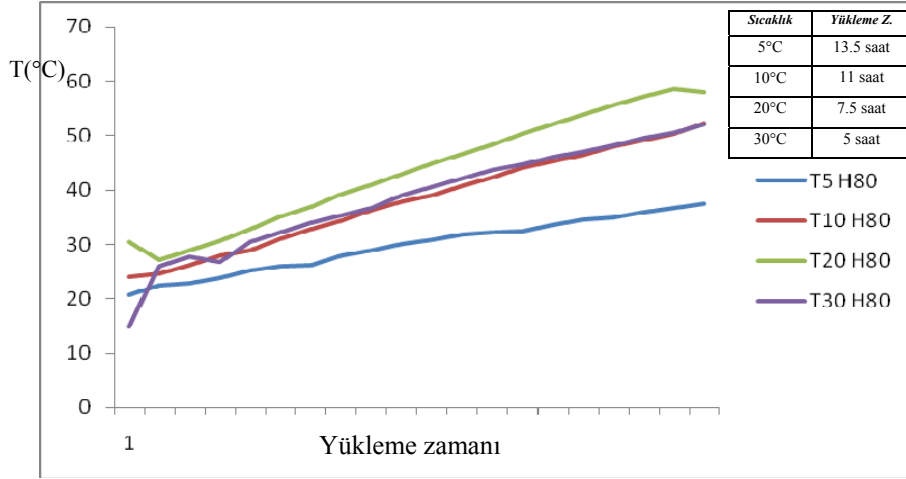
evaporatörde başlayan akışkan sıcaklığındaki azalma kondenser çıkışında bu eğilimini devam ettirmektedir. Farklı çalışma sıcaklıklarındaki farklı yükleme zamanlarında kondenser çıkışındaki sıcaklık değişiminin artış eğiliminde olduğu görülmüş ve belirtilen farklı yükleme sürelerinde ulaşılan en yüksek çıkış sıcaklığının 7.5 saatlik süre sonunda 55°C ile 20 °C çevre koşulunda gözlenmiş, en düşük çıkış sıcaklığı 12 saatlik süre sonunda 40°C ile 5°C lik çevre sıcaklığında gözlenmiştir.



Şekil 3.18 Bağıl nemliliğin % 70 olduğu koşulda kondenser çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

Şekil 3.18 ve 3.19’da ise daha yüksek bağıl nem koşullarında kondenser çıkışındaki sıcaklık değişimi farklı çevre sıcaklıkları gözetilerek özetlenmiştir. Belirtilen koşullarda sıcaklık değerleri ortam sıcaklığına göre farklılık gösteren yükleme zamanı süresince artış göstermektedir ve 10°C, 20°C ve 30°C sıcaklıklarında sırasıyla 11, 7.5 ve 5 saat sonunda hemen hemen aynı sıcaklık değerinde (50°C) işlemi tamamlarlarken, 5°C sıcaklık koşulunda sistemde gözlemlenen karlanmanın etkisiyle azalan ısı transferine bağlı olarak kondenser çıkış sıcaklığı ancak 35°C değerine ulaşabilmektedir. Sistem bu sıcaklık değerine 13.5 saatlik bir yükleme zamanı sonunda ulaşabilmektedir. Benzer değişimler %80 nemlilik koşulunda da gözlenmiş ve benzer eğilimler sonucunda çıkış noktasında benzer sıcaklık değerlerine ulaşıldığı görülmüştür. Ele alınan tüm

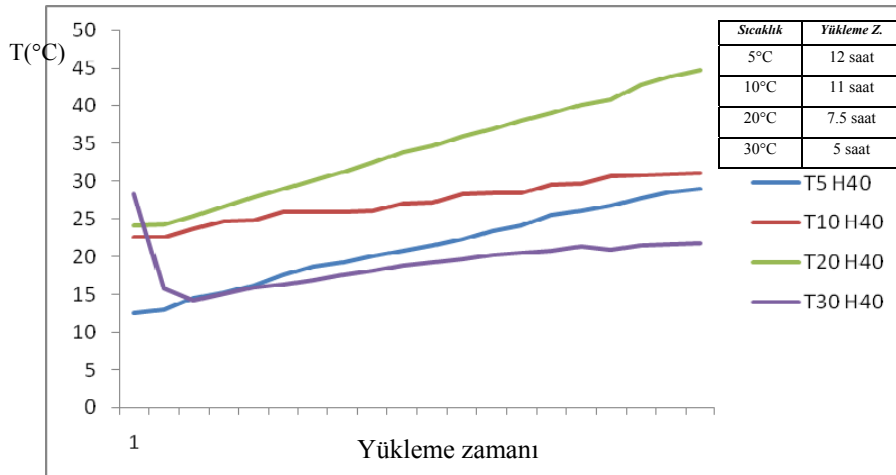
çalışma koşullarında kondenser giriş ve çıkışındaki sıcaklık ve basınç değişimi Ek A'de ayrı ayrı belirtilmiştir.



Şekil 3.19 Bağıl nemliliğin % 80 olduğu koşulda kondenser çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

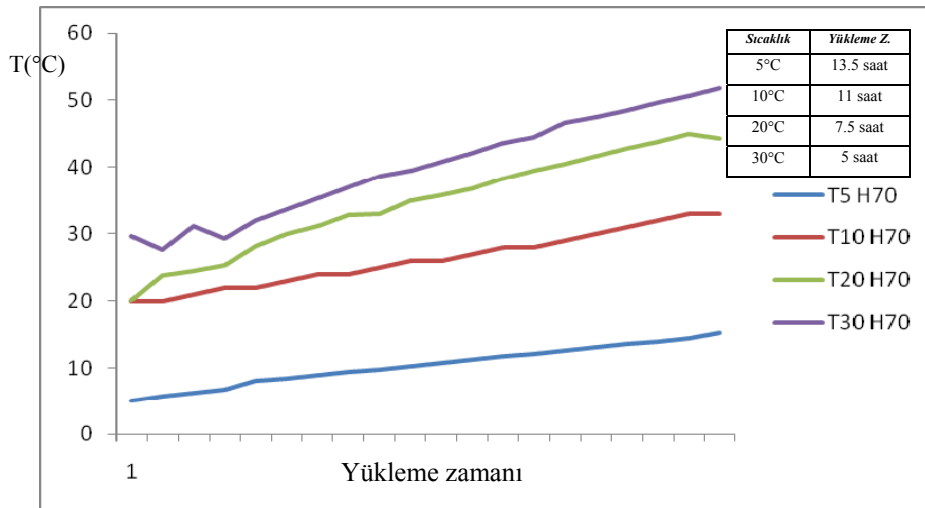
Kısılma vanası

Isı pompasında kondenserdan gelen doymuş sıvının sıcaklık ve basıncının düşürüldüğü komponenttir. Yüksek sıcaklıkta ve basınçta kısılma vanasına giren akışkanın, komponent çıkışında basıncında ve sıcaklığında düşüş gözlenir. Bu parametrelerin farklı çevre koşullarındaki değişimi grafiklerle özetlenmiştir (Şekil 3.20-3.22).



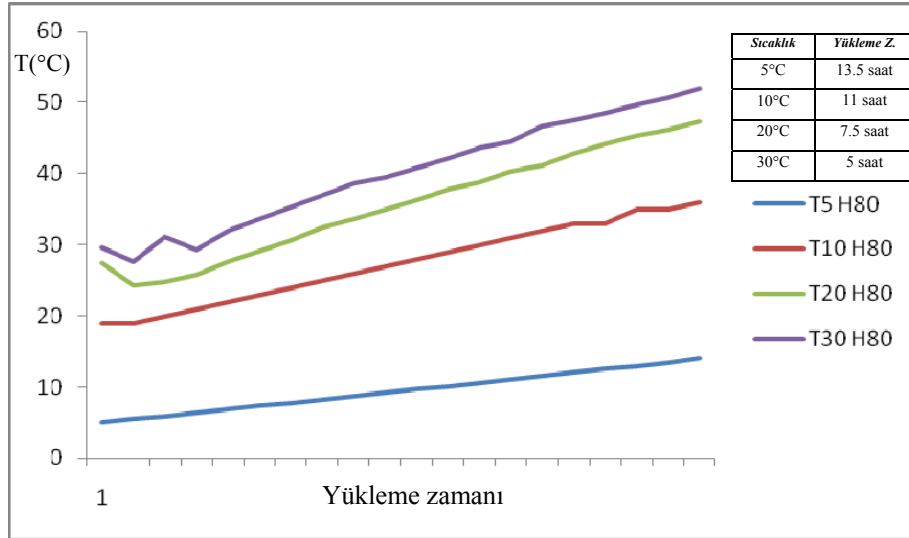
Şekil 3.20 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda kısılma vanası giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

Şekil 3.20’de bağıl nemliliğin %40 olduğu ve çevre sıcaklığının 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C olduğu koşullarda kısılma vanası girişindeki sıcaklık değişimi gösterilmiştir. Ortam sıcaklığına bağlı olarak değişen yükleme süreleri sonunda kısılma vanası giriş sıcaklığı yükselmektedir. 5 saatlik yükleme zamanı sonunda 30°C çevre koşulunda kısılma vanasına en yüksek giriş sıcaklığına (50°C) ulaşılırken, 12 saatlik yükleme zamanı sonunda 5°C’lik çevre sıcaklığında en düşük kısılma vanası giriş sıcaklık değeri (24°C) elde edilmektedir.



Şekil 3.21 Bağıl nemliliğin % 70 olduğu koşulda kısılma vanası giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

Bağıl nemliliğin yüksek olduğu %70 ve %80 koşullarında ve 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C çevre sıcaklıklarındaki kısılma vanası giriş sıcaklığındaki değişim Şekil 3.22 ve 3.23’de gösterilmiştir. Giriş sıcaklığındaki değişim farklı çevre sıcaklıklarında, bu koşullardaki yükleme zamanlarına bağlı olarak doğrusal bir artış göstermiş ve nemliliğin düşük olduğu koşullardakine benzer bir değişim gözlenmiştir. Kısılma girişindeki en yüksek sıcaklık değerine 50°C olarak, akışkana ısı aktarımının daha yüksek olduğu 30°C ortam koşulunda 5 saatlik bir yükleme süresi sonunda ulaşılmış buna karşın en düşük sıcaklık değerinin, karlanmanın gözlemlendiği ve ısı aktarımının azaldığı 5°C çalışma koşulunda 13.5 saatlik işlem süresi sonunda 10°C mertebesinde olduğu tespit edilmiştir.

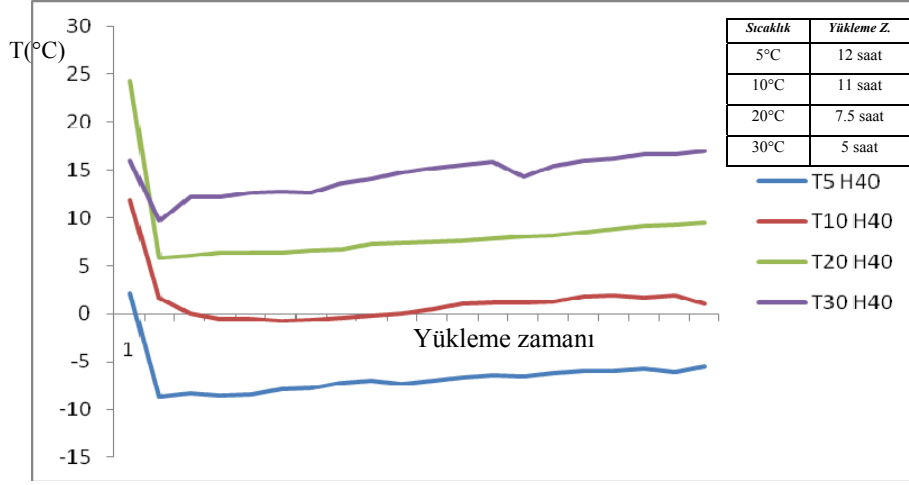


Şekil 3.22 Bağıl nemliliğin % 80 olduğu koşulda kısılma vanası giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

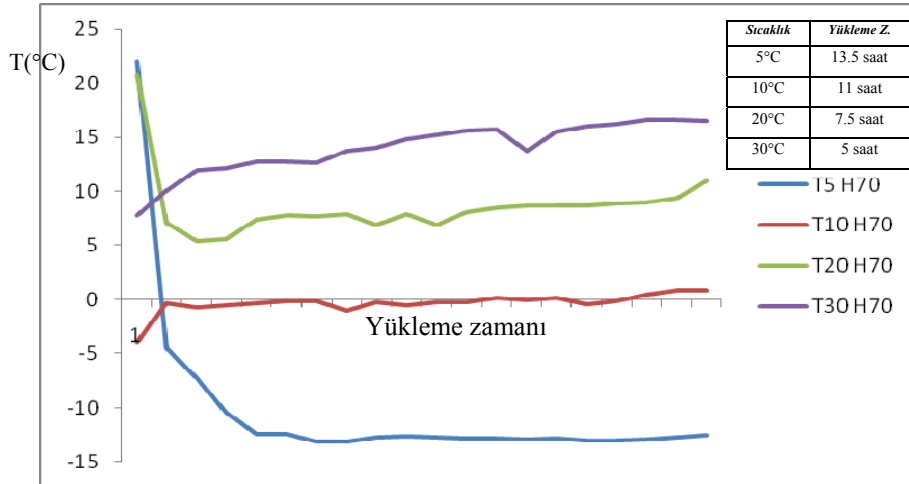
Ele alınan tüm çalışma koşullarındaki kısılma vanası giriş ve çıkışındaki sıcaklık ve basınç değişimi Ek A’de ayrı ayrı belirtilmiştir.

Evaporatör

Isı pompasında soğutucu akışkanın havadan aktarılan ısı ile buharlaştığı komponenttir. Bağıl nemlilik koşulunun %40, %70 ve %80 olduğu ve çevre sıcaklıklarının 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C olduğu koşullarda, komponent giriş ve çıkışındaki sıcaklık değişimleri Şekil 3.23-3.28’de özetlenmiştir. Şekil 3.23’de %40 bağıl nem koşulunda evaporatör giriş sıcaklığındaki değişim farklı yükleme zamanlarına sahip ortam sıcaklıkları için gösterilmiştir. Yüksek giriş değerleri ortam sıcaklığının 30°C olduğu koşulda 10°C - 15°C aralığında elde edilmiştir. Düşük ortam sıcaklıklarının akışkan sıcaklığı üzerindeki etkisi grafik ile açıkça belirtilmiştir. Azalan ısı aktarımına bağlı olarak, 12 saatlik yükleme zamanına sahip 5°C çevre sıcaklığındaki işlem süresince, akışkan sıcaklığı -10°C ve -5°C aralığında kalmaktadır.



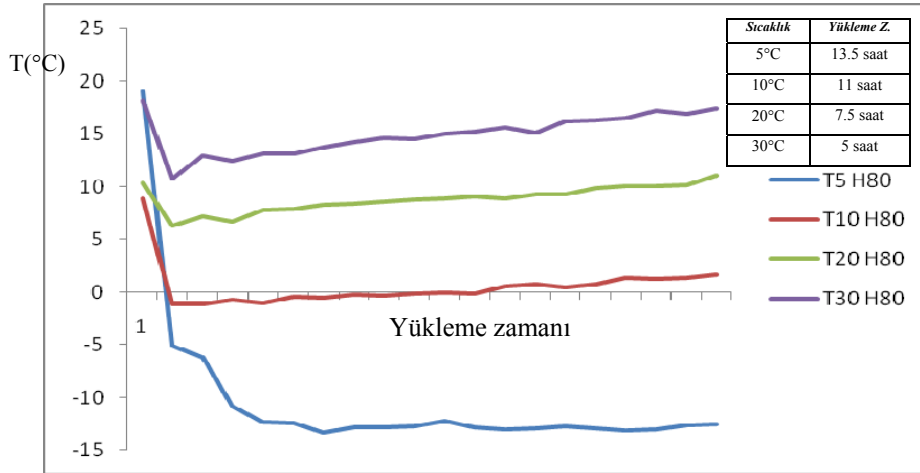
Şekil 3.23 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda evaporatör giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



Şekil 3.24 Bağıl nemliliğin % 70 olduğu koşulda evaporatör giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

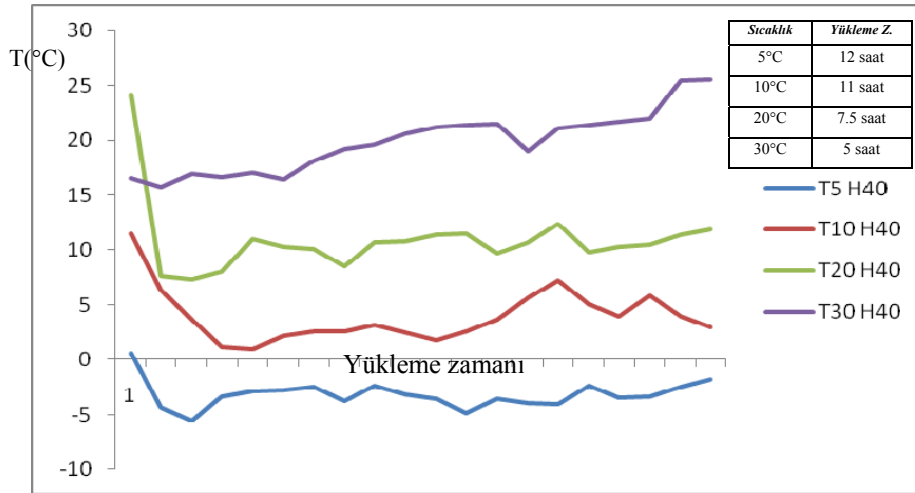
Yüksek bağıl nem koşullarının simüle edildiği %70 ve %80 koşullarında, 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C çevre sıcaklıklarında evaporatör giriş sıcaklığının değişimi 3.24 ve 3.25’de özetlenmiştir. Giriş sıcaklığındaki değişim her sıcaklık koşulu ve karşılık gelen yükleme zamanları boyunca ufak bir değişim görülse de en yüksek giriş değeri 30°C ortam koşulunda gözlenmekte ve en düşük giriş sıcaklık değeri 5°C’lık çalışma koşulunda 13.5 saatlik işlem süresince görülmektedir. %70 ve %80 nemlilik

koşullarında sıcaklığın karlanma etkisine bağlı olarak daha da düştüğü ve -10°C ile -15°C aralığında değiştiği belirlenmiştir.



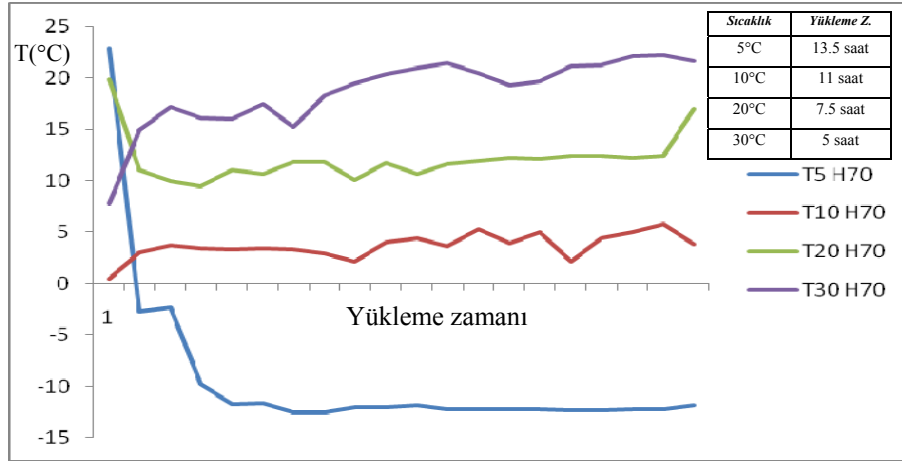
Şekil 3.25 Bağıl nemliliğin % 80 olduğu koşulda evaporatör giriş sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

Evaporatör çıkış sıcaklığının %40 bağıl nem ve 5°C , 10°C , 20°C ve 30°C çevre sıcaklıklarında değişimi Şekil 3.26 ve 3.27'de özetlenmiştir. Giriş sıcaklığına paralel bir değişim çıkış sıcaklığında da gözlenmiş ve en yüksek çıkış sıcaklığının 5 saatlik yükleme zamanı süresince, yüksek ısı aktarımına bağlı olarak 30°C ortam koşullarında olduğu görülmüştür. Buna karşın en düşük çıkış sıcaklığın giriş sıcaklığında olduğu gibi azalan ısı aktarımı neticesinde 5°C çevre koşullarında olduğu belirlenmiştir. 12 saatlik bu işlem süresince sıcaklığın ulaşabildiği en yüksek sıcaklık -2°C olabilmektedir.

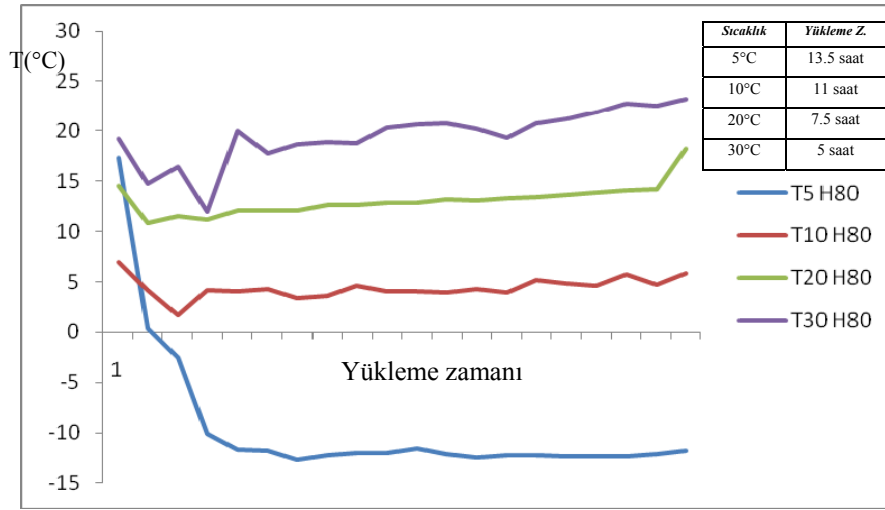


Şekil 3.26 Bağıl nemliliğin % 40 olduğu koşulda evaporatör çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

Şekil 3.27 ve 3.28’de ise yüksek bağıl nem koşullarında evaporatör çıkış sıcaklığındaki değişim gösterilmektedir. 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C çevre sıcaklıklarında farklı yükleme zamanına sahip işlemlerde çıkış sıcaklıkları giriş sıcaklıklarına paralel bir değişime sahip oldukları belirlenmiştir. İşlem sürelerince 5, 7.5, 11 ve 13.5 saat, çıkış sıcaklıklarındaki değişim dar bir aralıkta gerçekleşirken, en yüksek çıkış sıcaklık değerleri, 30°C değerinde gözlemlenmiş ve en düşük çıkış sıcaklık değeri 13.5 saatlik yükleme zamanı boyunca 5°C çevre koşulunda olduğu gözlenmiştir. Bu çalışma koşulunda sıcaklık, düşük giriş sıcaklığına bağlı olarak düşük bir çıkış değerine sahip olmakta ve karlanma durumuna bağlı olarak sıcaklığı -15°C ile -10°C arasında değişmektedir. Ele alınan tüm çalışma koşullarındaki evaporatör giriş ve çıkışındaki sıcaklık ve basınç değişimi Ek A’de ayrı ayrı belirtilmiştir.



Şekil 3.27 Bağıl nemliliğin % 70 olduğu koşulda evaporatör çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



Şekil 3.28 Bağıl nemliliğin % 80 olduğu koşulda evaporatör çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

3.4 Deneysel veriler sonucu

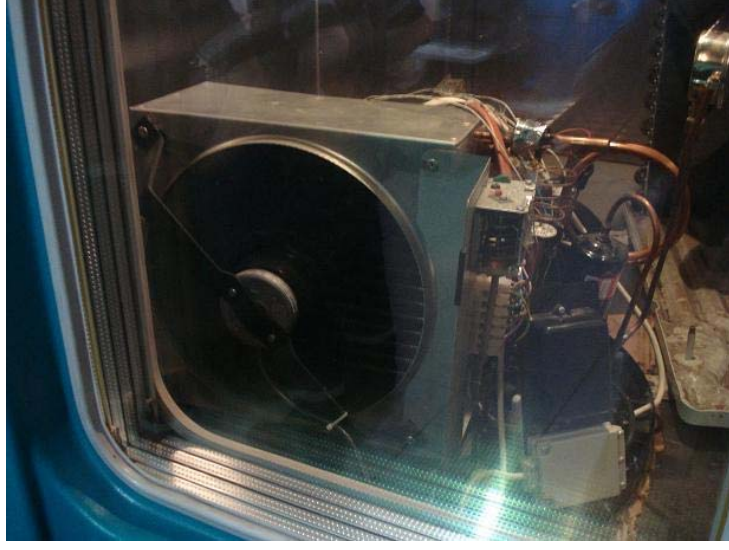
Yapılan testler sonucunda sistemin sıcaklık ve basınç dağılımları, incelenen sıcaklık ve basınç dikkate alınarak ve komponent bazında incelendi ve elde edilen sonuçlar grafiklerle özetlendi.

Şekillerde de görüldüğü üzere komponentlerde karşılaşılan en yüksek sıcaklıklar kompresör çıkışı ve Kondenser girişinde görülürken en düşük sıcaklıklar ise evaporatör giriş ve çıkışında ölçüldü. Gene grafiklerde görüldüğü üzere belirtilen bu sıcaklıkların en

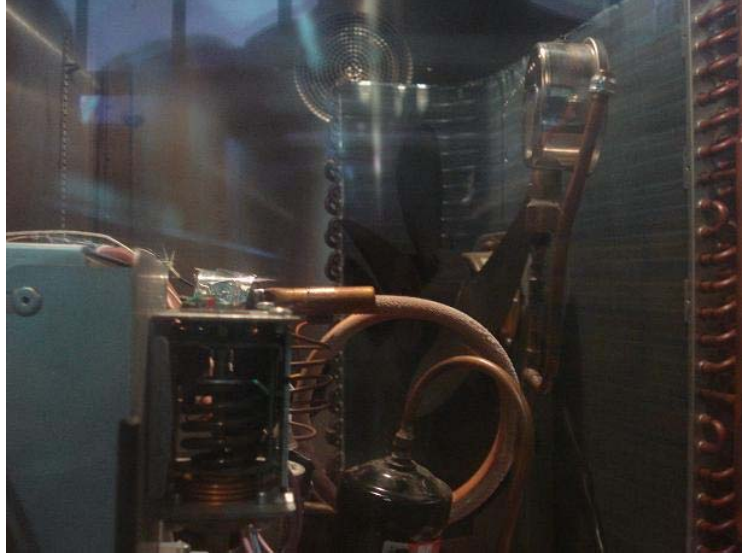
yüksek değerleri ortam sıcaklığının en yüksek olduğu koşullarda elde edildi. Çevre koşullarının göreceli olarak iyi olmadığı 5°C sıcaklık ve %80 nem koşulunda evaporatör giriş sıcaklığının düşük olduğu ve buna bağlı olarak sistemin diğer komponentlerindeki sıcaklık değerlerinin de düştüğü gözlemlendi.

Grafiklerde ayrıca, görüldüğü üzere kompresör giriş basıncı belirtilen koşulların tümünde sistemin çalışması süresince neredeyse sabit kalırken, kompresör çıkış basıncı çalışma süresince doğrusal bir artış göstermektedir. Ancak bu artış yüksek nem, düşük sıcaklık koşullarında diğer belirtilen koşullara nazaran daha düşük seviyede olmaktadır. Belirtilen koşullarda gözlemlenen düşüş çevre koşullarına bağlı olarak evaporatörde gerçekleşen buharlaşma sıcaklığındaki düşüş nedeniyle oluşmaktadır. 20°C ve 30°C çevre koşullarında kompresör çıkış basıncı yükleme zamanlarındaki farklılıklarla birlikte (Çizelge 3.4 ve 3.5) bu süreçte benzer bir eğilim göstermekte ve benzer değerlere ulaşmaktadırlar. Ayrıca düşük çevre sıcaklıklarında kompresör çıkış basıncında dikkate değer bir düşüş görülmektedir. Yüksek çevre sıcaklıklarında çıkış basıncı 2MPa değerine kadar ulaşmakta ancak düşük çevre sıcaklıklarında bu değer 1 MPa mertebesinde olmaktadır. Bu durum düşük sıcaklıklarda sistemin etkinlik değerindeki düşüşün nedenlerinden birisini oluşturmaktadır.

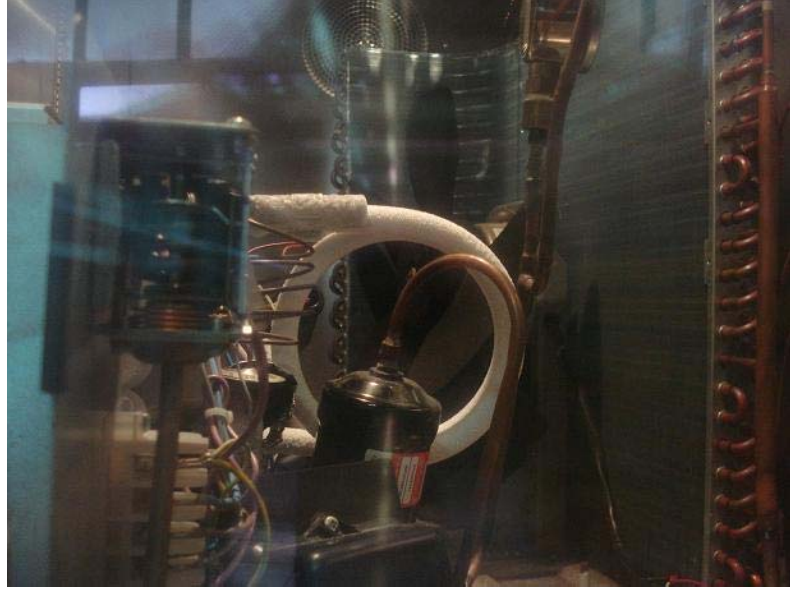
Sistemde yüksek bağıl nem düşük sıcaklık koşullarında meydana gelen komponent sıcaklıkları ve basıncındaki azalma ve buna bağlı oluşan performans düşüşü belirtilen koşullarda gözlemlenen karlanmanın bir sonucudur. Belirtilen koşullarda evaporatörün karlanma ile birlikte ısı alma özelliği azalmakta ve sistem havanın ıslısından yararlanamamaktadır. Şekil 3.29-31'de karlanmanın sistem üzerindeki değişimi gösterilmiştir.



Şekil 3.29 Sistemin başlangıç şartlarındaki durumu



Şekil 3.30 Sistemin karlanma başlangıcındaki durumu



Şekil 3.31 Sistemin karlanma durumu (evaporatör girişi)

4. SİSTEMİN EKSERJİ ANALİZİ

4.1 Amaç

Bu bölümde hava kaynaklı su isticısının deneysel çalışmalar sonucunda toplanan verilerine bağlı olarak sistemin performansı; etkinlik katsayısı, buharlaşma ve yoğuşma ısıları ve ekserji analizleri ile ortaya konulacaktır. Sistemin bu yöndeki değerlendirmesi MATLAB 7.3 yazılımında hazırlanan program aracılığıyla gerçekleştirilecektir.

4.2 Teorik Analiz

Sistemin, termodinamiğin 1. ve 2. yasa analizlerinin yapılması esnasında aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Sistem sürekli akışlı sürekli açık sistemdir.
- Sistemin kararlı akışta olduğu kabul edilmiştir.
- Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilirdir.
- Sisteme olan ısı transferi ve sistem tarafından üretilen iş'in işareti '+' kabul edilmiştir.
- Komponentler arasındaki borular boyunca çevreye ya da çevreden ısı aktarımı ihmal edilmiştir.
- Komponentler arasındaki borular boyunca basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Hava ideal gaz olarak kabul edilmiştir.
- Fan'daki güç tüketimi kompresörün güç tüketimi yanında ihmal edilmiştir.
- Ölü haller test edilen her bir iklim koşulu için ayrı ayrı belirlenmiştir.

Sisteme uygulanan denge denklemleri;

Kütle korunum denklemi;

Kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan kütle miktarı kontrol hacmindeki kütle değişim miktarını vermektedir. Bu durum,

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} \quad (4.1)$$

Denklemleri ile ifade edilir.

Ancak birçok mühendislik çalışmasında özelliklerin zamanla değişmediği durumlar göz önüne alınır. Bu tür durumlar sürekli rejim olarak adlandırılır ve sürekli rejimde kütle miktarı sabittir. *Sürekli-Akışlı Sürekli-Açık işlemler* ya da kısaca *SASA* işlemi olarak anılan bu işlemlerde kontrol hacmi için kütle korunumu denklemi; kütle miktarının sabit olmasından dolayı ($\frac{dm_{cv}}{dt} = 0$), aşağıdaki gibi yazılır,

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (4.2)$$

Burada \dot{m} kütleli debi 'in' giriş göstermektedir ve 'out' çıkışı göstermektedir.

Enerji korunum denklemi;

Bir kontrol hacmindeki enerji korunum denklemi yazılırken, net ısı ve iş geçişine bağlı toplam enerji değişiminin yanında, kütle giriş çıkışı ile gerçekleşen enerji değişimine de maruz kalmaktadır. Enerji korunumu, belirtilen bu durumlar dikkate alınarak,

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_i e_{fi} - \dot{m}_e e_{fe} \quad (4.3)$$

Burada $e_f = h + \frac{1}{2}V^2 + gZ$ biçiminde tarif edilmektedir.

Sürekli akışlı sürekli açık sistemlerde, birim zamanda enerji değişimi olmadığı dikkate

alındığında $\frac{dE_{cv}}{dt} = 0$, Denklem 4.3 şu şekilde yazılır;

$$\dot{Q}_{cv} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{1}{2}V_i^2 + gZ_i \right) = \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gZ_e \right) + \dot{W}_{cv} \quad (4.4)$$

İkinci yasa analizi;

Akışkan akışı olan kontrol hacimlerinde entropi değişimi, ısı aktarımı ile kazanılan entropi, kontrol hacmi içerisinde tersinmezlikler nedeniyle ortaya çıkan entropi ve kütle giriş ve çıkışında taşınan net entropi'nin toplamı olarak tarif edilmektedir. Belirtilen bu durum eşitlik olarak aşağıdaki biçimde gösterilir;

$$\frac{dS_{cv}}{dt} = \dot{m}_i s_i - \dot{m}_e s_e + \frac{\dot{Q}_{cv,k}}{T_k} + \dot{S}_{cv_{\text{üretim}}} \quad (4.5)$$

Ele alınan kontrol hacminin sürekli rejimde akış olması halinde sistem, sürekli akışlı sürekli açık işlemi haline döneceğinden, Denklem 4.5'de eşitliğin sol tarafındaki zamana bağlı ifade $\frac{dS_{cv}}{dt} = 0$ olur, bu durumda eşitlik,

$$\dot{S}_{cv_{\text{üretim}}} = \dot{m}_e s_e - \dot{m}_i s_i - \frac{\dot{Q}_{cv,k}}{T_k} \quad (4.6)$$

Ekserji denge denklemi;

Entropide olduğu gibi ekserjide de korunum söz konusu değildir. Tersinmezliğin olduğu durumlarda ekserji mutlaka azalacaktır. Kontrol hacmi için ekserji değişimi, hacme ısı yada işe bağlı ekserji transferi, giren-çıkan kütle ile transfer olan ekserjinin yanında tersinmezliklere bağlı ekserji yıkım ifadelerinin tümünün toplamı olarak tarif edilmektedir. Bu ifade;

$$\frac{dEx_{cv}}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q}_{cv,k} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_{in} \psi_{in} - \sum \dot{m}_{out} \psi_{out} - \dot{Ex}_d \quad (4.7)$$

olarak gösterilir. Burada ψ akış ekserjisini göstermektedir;

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

Kontrol hacminde belirtilen akışın sürekli rejimde olması durumunda Denklem 4.7'de

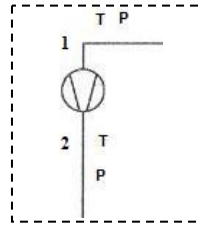
eşitliğin sol tarafındaki ifadenin de $\frac{dEx_{cv}}{dt} = 0$ olacağından eşitlik şu şekilde yazılır,

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q}_{cv,k} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_{in} \psi_{in} - \sum \dot{m}_{out} \psi_{out} = \dot{Ex}_d \quad (4.8)$$

4.3 Isı pompası komponentlerinin ekserji analizi

Belirtilen denge denklemlerinin her bir komponent için ayrı ayrı uygulanması ile aşağıdaki denklemler elde edilir;

Kompresörün ekserji analizi,

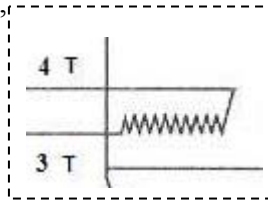


$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{ref} \quad (4.9)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref} (h_{2act} - h_1) \quad (4.10)$$

$$\dot{Ex}_{d,comp} = \dot{m}_{ref} (\psi_1 - \psi_{2act}) + \dot{W}_{comp} \quad (4.11)$$

Kondenserin ekserji analizi,



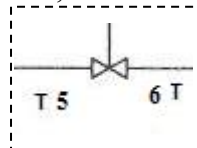
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{ref} ; \quad (4.12)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} (h_{3act} - h_4) ; \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{water} = \dot{m}_w C_{p,w} (T_f - T_i) \quad (4.14)$$

$$\dot{E}x_{d,cond} = \dot{m}_{ref} (\psi_{3act} - \psi_4) - \dot{Q}_w \left(1 - \frac{T_0}{T_w}\right) \quad (4.15)$$

Kısılma vanasının ekserji analizi,

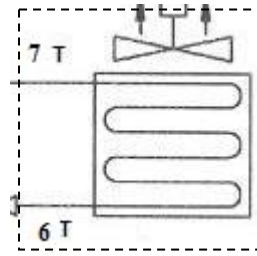


$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{ref} \quad (4.16)$$

$$h_5 = h_6 \quad (4.17)$$

$$\dot{E}x_{d,cond} = \dot{m}_{ref} (\psi_5 - \psi_6) \quad (4.18)$$

Evaporatörün ekserji analizi,



$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{ref} \quad \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{air} \quad (4.19)$$

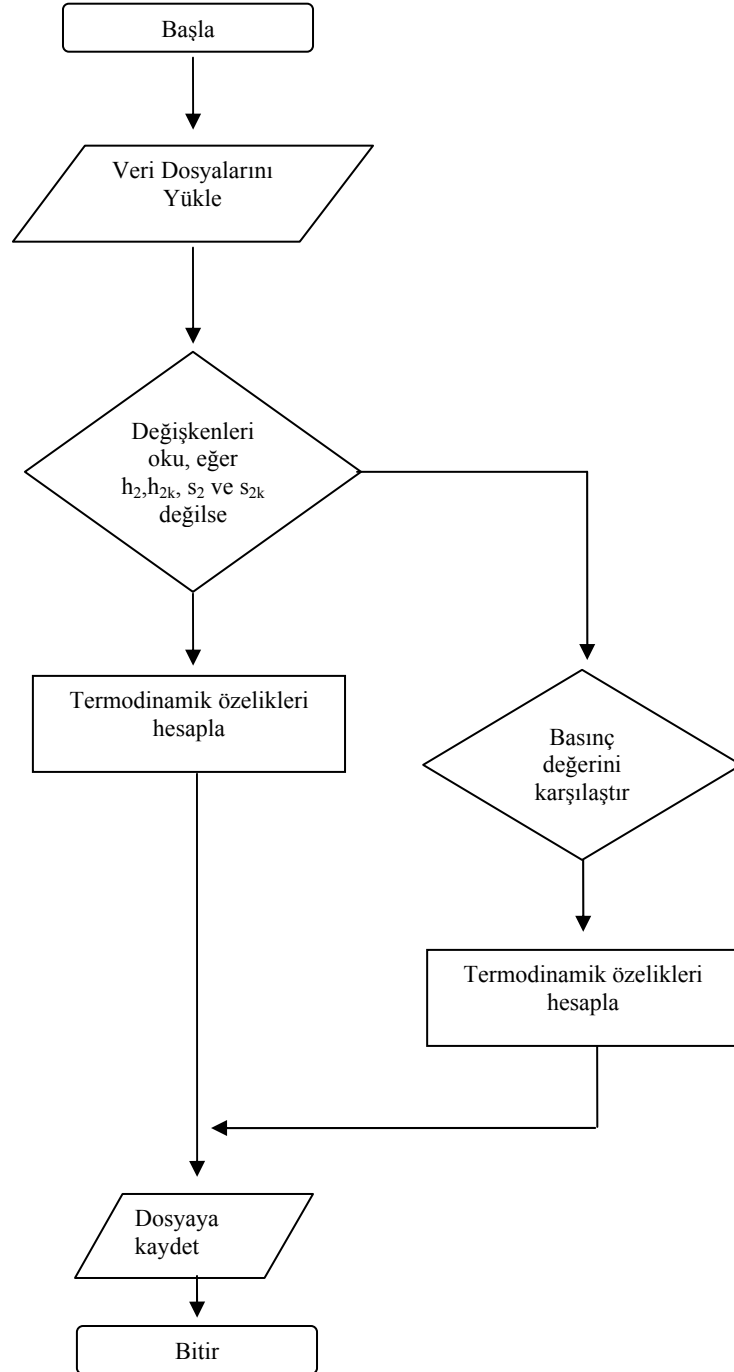
$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref} (h_7 - h_6) \quad (4.20)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{fan} = \dot{m}_{air} C_{p,air} (T_8 - T_9) \quad (4.21)$$

$$\dot{E}x_{d,evap} = \dot{m}_{ref} (\psi_6 - \psi_7) + \dot{m}_{air} (\psi_8 - \psi_9) \quad (4.22)$$

4.4 Simülasyon Programı

Testlerde elde edilen sıcaklık ve basınç değerlerine bağlı olarak sistemin buharlaşma ve yoğuşma ısıları ve sistemin her bir komponentinin ekserji yıkımları MATLAB 7.3 yazılımı ile hazırlanan program ile simüle edilmiştir. Programın akış şeması Şekil 4.1 'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Simülasyon programının akış şeması

Kullanılan program ile belirlenmiş koşullardaki performans ölçütleri mevcut çalışmalardan farklı olarak tüm bir yükleme zamanı süresince kayıt edildi ve kayıt edilen bu verilere bağlı olarak hesaplandı. Bu sayede sistemin mevcut ekserji analizi çalışmalarından farklı olarak tek bir hal için değil işlem sürecinde sistemin bütün halleri için ekserji yıkım değeri hesaplanmış oldu. Bu hesaplama hem her bir komponent için ayrı ayrı, hemde sistemin bütünündeki ekserji yıkımı değişimi olarak gösterildi. Sistem içerisinde akış sürekli olduğu halde, su deposundaki sıcaklık zamanla değişmektedir. Çalışmada sıcaklığı zamanla değişen ısı kaynağının sistemin ve her bir komponentin ekserji yıkımına tesiri deneylerle tespit edilmiş ve program ile hesaplanmıştır. Program belirtilen çevre koşullarında toplanan verilerin okunması ve MATLAB'a aktarılması ile başlar, okunan bu veriler programa yerleştirilen kıstaslar ile değerlendirilir, uygun hesaplama yöntemi ile de hesaplanır, hesaplama bittikten sonra da elde edilen veriler açılan dosyaya kaydedilir. Program için kullanılan veri tabanı R 134 a gazına ait doymuş sıvı ve kızgın buhar hallerinin termodinamik özellikleridir. (Saad, 1997)

Programda gerçekleştirilen işlemler, basamaklar halinde aşağıda örnekleri ile özetlenmiştir;

Öncelikle Şekil 4.1'de belirtildiği gibi kaydedilen ölçüm verileri program tarafından okunur. Her bir komponentin giriş ve çıkışındaki ölçüm noktalarından toplanan bu değerler program tarafından belirlenir. Örnek olarak alınan bir koşul ve bu koşulda belirlenen bir zamana dair hesaplama bu bölümde gösterilmiştir. Çizelge 4.x'de 20°C sıcaklık ve %80 bağıl nem koşulunda 30. dakika da ölçülen değerler ve programa işleniş sırasına göre neyi temsil ettikleri gösterilmiştir.

Çizelge 4.1 Program tarafından okunan veriler

| Pcomp-in (mAm.) | P comp-out(mAm.) | Tcomp-in | Tcomp-out | T evap-in | Tevap-out | Tkon-in | Tkon-out | Tkis-in |
|-----------------|------------------|----------|-----------|-----------|-----------|---------|----------|---------|
| 5.087 | 7.865 | 13.465 | 58.5 | 6.408 | 11.05 | 60.34 | 27.175 | 23.5 |

Her bir nokta için okunan bu değerlerin termodinamik özellikleri programa eklenen veri tabanında interpolasyon işlemi yapılarak hesaplanır. (Programa eklenen veri tabanı Ek.x'de verilmiştir.) Şekil 3.6 da belirtilen her bir noktanın entalpi ve entropi değerleri

okunan sıcaklık ve basınç değerleri dikkate alınarak aşağıda belirtilen interpolasyon işlemleri ile hesaplanır.

Kompresör girişindeki entalpi ve entropi değerleri ;

$$h_1 = \text{interp1}(A(:,1), A(:,4), x(:,2)) = 406.4404 \text{ kJ/s}$$

$$s_1 = \text{interp1}(A(:,1), A(:,6), x(:,2)) = 1.7214 \text{ kJ/s.K}$$

Burada; interp1: MATLAB da interpolasyon komutunu, h_1 : kompresör girişindeki entalpi, s_1 : kompresör girişindeki entropi, A doymuş sıvı özelliklerinin bulunduğu verileri içeren matrisi, 1, 4 ve 6 bu matriste interpolasyonu yapılacak sıcaklık, entalpi ve entropi sütunlarını, x verilerin okunduğu dosyayı, 2 ise, bu kümede kompresör giriş sıcaklık sütununu göstermektedir.

Kompresör çıkışındaki entalpi ve entropi değerleri;

$$h_{2_1} = \text{interp1}(C1(:,1), C1(:,2), y(m,4));$$

$$h_{2_2} = \text{interp1}(C2(:,1), C2(:,2), y(m,4));$$

$$Cn = [0.7 h_{2_1}; 0.8 h_{2_2}];$$

$$h_2(m) = \text{interp1}(Cn(:,1), Cn(:,2), y(m,10)) = 440.6303 \text{ kJ/s}$$

$$s_{2_1} = \text{interp1}(C1(:,1), C1(:,3), y(m,4));$$

$$s_{2_2} = \text{interp1}(C2(:,1), C2(:,3), y(m,4));$$

$$Cn2 = [0.7 s_{2_1}; 0.8 s_{2_2}];$$

$$s_2(m) = \text{interp1}(Cn2(:,1), Cn2(:,2), y(m,10)) = 1.7798 \text{ kJ/s.K}$$

Burada; interp1 MATLAB'de interpolasyon komutunu, h_{2_1} : kızgın buhar hali için bir alt basınçtaki entalpi değeri, h_{2_2} : kızgın buhar hali için bir üst basınçtaki entalpi değeri, C: kızgın buhar halindeki termodinamik özelliklerini içeren veri matrisini, 1 ve 2 bu matrislerdeki sıcaklık ve entalpi sütunlarını, Cn: h_{2_1} ve h_{2_2} değerlerine bağlı oluşturulan yeni matrisi, s_{2_1} : kızgın buhar hali için bir alt basınçtaki entropi değeri, s_{2_2} : kızgın buhar hali için bir üst basınçtaki entropi değeri, 1 ve 3 bu matrislerdeki

sıcaklık ve entropi sütunlarını, Cn2: s_{2_1} ve s_{2_2} değerlerine bağlı oluşturulan yeni matrisi, y verilerin okunduğu dosyayı, 4 ise bu dosya da kompresör çıkış sıcaklığının okunduğu sütunu, 10 ise kompresör çıkış basıncını göstermektedir.

Kondenser girişindeki entalpi ve entropi değerleri;

$$h_{3_1} = \text{interp1}(C1(:,1), C1(:,2), y(m,7));$$

$$h_{3_2} = \text{interp1}(C2(:,1), C2(:,2), y(m,7));$$

$$Cn = [0.7 h_{2k_1}; 0.8 h_{2k_2}];$$

$$h_3(m) = \text{interp1}(Cnk(:,1), Cnk(:,2), y(m,10)) = 442.56 \text{ kJ/s}$$

$$s_{3_1} = \text{interp1}(C1(:,1), C1(:,3), y(m,7));$$

$$s_{3_2} = \text{interp1}(C2(:,1), C2(:,3), y(m,7));$$

$$Cn2 = [0.7 s_{2k_1}; 0.8 s_{2k_2}];$$

$$s_3(m) = \text{interp1}(Cn2k(:,1), Cn2k(:,2), y(m,10)) = 1.7857 \text{ kJ/s.K}$$

Burada; interp1 MATLAB'de interpolasyon komutunu, h_{3_1} : kızgın buhar hali için bir alt basınçtaki entalpi değeri, h_{3_2} : kızgın buhar hali için bir üst basınçtaki entalpi değeri, C: kızgın buhar halindeki termodinamik özelliklerini içeren veri matrisini, 1 ve 2 bu matrislerdeki sıcaklık ve entalpi sütunlarını, Cn: h_{3_1} ve h_{3_2} değerlerine bağlı oluşturulan yeni matrisi, s_{3_1} : kızgın buhar hali için bir alt basınçtaki entropi değeri, s_{3_2} : kızgın buhar hali için bir üst basınçtaki entropi değeri, 1 ve 3 bu matrislerdeki sıcaklık ve entalpi sütunlarını, Cn2: s_{3_1} ve s_{3_2} değerlerine bağlı oluşturulan yeni matrisi, y verilerin okunduğu dosyayı, 7 ise bu dosya da kondenser giriş sıcaklığının okunduğu sütunu, göstermektedir.

Kondenser çıkışındaki entalpi ve entropi değerleri;

$$h_4 = \text{interp1}(A(:,1), A(:,2), x(:,5)) = 237.732 \text{ kJ/s}$$

$$s_4 = \text{interp1}(A(:,1), A(:,5), x(:,5)) = 1.1305 \text{ kJ/s.K}$$

Burada; interp1:MATLAB da interpolasyon komutunu, h_4 : kondenser çıkışındaki entalpi, s_4 : kondenser çıkışındaki entropi, A: doymuş sıvı özelliklerinin bulunduğu

verileri içeren matrisi, 1, 2 ve 5 bu matriste interpolasyonu yapılacak sıcaklık, entalpi ve entropi sütunlarını, x verilerin okunduğu dosyayı, 5 ise: bu kümede kondenser çıkış sıcaklık sütununu göstermektedir.

Kısılma vanası giriş ve çıkışındaki entalpi ve entropi değerleri;

$$h_5 = \text{interp1}(A(:,1), A(:,2), x(:,6)) = 232.47 \text{ kJ/s}$$

$$h_6 = \text{interp1}(A(:,1), A(:,2), x(:,3)) = 208.45 \text{ kJ/s}$$

$$h_f = \text{interp1}(A(:,1), A(:,2), x(:,3)) = 208.7149 \text{ kJ/s}$$

$$h_{fg} = \text{interp1}(A(:,1), A(:,3), x(:,3)) = 193.77 \text{ kJ/s}$$

Sabit entalpide gerçekleşen kısılma vanasındaki kısma işleminde öncelikle kuruluk derecesi hesaplanmış ve elde edilen kuruluk derecesine bağlı olarak kısılma vanası giriş ve çıkışındaki entropi değerleri hesaplanmıştır.

$$\text{kurux} = (h_3 - h_f) / h_{fg} = 0.1266$$

$$s_f = \text{interp1}(A(:,1), A(:,5), x(:,3)) = 1.0312 \text{ kJ/s.K}$$

$$s_g = \text{interp1}(A(:,1), A(:,6), x(:,3)) = 1.7246 \text{ kJ/s.K}$$

$$s_5 = \text{interp1}(A(:,1), A(:,5), x(:,6)) = 1.1131 \text{ kJ/s.K}$$

$$s_6 = s_f + \text{kurux} * (s_g - s_f) = 1.1162 \text{ kJ/s.K}$$

Burada; h_5 : giriş noktasındaki entalpi, h_6 : çıkış noktasındaki entalpi, h_f : çıkış noktasında akışkanın sıvı fazındaki entalpi değeri, h_{fg} : çıkış noktasında sıvı buhar fazındaki akışkan entalpisi, kurux : kuruluk derecesi, s_f : çıkış noktasında akışkanın sıvı fazındaki entropi değeri, s_{fg} : çıkış noktasında sıvı buhar fazındaki akışkan entropisi, s_5 : giriş noktasındaki entropi, s_6 : çıkış noktasındaki entropi, A: doymuş sıvı özelliklerinin bulunduğu verileri içeren matrisi, 1, 2, 3, 5 ve 6 sırasıyla sıcaklık, doymuş sıvı entalpisi, sıvı-buhar karışımı entalpisini, sıvı entropi, sıvı buhar entropisini, x verilerin okunduğu dosyayı, 5 ve 6 sırasıyla kısılma vanası giriş ve çıkış sıcaklıklarını göstermektedir.

Evaporatör çıkışındaki entalpi ve entropi değerleri ise;

$$h_7 = \text{interp1}(A(:,1), A(:,4), x(:,4)) = 405.088 \text{ kJ/ K}$$

$$s_7 = \text{interp1}(A(:,1), A(:,6), x(:,4)) = 1.7225 \text{ kJ/s.K}$$

Burada; interp1:MATLAB da interpolasyon komutunu, h_7 : evaporatör çıkışındaki entalpi, s_7 : evaporatör çıkışındaki entropi, A: doymuş sıvı özelliklerinin bulunduğu verileri içeren matrisi, 1, 4 ve 6 bu matriste interpolasyonu yapılacak sıcaklık, entalpi ve entropi sütunlarını, x verilerin okunduğu dosyayı, 5 ise: bu kümede evaporatör çıkış sıcaklık sütununu göstermektedir.

Belirtilen bu hesaplamalar sonucunda sistemin her bir parçası için program tarafından hesaplanan toplam yıkım değeri her bir komponent için,

Kompresör için;

$$X_{\text{comp_dest}} = m_{\text{dot}} * (h_1 - h_2) - (293 * (s_1 - s_2)) + W_{\text{comp_dot}} = 0.2051 \text{ kW}$$

Kondenser için;

$$X_{\text{con_dest}} = (h_3 - h_4) - (293 * (s_3 - s_4)) + Q_{\text{con_dot}} * (1 - T_{\text{rat}}) = 0.1544 \text{ kW}$$

Kısılma vanası için;

$$X_{\text{exp_dest}} = m_{\text{dot}} * 293 * (s_5 - s_6) = 0.011 \text{ kW}$$

Evaporatör için;

$$X_{\text{eva_dest}} = m_{\text{dot}} * (h_6 - h_7) - (293 * (s_6 - s_7)) - m_{\text{air}} * (h_8 - h_9) - (283 * (s_8 - s_9)) = 0.0977 \text{ kW}$$

olarak elde edilmiştir.

4.5 Ekserji Analizi Sonuçlar

Önceki bölümde belirtilen ‘genel’ ve ‘komponent’ bazındaki ekserji denklemlerinden yararlanılarak sistemin belirlenen koşullar altındaki ekserji oranları ve ekserji kayıpları hesaplandı. Ekserji oranları aşağıdaki tablolarda her bir komponentin giriş ve çıkışındaki veriler göz önüne alınarak belirli bir hal için hesaplanıp gösterilirken, ekserji yıkımındaki değişim MATLAB 7.3 ’de hazırlanan program ile yükleme süresince ortaya çıkan her bir hal için grafiklerde gösterilmiştir.

Çizelge 4.2 – 4.5’de hava kaynaklı ısı pompasının dört farklı çevre koşulunda belirlenen halleri için termodinamik özellikleri gösterilmiştir. Her bir komponentin giriş ve çıkışındaki basınç ve sıcaklıklar dikkate alarak belirtilen hallerindeki hesaplanan termodinamik özellikler, komponentlerin ekserji oranlarının belirlenmesinde yararlı olmuştur.

Çizelge 4.2 Hava kaynaklı ısı pompasının $T = 5\text{ C}$ ’de ve %80 bağıl nem koşullarında termodinamik özellikleri

| | Sıcaklık T (C) | Basınç P (Bar) | ÖzgülEntalpi h(kJ/kg) | Özgül Entropi s(kJ/kgK) | Kütleli debi m | Özgül ekserji (kJ/kg) | Ekserji oranı (kw) |
|---|----------------|----------------|-----------------------|-------------------------|----------------|-----------------------|--------------------|
| 1 | -13.2 | 0.495 | 390.978 | 1.7361 | 0.014 | 13.7522 | 0.1925308 |
| 2 | 38.5 | 10.009 | 420.2 | 1.7147 | 0.014 | 21.419 | 0.299866 |
| 3 | 41.3 | 10.009 | 421.63 | 1.7191 | 0.014 | 21.6258 | 0.3027612 |
| 4 | 37.8 | 10.009 | 253.344 | 1.1808 | 0.014 | 2.9872 | 0.0418208 |
| 5 | 15.5 | 10.009 | 221.2 | 1.0748 | 0.014 | 0.3112 | 0.0043568 |
| 6 | -12.6 | 0.495 | 221.2 | 0.9367 | 0.014 | 38.703 | 0.541842 |
| 7 | -11.9 | 0.495 | 391.72 | 1.7355 | 0.014 | 12.8434 | 0.1798076 |

Çizelge 4.3 Hava kaynaklı ısı pompasının $T = 10\text{ C}$ ’de ve %80 bağıl nem koşullarında termodinamik özellikleri

| | Sıcaklık T (C) | Basınç P (Bar) | ÖzgülEntalpi h(kJ/kg) | Özgül Entropi s(kJ/kgK) | Kütleli debi m | Özgül ekserji (kJ/kg) | Ekserji oranı (kw) |
|---|----------------|----------------|-----------------------|-------------------------|----------------|-----------------------|--------------------|
| 1 | 9.1 | 1.908 | 403.966 | 1.7233 | 0.014 | 0.6472 | 0.0090608 |
| 2 | 74.6 | 13.95 | 450.752 | 1.7849 | 0.014 | 28.706 | 0.401884 |
| 3 | 76.9 | 13.95 | 453.328 | 1.7923 | 0.014 | 29.1878 | 0.4086292 |
| 4 | 40.7 | 13.95 | 257.664 | 1.1945 | 0.014 | 2.7012 | 0.0378168 |
| 5 | 31 | 13.95 | 243.28 | 1.1486 | 0.014 | 1.3069 | 0.0182966 |
| 6 | 0.4 | 1.908 | 243.28 | 1.0019 | 0.014 | 42.823 | 0.599522 |
| 7 | 3.8 | 1.908 | 400.004 | 1.7258 | 0.014 | 5.3167 | 0.0744338 |

Çizelge 4.4 Hava kaynaklı ısı pompasının $T = 20\text{ C}$ 'de ve %80 bağıl nem koşullarında termodinamik özellikleri

| | Sıcaklık T (C) | Basınç P (Bar) | ÖzgülEntalpi h(kJ/kg) | Özgül Entropi s(kJ/kgK) | Kütleli debi m | Özgül ekserji (kJ/kg) | Ekserji oranı (kw) |
|---|----------------|----------------|-----------------------|-------------------------|----------------|-----------------------|--------------------|
| 1 | 15.8 | 2.9925 | 407.732 | 1.7204 | 0.014 | 2.7075 | 0.037905 |
| 2 | 74.9 | 15.79 | 447.531 | 1.7669 | 0.014 | 23.467 | 0.328538 |
| 3 | 76.9 | 15.79 | 449.911 | 1.7736 | 0.014 | 23.8839 | 0.3343746 |
| 4 | 43.9 | 15.79 | 262.528 | 1.2096 | 0.014 | 1.7529 | 0.0245406 |
| 5 | 35.9 | 15.79 | 250.532 | 1.1718 | 0.014 | 0.8323 | 0.0116522 |
| 6 | 9.1 | 2.9925 | 250.532 | 1.0442 | 0.014 | 38.2191 | 0.5350674 |
| 7 | 13.2 | 2.9925 | 406.292 | 1.7216 | 0.014 | 4.4991 | 0.0629874 |

Çizelge 4.5 Hava kaynaklı ısı pompasının $T = 30\text{ C}$ 'de ve %80 bağıl nem koşullarında termodinamik özellikleri

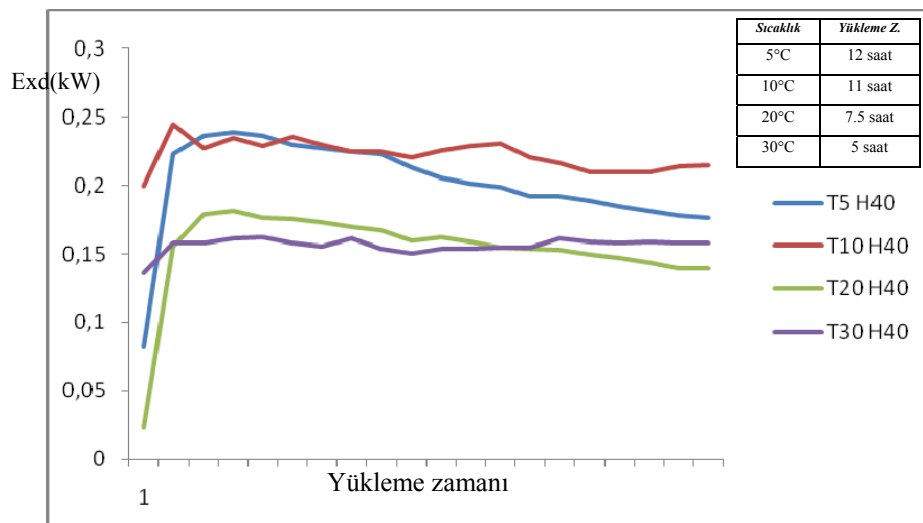
| | Sıcaklık T (C) | Basınç P (Bar) | ÖzgülEntalpi h(kJ/kg) | Özgül Entropi s(kJ/kgK) | Kütleli debi m | Özgül ekserji (kJ/kg) | Ekserji oranı (kw) |
|---|----------------|----------------|-----------------------|-------------------------|----------------|-----------------------|--------------------|
| 1 | 22.8 | 3.75 | 411.456 | 1.7178 | 0.014 | -4.3409 | 0.0607726 |
| 2 | 72.4 | 15.82 | 444.556 | 1.7584 | 0.014 | 16.4573 | 0.2304022 |
| 3 | 67.1 | 15.82 | 438.104 | 1.7396 | 0.014 | 15.7017 | 0.2198238 |
| 4 | 39.4 | 15.82 | 255.712 | 1.1883 | 0.014 | 0.3536 | 0.0049504 |
| 5 | 40.1 | 15.82 | 256.702 | 1.1916 | 0.014 | 0.3437 | 0.0048118 |
| 6 | 14.9 | 3.75 | 256.702 | 1.0721 | 0.014 | 36.5522 | 0.5117308 |
| 7 | 20.7 | 3.75 | 410.364 | 1.7186 | 0.014 | -5.6753 | 0.0794542 |

Çizelge 4.2- 4.5 'e kadar olan tablolarda hava kaynaklı su ısıtıcısının yapılan testlerinde elde edilen verilere bağlı olarak sistemin ekserji yıkımlarının düşük sıcaklıklarda ve yüksek bağıl nem koşullarında daha yüksek olduğu ve etkinlik değerini düşürdüğü gözlenmektedir.

Komponentlere göre ekserji analizi

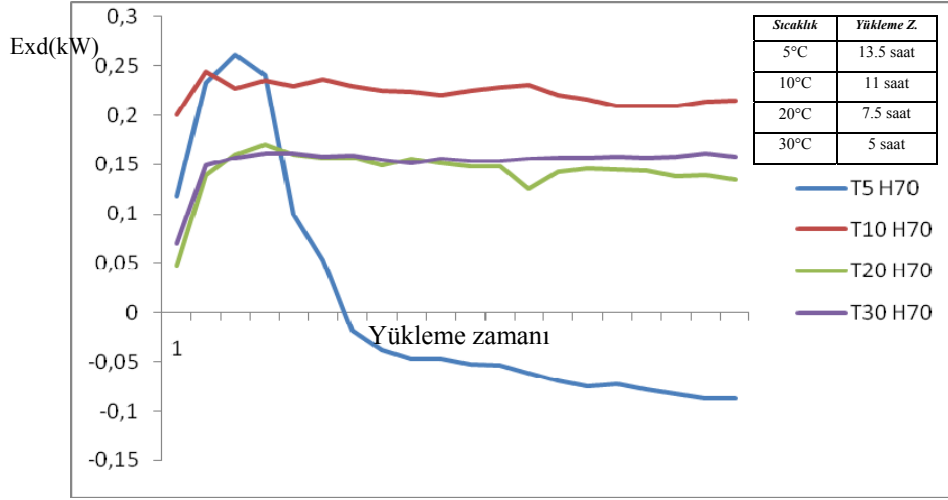
Kompresörün Ekserji Analizi

Kompresörün giriş ve çıkışında ölçülen sıcaklık ve basınç değerleri kullanılarak kompresörün ekserji yıkımı MATLAB 7.3 yazılımı ile hazırlanan program ile hesaplanmış ve sonuçlar grafiklerle özetlenmiştir. %40, %70 ve %80 bağıl nemlilik koşullarında ve 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C çevre sıcaklıklarında, ekserji yıkım değerleri farklı yüklemeye zamanları dikkate alınarak ele alınan her bir koşuldaki sıcaklık ve basınç değerlerinin değişimi sonucunda oluşan tüm haller için hesaplanmış ve Şekil 4.2 - 4.4'de gösterilmiştir. Şekil 4.2'de %40 bağıl nemlilik koşulundaki ekserji yıkım değeri özetlenmiştir. Kompresörde en yüksek ekserji yıkım değeri düşük sıcaklıklarda tespit edilirken, artan ortam sıcaklığı ile yıkım değerinde azalma olduğu belirlenmiştir. Yıkım değeri, düşük ortam sıcaklıklarında evaporatörde soğutucu akışkana yeterli ısı aktarımı olmaması ve bu komponenti düşük sıcaklıkta terk etmesinden ötürü, düşük ortam sıcaklığı koşullarında yüksek değerlere ulaşmaktadır. Ekserji yıkımının en yüksek değeri 0.2 kW olarak, 11 saatlik yüklemeye zamanı sonunda 10°C'lik çevre koşulunda ve 13.5 saatlik yüklemeye zamanı sonunda 5°C'lik çevre koşulunda gözlemlenirken, 5 saatlik yüklemeye zamanı sonunda 30°C koşulunda yıkım değeri 0.15 kW mertebesinde kaldığı belirlenmiştir.

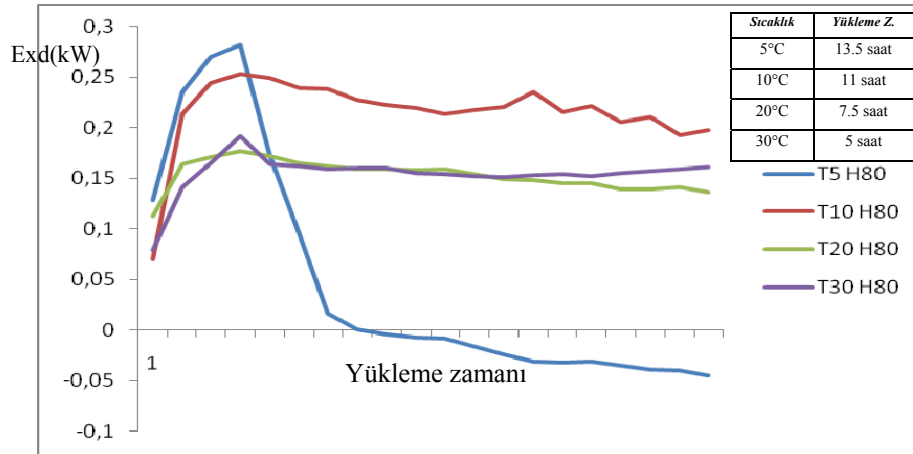


Şekil 4.2 Bağıl nemin % 40 olduğu koşullarda kompresörün ekserji yıkımı

Bağıl nemliliğin %70 ve %80 olduğu koşullarda yıkım değerindeki değişim Şekil 4.3 ve 4.4'de özetlenmiştir. Bu iki koşulda da yüksek yıkım değerleri sırasıyla 13.5 ve 11 saatlik yükleme zamanlarına sahip 5°C ve 10°C çevre koşullarında artan sıcaklık farkından dolayı elde edilirken, azalan sıcaklık farkında 20°C ve 30°C çevre koşullarında ulaşılan yıkım değerlerinin daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Düşük ortam sıcaklıklarında akışkanın evaporatörde yeterli ısı aktarımını sağlayamaması nedeniyle yıkım değerinin yüksek olduğu görülmüştür. 5°C çevre sıcaklığında başlangıçta artış eğiliminde olan yıkım değeri komponentin en yüksek yıkım değerlerine ulaştıktan sonra karlanmanın görülmesiyle azalan ısı aktarımına bağlı olarak, yükleme zamanı süresince azalmış ve oldukça düşen sıcaklıklar neticesinde de programda belirlenen koşulların da dışına çıkan soğutucu akışkan halleri elde edilmiştir. Bu nedenle yükleme zamanının sonlarında yıkım değerinin negatif değer aldığı görülmüştür. Her iki koşulda da 5°C'de karlanma durumu tespit edilmiş ve buna bağlı olarak ortaya çıkan haller neticesinde yıkım değerleri yükleme zamanı sonlarında negatif değer olarak hesaplanmıştır. Belirtilen koşullarda yıkım değerinin azaldığı tespit edilmek ile birlikte elde edilen sonuçlar hazırlanan program ile bu koşullar için doğru değerlere ulaşamadığını da göstermektedir. İlave olarak elde edilen sonuçlarda 20°C çevre sıcaklığında ulaşılan yıkım değerinin 30°C sıcaklıkta elde edilen yıkım değerine yakın bir değer elde ettiği görülmüş ancak yükleme zamanlarının sırasıyla 7.5 saat ve 5 saat olduğu not edilmiştir. Belirtilen durumda 20°C çevre koşullarında elde edilen toplam yıkım oranının daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Ele alınan tüm çalışma koşullarında kompresördeki ekserji yıkım değişimi Ek B'de ayrı ayrı belirtilmiştir.



Şekil 4.3 Bağıl nemin % 70 olduğu koşullarda kompresörün ekserji yıkımı

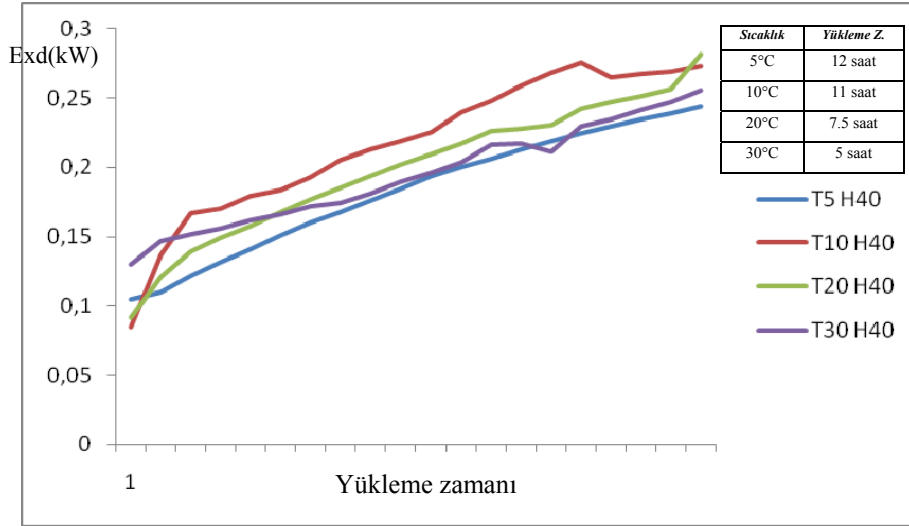


Şekil 4.4 Bağıl nemin % 80 olduğu koşullarda kompresörün ekserji yıkımı

Kondenserin Ekserji Analizi

Kondenserin giriş ve çıkışında ölçülen sıcaklık değerleri kullanılarak kondenserin ekserji yıkımı MATLAB 7.3 yazılımı ile hazırlanan program ile hesaplanmış ve sonuçlar grafiklerle özetlenmiştir. Kondenserdeki ekserji yıkımının yüklenme zamanı boyunca değişimi 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C sıcaklıklarında ve %40, %70 ve %80 bağıl nemlilik koşullarında incelenmiştir (Şekil 4.5-4.7).

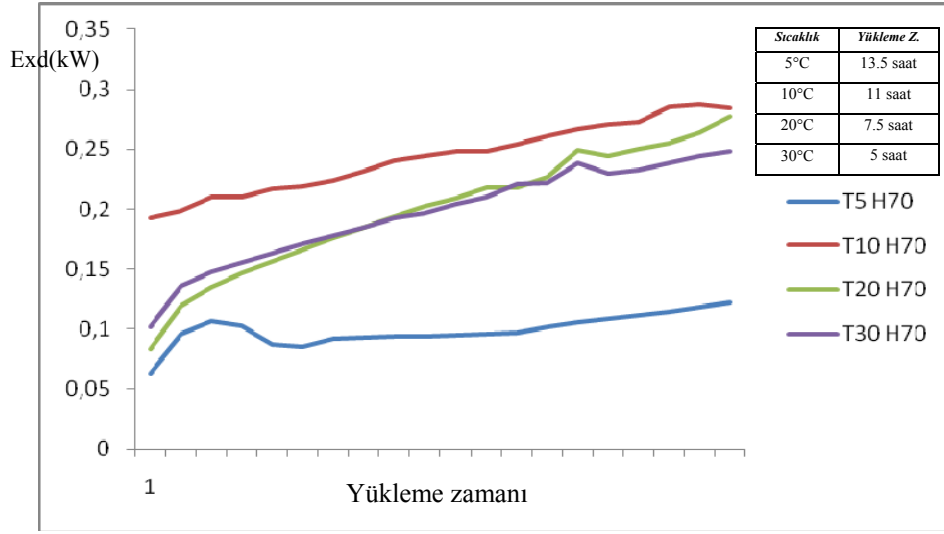
Kondenserdeki yıkım değerinin %40 bağıl nemlilik koşulundaki değişimi Şekil 4.5’de gösterilmiştir. Komponentteki en yüksek yıkım değeri ortam sıcaklığının 10°C olduğu koşulda 11 saatlik yükleme zamanı süresince elde edilirken en düşük yıkım 12 saatlik yükleme zamanı süresince ısı transferinin diğer koşullara göre azaldığı durum olan 5°C çevre koşullarında gözlenmiştir. Her dört sıcaklık koşulu içinde yıkım değeri ortam sıcaklığı ile değişen yükleme zamanlarının sonunda 0.2 kW mertebesine ulaşmış ancak yükleme zamanı dikkate alındığında en kısa süreye (5 saat) sahip 30°C çevre koşulunun diğer koşullara göre daha efektif olduğu belirlenmiştir. Diğer koşullarda toplam yıkım değeri yükleme zamanları (7.5, 11, 12 saat) ile doğru orantılı olarak daha yüksektir.



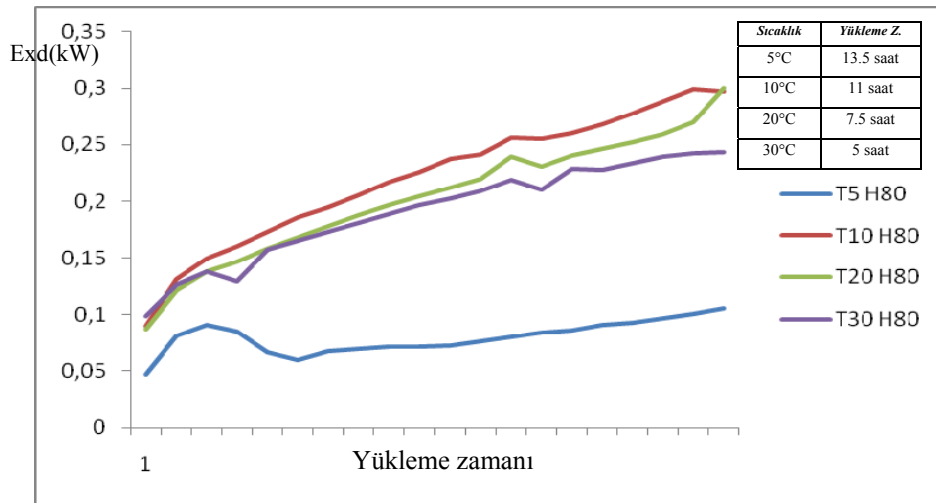
Şekil 4.5 Bağıl nemin % 40 olduğu koşullarda kondenserin ekserji yıkımı

Şekil 4.6 ve 4.7’de ise bağıl nem koşulunun %70 ve %80 olduğu durumlarda 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C çevre koşullarında yıkım değerinin değişimi özetlenmiştir. 5°C çevre sıcaklığı haricinde diğer sıcaklıklardaki yıkım değerlerindeki değişimin birbirlerine yakın seyrettiği belirlenmiş, belirtilen koşullar için en yüksek yıkım değeri yükleme zamanının 11 saat olduğu 10°C’lık çevre sıcaklığında elde edildiği belirlenmiştir. Bu koşulda yıkım değeri 0.15kW mertebesinde başlayıp 0.3 kW mertebesine kadar çıkmaktadır. Belirtilen yükleme süresi de dikkate alındığında en yüksek yıkım değeri bu koşulda elde edilmiştir. 30°C çevre sıcaklığı koşulunda ise

komponentteki yıkım değerinin 0.2 kW değerine 5 saatlik çalışma süresi sonunda ulaştığı görülmektedir. Bunun yanında en düşük yıkım değeri işlemi 13.5 saat sonunda 0.1 kW mertebesinde tamamlayan 5°C çevre sıcaklığında elde edilmiştir. Bu noktada, sistemde yıkım değerindeki azalmanın, istenen bir durum olmasının yanında 5°C çevre sıcaklık koşullarındaki bu azalmanın karlanmanın oluşmasıyla sistemin ısı transfer edemediğini ve etkin çalışma koşullarına sahip olmadığını da belirtmektedir.



Şekil 4.6 Bağıl nemin % 70 olduğu koşullarda kondenserin ekserji yıkımı



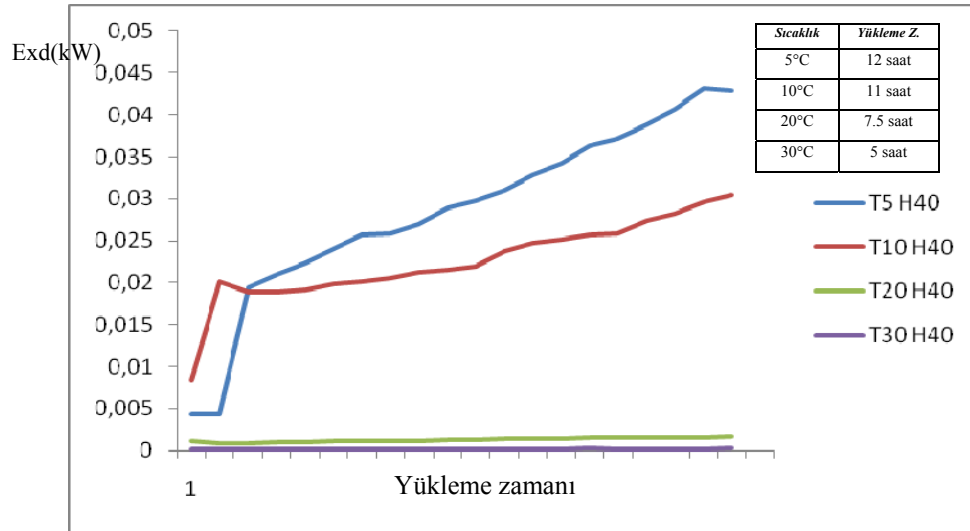
Şekil 4.7 Bağıl nemin % 80 olduğu koşullarda kondenserin ekserji yıkımı

Ele alınan tüm çalışma koşullarında kondenserdeki ekserji yıkım değişimi Ek B’de ayrı ayrı belirtilmiştir.

Kısılma Vanası Ekserji Analizi

Kısılma vanası giriş ve çıkışında ölçülen sıcaklık değerleri kullanılarak kısılma vanası ekserji yıkımı MATLAB 7.3 yazılımı ile hazırlanan program ile hesaplanmış ve sonuçlar grafiklerle özetlenmiştir. Kısılma vanasının 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C’ de %40, %70 ve %80 bağıl nemlilik koşullarında ekserji yıkımındaki değişimi grafiklerle özetlenmiştir (Şekil 4.8-4.10).

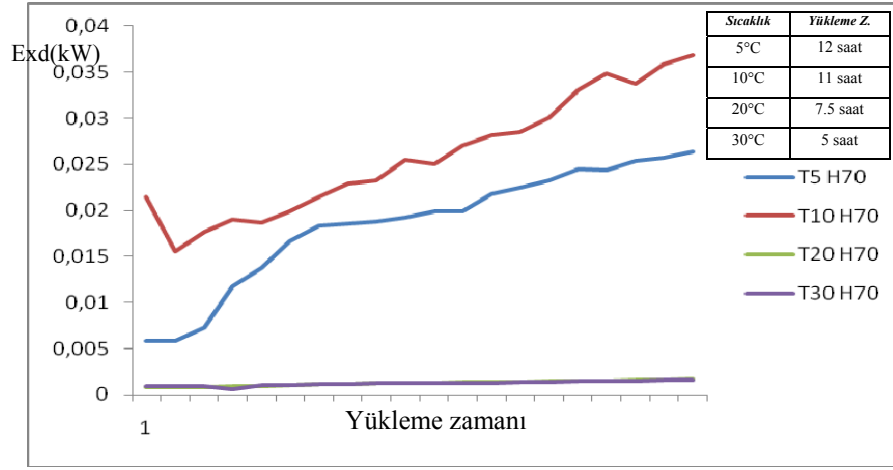
Şekil 4.8’de %40 bağıl nemlilik koşulunda kısılma vanasındaki yıkım değerinin yükleme zamanı süresince değişimi 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C çevre sıcaklıkları için gösterilmiştir. Komponentteki ekserji yıkımının en yüksek değeri, sistemin havanın ısı enerjisinden en az yararlanabildiği durum olan 5°C çevre sıcaklığında 12 saatlik yükleme süresinin sonunda 0.04 kW olarak elde edilirken en düşük yıkım değeri 5 saatlik yükleme zamanı süresince 30°C çevre sıcaklığında elde edilmiştir. Diğer komponentlere kıyaslabu komponentteki yıkım değeri daha düşük olduğu belirlenmiştir.



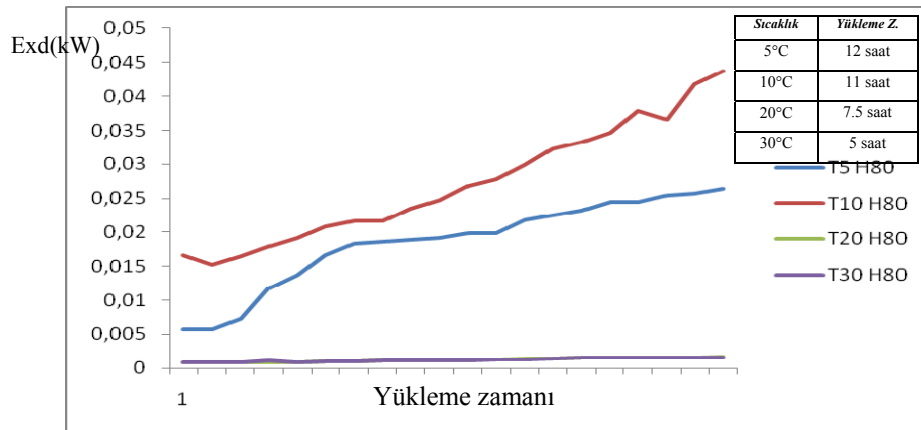
Şekil 4.8 Bağıl nemin % 40 olduğu koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı

Bağıl nemliliğin %70 ve %80 olduğu koşullarda, 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C çevre sıcaklıkları için kısılma vanasındaki ekserji yıkımındaki değişimin yükleme zamanı

süresince değişimi Şekil 4.8 ve 4.9’da özetlenmiştir. Her iki nemlilik koşulunda da 5°C ve 10°C deki yıkım değerleri yükleme zamanı süresince daha yüksek olduğu görülmüş, 20°C ve 30°C sıcaklıklarında ise yıkım değerinin sırasıyla 7.5 ve 5 saat olan yükleme süreleri boyunca hemen hemen aynı kaldığı ve bu iki koşuldaki değerlerin de benzeşik olduğu tespit edilmiştir. Her iki nemlilik koşulunda da ulaşılan en yüksek yıkım değeri 0.035 kW mertebesinde olmuştur. Bu değer, kısılma vanasındaki yıkımın sistemin performansı üzerinde diğer komponentlere kıyasla daha az etkideğini göstermektedir.



Şekil 4.9 Bağıl nemin % 70 olduğu koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı

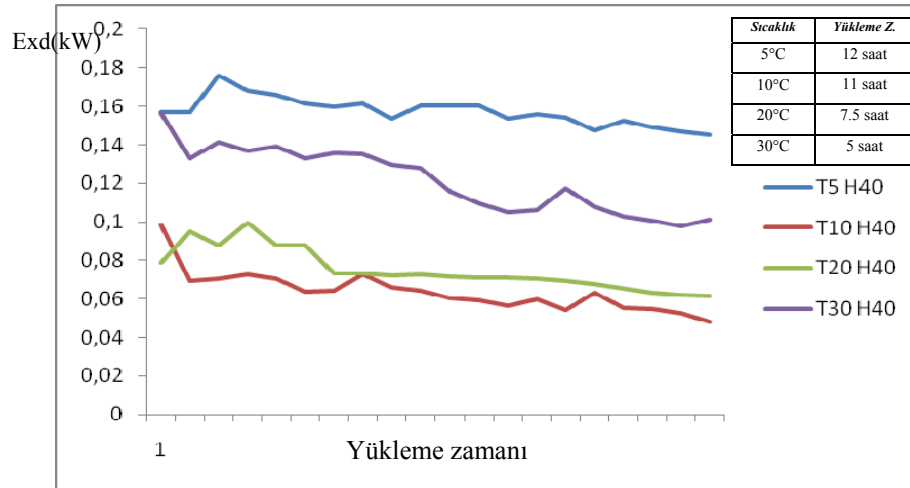


Şekil 4.10 Bağıl nemin % 80 olduğu koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı

Evaporatörün Ekserji Analizi

Evaporatörün giriş ve çıkışında ölçülen sıcaklık değerleri kullanılarak evaporatörün ekserji yıkımı MATLAB 7.3 yazılımı ile hazırlanan program ile hesaplanmış ve sonuçlar grafiklerle özetlenmiştir.

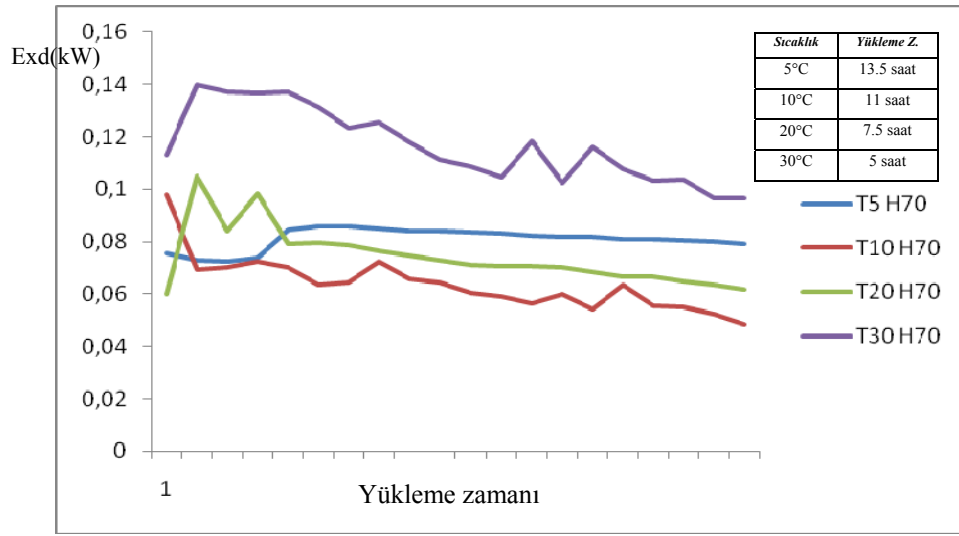
Şekil 4.11’de %40 bağıl nem koşullarında evaporatördeki ekserji yıkımı değişimi 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C çevre sıcaklıkları için, sırasıyla 12, 11, 7.5 ve 5 saat yükleme zamanlarına göre değişimleri gösterilmiştir. Komponentteki en yüksek yıkım değeri, evaporatörde soğutucu akışkana ısı aktarımının azladığı düşük sıcaklık koşulu olan 5°C çevre sıcaklığında elde edilirken 10°C ve 20°C çevre sıcaklıklarında elde edilen ekserji yıkım değişiminin 0.08-0.06 kW aralığında gerçekleştiği belirlenmiş ancak bu değişimin sırasıyla 11 saat ve 7.5 saat gibi farklı yükleme sürelerinde gerçekleştiği kaydedilmiştir. Belirtilen tüm koşullarda ekserji yıkım değerinin yükleme zamanı süresince azaldığı da grafiklerinde gözlenmiş, bunda akışkan sıcaklığı ve ortam sıcaklığı arasındaki farkın azalmasından kaynaklandığı belirlenmiştir.



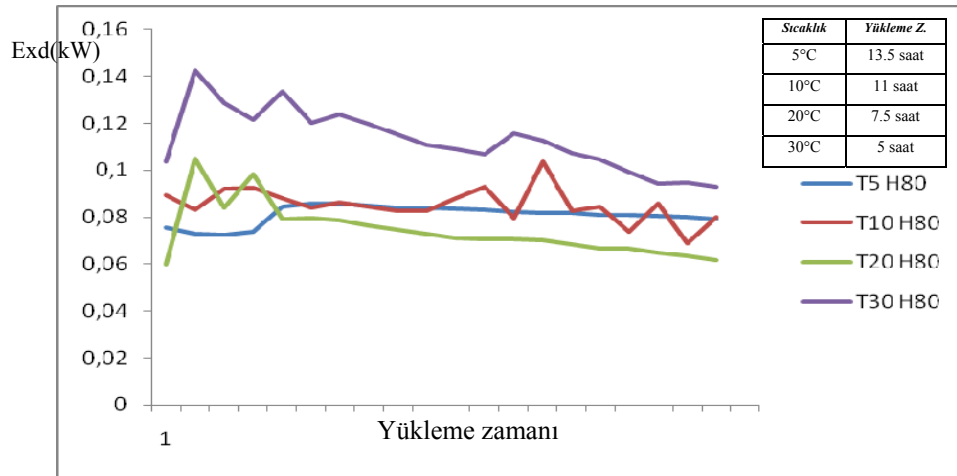
Şekil4.11 Bağıl nemin % 40 olduğu koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı

Bağıl nemliliğin daha yüksek olduğu çalışma koşullarında (%70, %80) ve 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C çevre sıcaklıklarında ekserji yıkım değerindeki değişim özetlenmiştir. Belirtilen koşullardaki en yüksek yıkım değeri 30°C çevre sıcaklığında 5

saatlik çalışma süresince elde edilirken Diğer çevre sıcaklıklarındaki değişimin kendi yükleme süreleri içerisinde birbirlerine yakın seyrettiği ve 0.08 ve 0.06kW aralığında değişen bir değer aldıkları gözlenmiştir. Ayrıca bu koşulda da evaporatörde ki akışkan sıcaklığı ve ortam sıcaklığı arasındaki farkın azalması ile bu komponentteki yıkım değerlerinde de azalma olduğu gözlenmiştir. Ele alınan tüm çalışma koşullarında evaporatördeki ekserji yıkım değişimi Ek B’de ayrı ayrı belirtilmiştir.



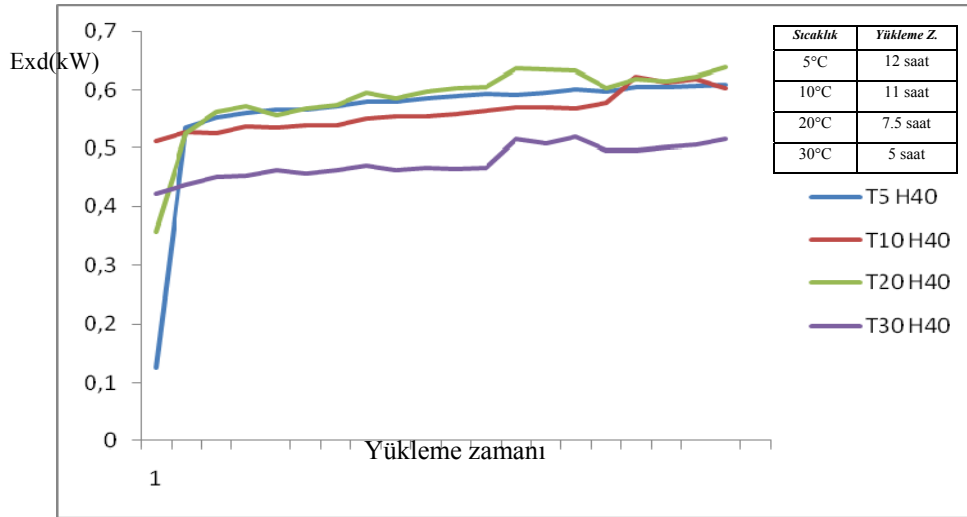
Şekil 4.12 Bağıl nemin % 70 olduğu koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı



Şekil 4.13 Bağıl nemin % 80 olduğu koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı

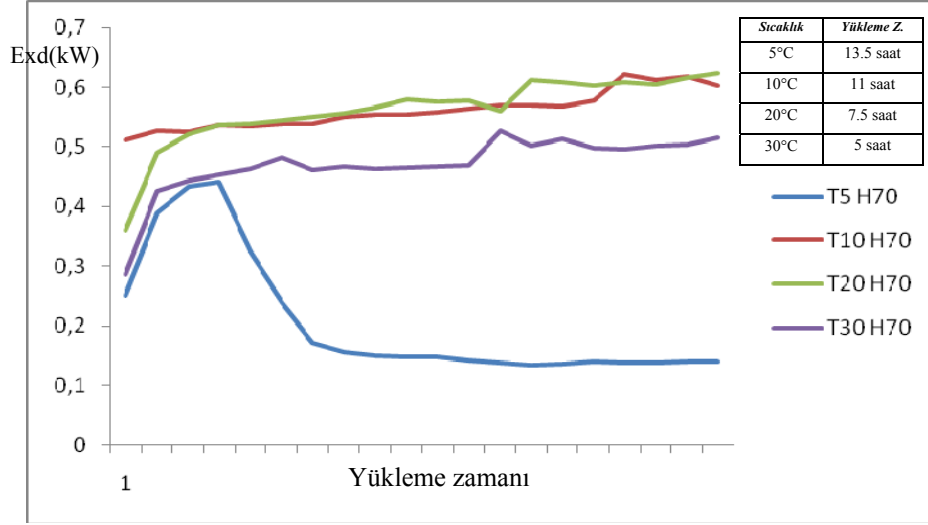
Sistemin bütündeki Ekserji Analizi

Evaporatörün giriş ve çıkışında ölçülen sıcaklık değerleri kullanılarak evaporatörün ekserji yıkımı MATLAB 7.3 yazılımı ile hazırlana program ile hesaplanmış ve sonuçlar grafiklerle özetlenmiştir. Sistein bütünündeki ekserji yıkımı 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C' de %40, %70 ve %80 bağıl nemlilik koşullarında ekserji yıkımındaki değişim grafiklerle özetlenmiştir (Şekil 4.14-4.16).

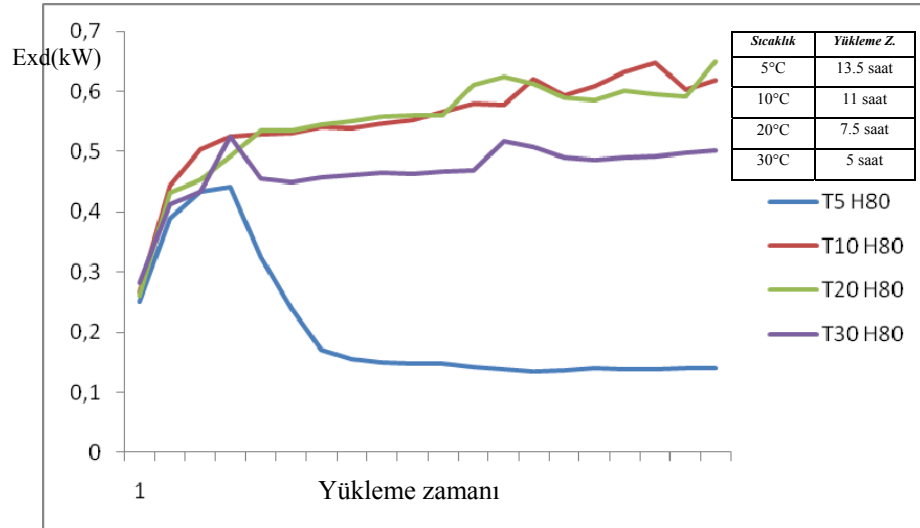


Şekil 4.14 Bağıl nemin % 40 olduğu koşullarda sistemin bütünündeki ekserji yıkımı

Şekil 4.14'de %40 nem bağıl nem koşulundaki toplam ekserji yıkımının farklı yükleme zamanlarına sahip 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C sıcaklıklarındaki değişimi özetlenmiştir. Değişen yükleme zamanlarına da sahip olursa 5°C, 10°C, 20°C sıcaklıklarında toplam ekserji yıkım değerinin benzer bir değişim eğilimi ile birlikte 0.6 kW mertebesine ulaştığı gözlenmiştir. Burada yükleme zamanı süresince ulaşılan anlık yıkım değerleri yakın olmakla birlikte işlem süresi göz önüne alındığında toplam yıkım değerinin en uzun sürenin gözlendiği 5°C kouşulunda elde edildiği belirlenmiştir. 30°C çevre koşullarında ise sistemde gözlenen toplam ekserji yıkımı, hem anlık olarak hemde işlem süresi göz önüne alındığında en düşük değerde olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.15 Bağıl nemin % 70 olduğu koşullarda sistemin bütünündeki ekserji yıkımı



Şekil 4.16 Bağıl nemin % 80 olduğu koşullarda sistemin bütünündeki ekserji yıkımı

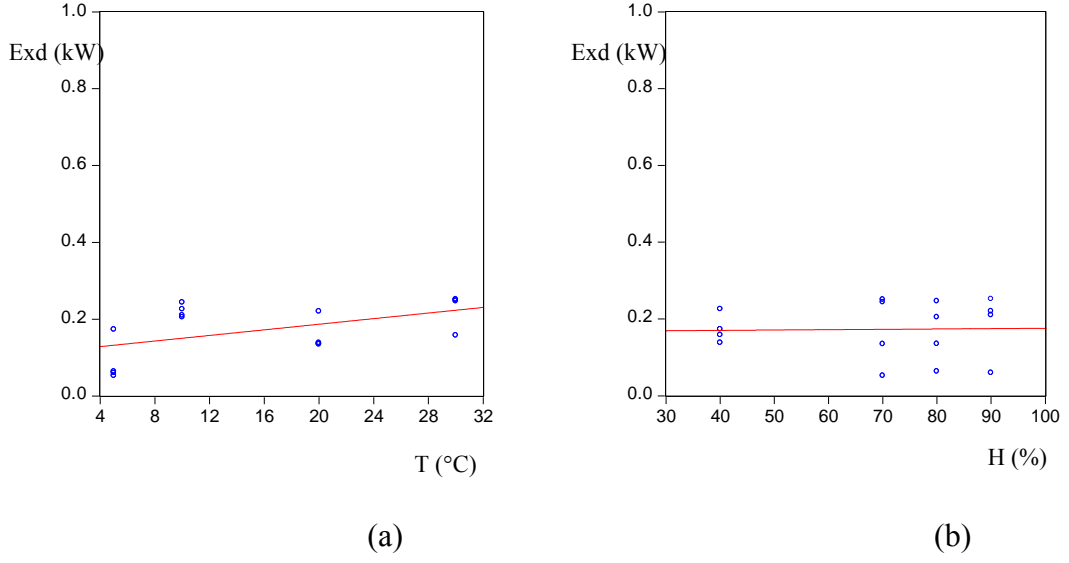
Şekil 4.15 ve 4.16'da sistemin %70 ve %80 bağıl nem koşullarındaki ekserji yıkımının 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C çevre sıcaklıklarında sırasıyla 13.5, 11, 7.5 ve 5 saat yükleme zamanlarına sahip çevre sıcaklıklarındaki değişimi özetlenmiştir. Değişen çevre sıcaklığı ile birlikte sistem ekserji yıkımı da değişkenlik arz etmiştir. Sistemin ekserji yıkımının anlık değeri yükleme zamanlarının sonunda çevre ıstısından iyi yararlanılamayan koşullarda (10°C) en yüksek değerine (0.6 kW) ulaşırken, benzer

yıkım değerine 7.5 saatlik yükleme zamanı süresi sonunda 20°C çevre sıcaklık koşulunda da yaklaşılmıştır. Anlık ulaşılan yıkım değerlerindeki benzerliklere karşın bu iki koşulun sahip oldukları farklı yükleme süreleri sistemin toplam yıkım değerlerinin bu iki koşul için farklı oldukları sonucunu beraberinde getirmiştir. Bununla birlikte çevre sıcaklığının daha yüksek olduğu 30°C koşulunda sistemin anlık yıkım değeri ve yükleme süresindeki kısalık ile toplam yıkım değeri de en düşük değerlerini almıştır. 5°C çevre sıcaklığında ise sistemin ısı aktarımındaki düşük değerlere bağlı artış gösteren yıkım değeri, evaporatör üzerinde oluşan yoğunlaşma ve devamındaki karlanma ile daha da azalan ısı aktarımına bağlı olarak ilerleyen yükleme zamanı süresince yerini azalamaya bırakmıştır. Ekserji yıkımındaki bu azalma sistem performansları göz önüne alındığında beklenen bir durum olmasına karşın sistemde gözlenen bu durum karlanmaya bağlı olarak sistemin havadan, soğutucu akışkana ısı aktaramadığı durumdan kaynaklanmış ve durum da bunu ispat ettiği belirlenmiştir.

4.6 Sıcaklık ve Nemliliğin Ekserji Yıkımı Üzerindeki Etkisi

Tez çalışmasında farklı sıcaklıklarda ve farklı nemlilik koşullar altında sistemin maruz kaldığı ekserji yıkımları belirtilen deneylerden elde edilen veriler kullanılarak MATLAB 7.3 yazılımında hazırlanan program ile hesaplanmıştır. Elde edilen hesaplar sonucunda ekserji yıkımına sıcaklığın ve nemliliğin etkisi grafiklerle ve her bir koşul ayrı ayrı incelendiğinde gözlenebilmektedir. Ancak sistemin her bir komponentinin üzerindeki sıcaklık ve nemlilik etkisini gözlemek için, her bir koşulda elde edilen yıkım değerleri istatistik bakış açısı ile incelenmiş ve sıcaklık, nemlilik ve yıkım arasındaki ilişki her bir komponent için bir denklem ile ortaya konmuştur.

Bu araştırma 'EVIIEWS' adlı bir ekonometri yazılımı ile en küçük kareler metodu uygulanarak regresyon analizi ile hesaplanmıştır. Denklemden elde edilen tahmini değerler ve hesaplanan değerler farklı koşullar için karşılaştırılmıştır. Yazılımda hesaplanan ve ölçülen verilere karşılık gelen kompresör yıkımı için oluşturulan tahmini denklem, belirlenen yıkım-sıcaklık ve yıkım-bağıl nemlilik arasındaki bağıntı (Şekil 4.17 a-b) ayrı ayrı ele alındıktan sonra yıkım denklemi,



Şekil 4.17 Eviews yazılımında kompresör için sıcaklık-ekserji yıkımı ve nemlilik-ekserji yıkımı arasındaki değişim

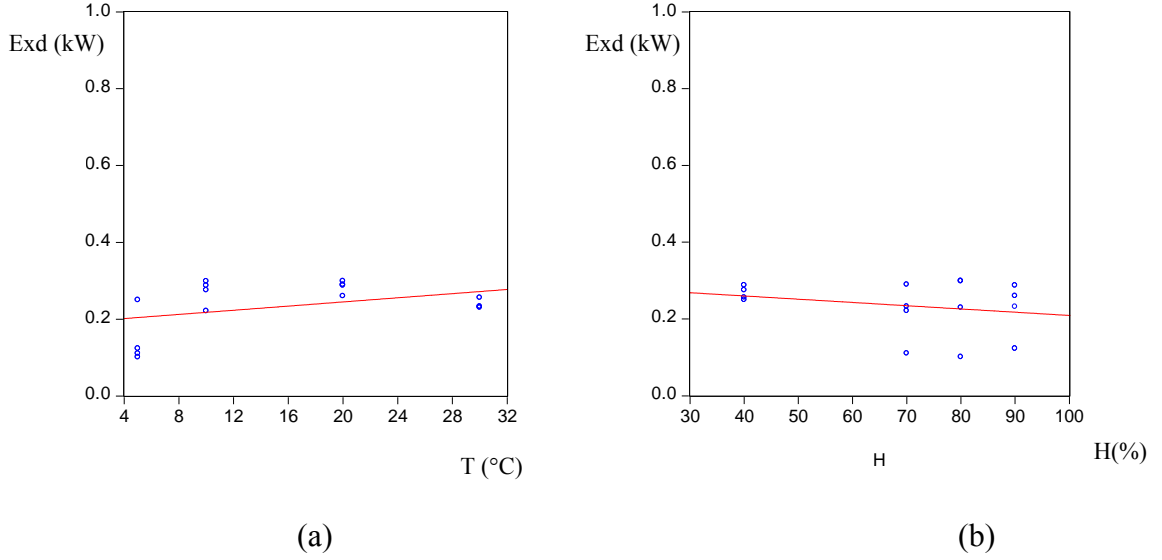
$$\text{Exd}_{\text{comp}} = C(1) + C(2) * T + C(3) * H \quad (4.23)$$

olarak verilmiş ve hesaplanan katsayılarla göre belirtilen denklem

$$\text{Exd}_{\text{comp}} = 0.1075493644 + 0.0036454237 * T + 0.000089821428 * H \quad (4.24)$$

olarak bulunmuştur.

Yazılımda hesaplanan ve ölçülen verilere karşılık kondenser yıkımı için oluşturulan tahmini denklem benzer biçimde yıkım-sıcaklık ve yıkım-bağıl nemlilik arasındaki bağıntının (Şekil 4.18 a-b) ayrı ayrı ele alınması ile tahmini yıkım denklemi,



Şekil 4.18 Eviews yazılımında kondensör için sıcaklık-ekserji yıkımı ve nemlilik-ekserji yıkımı arasındaki değişim

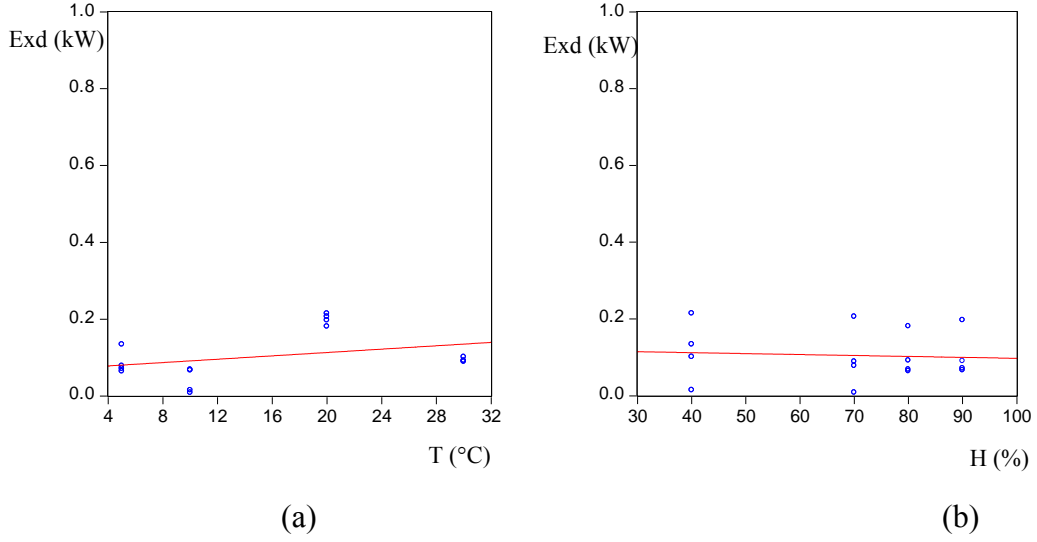
$$\text{Exd} = C(1) + C(2) * T + C(3) * H \quad (4.25)$$

olarak elde edilmiş ve hesaplanan katsayılara göre belirtilen denklem

$$\text{Exd} = 0.24990911 + 0.0027055932204 * T - 0.00084625 * H \quad (4.26)$$

olarak belirtilmiştir.

Yazılımda hesaplanan ve ölçülen verilere karşılık evaporatör yıkımı için oluşturulan tahmini denklem benzer biçimde yıkım-sıcaklık ve yıkım-bağıl nemlilik arasındaki bağıntının (Şekil 4.19 a-b) ayrı ayrı ele alınması ile tahmini yıkım denklemi,



Şekil 4.19 Eviews yazılımında evaporatör için sıcaklık-ekserji yıkımı ve nemlilik-ekserji yıkımı arasındaki değişim

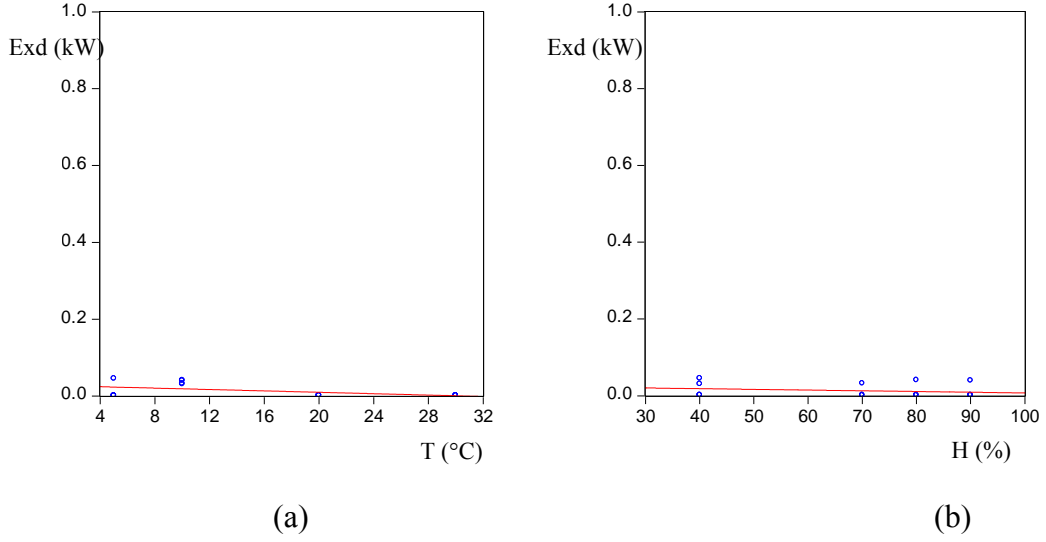
$$\text{Exd} = C(1) + C(2) * T + C(3) * H \quad (4.27)$$

olarak elde edilmiş ve hesaplanan katsayılara göre belirtilen denklem

$$\text{Exd} = 0.0865983050 + 0.0021877966 * T - 0.000246072 * H \quad (4.28)$$

olarak belirtilmiştir.

Yazılımda hesaplanan ve ölçülen verilere karşılık kısılma vanası yıkımı için oluşturulan tahmini denklem benzer biçimde yıkım-sıcaklık ve yıkım-bağıl nemlilik arasındaki bağıntının (Şekil 4.20 a-b) ayrı ayrı ele alınması ile tahmini yıkım denklemi,



Şekil 4.20 Eviews yazılımında kısılma vanası için sıcaklık-ekserji yıkımı ve nemlilik-ekserji yıkımı arasındaki değişim

$$\text{Exd} = C(1) + C(2) * T + C(3) * H \quad (4.29)$$

olarak verilmiş ve hesaplanan katsayılara göre belirtilen denklem

$$\text{Exd} = 0.040618665254 + 0.000905260169 * T - 0.000185810 * H \quad (4.30)$$

olarak belirtilmiştir.

4.6.1 Sonuçlar

EVIEW yazılımı ile elde edilen denklemlerde tahminlenen değerler ile MATLAB yazılımı tarafından hesaplanan değerlerin karşılaştırması ve değerlendirmesi çizelgeler yardımıyla aşağıda özetlenmiştir.

Çizelge 4.6 Kompresör için Eview yazılımı ile hesaplanan ve MATLAB yazılımı ile hesaplanan değerlerin karşılaştırılması

(a)

(b)

| T(°C) | H (%) | Exd-MATLAB | Exd-EVIEW | Hata Payı | T(°C) | H(%) | Exd-MATLAB | Exd-EVIEW | Hata Payı |
|-------|-------|------------|-----------|-----------|-------|------|------------|-----------|-----------|
| 5 | 40 | 0.1432 | 0.1293 | 9.706704 | 5 | 80 | 0.0526 | 0.0578 | 1.47338 |
| 10 | 40 | 0.1656 | 0.1475 | 10.92995 | 10 | 80 | 0.1649 | 0.152 | 7.822923 |
| 20 | 40 | 0.2002 | 0.184 | 8.091908 | 20 | 80 | 0.1972 | 0.1885 | 4.411765 |
| 30 | 40 | 0.2205 | 0.2203 | 0.090703 | 30 | 80 | 0.2401 | 0.2279 | 5.081216 |

Seçilen iki tipik çalışma koşulunda (%40 ve %80 bağıl nemlilik) kompresörde MATLAB tarafından hesaplanan değerler ile belirtilen her bir koşul için EVIEW yazılımına yüklenen ortalama yıkım değerlerinden elde edilen denklem yardımıyla türetilen değerlerin kıyaslaması çizelge 4.6 a-b’de verilmektedir. Kompresörde toplanan verilere göre hesaplanan değerler ile EVIEW yazılımı ile tahmin edilen değerlerin kullanılan az sayıdaki veriye rağmen yakın bir aralıkta bulunduğu gözlemlenmiş ve hata payının en fazla %10 olmakla beraber değerler arasında yaygın olarak % 5 mertebesinde bir hata payı belirlenmiştir.

Çizelge 4.7 Kondenser için Eview yazılımı ile hesaplanan ve MATLAB yazılımı ile hesaplanan değerlerin karşılaştırılması

(a)

(b)

| T(°C) | H(%) | Exd-MATLAB | Exd-EVIEW | Hata Payı | T(°C) | H(%) | Exd-MATLAB | Exd-EVIEW | Hata Payı |
|-------|------|------------|-----------|-----------|-------|------|------------|-----------|-----------|
| 5 | 40 | 0.2402 | 0.2295 | 4.454621 | 5 | 80 | 0.1737 | 0.1872 | 2.17957 |
| 10 | 40 | 0.2552 | 0.2431 | 4.741379 | 10 | 80 | 0.2436 | 0.2434 | 0.082102 |
| 20 | 40 | 0.2807 | 0.2701 | 3.776274 | 20 | 80 | 0.2901 | 0.2759 | 4.894864 |
| 30 | 40 | 0.2706 | 0.2802 | 3.54767 | 30 | 80 | 0.2745 | 0.2836 | 3.31512 |

Çizelge 4.7 a-b’de programa yüklenen değer ve analiz sonucunda elde edilen denklem’e bağlı olarak hesaplanan kondenserdeki yıkım değerlerinin karşılaştırılması verilmektedir. Seçilen iki tipik çalışma koşulunda gözlemlenen hata payı en fazla % 4 olarak belirlenmiş ve denklemler yoluyla hesaplanan değerlerin mevcut sıcaklık ve basınç değerlerine bağlı elde edilen değerlere oldukça yakın değerler verdiği tespit

edilmiştir. Bu noktada Kondenser için elde edilen denklemin test edilmeyen koşullardaki ekserji yıkımının tahminlenmesinde yararlı olacağı da öngörülmüştür.

Çizelge 4.8 Evaporatör için Eview yazılımı ile hesaplanan ve MATLAB yazılımı ile hesaplanan değerlerin karşılaştırılması

| (a) | | | | | (b) | | | | |
|-------|------|------------|-----------|-----------|-------|------|------------|-----------|-----------|
| T(°C) | H(%) | Exd-MATLAB | Exd-EVIEW | Hata Payı | T(°C) | H(%) | Exd-MATLAB | Exd-EVIEW | Hata Payı |
| 5 | 40 | 0.1003 | 0.0916 | 8.673978 | 5 | 80 | 0.0783 | 0.0753 | 3.831418 |
| 10 | 40 | 0.091 | 0.0986 | 8.35165 | 10 | 80 | 0.084 | 0.0863 | 2.7381 |
| 20 | 40 | 0.09524 | 0.1005 | 5.52289 | 20 | 80 | 0.0966 | 0.1032 | 6.8323 |
| 30 | 40 | 0.1064 | 0.1125 | 5.733 | 30 | 80 | 0.1101 | 0.1154 | 4.81381 |

Evaporatör için EVIEW yazılımında elde edilen denklem ile türetilen yıkım değerleri ile ölçülen sıcaklık ve basınç değerlerine göre hesaplanan yıkım değerlerinin karşılaştırması Çizelge 4.8’de özetlenmiştir. Bu komponent için hesaplanan ve tahminlenen değerlerin %8-%2 arasında değişen bir hata payına sahip olduğu görülmüştür. Belirlenen hata payı türetilen denklemin test edilmeyen koşullardaki ekserji yıkımının tahmin edilmesinde yararlı olacağını göstermiştir. Bunun yanında mevcut veriler kullanılarak ortaya çıkarılan bu denklemden elde edilen sonuçlar, daha fazla koşulun denenerek daha doğru yaklaşım gösterebilecek bir denklem türetilbileceğini de göstermiştir.

Çizelge 4.9 Kısılma vanası için Eview yazılımı ile hesaplanan ve MATLAB yazılımı ile hesaplanan değerlerin karşılaştırılması

| (a) | | | | | (b) | | | | |
|-------|------|------------|-----------|-----------|-------|------|------------|-----------|-----------|
| T(°C) | H(%) | Exd-MATLAB | Exd-EVIEW | Hata Payı | T(°C) | H(%) | Exd-MATLAB | Exd-EVIEW | Hata Payı |
| 5 | 40 | 0.0012 | 0.00128 | 6.667 | 5 | 80 | 0.0014 | 0.001245 | 10.07 |
| 10 | 40 | 0.0301 | 0.02846 | 5.44 | 10 | 80 | 0.0398 | 0.03678 | 7.58 |
| 20 | 40 | 0.0017 | 0.00185 | 8.84 | 20 | 80 | 0.0017 | 0.00179 | 5.02 |
| 30 | 40 | 0.0016 | 0.001738 | 8.625 | 30 | 80 | 0.0016 | 0.001712 | 7 |

Kısılma vanası için EVIEW yazılımı kullanılarak elde edilen denklemden türetilen değerler ve ölçüm değerlerine bağlı olarak hesaplanan yıkım değerlerinin karşılaştırması Çizelge 4.9'de özetlenmiştir. MATLAB tarafından hesaplanan ve EVIEW tarafından tahmin edilen değerler arasında kaydedilen hata payı %10 ile %5 arasında değişmekte olduğu çizelgeden gözlenmektedir. Elde edilen denklemlerden türetilen değerlerde sıcaklığın ekserji yıkımıyla pozitif bir ilişkisi olduğu ve arttırdığı belirlenirken nemlilik negatif ilişkisi olduğu ve artan değerlerinde yıkımın azaldığı görülmüştür. Tahmin edilen derler ve hesaplanan değerler dikkate alındığında elde edilen denklemlerin test edilmeyen koşullarda komponentlerdeki yıkım değerinin hesaplanabilmesinde kullanılabilceği öngörülmüştür. Bunun yanında elde edilen sonuçlar ışığında, daha doğru bir yaklaşım için daha çok veriye ya da diğer bir ifade ile daha çok deney sayısına ihtiyaç olduğu ve bu koşulun sağlanması durumunda elde edilecek denklemin daha yakın bir tahminleme gerçekleştirilmesi beklenmektedir.

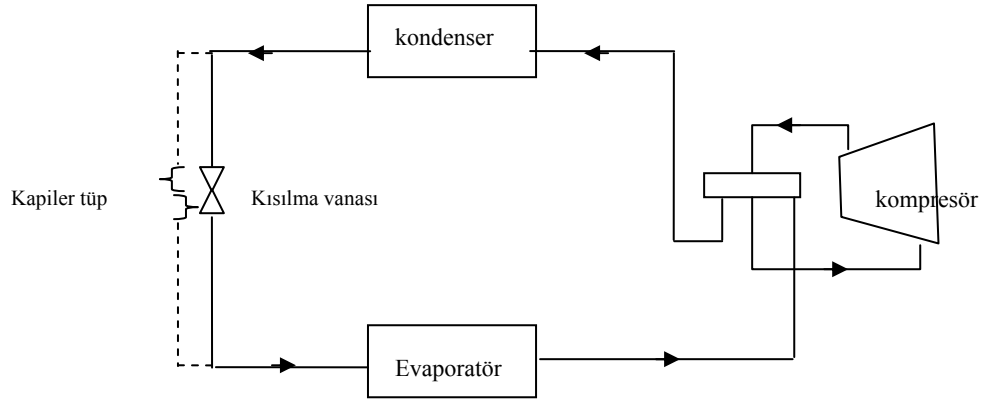
5 SİSTEMİN İYİLEŞTİRİLME SÜRECİ

Düşük sıcaklıklarda yüksek nem koşullarında sistem performansının düştüğü ve buna da evaporatör üzerindeki karlanmanın neden olduğu yapılan testler sonucunda belirlenmiştir. Karlanma ile düşen performansın arttırılabilmesi amacıyla sistemin ‘defrost’ ile takviyesi sistemin en çok kullanıldığı bölgelerde karşılaşılan karlanmanın önüne geçilmesi ve performansın arttırılabilmesi açısından katkısı olabileceği öngörülmüştür. Öngörülen bu sistem ile karlanma başlangıcında sistemde akışın ters yöne çevrilmesi ve kompresör çıkışındaki yüksek sıcaklıktaki akışkanın karlanan evaporatör üzerinden geçerek erime sağlaması ve karlanma ile azalan ısı transferini arttırması hedeflenmektedir. Bu amaçla sisteme defrost işlemini gerçekleştirmek için, bu işlemde kullanılan komponentlerin ilavesi gerekmektedir.

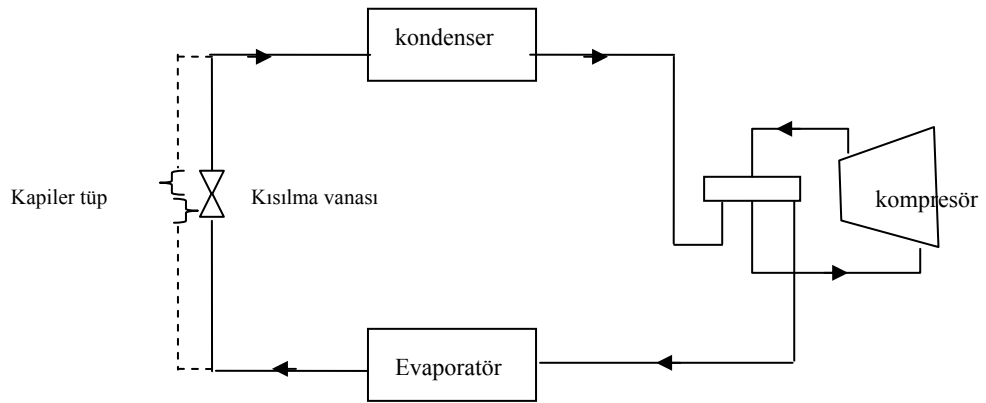
5.1 Komponent değişiklikleri

Sistemde belirlenen performans düşüşünün önlenmesi amacıyla sistem’e ‘defrost’ işlemi ilave edilmiştir. Bu nedenle sistemdeki karlanma ters yöndeki akış işlemi ile giderilmesi yoluna gidilmiştir. Bu aşamada sistemde ters yöndeki akışın sağlanabilmesi amacıyla dört yollu vana eklenmiştir. Kompresörün giriş ve çıkışındaki akışkan yönlerini değiştiren dört yollu vana ilavesi ile amaçlanan ‘karlanma’ anlarında kompresör çıkışındaki akışkanın evaporatöre yönlendirilmesi ve oluşan kar tabakasının eritilerek ısı transferinin tekrar sağlanabilmesidir. Bu aşamada sistemde ters akış esnasında evaporatörden kondensere geçecek olan akışkanın tek yönlü olarak çalışan kısılma vanasından geçemeyeceği ikinci bir kısılma vanasına ihtiyaç duyulduğu tespit edilmiştir. Ancak sistemin daha karmaşık bir hale gelmesine neden olacak bu ilave yerine aynı işlemi iki yönlü geçişe müsaade eden kapiler tüp kullanılması yoluyla çözümlenmesi öngörülmüştür. Belirtilen bu iyileştirmelerle sistem çevrimi Şekil 5.1’deki gibi olmuştur. İhtiyacı karşılayacak doğru kapiler tüp Ek’te belirtilen Danfoss programı ile hesaplanmış ancak hesaplanan bu değer yaklaşık bir değer verdiği gerçeğinden yola çıkılarak, tam ölçüler farklı çap ve boydaki kapiler boruların denenmesi ile belirlenebilmiştir. Bu aşamada kullanılan kapiler tüplerden bazıları Şekil 5.2’de gösterilmiştir.

Dört yollu vana ile hedeflenen bu değişim Şekil 5.1 gsterilmektedir. Şekil 5.1.a' da sistemin suyu ısıtma durumundaki çevrimi g)rulmekte, Şekil 5.1.b'de ise sistemin defrost durumundaki çevrimi belirtilmektedir.



Şekil 5.1.a Sistemin ısıtma durumundaki evrim Şeması



Şekil 5.1.b Sistemin defrost durumundaki evrim Şeması



(a)



(b)



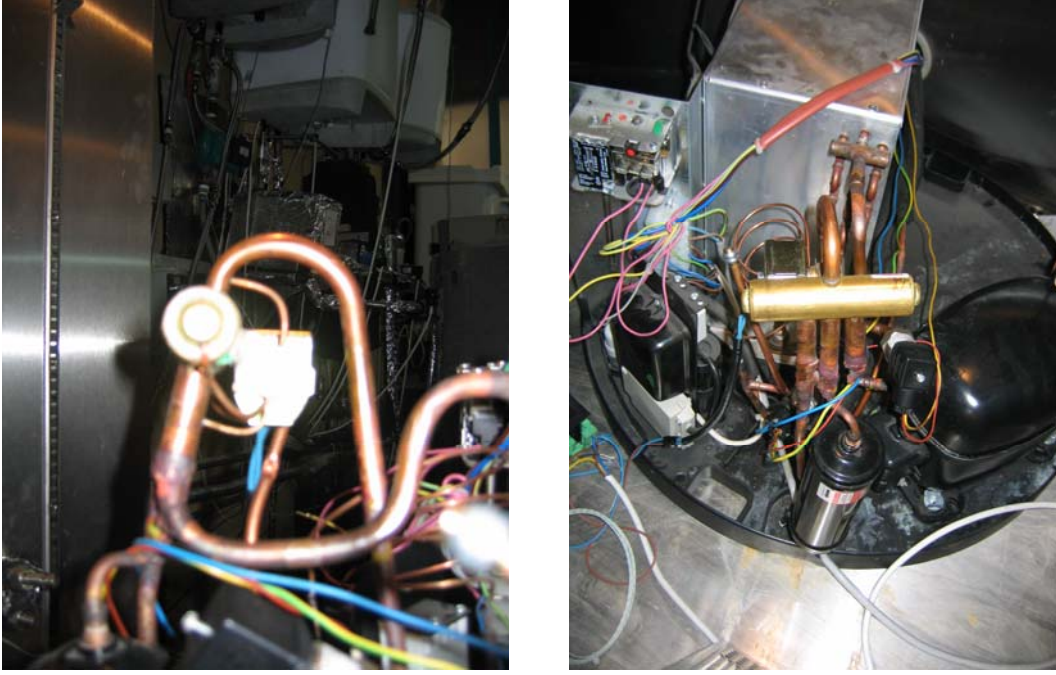
(c)



(d)

Şekil 5.2 Testlerde kullanılan çeşitli boy ve çaplardaki kapiler boru örnekleri

Sistemin defrost işlemi aşamasında istenilen değerlerde kısılma sağlanan kapiler tüpün belirlenmesinden sonra akışı ters yönde çevirecek dört yollu vana sisteme ilave edilmiş ve kapiler tüple birlikte iyileştirilmiş sistemin son durumu Şekil 5.3’de gösterilmiştir.



Şekil 5.3 Sisteme ilave edilen dört yollu vana

5.2 Sistemde yer değiştiren ve eklenen sistemler

5.2.1 Kısılma Vanası

Isı pompalarında kullanılan en yaygın akış kontrol elemanı kısılma vanalarıdır. Bu sistemlerde iğne tipi göbekler sistem yüküne bağlı olarak evaporatöre geçecek olan akışkanın istenilen akış oranında akmasını sağlar. Bu vanalar kızgın buharın sıcaklığına duyarlı olarak çalışmaktadır. Bunun yanında kısılma vanaları evaporatörden ayrılan soğutucu akışkan buharının belirlenmiş bir kızgın buhar seviyesinde çıkmasını da kontrol edebilir.

5.2.2 Kapiler borular

Akışkan kontrol sistemlerinin en basiti olarak kabul edilirler. Akışkanın içinden geçtiği küçük çaplı borulardır. İç çapları 0.4 ile 3 mm arasında değişen ve boyları 0.5 m ile 5m arasında değişen bu aygıtlar yoğuşma basıncını evaporasyon basıncına düşürürler ve soğutma yük kapasitesinden bağımsız olarak sabit bir yoğuşma basıncı elde ederler. Kapiler tüplerde uzunluk kompresör kapasitesine göre tayin edilir aynı zamanda

Kondenser verimliliği ve evaporatör kapasitesi de bunda etkilidir. Kapiler tüpler daha çok küçük kapasiteli sistemlerin kullanılmasında etkilidirler.



Şekil 5.4 Kapiler boru

5.2.3 Dört Yollu Vana

Dört yollu vanalar akışın sistemdeki yönünü değiştiren aygıtlardır. İklimlendirme sistemlerde çalışma durumunu ısıtma ya da soğutma olarak da belirleyen aygıtlardır. Vana da iki piston kayan bir bloğa eklenmiştir. Bu blok hareketli göbek sayesinde aktive edilmektedir. Belirtilen vana elektriksel olarak tetiklenen selenoid valf olmakla birlikte buhar çıkışları ile de göbek hareketi tamamlanmaktadır. Belirlenen şartlara göre göbek ya sağa ya da sola hareket ederek, akışkanın yön değiştirmesini sağlamaktadır.



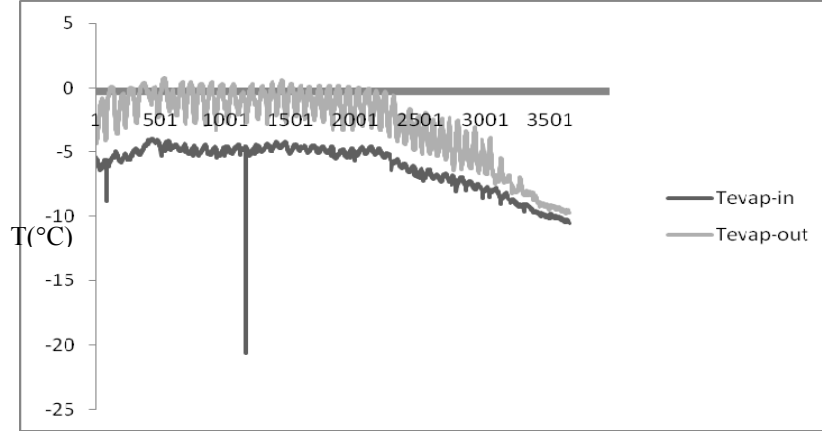
Şekil 5.5 Dört yollu vana kesiti

5.3 İyileştirme çalışmasında elde edilen sonuçlar

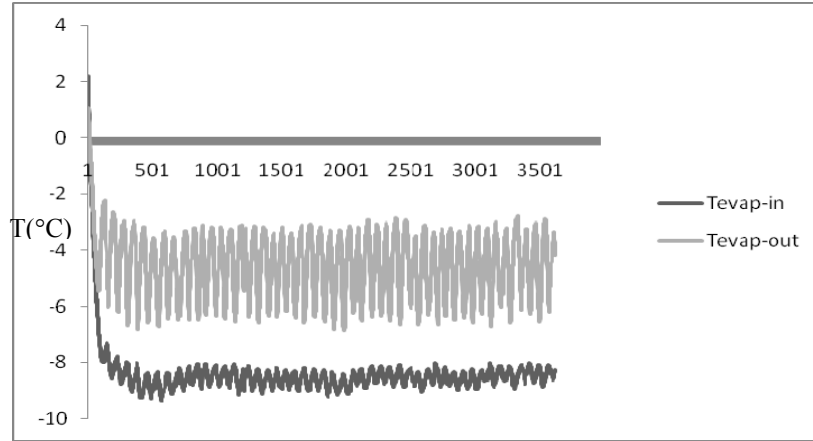
Sistem üzerine ilave edilen kapiler tüp, dört yollu vana ve termostat ile karlanma durumunda; evaporatör üzerinde sıcaklık sensörü bulunan termostat komutu ile devreye girecek olan dört yollu vana, kompresörden çıkan sıcak akışkanı evaporatöre yönlendirerek karlanmanın devamını engelleyecektir. Evaporatör giriş ve çıkışındaki akışkan sıcaklığındaki değişimin 5°C çevre sıcaklığında ve %80 bağıl nem koşulunda defrost işlemi öncesi ve sonrası değişimi Şekil 5.6-5.10'da özetlemiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda;

- Kapiler tüp akışkanı hedeflenen sıcaklık değerlerine düşürdüğü,
- Kapiler tüp akışkanın basıncını hedeflenen değerlere indirdiği,
- Termostat hedeflenen sıcaklıkta devreye girmekte ve dört yollu vana pistonlarını tetiklediği,
- Termostat hedeflenen sürede devreden çıkmakta ve dört yollu vana pistonlarını tetiklediği
- Dört yollu vana akışkanın yönünü değiştirmekte ve kompresör çıkışını evaporatöre yönlendirmekte, girişini de kondensere yönlendirdiği,
- Evaporatörde kat tabakasının eridiği,
- Ancak bu işlem prosesin devamında aynı verimlilikte devam etmediği, diğer yön değiştirmelerde dört yollu vana yolları sağlıklı biçimde kapatamamakta ve takıldığı gözlemiştir.

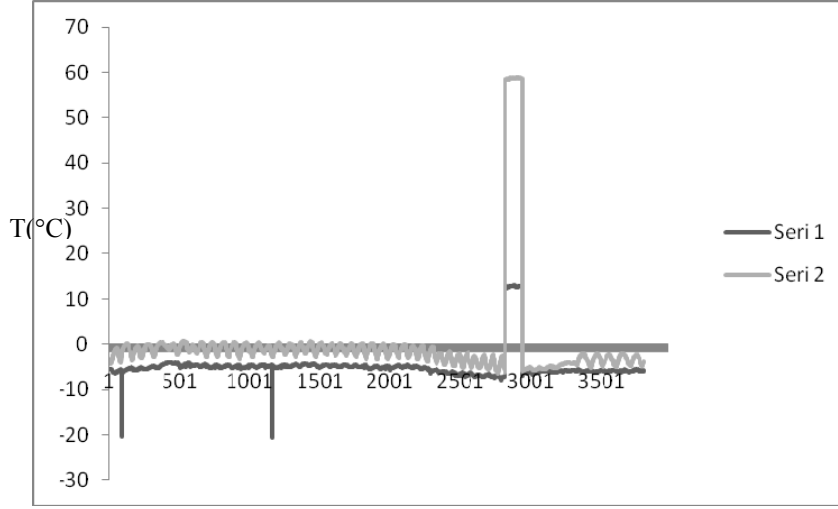
Sistemin akış yönünü sağlıklı biçimde değiştirdiği bölümde erime gerçekleştiği ve takip eden süreçte sistemin mevcut durumundan farklı bir sıcaklık aralığına sahip olduğu eğilim düzeyinde de olsa tespit edilmiştir.



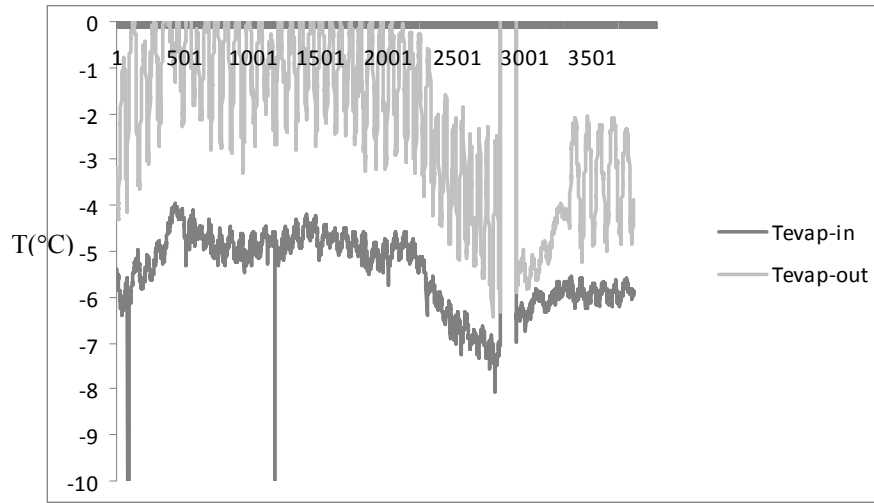
Şekil 5.6 Sıcaklık 5°C nemlilik %80 koşulunda defrost işlemi öncesi evaporatör giriş çıkışındaki sıcaklık değişimi



Şekil 5.7 Sıcaklık 5°C nemlilik %40 koşulunda evaporatör giriş çıkışındaki sıcaklık değişimi



Şekil 5.8 Sıcaklık 5°C nemlilik %80 koşulunda defrost işlemi sonrası evaporatör giriş çıkışındaki sıcaklık değişimi



Şekil 5.9 Sıcaklık 5°C nemlilik %80 koşulunda defrost işlemi sonrası evaporatör giriş çıkışındaki sıcaklık değişimi eğilim bölgesi (yakınlaştırılmış)

Şekillerde görüleceği gibi defrost işlemi öncesi evaporatördeki sıcaklık değişim eğilimi sadece azalma yönünde iken ve -9°C değerlerine ulaşırken, defrost işlemi sonrası giriş çıkış sıcaklıkları azalma eğilimi bir yana kısa bir süre için yükselme ve sonrasında daha stabil bir sıcaklık değişimi eğilimine girmiştir. Bu sıcaklık değişimi Şekil 5.7'de gösterilen %40 nemlilik koşullarındaki sıcaklık eğilimine yakın bir eğilimdir. Bu durum devamında iyileştirme çalışmalarının başında hedeflenen performans artışı

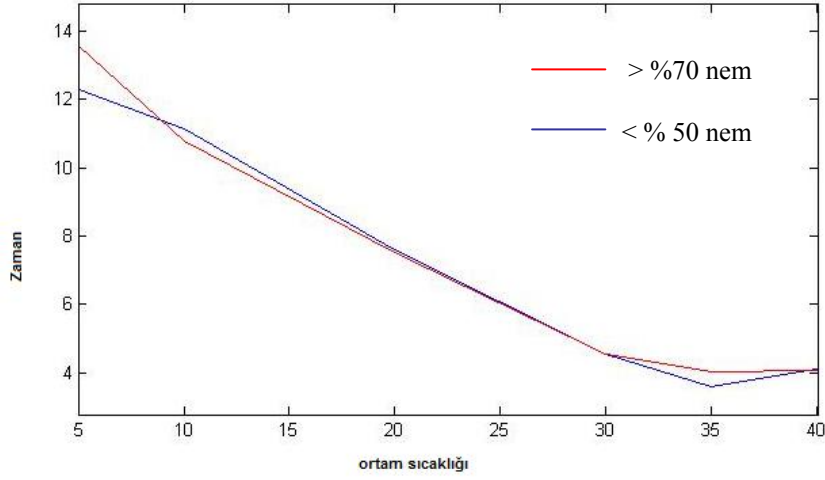
görülebileceği grafiklerden öngörülebilmektedir. Bu durumda performansın 2.0 değerine ulaşması ile sistem performansında % 12.35 lik bir artış olması beklenmektedir.

6 SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Tez çalışmasında bir hava kaynaklı su ısıtıcısının performans değerlendirmesi ve iyileştirmesi yapılmıştır. Sistem performansı, ağırlıklı olarak kullanıldığı kuzey Avrupa iklim koşulları dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Buna göre sistem 5°C, 10°C, 20°C ve 30°C sıcaklıklarında ve %40, %70 ve %80 bağıl nemlilik koşullarında performansı incelenmiş ve elde edilen sonuçlara bağlı olarak iyileştirme metotları belirlenmiştir.

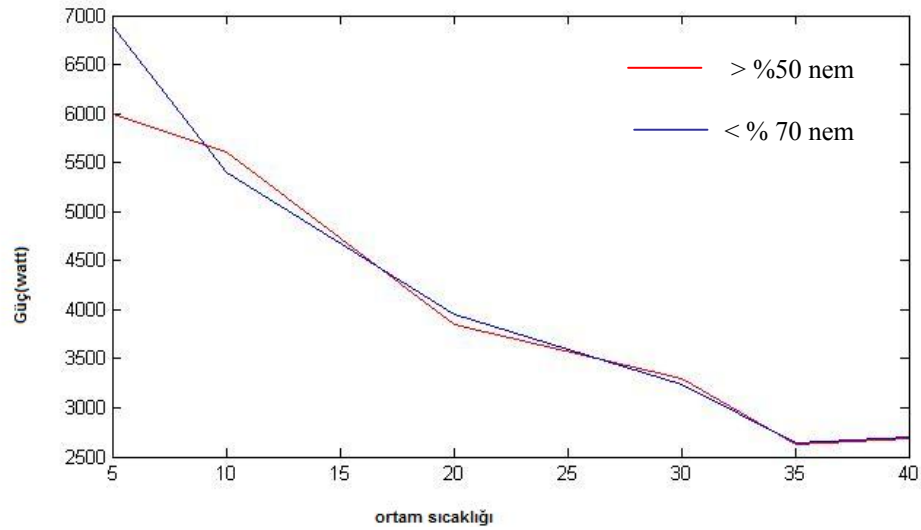
Yapılan testlerde sistemin her bir komponentinin giriş-çıkış sıcaklıkları, ve kompresör giriş ve çıkışındaki basınçlar ölçülmüş, ölçülen veriler bir veri toplayıcı aracılığıyla kayıt edilmiştir. Toplanan bu verilerle sistemin performansını değerlendirebilmek amacıyla ekserji analizi yapılmıştır. Sistemin ekserji analizi MATLAB 7.3 yazılımında hazırlanan bir program için her bir koşulda elde edilen veriler kullanılarak, komponent bazında ve sistemin bütününe dikkate alarak ekserji yıkım miktarı hesaplanmıştır.

Yapılan testler sonunda sistemin mevcut performans değerleri belirlenen sıcaklık değerleri dikkate alındığında zamana bağlı olarak şekillerde özetlenmiştir. Performans değerleri sistemin aldığı ısı miktarı ve tükettiği enerji dikkate alınarak belirlenmiştir.

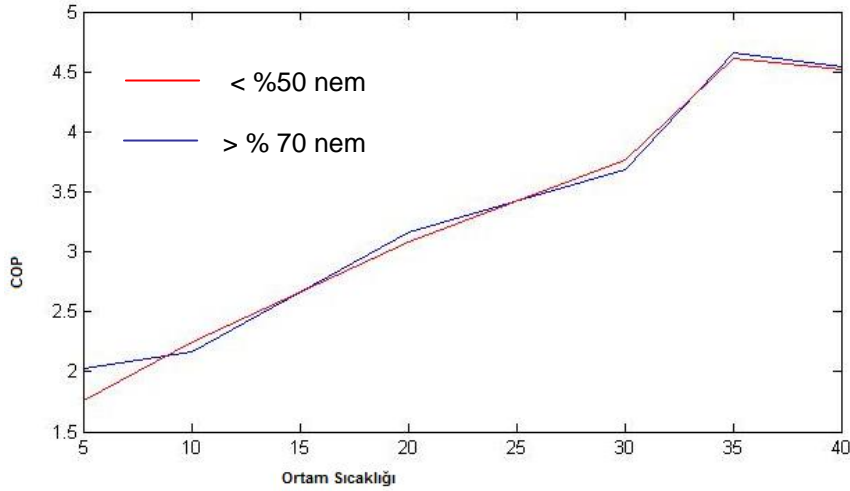


Şekil 6.1 Ortam sıcaklığına bağlı olarak yükleme zamanının değişimi

Şekil 6.1 de değişen ortam sıcaklıklarında sistemin yükleme zamanının değişimi görülmektedir. Burada yüksek nem oranının yükleme zamanına etkisinin özellikle düşük sıcaklıklarda ortaya çıktığı görülmüştür. 5 °C çalışma koşulunda yüksek nemli ortamda ısı pompası yaklaşık 14 saatte ısıtmayı gerçekleştirirken düşük nem de bu değer 12 saat mertebesinde kalmıştır. Yüksek sıcaklıklarda bu farklılık gözlenmez iken ortam sıcaklığının artışı ile yükleme zamanı beklendiği üzere azalmaktadır.



Şekil 6.2 Ortam sıcaklığına bağlı olarak harcanan güç miktarının değişimi



Şekil 6.3 Ortam sıcaklığına bağlı olarak sistem veriminin değişimi

Yukarıdaki grafiklerde (Şekil 6.2-6.3) belirtildiği gibi ısı pompası düşük sıcaklıklarda daha uzun sürede ısıtma işlemini gerçekleştirirken buna bağlı olarak daha fazla güç harcamakta ve sistem verimi de buna bağlı olarak düşmektedir. Öte yandan ortam sıcaklığı arttıkça harcanan güç azalmakta ve sistem verimi artmaktadır. Grafiklerde belirlenebilen bir diğer durum ise düşük sıcaklıklarda sistemin yüksek nem koşullarında düşük nem koşullarına göre daha fazla güç harcadığı ve veriminin daha düşük olduğudur. 5 °C çalışma koşulunda yüksek nemli ortamda ısı pompası yaklaşık 7000 W enerji harcarken düşük nem koşullarında bu değer 6000 W olarak belirlenmiştir. Bu sistemin düşük sıcaklık ve yüksek nem koşullarında karlanması ve sistemin ısı transfer işleminin artan kar miktarı ile azalması sonucunda gerçekleşmektedir.

Yapılan testlerde ve hesaplanan ekserji yıkımı değerlerinde, sistemin en büyük verim kaybının düşük sıcaklık ve yüksek nem koşullarında gerçekleştiği belirlenmiş ve bu koşullar altındaki sistemin verimliliğindeki artışın sistemin genel performans üzerinde önemli bir etkisinin olduğu tespit edilmiştir.

Bu amaçla sisteme su ısıtıcılarında kullanılmayan defrost işleminin ilave edilmesi düşünülmüş buna yönelik olarak sistemin bu işleme adaptasyonunu sağlamak için farklı komponentlerde değişiklikler yapılmıştır. Bu amaçla sistemin öncelikli olarak çift yönlü çalışabilmesini sağlayacak kapiler tüpler kısılma vanası ile değiştirilmiştir. Değiştirilen kapiler tüpün sistem üzerindeki uyumluluğu mevcut

sistemin performans değerleri gözetilerek kontrol edilmiş ve en uygun boyut teorik olarak da belirlenmesine karşın deneysel çalışmalar altında boyutsal uyumluluğu geliştirilmiştir. Bunun akabinde sistemin defrost işlemini gerçekleştirmesi için gerekli olan dört yollu vananın sistem uyumluluğu ve adaptasyonu incelenmiş ve gerekli düzenlemeler yapılmıştır. Yeni kurulan sistemin akışkan yönünü doğru biçimde değiştirdiği, ve karlanma süreci sonunda beklenen erimeyi sağladığı belirlenmiş ancak dört yollu vananın bu işlemi devam eden süreçte sağlıklı biçimde yerine getiremediği tespit edilmiştir. Buna karşın elde edilen sonuçlar bu komponentlerin sisteme tam adaptasyonu halinde öngörülen sonuçların elde edileceği ve performans değerinin düşük sıcaklıklarda %12.35 mertebesinde artış gösterebileceği belirlenmiştir.

Bu çalışmada aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- Isı pompası performansı dış ortam sıcaklığına şiddetle bağlıdır.
- Nemlilik, ısı pompası performansını düşük sıcaklık koşullarında evaporatör üzerinde oluşan karlanmaya da bağlı olarak, olumsuz yönde etkilemektedir.
- Sistemdeki en düşük toplam ekserji yıkım değeri 30 °C dış ortam sıcaklığı koşullarında elde edilmiştir.
- Sistemdeki en yüksek ekserji yıkım değerleri kompresör ve kondenserde elde edilmiştir.
- Defrost işleminin sisteme ilavesi ile birlikte sistem performansında %12.35'lik bir artış öngörülmektedir.

KAYNAKÇA

- Adnan Sozen , Erol Arcaklioglu, Mehmet Ozalp, 2003, *A new approach to thermodynamic analysis of ejector–absorption cycle: artificial neural Networks Applied Thermal Engineering* 23, 937–952
- Arzu Sencan, 2007, *Performance of ammonia water refrigeration systems using artificial neural network*, *Renewable Energy* 32 , 314-328.
- Bechtler, Browne, Bansal, Kecman, 2001, *New Approach to dynamic modeling of vapour compression liquid chillers: artificial neural Networks Applied Thermal Engineering* 21, 941-953
- Bily Langley, 1999, *Heat Pump Technology 3rd edition*, Prentice Hall, ISBN: 0-13-033965-2, New Jersey, 2002, 39, 865-869.
- Bechtler, Browne, Bansal, Kecman, 2001, *Neural Networks a new approach to model vapour compression heat pumps*, *Int. Journal of Energy Research*, 25: 591-599.
- Bonnet S. , Alaphilippe M. , StouffsP., 2005, *Energy, exergy and cost analysis of a micro-cogeneration system based on an Ericsson engine*, *International Journal of Thermal Sciences* 44 , 1161–1168.
- Byun J., Lee J., Jeon C., 2008, *Frost Retardation of an Air-Source Heat Pump by the Hot Gas Bypass Method*, *International Journal of Refrigeration*, 31, 328-334.
- Chen J. and Schouten J. A., 1998, *Optimum Performance Characteristics Of An Irreversible Absorption Refrigeration System*, *Energy Convers.Mgmt.* 39, 10 999-1007.

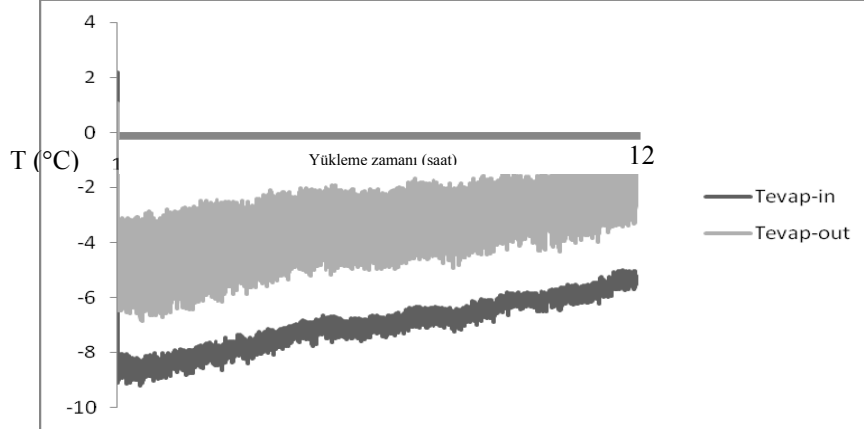
- Chena J., Zhoua Y., Wanga H., Wangb J. T., 2002, *Comparison of the optimal performance of single- and two-stage thermoelectric refrigeration systems*, Applied Energy 73, 285–298.
- Choi J., Jeon J., Kim Y., 2007, *Cooling performance of a hybrid refrigeration system designed for telecommunication equipment rooms*, Applied Thermal Engineering 27, 2026–2032.
- Çengel Y. A. and Boles M.A., 2002, *Thermodynamics an engineering approach*, Mc Graw Hill Co., New York, 930.
- Dinçer İ., 2003, *Refrigeration systems and applications*, Wiley Sons, Chichester, 584.
- Ding Y., Ma G. Chai Q. and Jiang Y., 2004, *Experiment Investigation of Reverse Cycle Defrosting Methods on Air Source Heat Pump with TXV as the Throttle Regulator*, Int. Jour. of Refrigeration, 27, 671-678.
- El-Din M.M. S., 2001, *Performance analysis of heat pumps and refrigerators with variable reservoir temperatures*, Energy Conversion & Management, 42, 201-216.
- Erol Arcaklioglu, 2004, *Performance comparison of CFCs with their substitutes using artificial neural network*, International Journal Of Energy Research Int. J. Energy Res., 28:1113–1125.
- Feng C., Kai W., Shouguo W., Ziwen X. and Pengcheng S., 2008, *Investigation of the Heat Pump Water Heater Using Economizer Vapor Injection System and Mixture of R22/R600a*, International Journal of Refrigeration, 1-6.
- Guo X., Chen Y., Wang W. and Chen C., 2008, *Experimental Study on Frost Growth and Dynamic Performance of Air Source Heat Pump System*, Applied Thermal Engineering, 28, 2267-2278.

- Huang D., He Z.L. and Yuan X.L., 2007, *Dynamic Characteristics of an Air to Water Heat Pump under Frosting/Defrosting Conditions*, Applied Thermal Engineering 27, 1996-2002.
- Hewitt N. and Huang M., 2008, *Defrost Cycle performance for a Circular Shape Evaporator Air Source Heat Pump*, International Journal of Refrigeration, 31, 444-452
- Han X.H., Wang Q., Zhu Z.W., Chen G.M, 2007, *Cycle performance study on R32/R125/R161 as an alternative refrigerant to R407C*, Applied Thermal Engineering 27, 2559–2565.
- Langley B.C., 2002, *Heat Pump Technology*, Prentice Hall, New Jersey, 536.
- Lior N. and Zhang N., 2007, *Energy, exergy and Second Law Performance criteria*, Energy 32, 281-296.
- Liu Z., Tang G. and Zhao F., 2003, *Dynamic Simulation of Air-source Heat Pump During Hot-Gas Defrost*, Applied Thermal Engineering, 23, 675-685.
- M. Hosoz, and H. M. Ertunc, 2006, *Modelling of a cascade refrigeration system using artificial neural network*, Int. J. Energy Res.; 30:1200–1215.
- M. Hosoz , H.M. Ertunc, 2006, *Artificial neural network analysis of an automobile air conditioning system*, Energy Conversion and Management 47, 1574–1587.
- Moran M.J. and Shapiro H., 2006, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Wiley sons, Chichester, 831.
- Navarro-Esbri J., V. Berbegallb, G. Verdub, R. Cabelloa, R., 2007, *A low data requirement model of a variable-speed vapour compression refrigeration system based on neural Networks* Llopisa International Journal of Refrigeration xx , 1e8

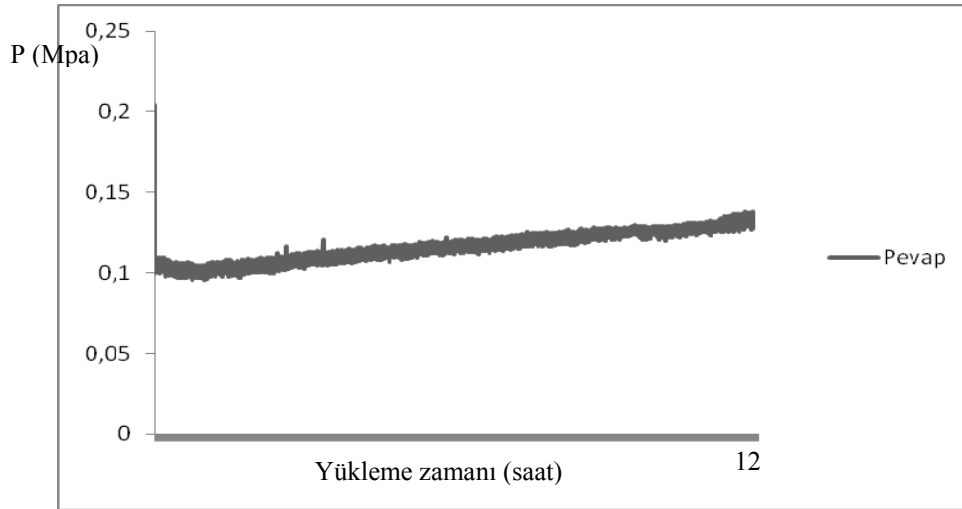
- Razani A. , Roberts T., Flake B. , 2007 *A thermodynamic model based on exergy flow for analysis and optimization of pulse tube refrigerators*, *Cryogenics* 47 ,166–173.
- Saad M. A., 1997, *Thermodynamics Principles and Practice*, Prentice Hall, London, 935.
- Selvaraju A., Mani A., 2004, *Analysis of a vapour ejector refrigeration system with environment friendly refrigerants*, *International Journal of Thermal Sciences* 43, 915–921.
- Sun J. F., Kitamura Y., Satake T., 2008, *Application of Stirling cooler to food processing: Feasibility study on butter churning* , *Journal of Food Engineering* 84, 21–27.
- Vidala A., Bestb R., Riveroc R., Cervantesd J., 2006, *Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method*, *Energy* 31, 3401–3414.
- Wua Z., LiaS. , Luoa E. , 2007, *Investigation on a Stirling refrigerator with thermal buffertube driven by an oil-lubricated compressor*, *International Journal of Refrigeration* xx, 1e6
- Tu Y., Chen L., Sun F., Wu C., 2006, *Cooling load and coefficient of performance optimizations for real air-refrigerators*, *Applied Energy* 83, 1289–1306.
- Tyagi S.K., Kaushik S.C.,Singhal M.K. ,2002 *Parametric study of irreversible Stirling and Ericsson cryogenic refrigeration cycles* , *Energy Conversion and Management* 43, 2297–2309.
- Wang Z., Gu J. and lu Z., *Experimental Research of Air Source Heat Pump Frosting and Defrosting in a Double Stage-Coupling heat Pump*, *HVAC Technologies for Energy Efficiency ICEB 2006*, Shenzhen, China, Vol. IV-10-2.

- Xiaa Z.R., Yea X.M., Lina G.X., Bruck E., 2006, *Optimization of the performance characteristics in an irreversible magnetic Ericsson refrigeration cycle*, Physica B 381, 246–255.
- Xu M.Y. , De Waele A.T.A.M., Ju Y.L., *A pulse tube refrigerator below 2 K*, Cryogenics,
- Yao Y., Jiang Y., Deng S., Ma Z., 2004, *A Study on the performance of airside heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, 3745-3756.
- Zhao Y., Shigang Z., Haibei Z., 2003, *Optimization study of combined refrigeration cycles driven by an engine*, Applied Energy 76, 379–389.
- Zhiqiang L., Xiaolin L., Hanqig W. and Wangming P., 2008, *Performance Comparison of Air Source Heat Pump with R407C and R22 under Frosting and Defrosting*, Energy Conversion and Management, 49, 232-239.
- Zhoua S., Chena L., Suna F., Wu C., 2004, *Cooling-load density optimization for a regenerated air refrigerator* , Applied Energy 78, 315–328.
- Zhyi W., Xinmin W. and Zhiming D., 2008, *Defrost Improvement by Heat Pump Refrigerant Charge Compensating*, Applied Energy 85, 1050-1059.

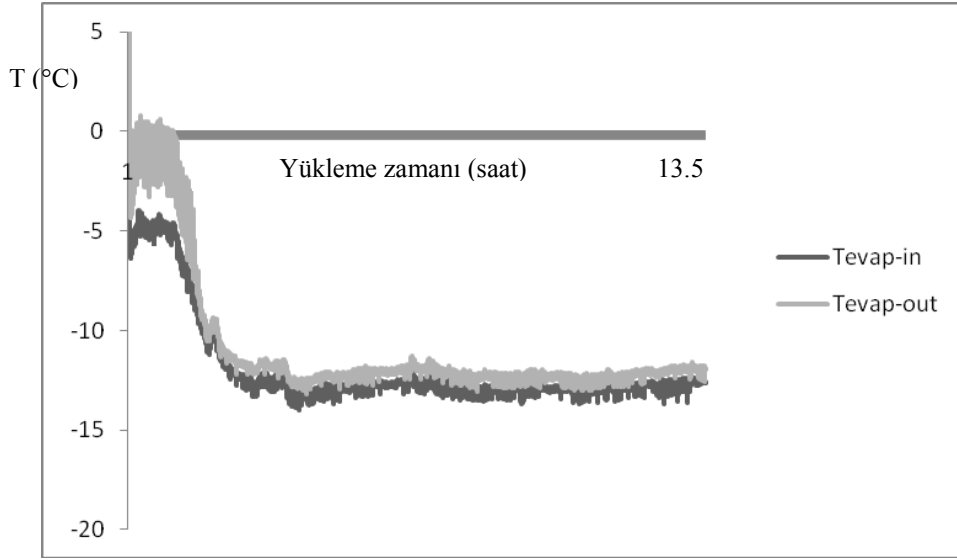
Ek Şekiller-A



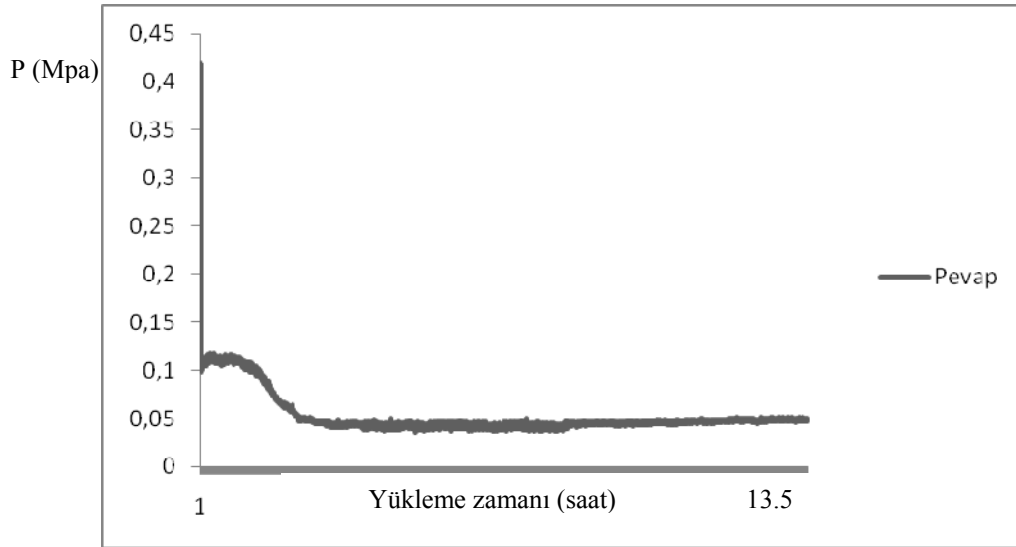
Şekil A.1 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi



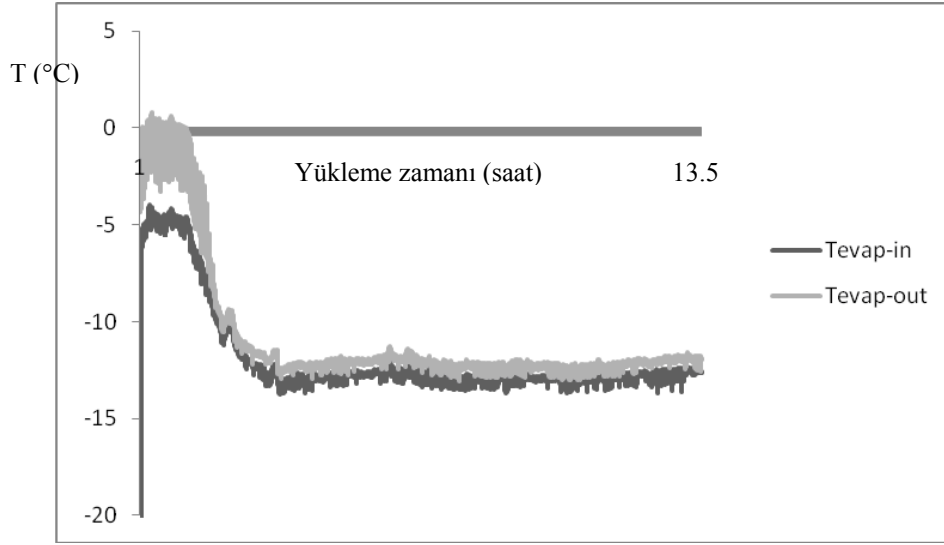
Şekil A.2 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi



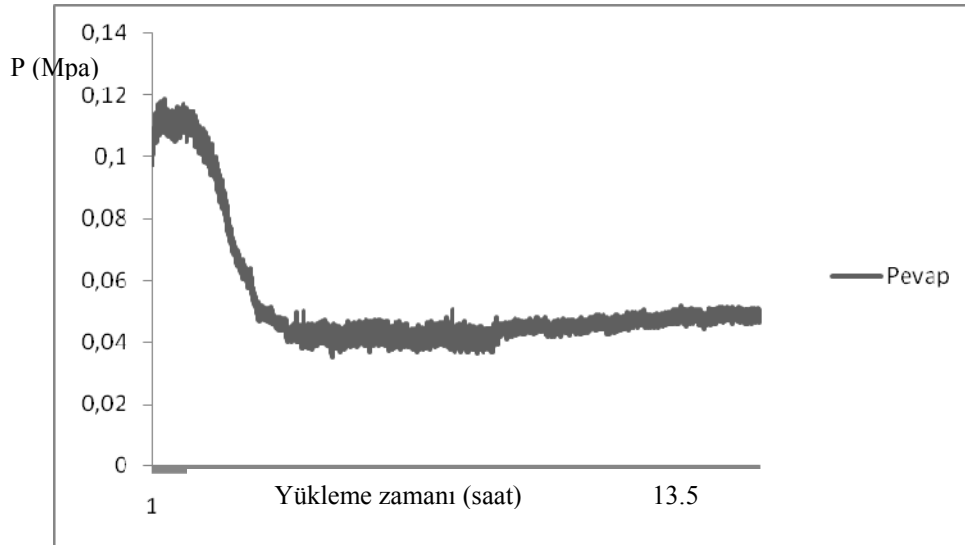
Şekil A.3 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



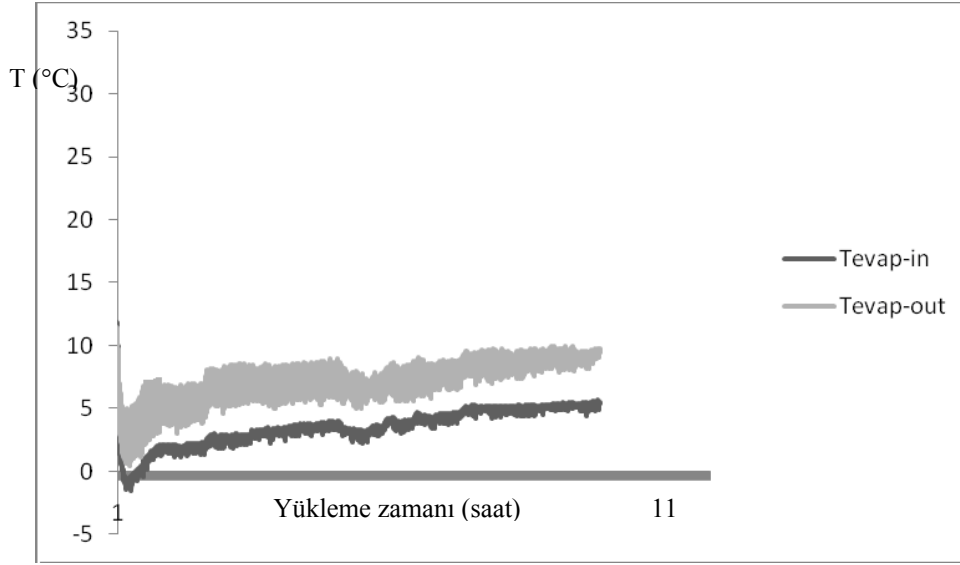
Şekil A.4 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



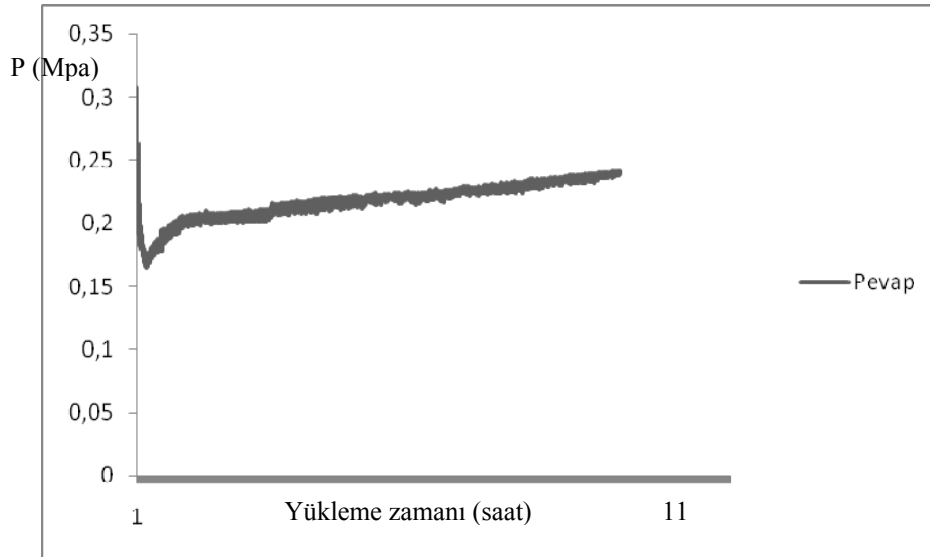
Şekil A.5 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 80 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



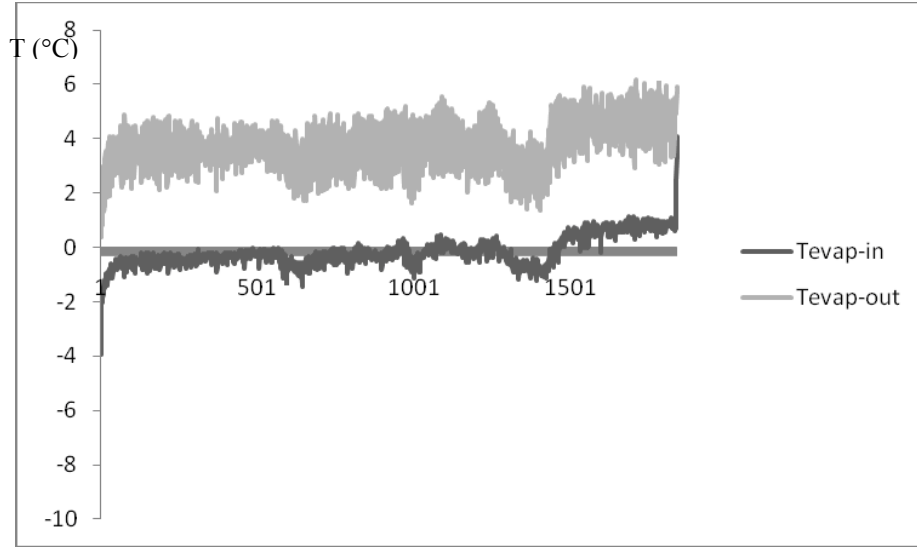
Şekil A.6 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 80 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



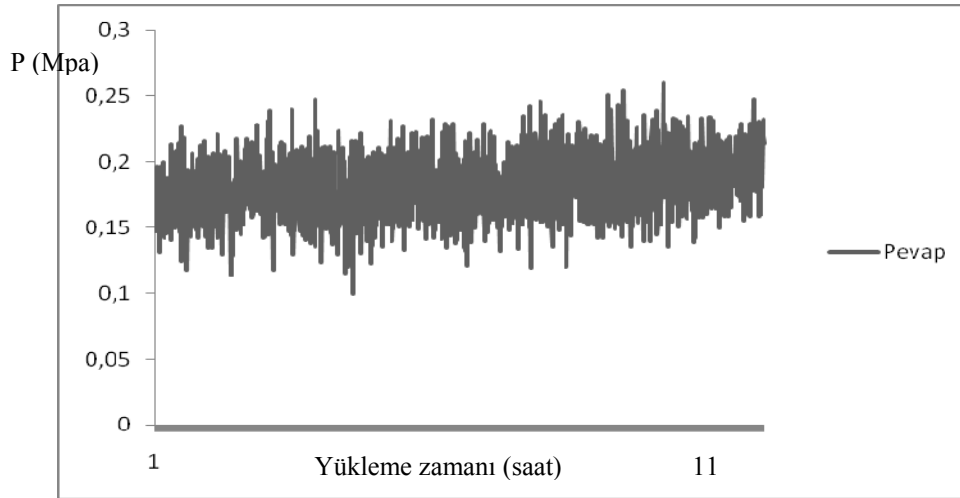
Şekil A.7 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



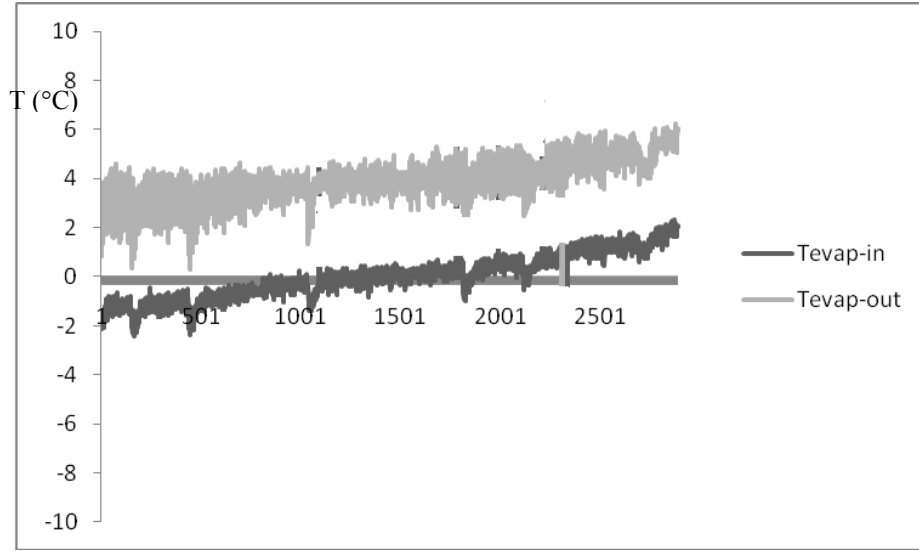
Şekil A.8 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



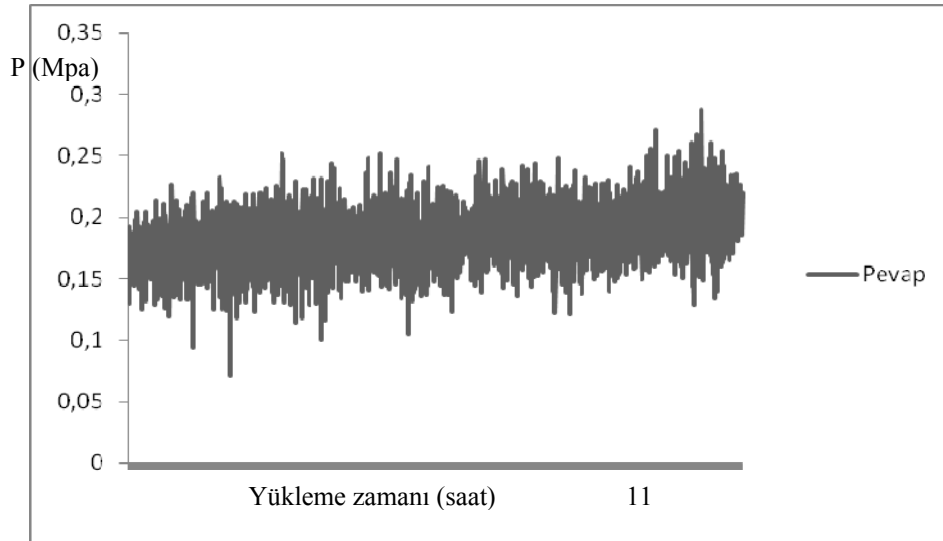
Şekil A.9 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



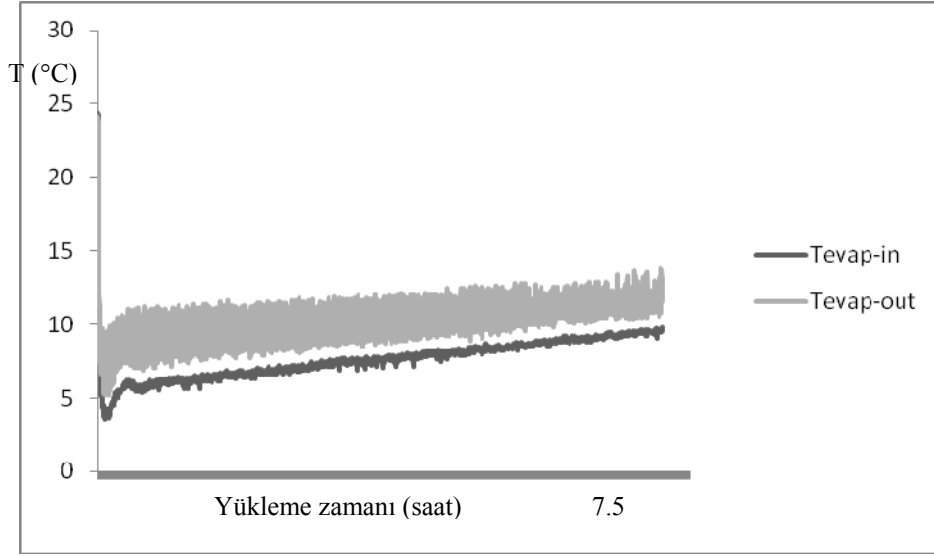
Şekil A.10 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



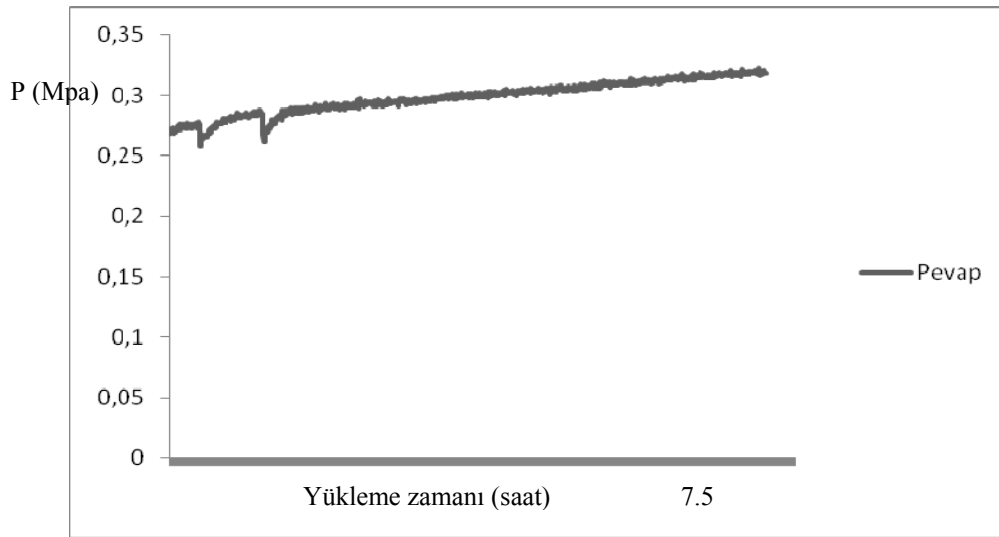
Şekil A.11 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



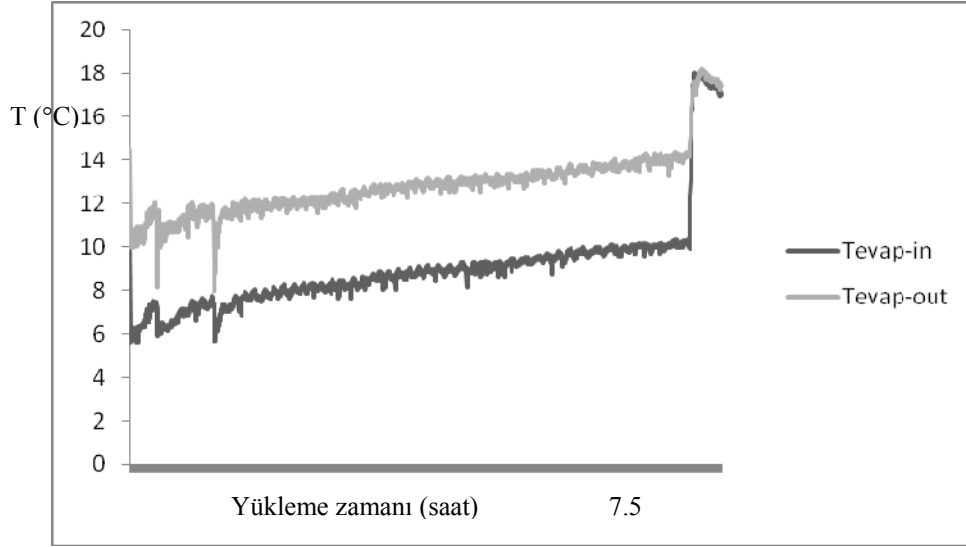
Şekil A.12 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



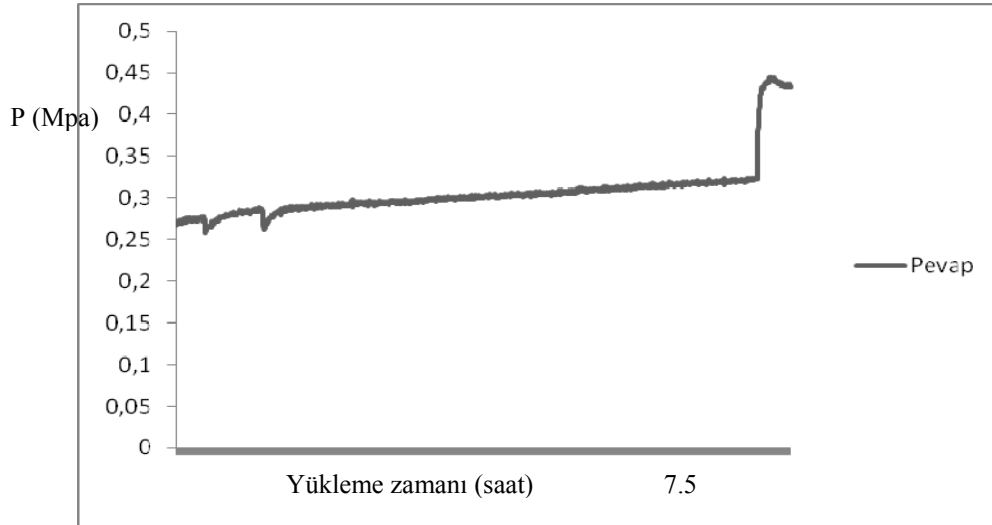
Şekil A.13 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



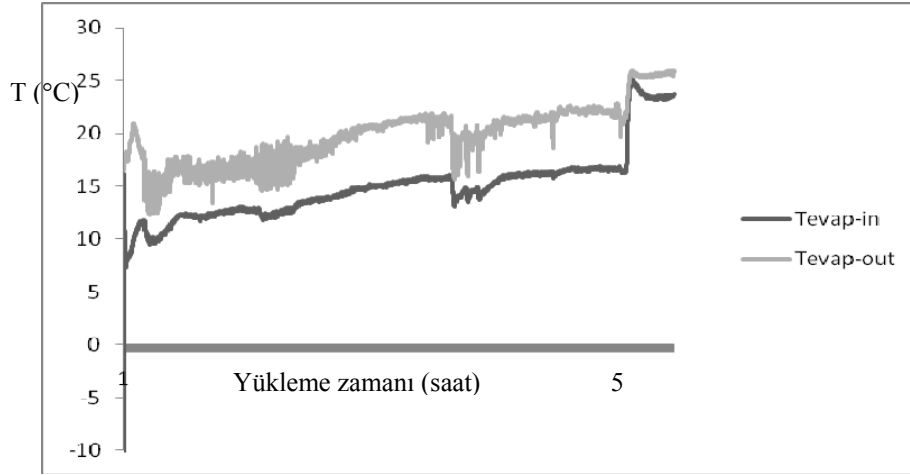
Şekil A.14 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



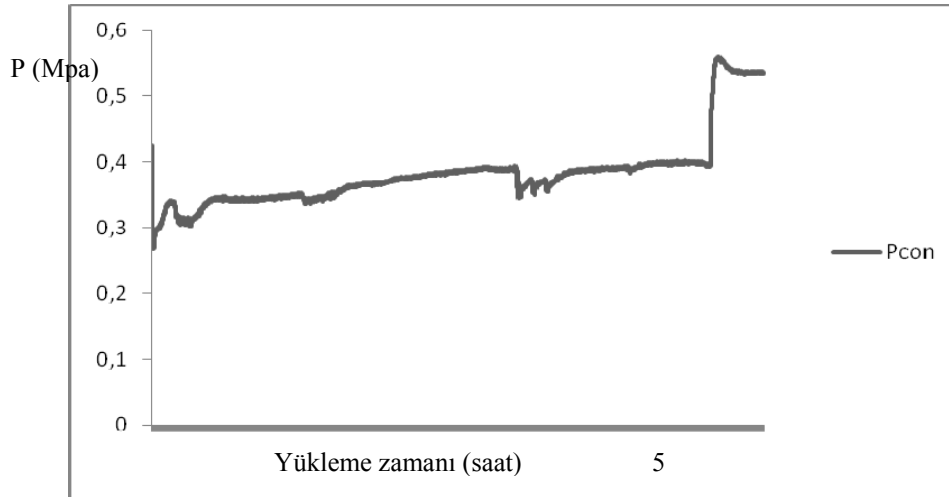
Şekil A.15 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



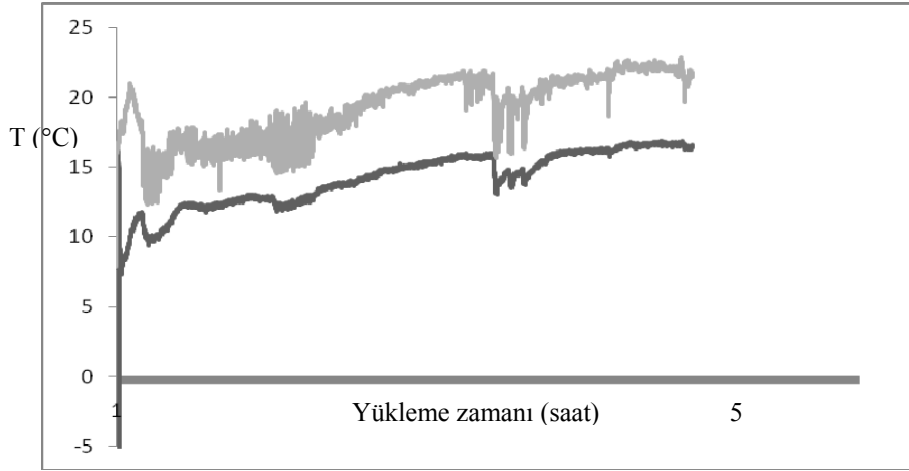
Şekil A.16 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



Şekil A.17 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



Şekil A.18 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

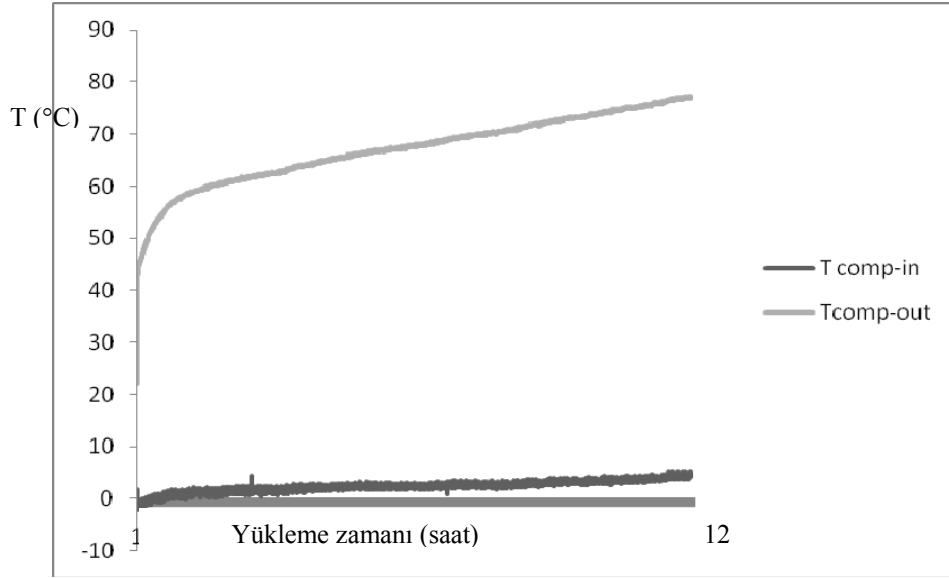


Şekil A.19 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda evaporatör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi

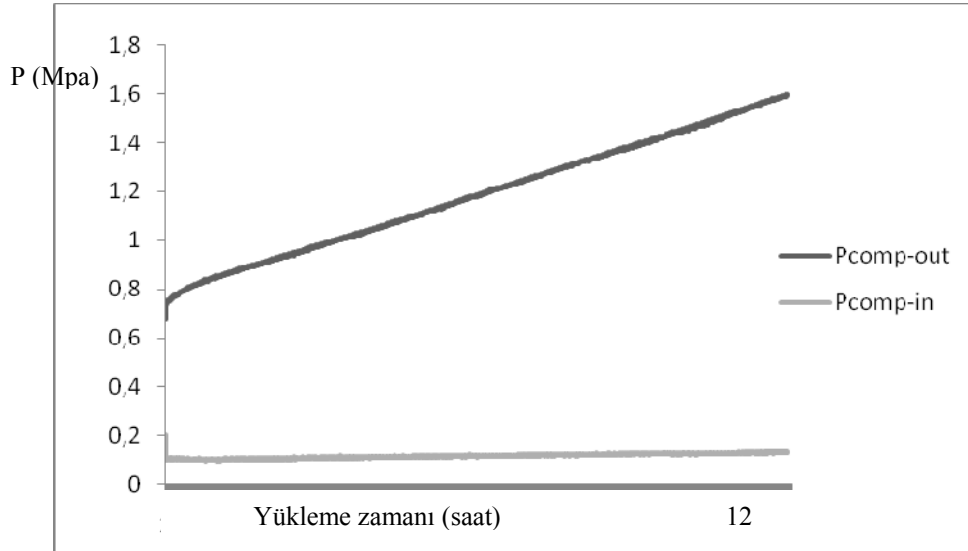


Şekil A.20 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda evaporatör basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi

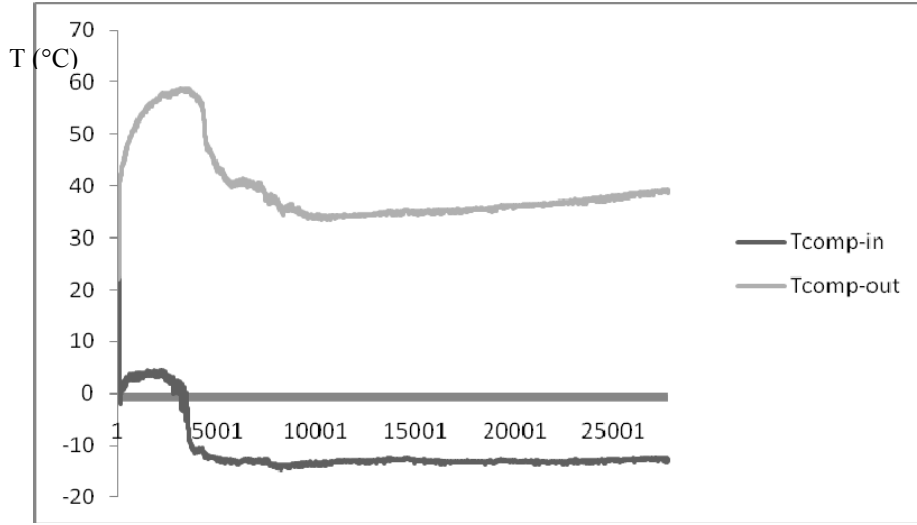
Kompresör



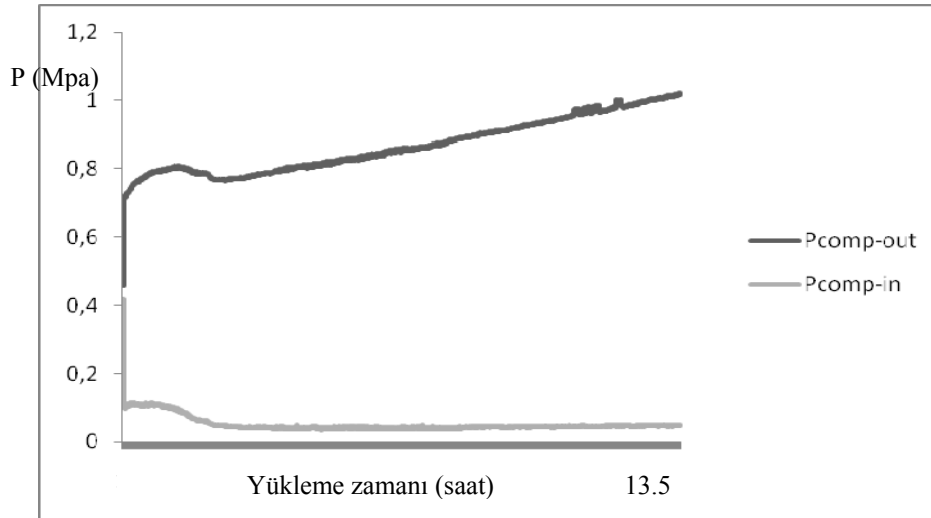
Şekil A.21 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



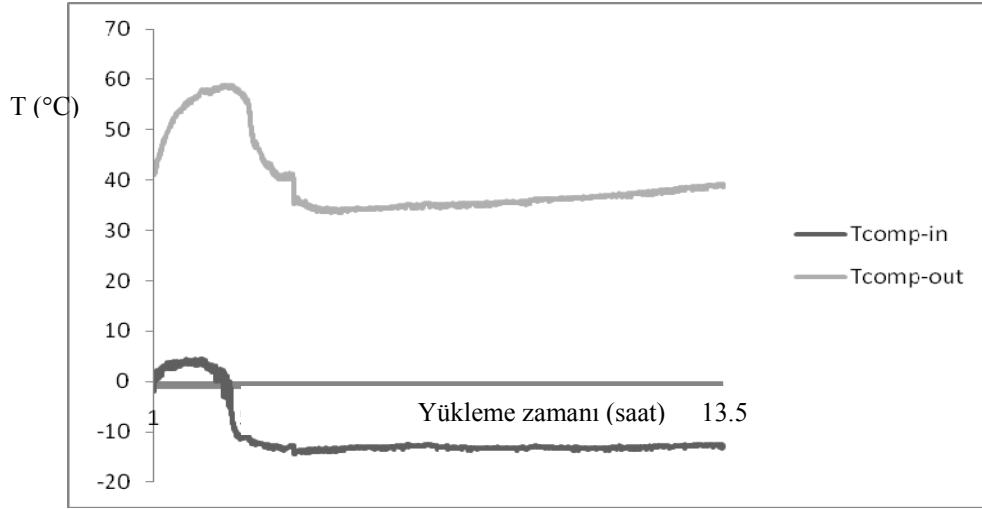
Şekil A.22 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş-çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



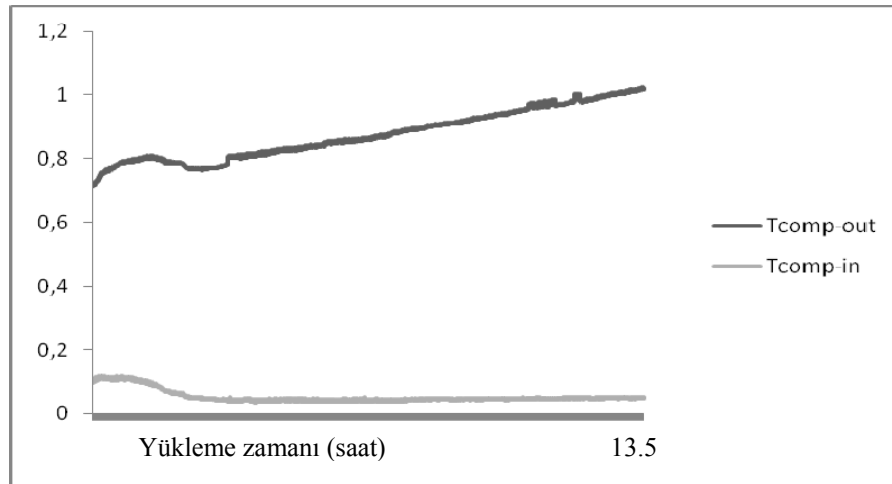
Şekil A.23 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



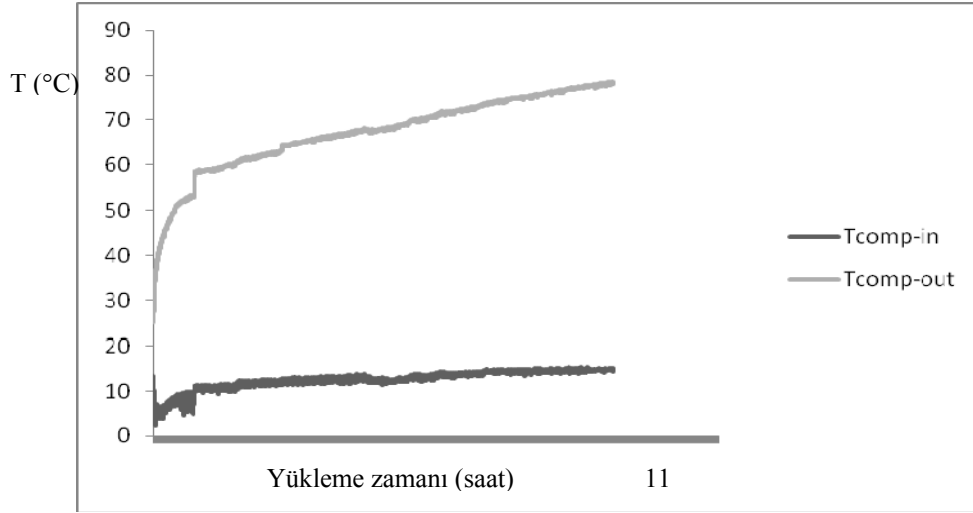
Şekil A.24 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda kompresör giriş-çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



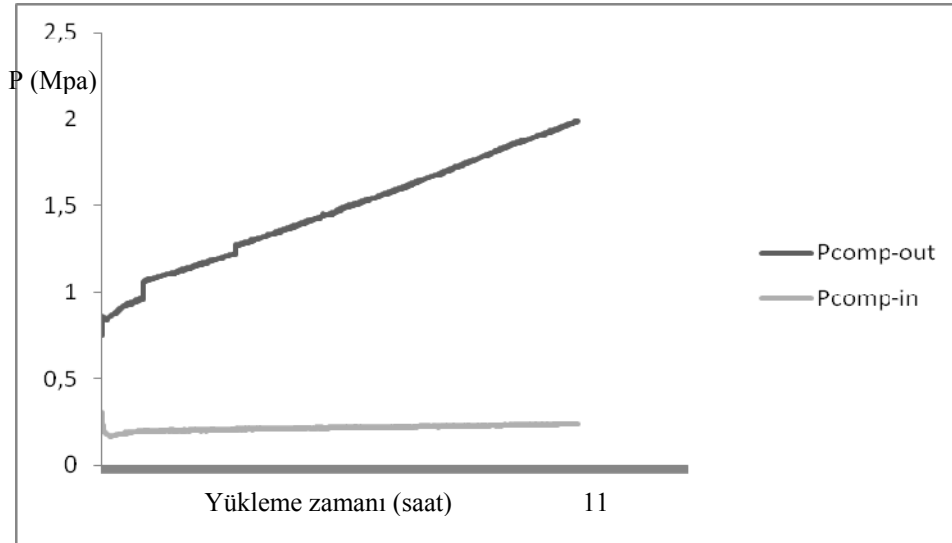
Şekil A.25 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



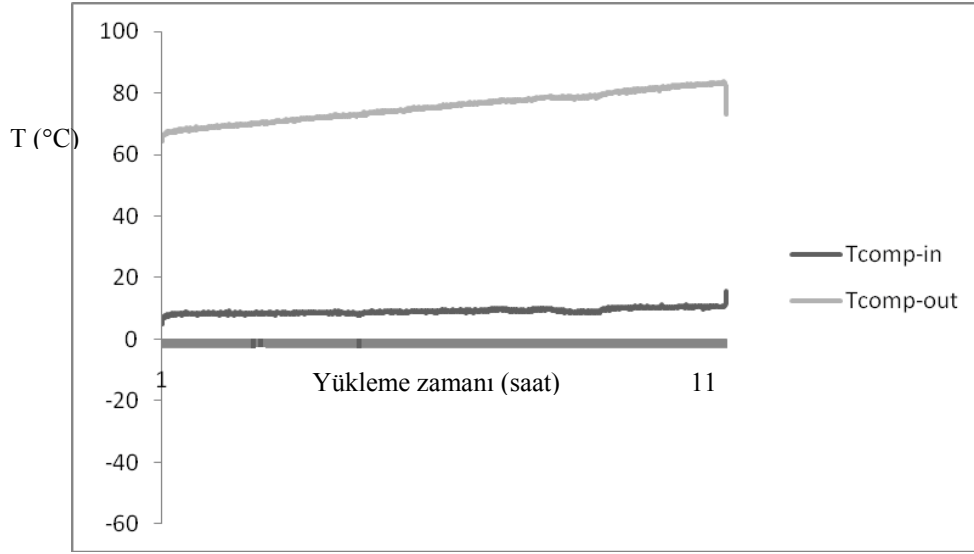
Şekil A.26 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



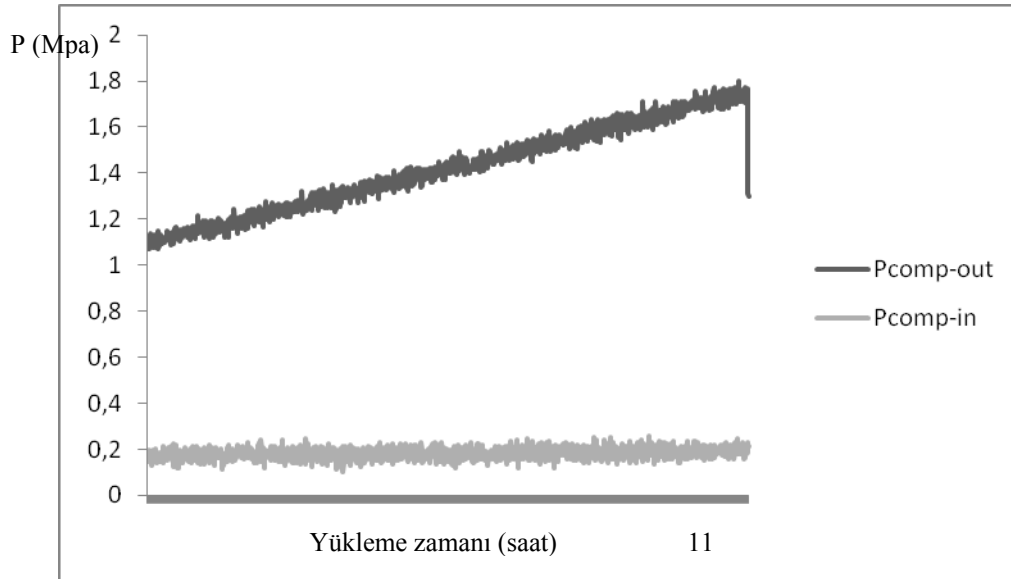
Şekil A.27 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



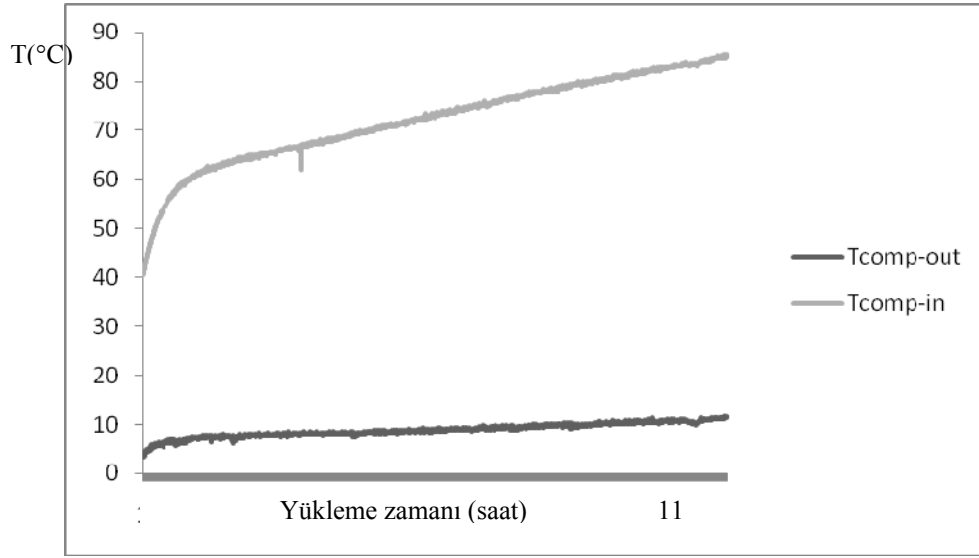
Şekil A.28 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



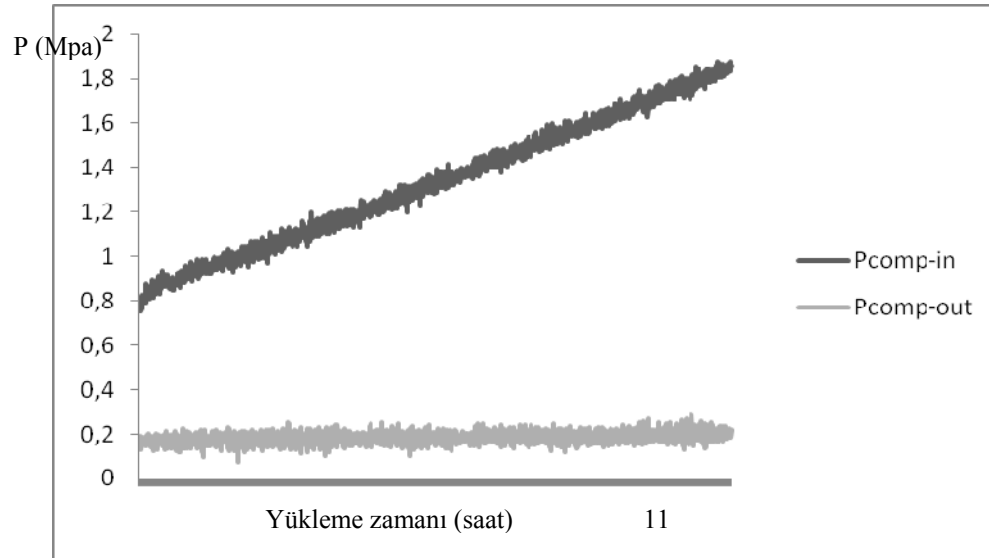
Şekil A.29 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



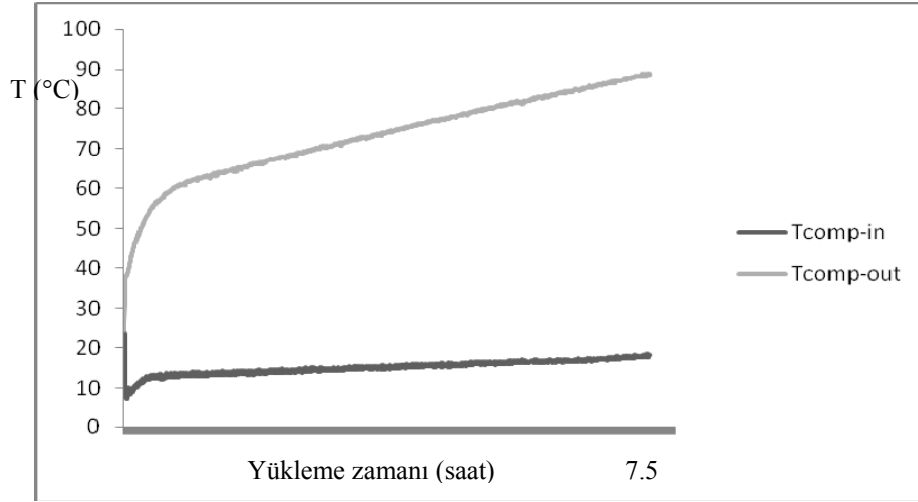
Şekil A.30 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



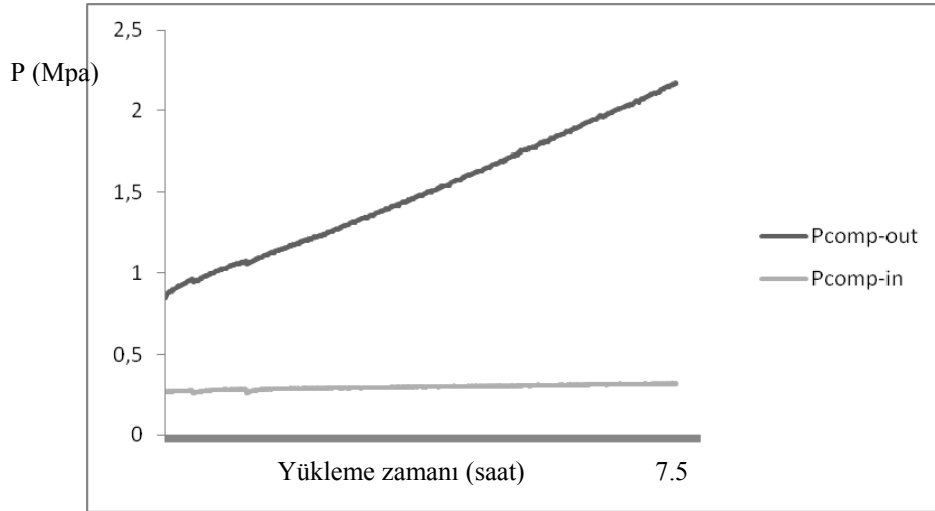
Şekil A.31 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



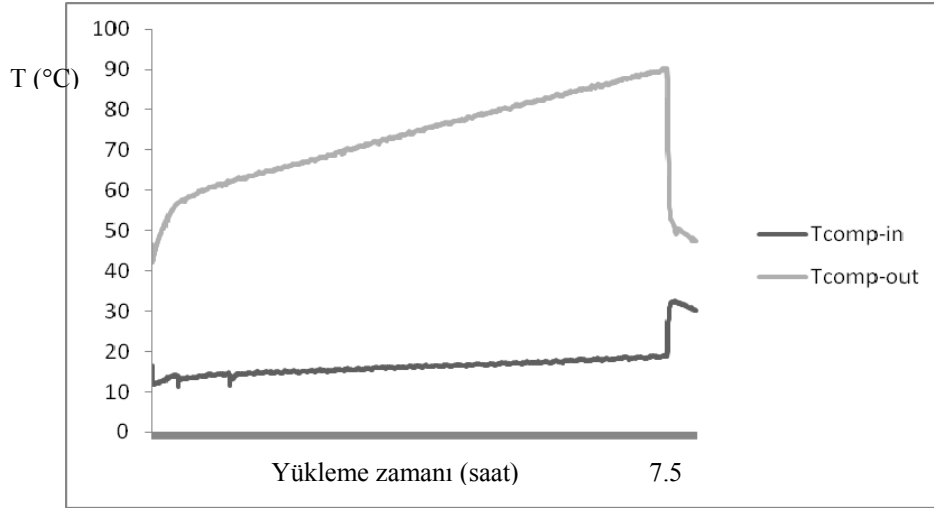
Şekil A.32 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



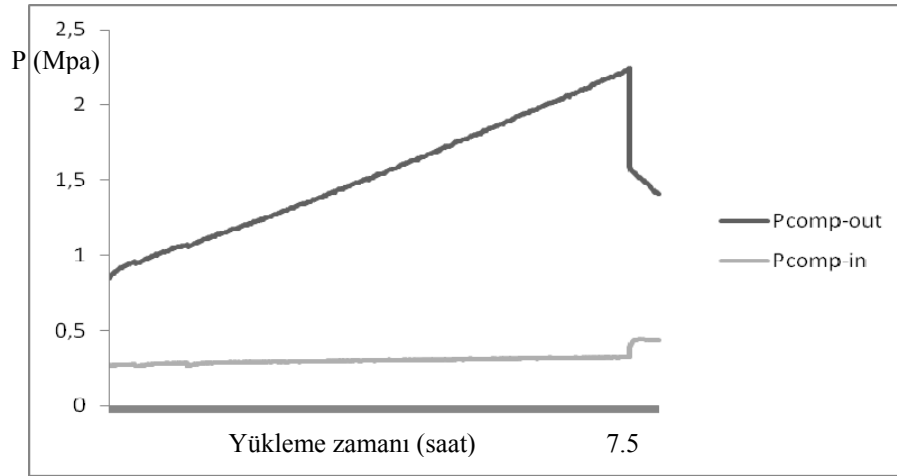
Şekil A.33 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



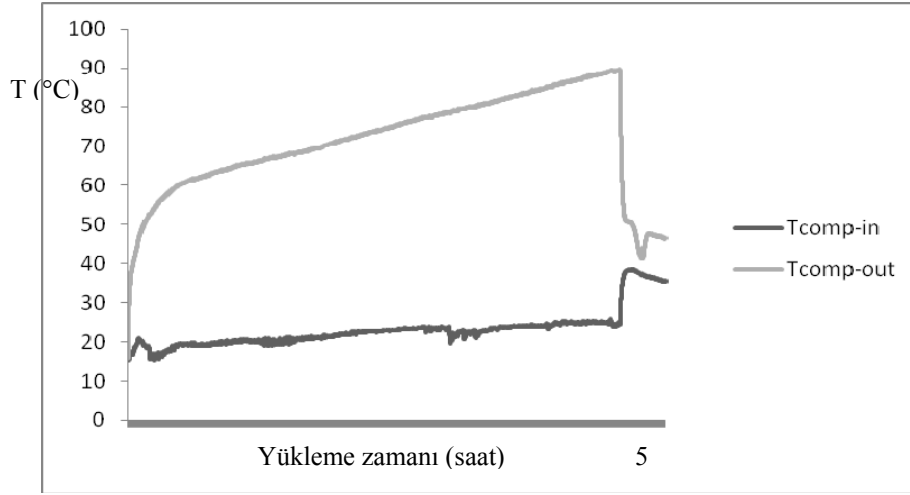
Şekil A.34 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



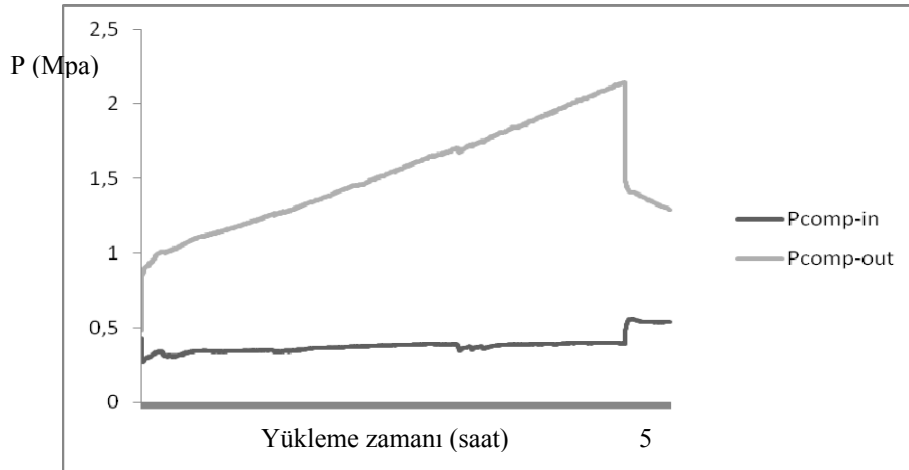
Şekil A.35 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



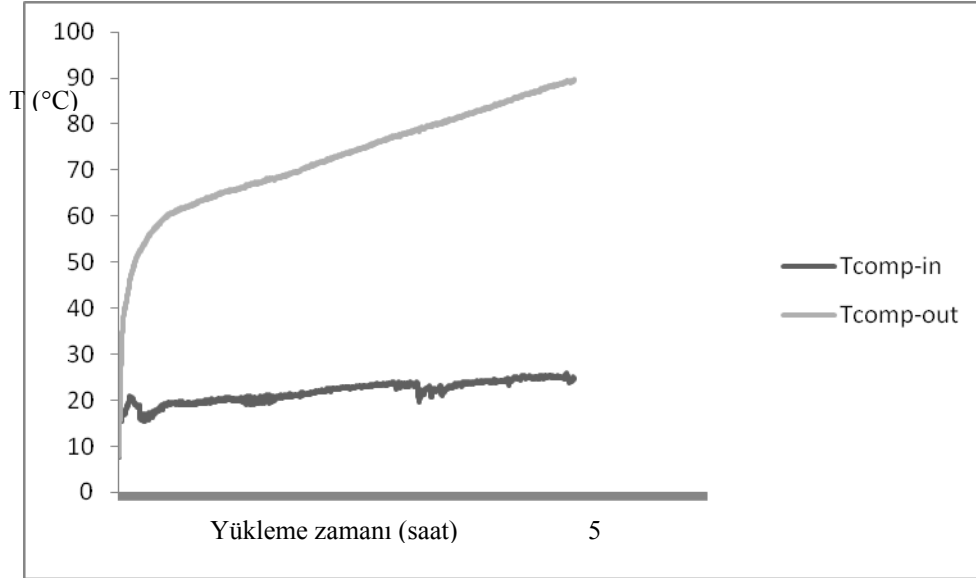
Şekil A.36 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



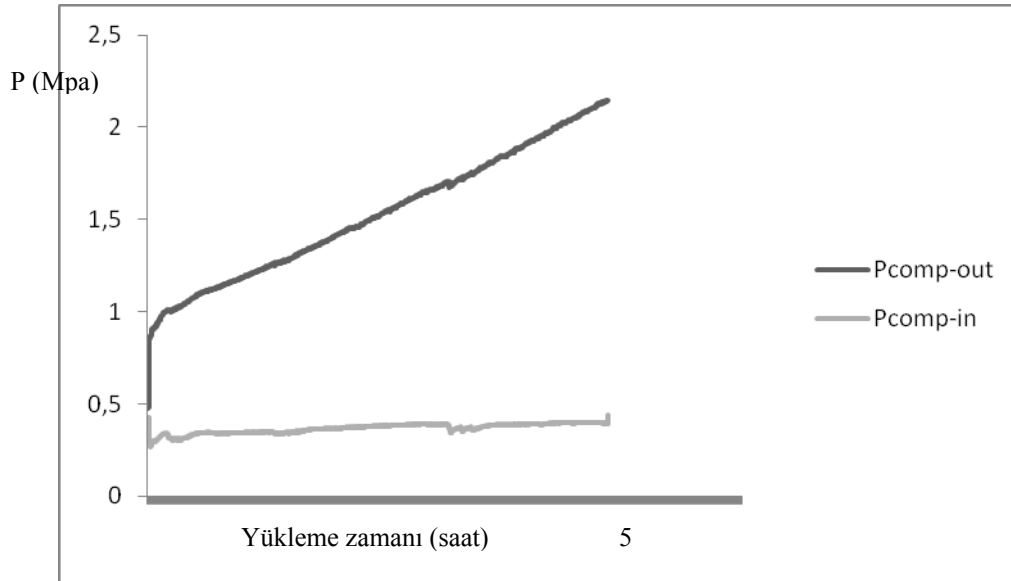
Şekil A.37 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



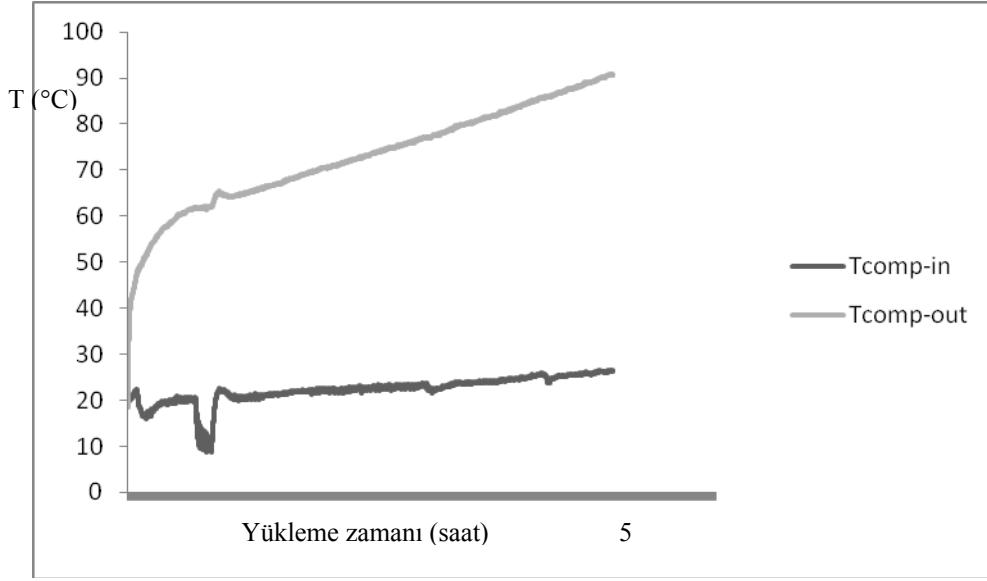
Şekil A.38 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



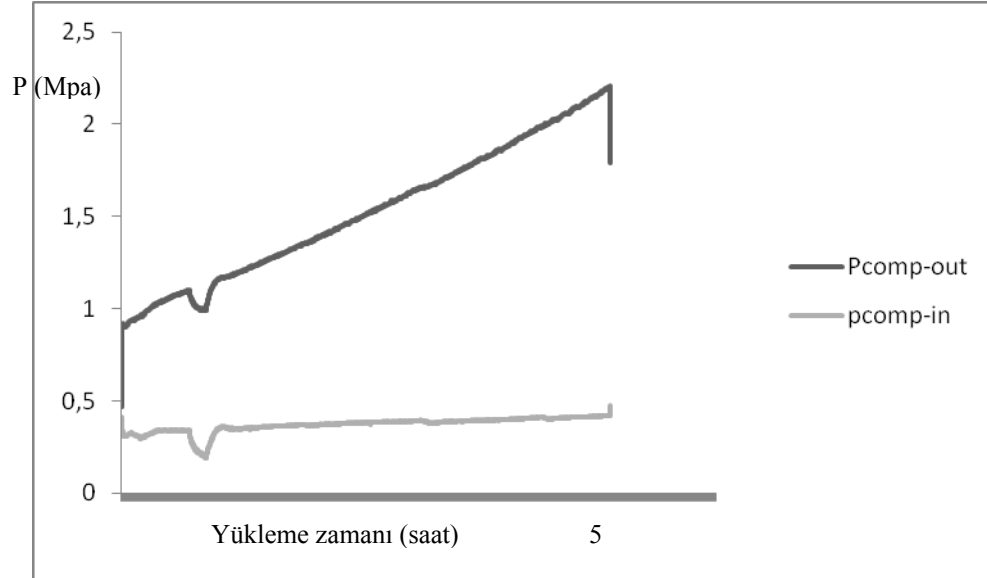
Şekil A.39 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



Şekil A.40 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi

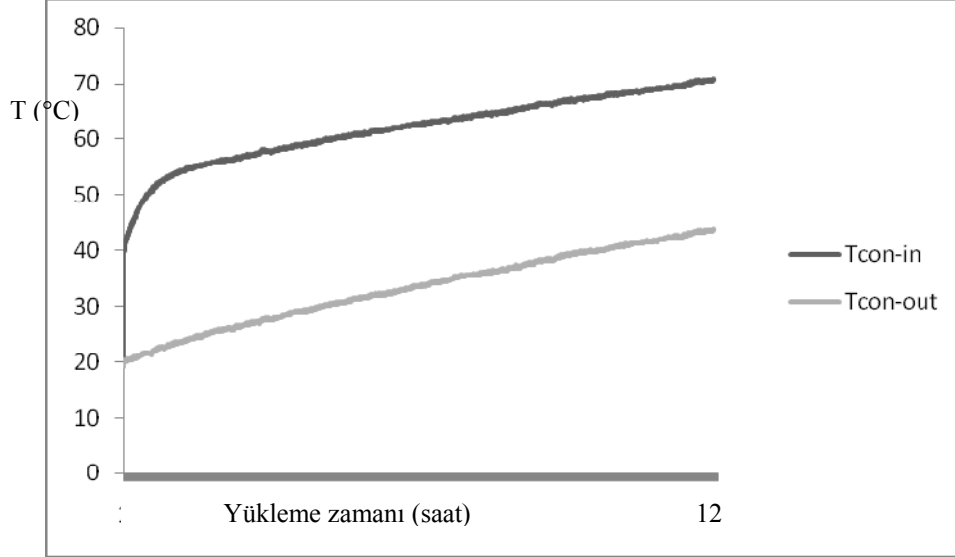


Şekil A.41 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi

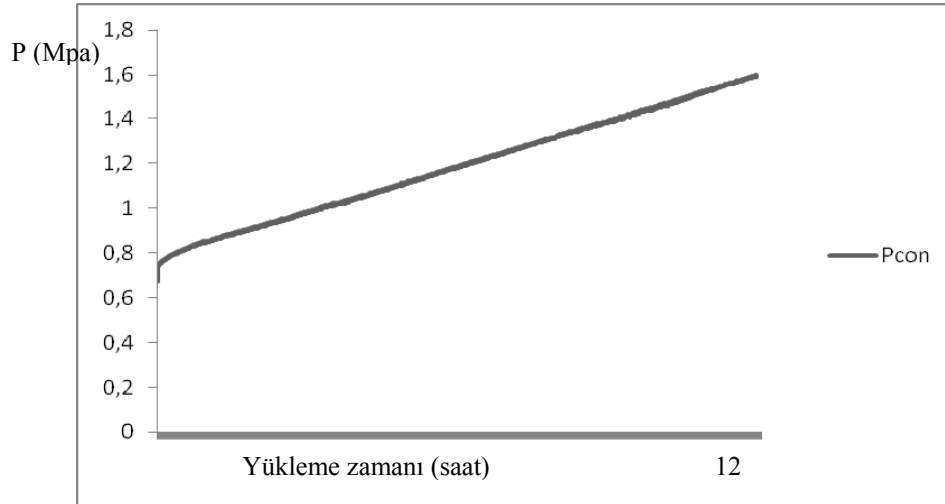


Şekil A.42 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 80 nemlilik koşulunda kompresör giriş çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi

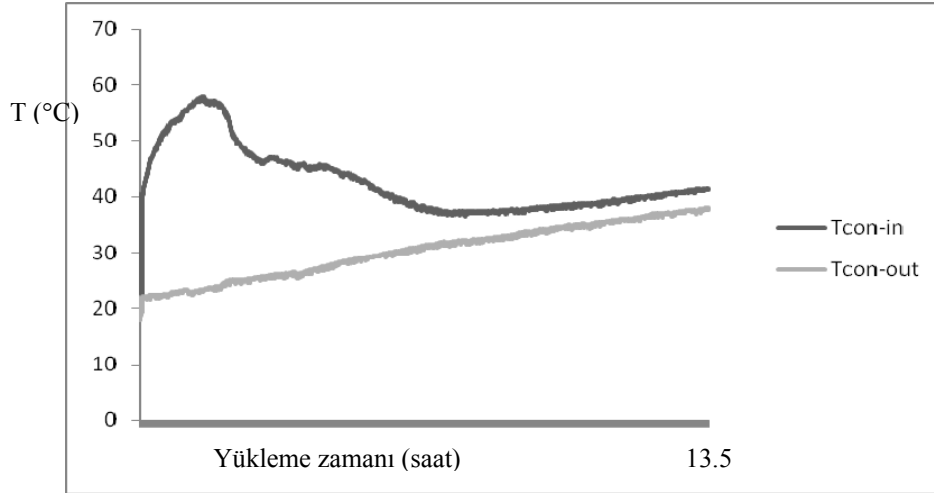
Kondenser



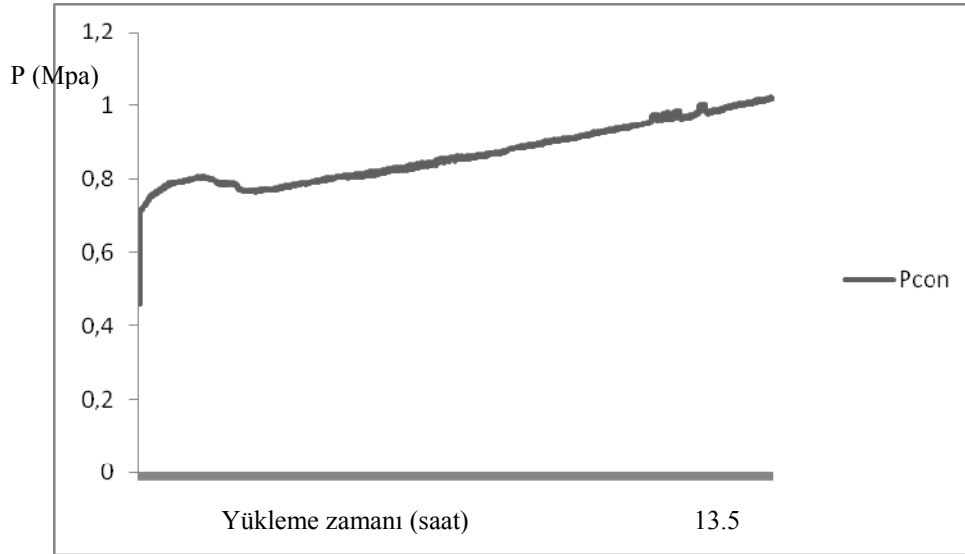
Şekil A.43 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



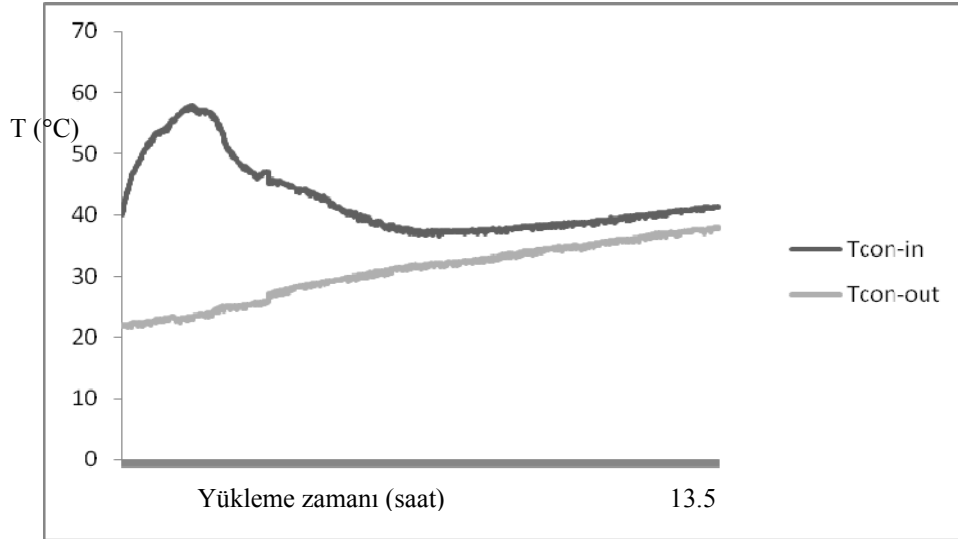
Şekil A.44 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



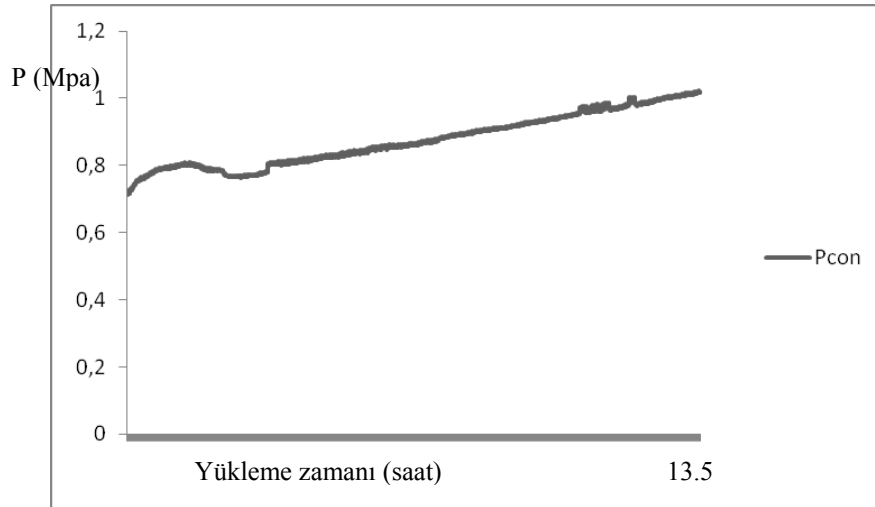
Şekil A.45 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



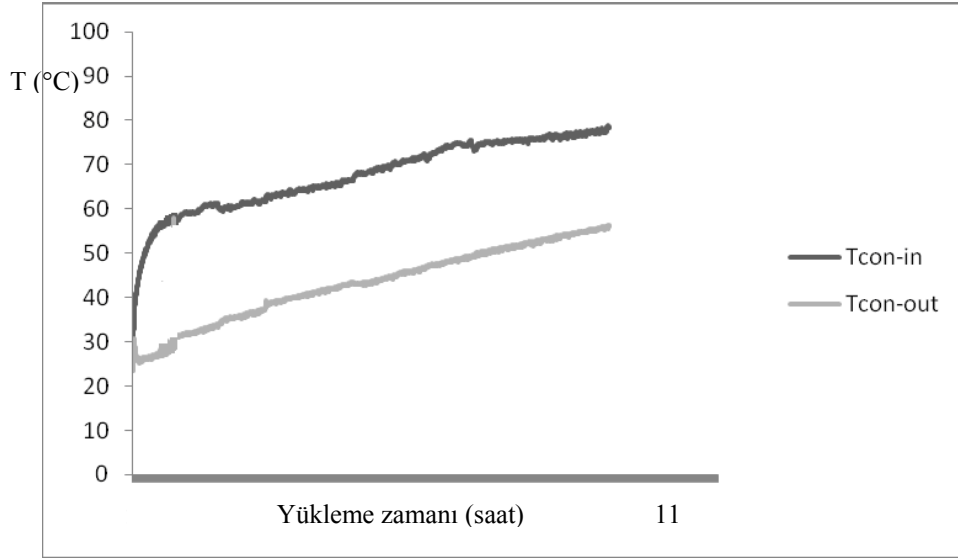
Şekil A.46 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



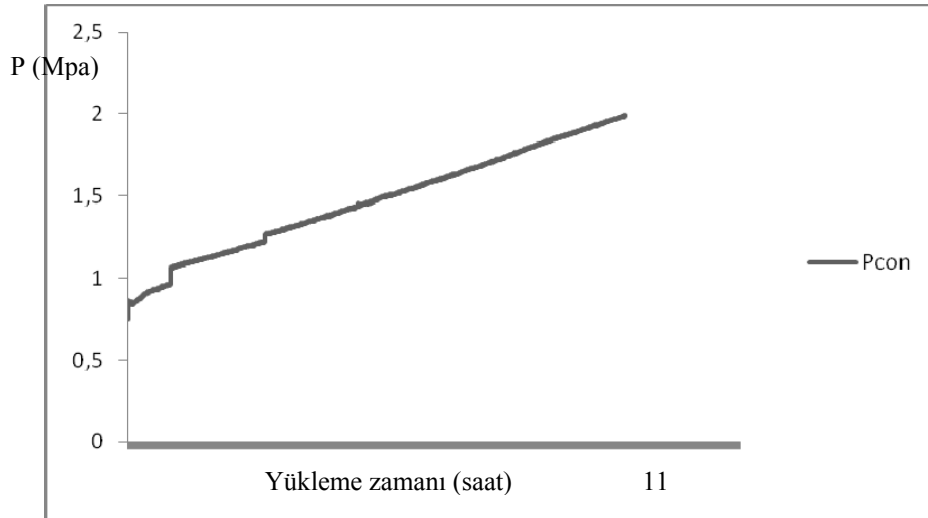
Şekil A.47 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 80 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



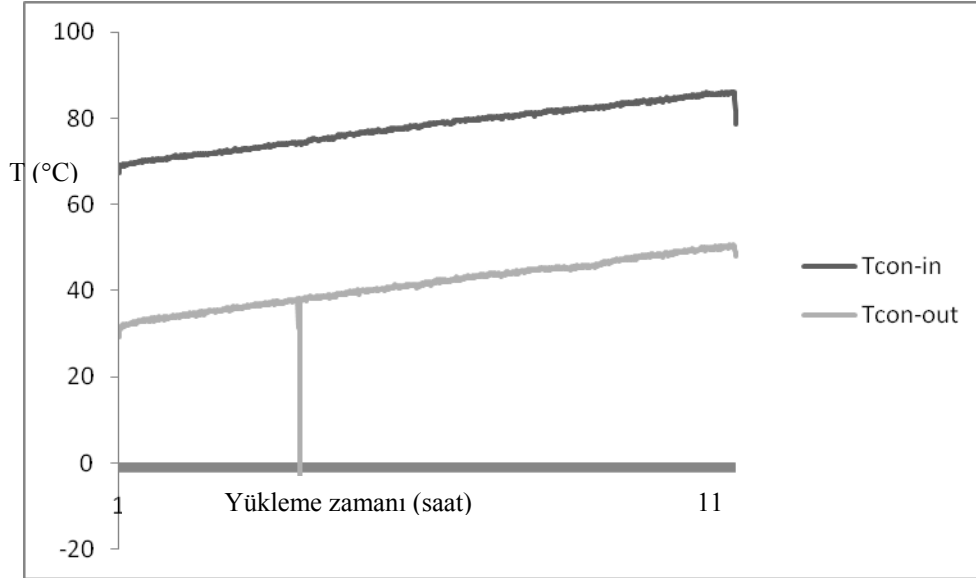
Şekil A.48 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 80 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



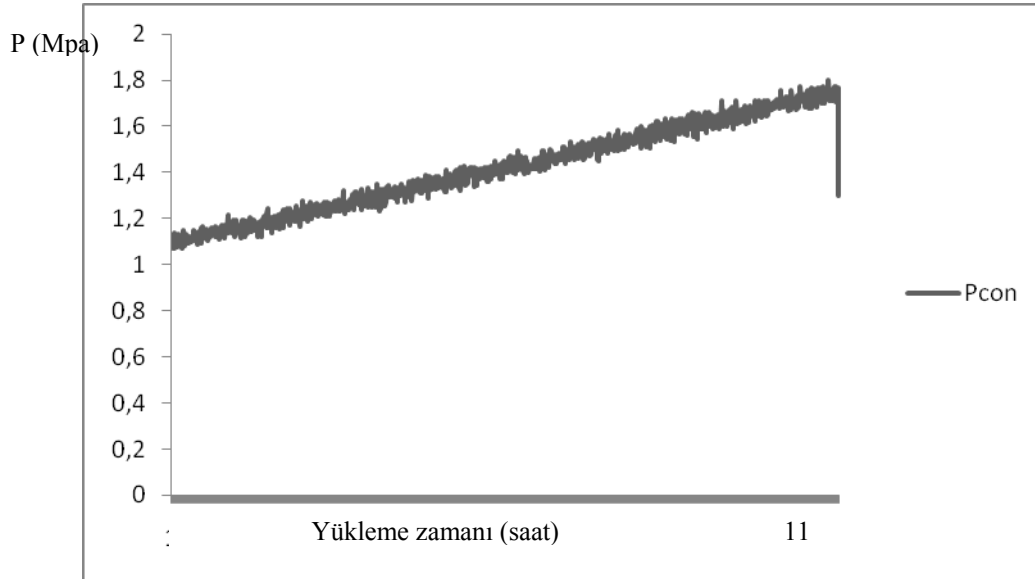
Şekil A.49 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



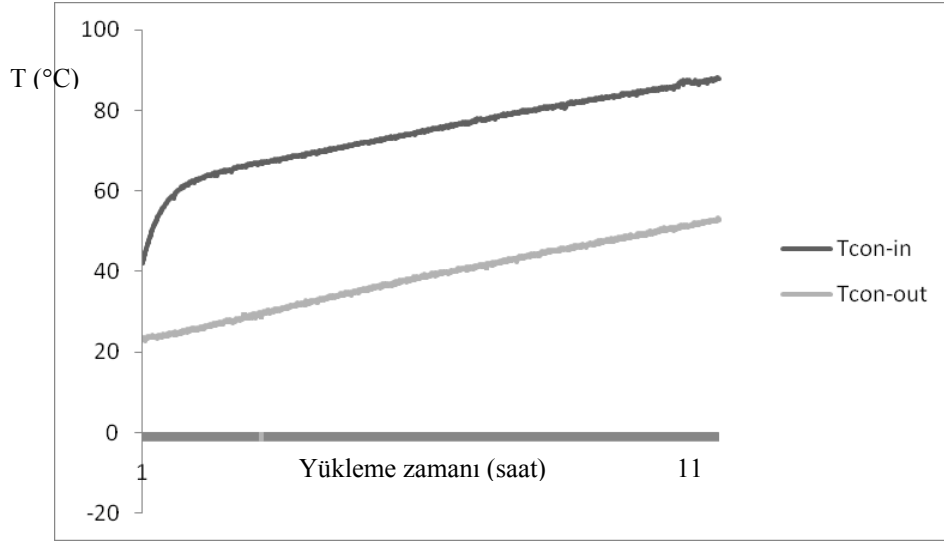
Şekil A.50 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



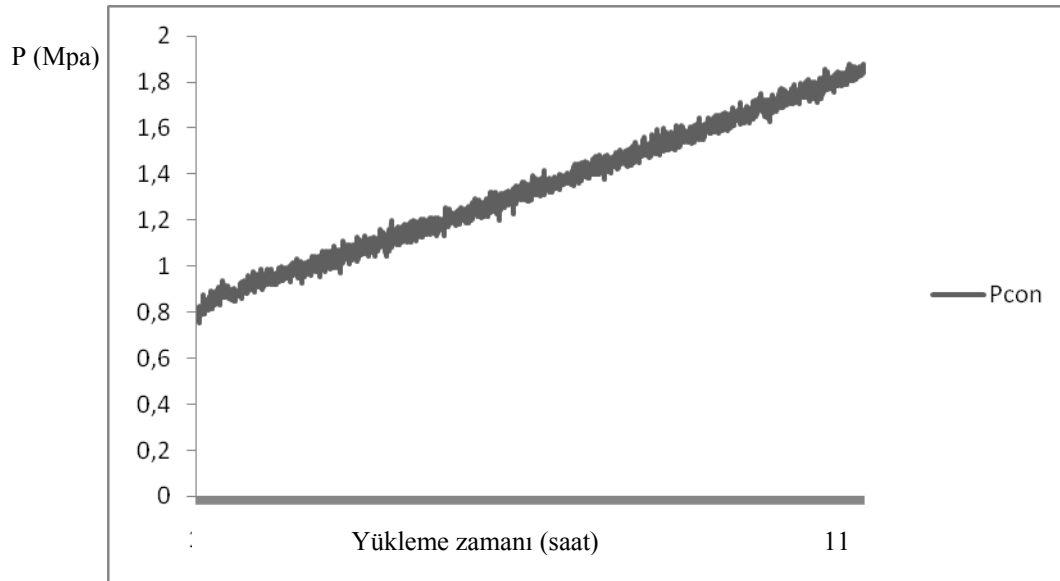
Şekil A.51 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



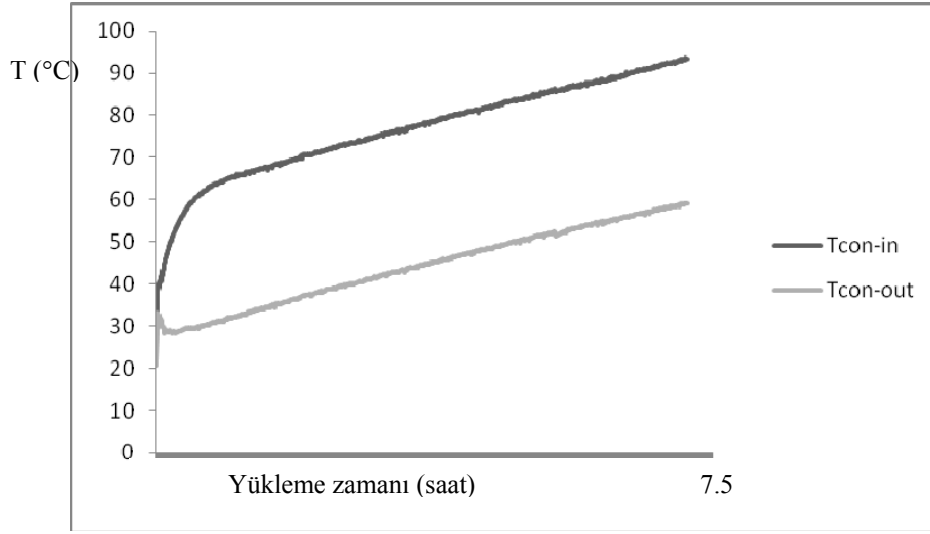
Şekil A.52 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



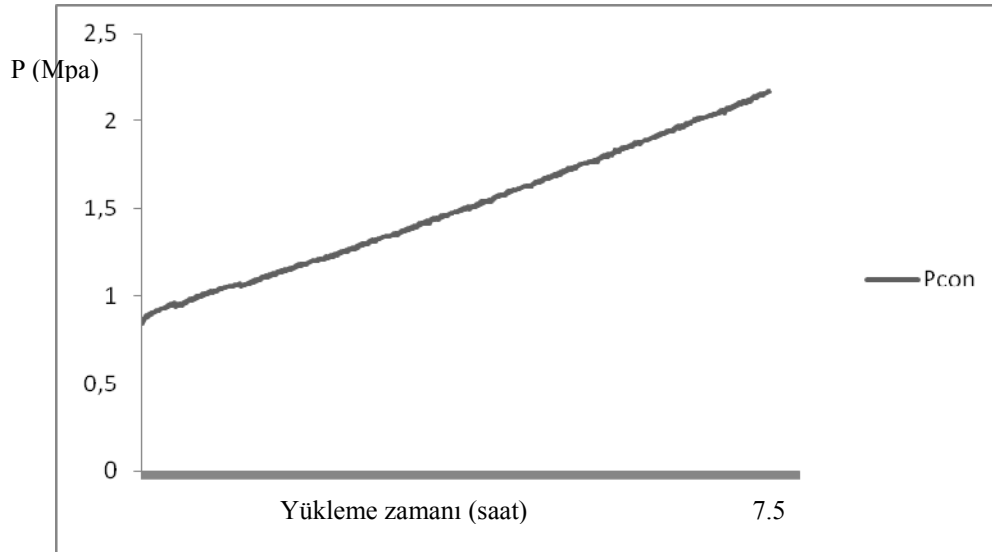
Şekil A.53 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



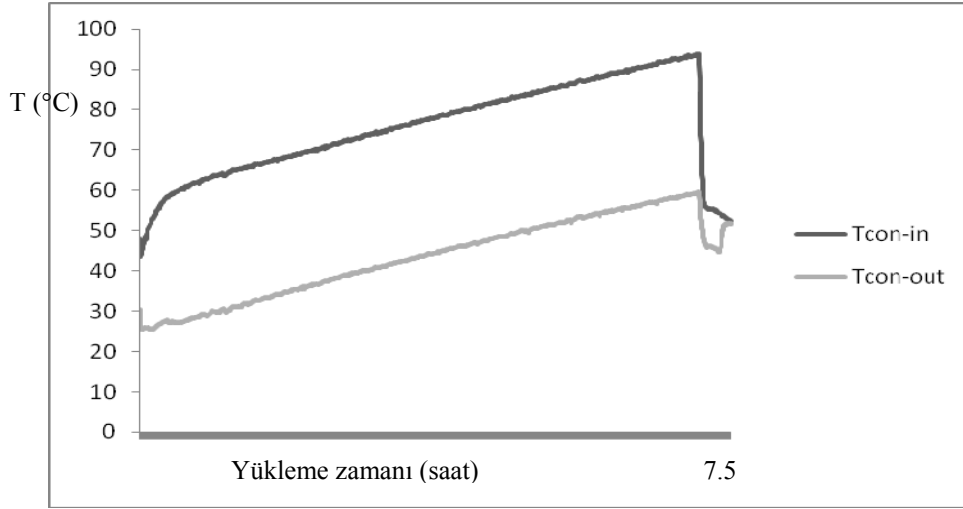
Şekil A.54 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



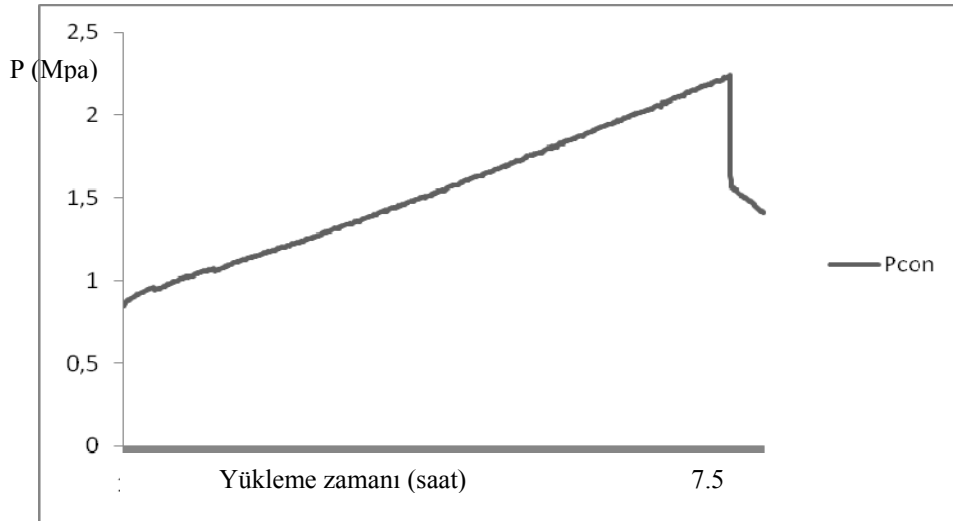
Şekil A.55 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



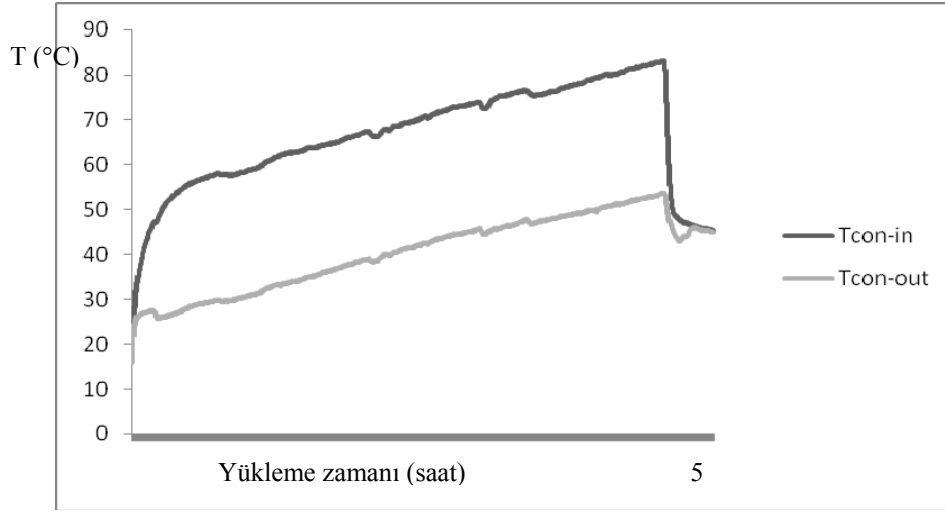
Şekil A.56 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



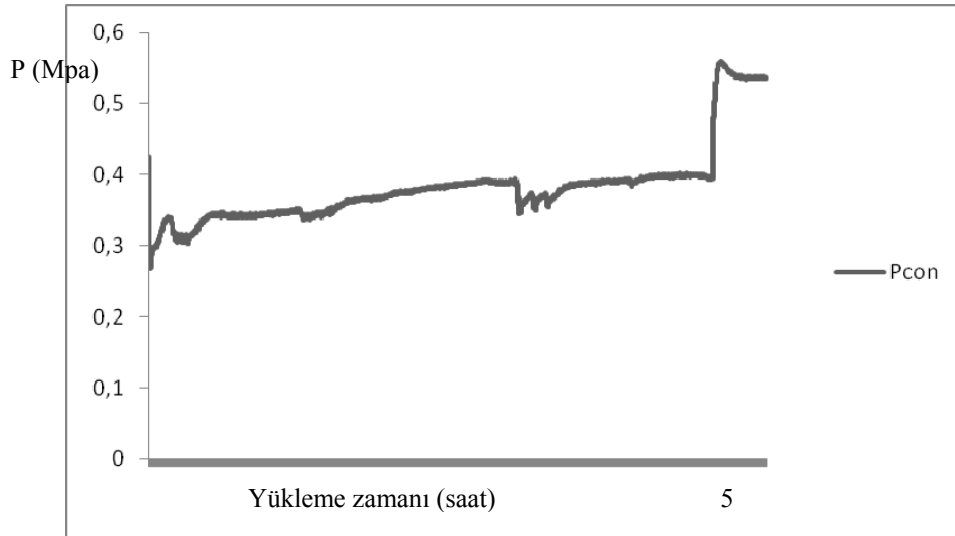
Şekil A.57 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



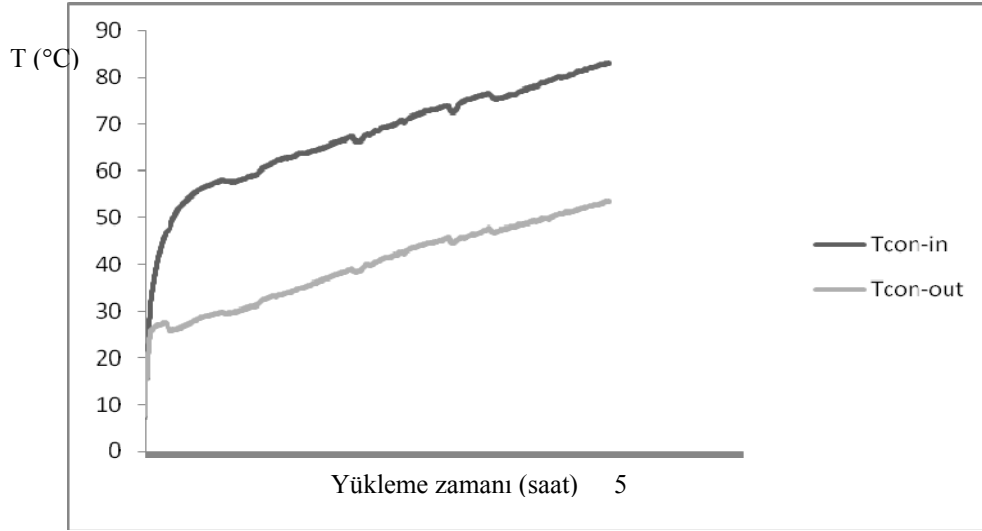
Şekil A.58 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



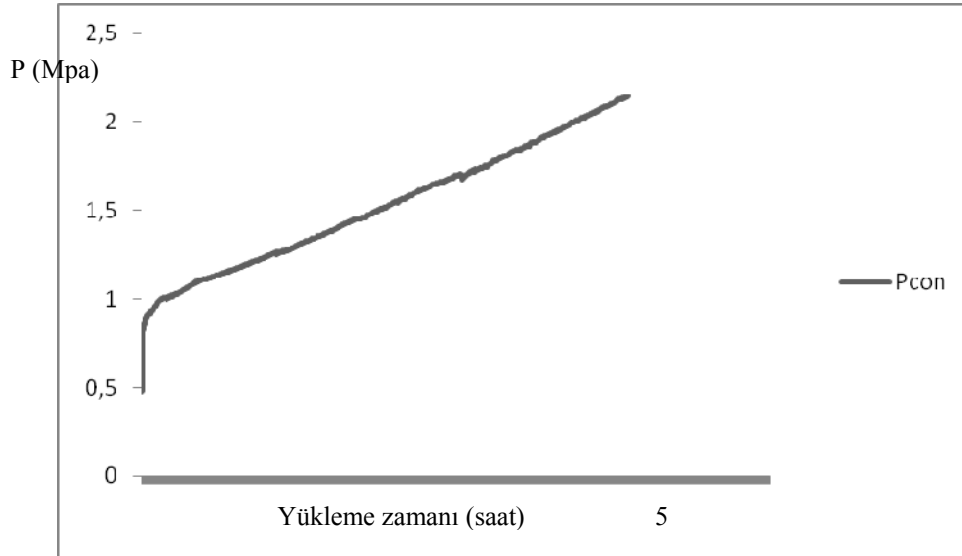
Şekil A.59 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



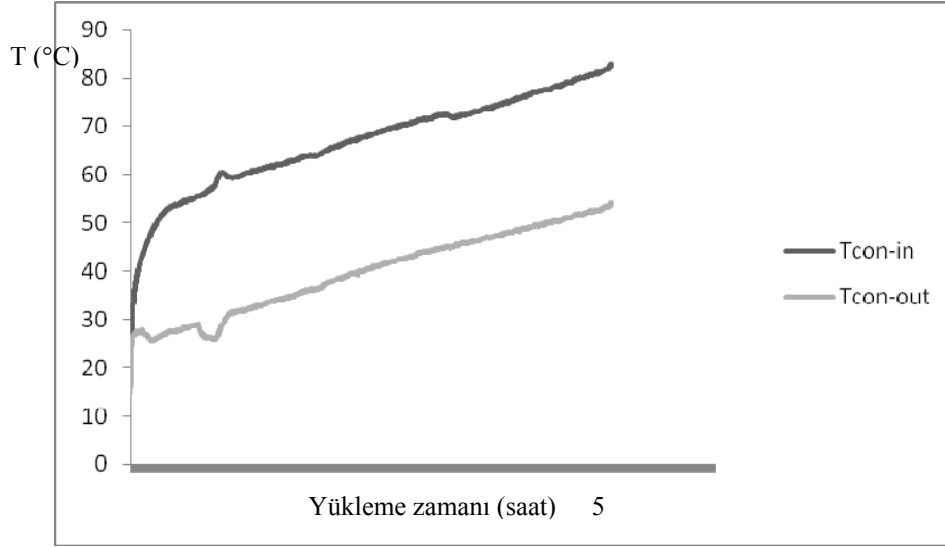
Şekil A.60 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



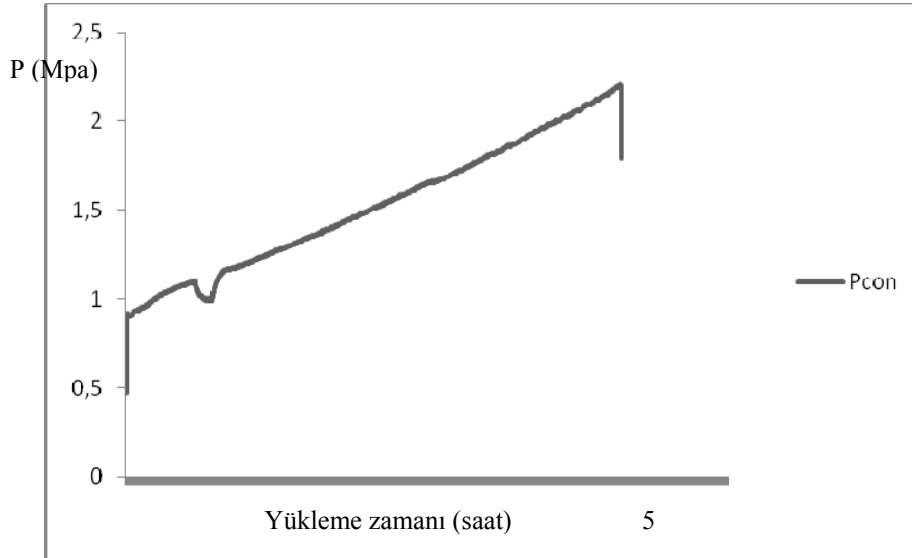
Şekil A.61 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



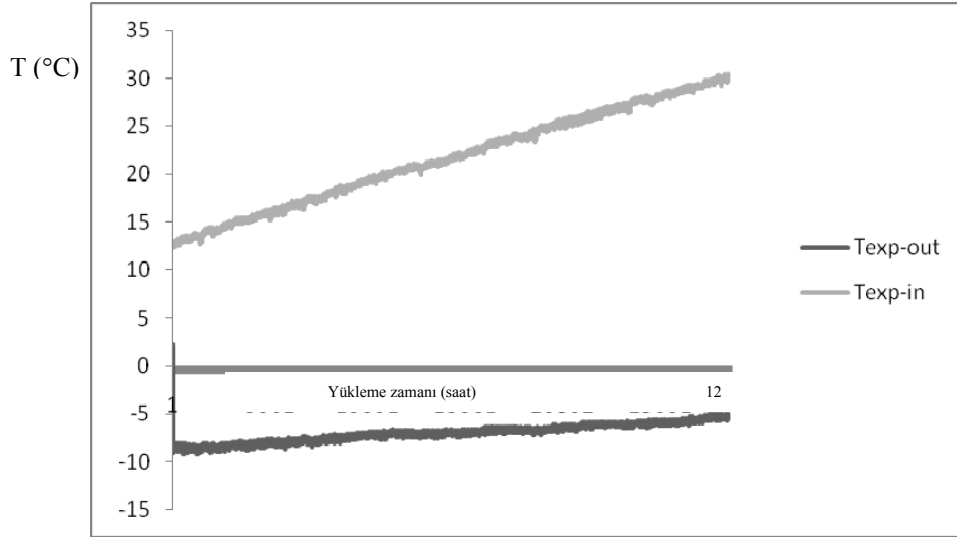
Şekil A.62 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



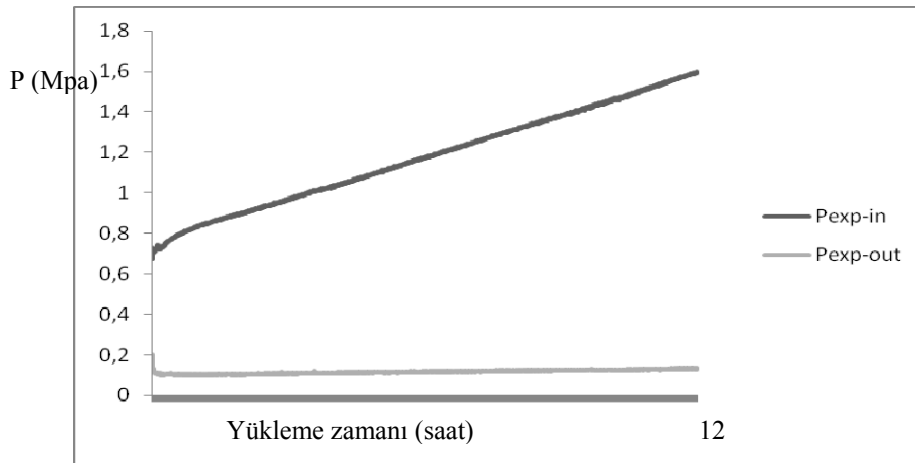
Şekil A.63 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 80 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



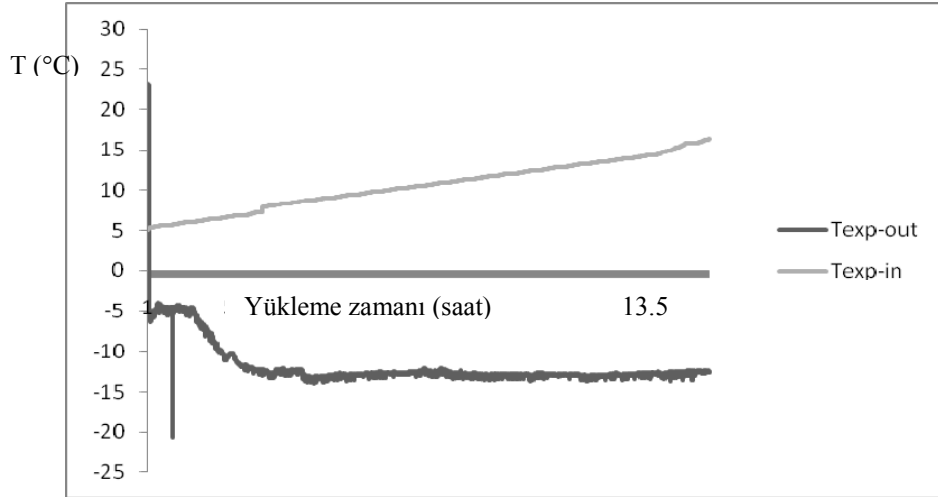
Şekil A.64 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kondenser giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi

Kısılma vanası

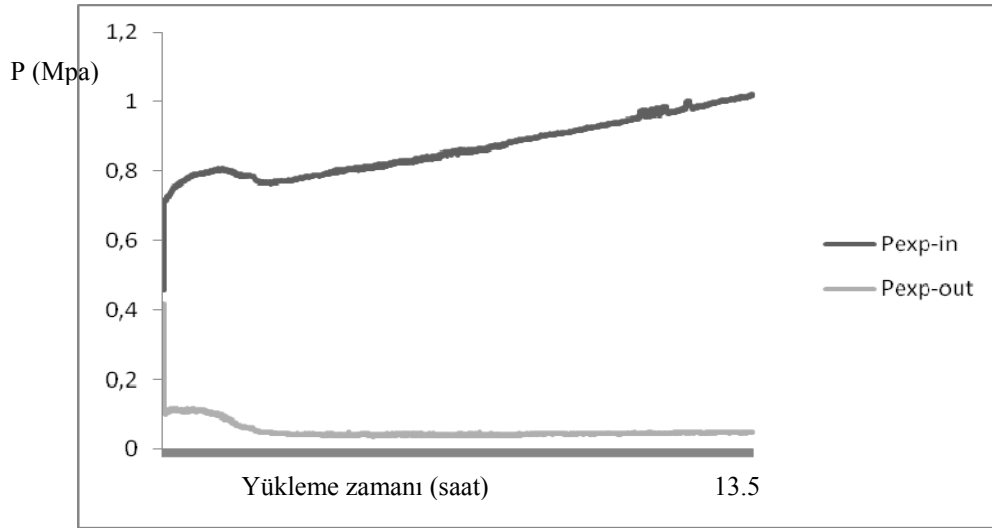
Şekil A.65 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



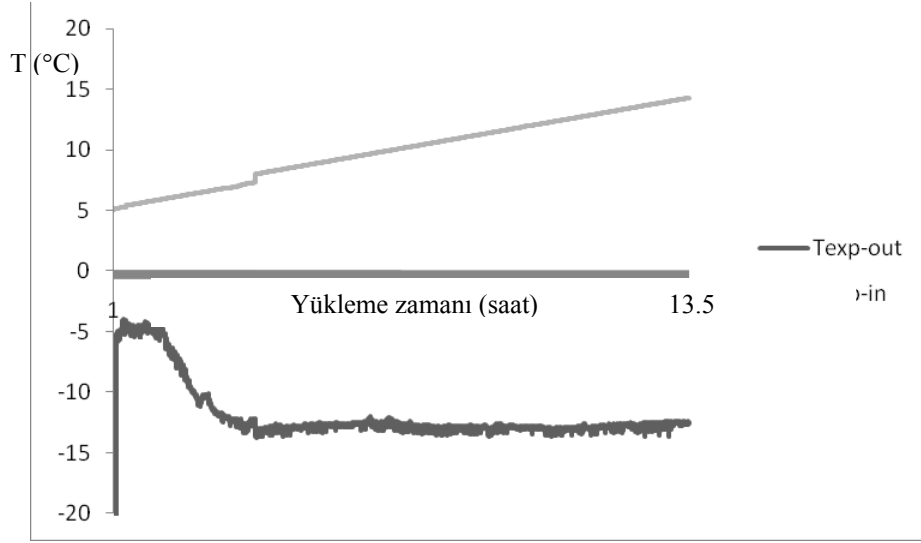
Şekil A.66 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



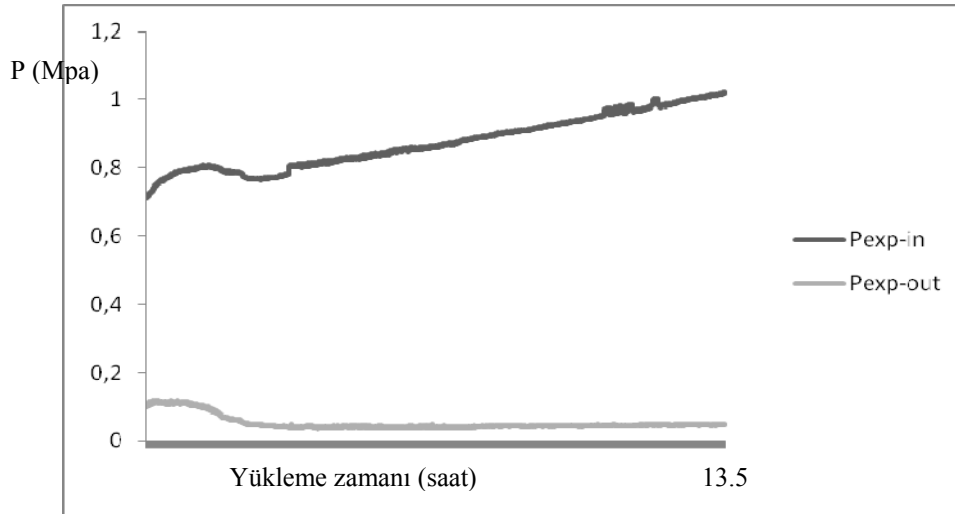
Şekil A.67 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



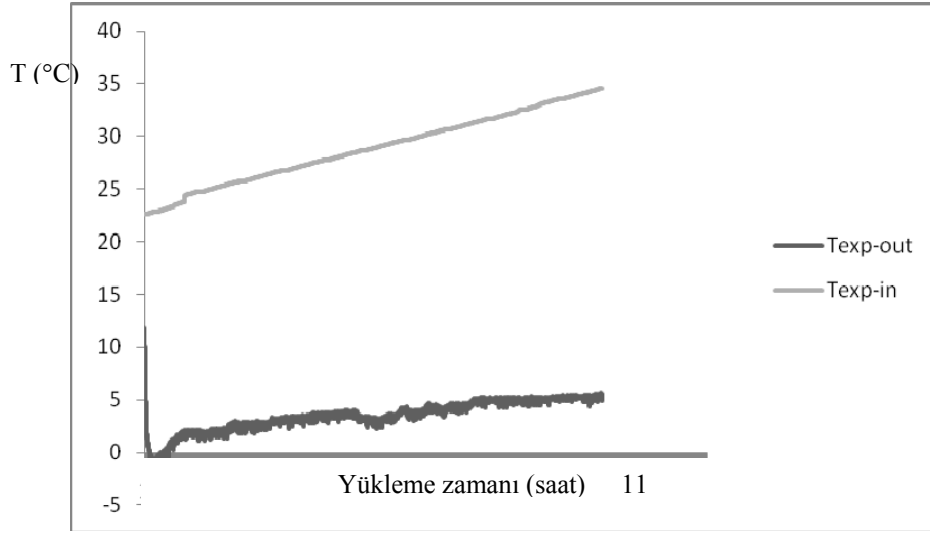
Şekil A.68 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



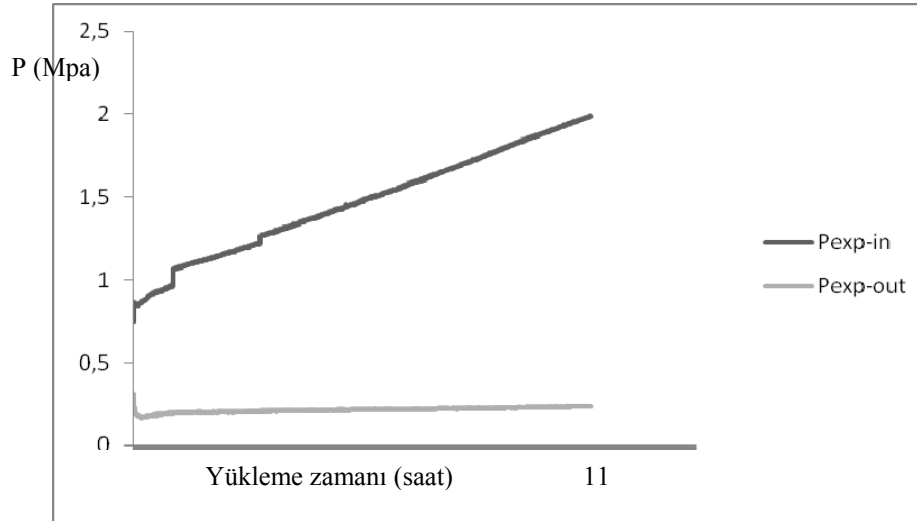
Şekil A.69 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 80 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



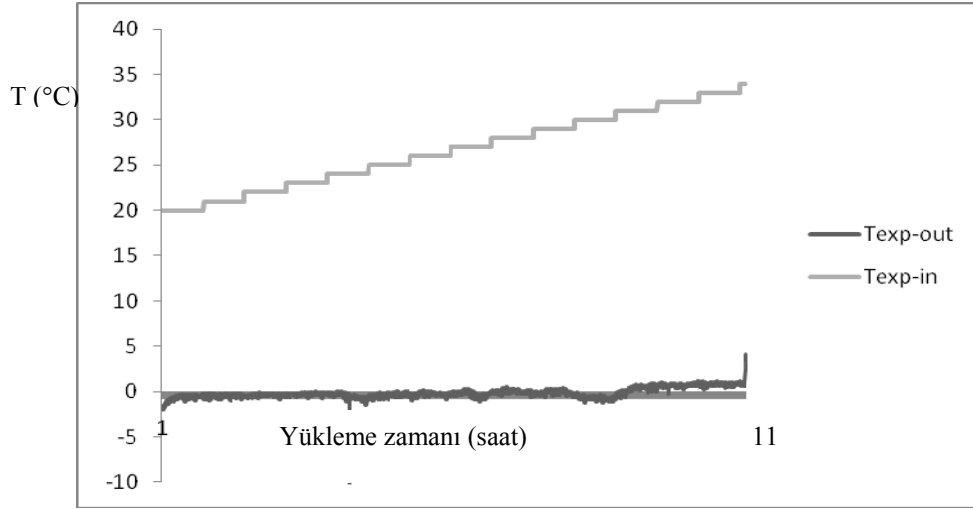
Şekil A.70 Çevre sıcaklığı 5°C ve % 80 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



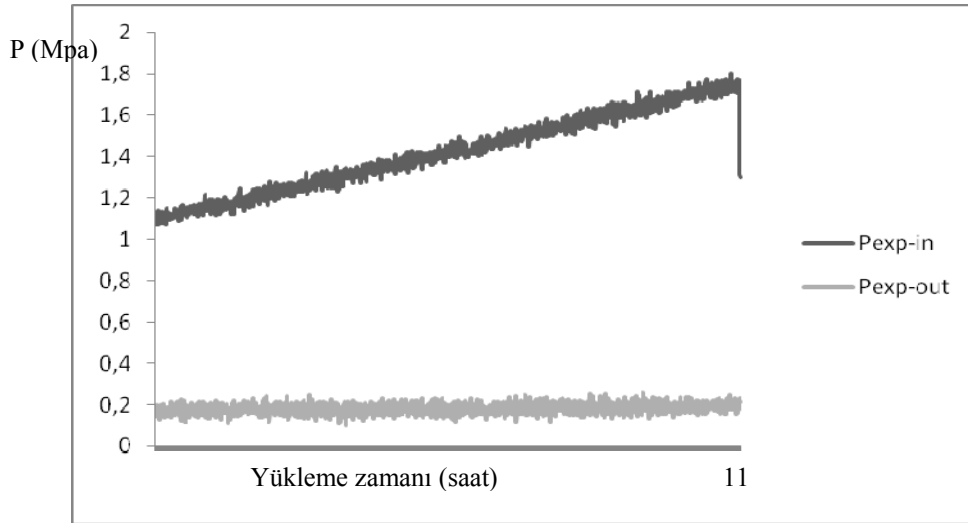
Şekil A.71 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



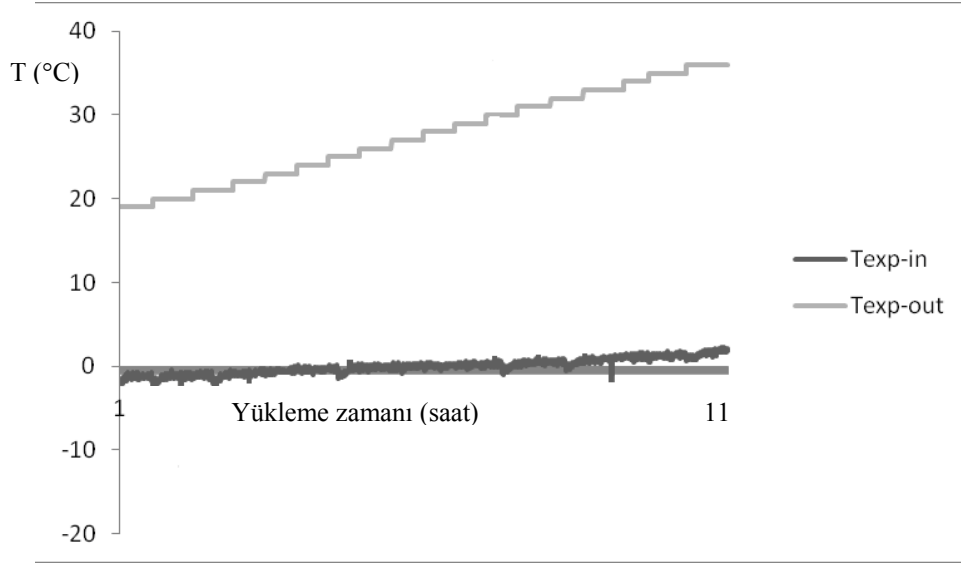
Şekil A.72 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



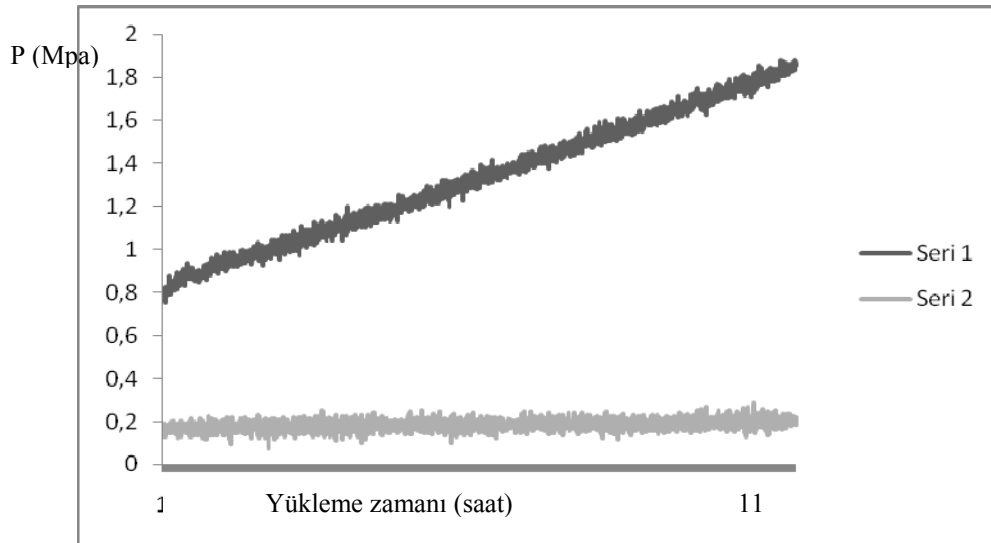
Şekil A.73 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



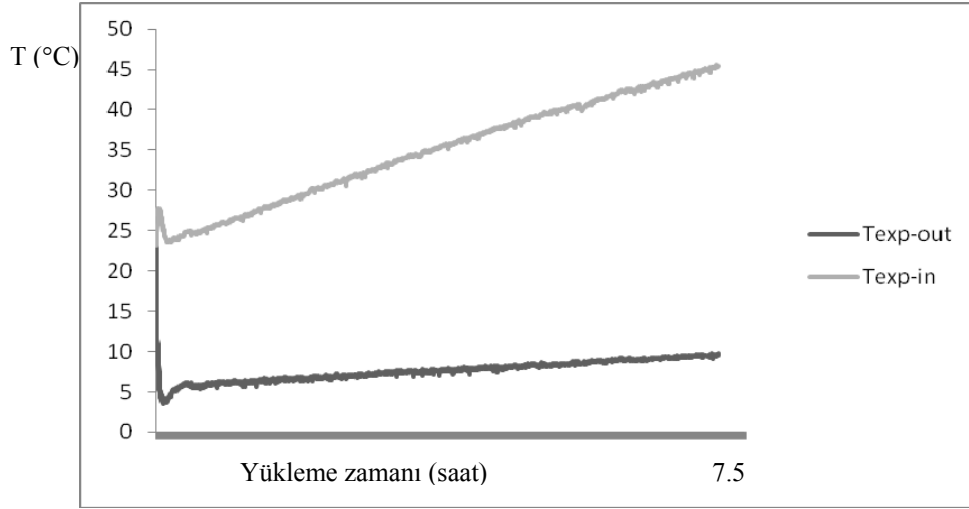
Şekil A.74 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



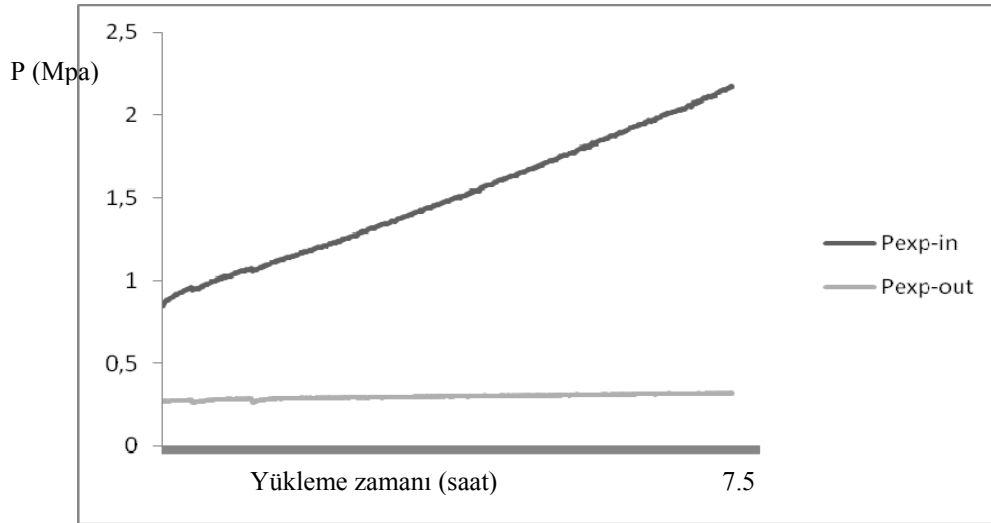
Şekil A.75 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yüklenme zamanı boyunca değişimi



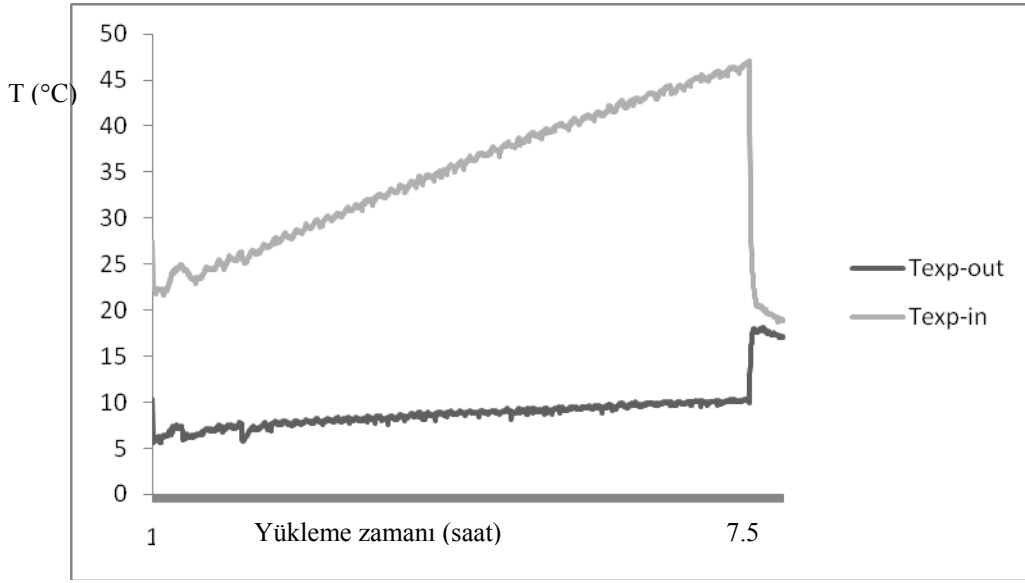
Şekil A.76 Çevre sıcaklığı 10°C ve % 80 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yüklenme zamanı boyunca değişimi



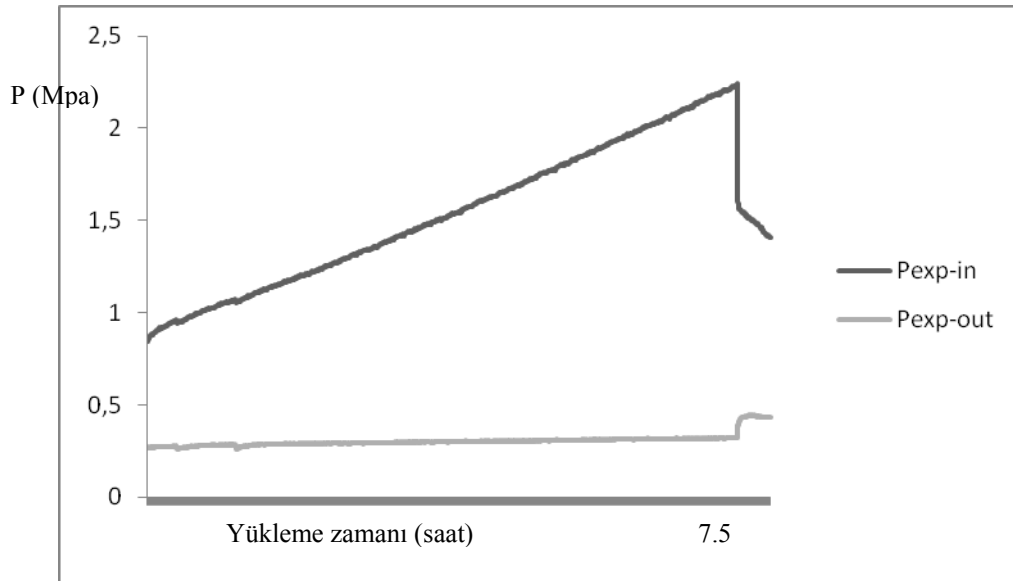
Şekil A.77 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



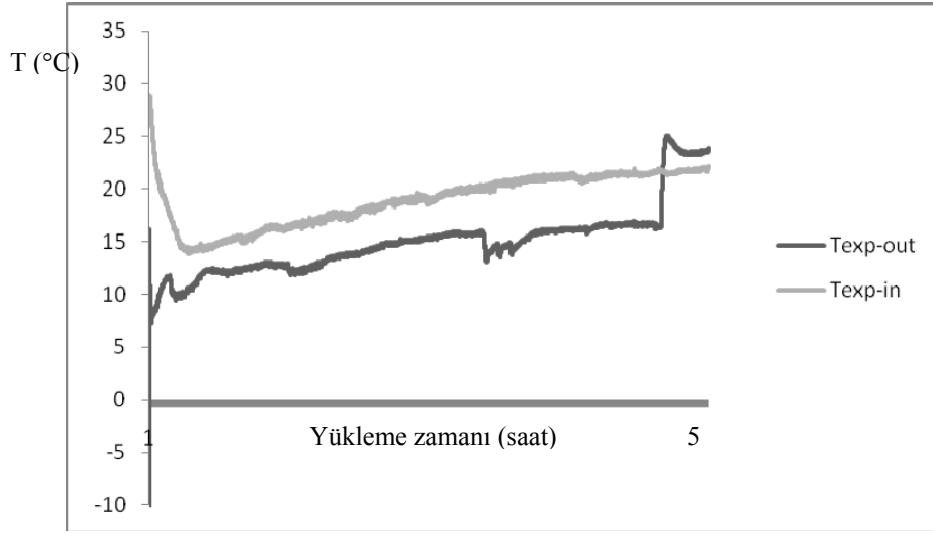
Şekil A.78 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



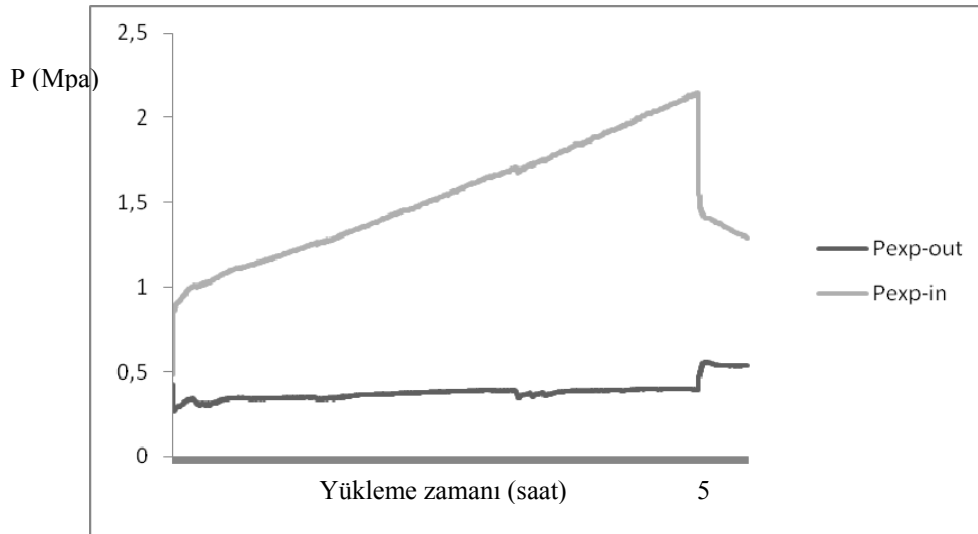
Şekil A.79 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



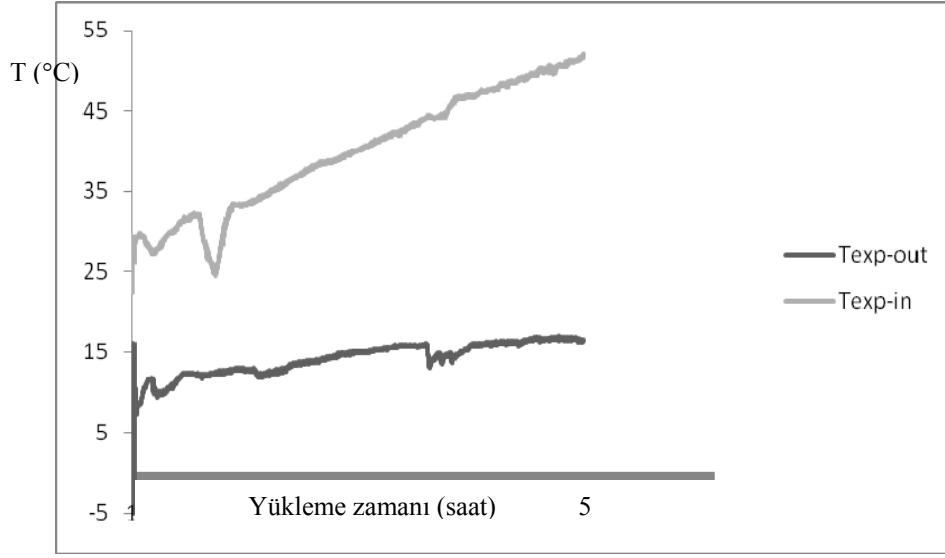
Şekil A.80 Çevre sıcaklığı 20°C ve % 80 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



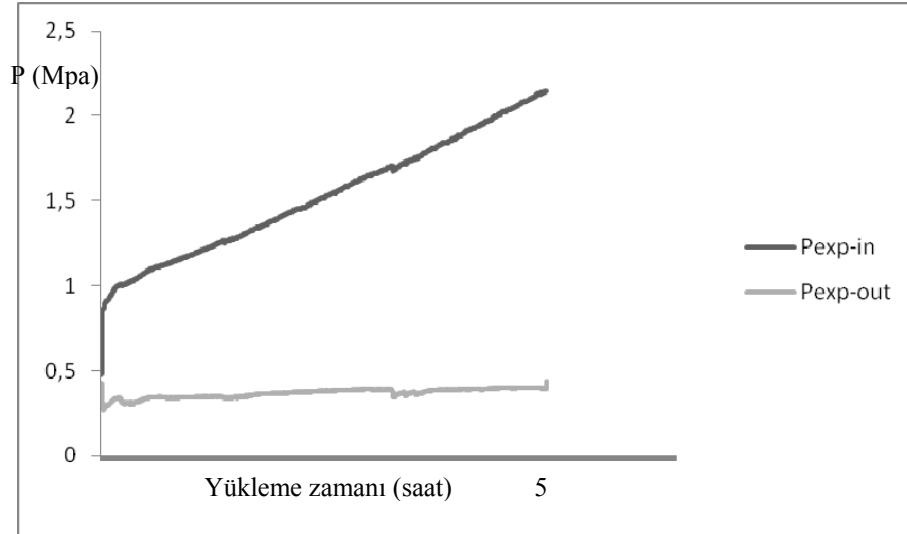
Şekil A.81 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yüklemeye zamanı boyunca değişimi



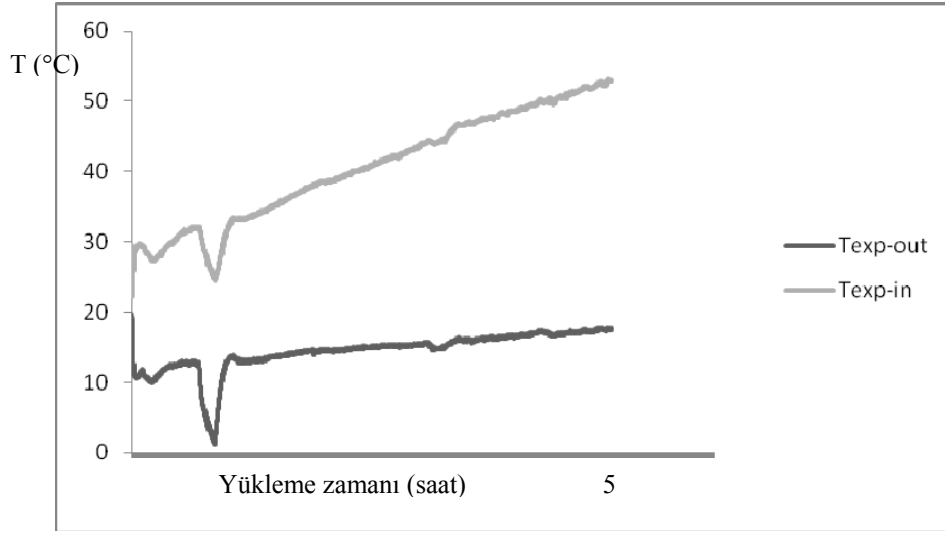
Şekil A.82 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 40 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yüklemeye zamanı boyunca değişimi



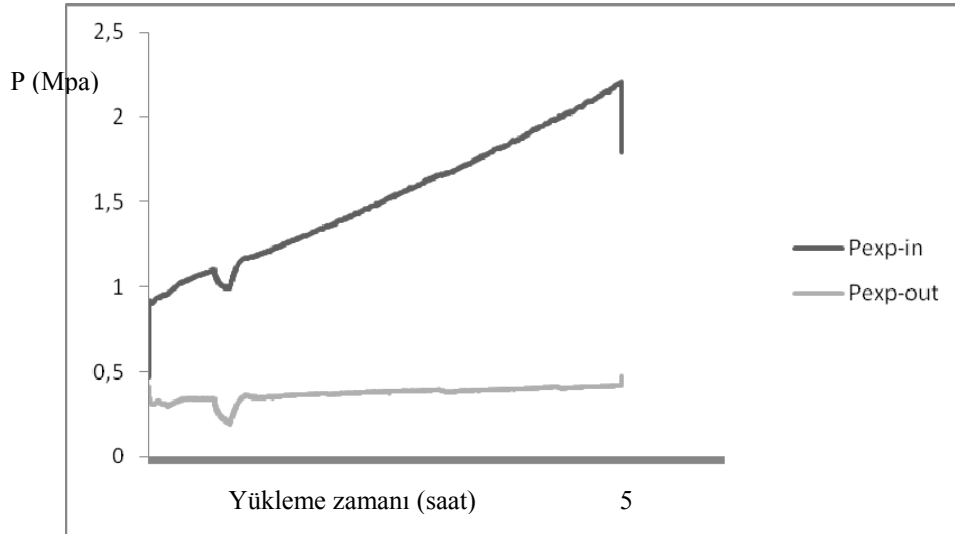
Şekil A.83 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



Şekil A.84 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi



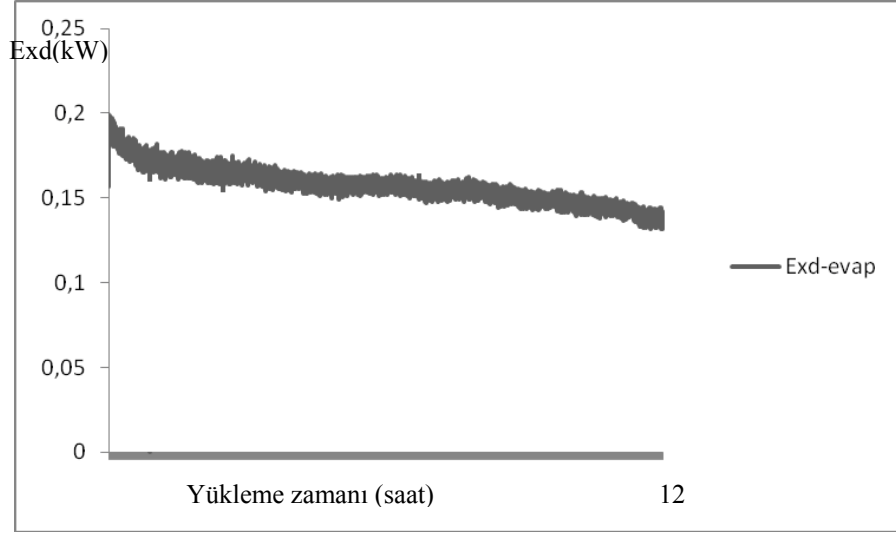
Şekil A.85 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış sıcaklığının yükleme zamanı boyunca değişimi



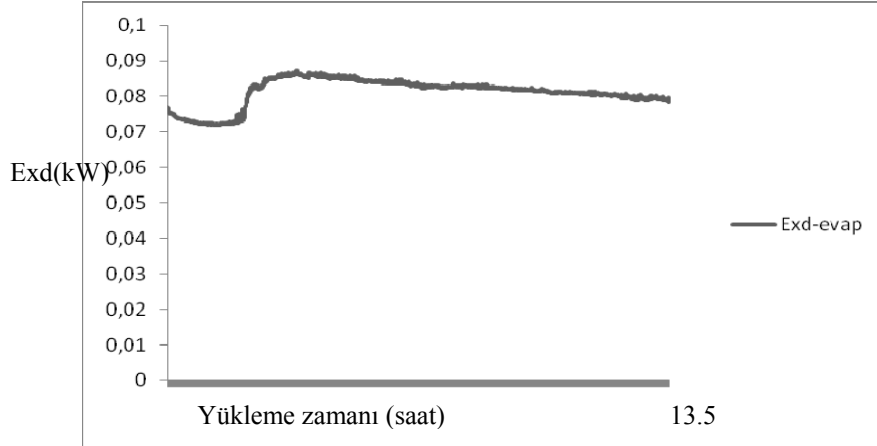
Şekil A.86 Çevre sıcaklığı 30°C ve % 70 nemlilik koşulunda kısılma vanası giriş çıkış basıncının yükleme zamanı boyunca değişimi

Ek Açıklamalar-B

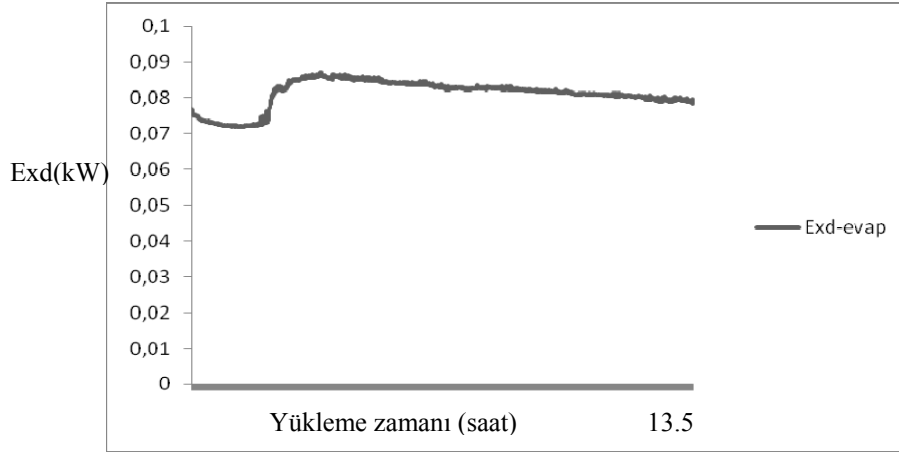
Evaporatörün Ekserji Analizi



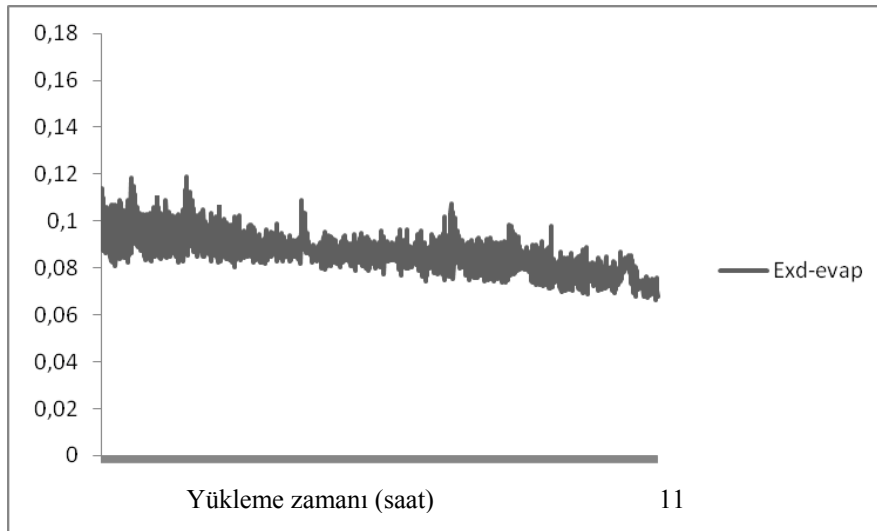
Şekil B.1 Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 40 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı



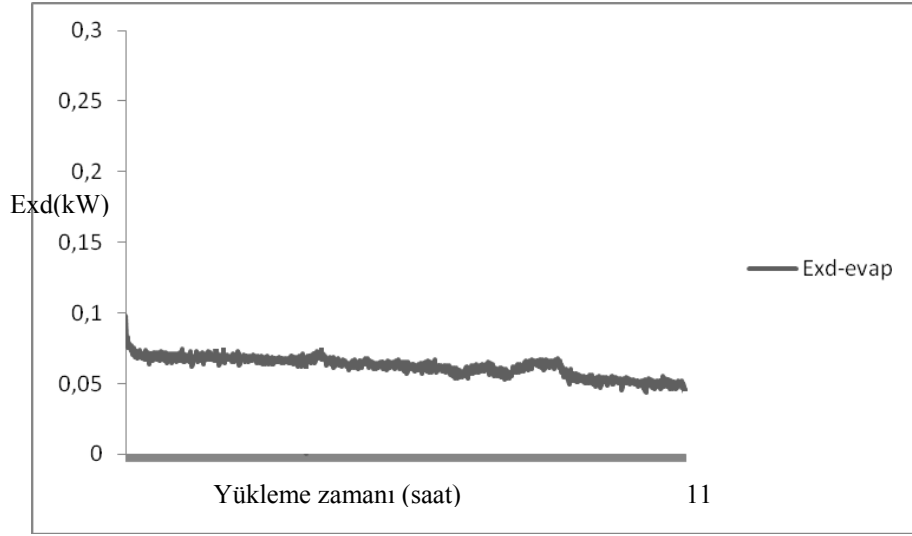
Şekil B.2 Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 70 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı



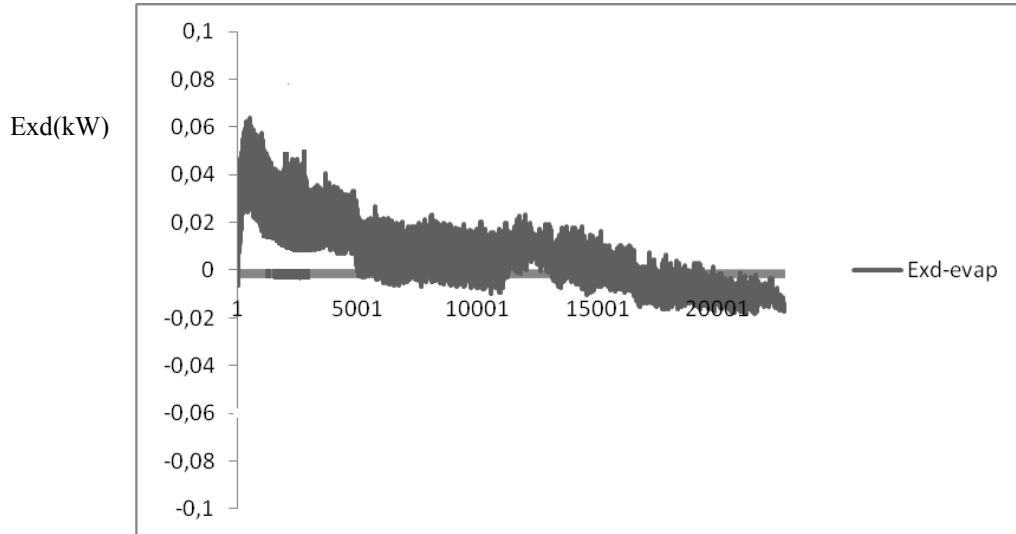
Şekil B.3 Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 80 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı



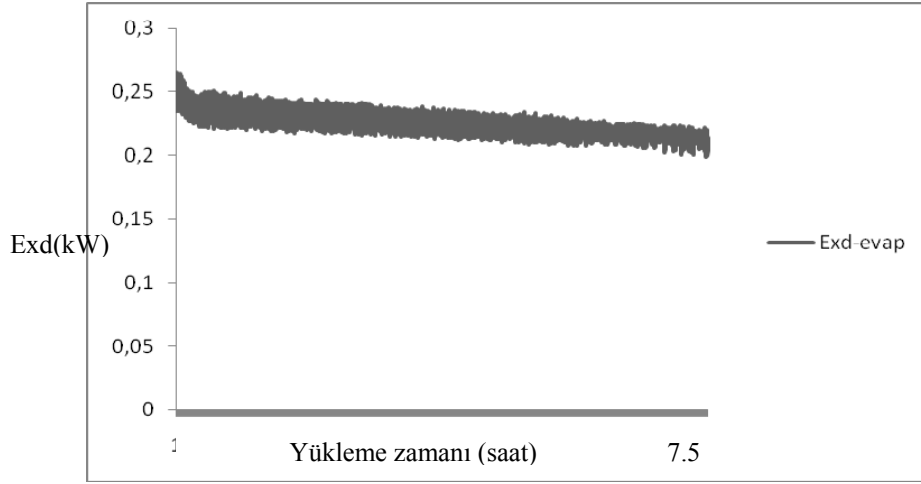
Şekil B.4 Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 40 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı



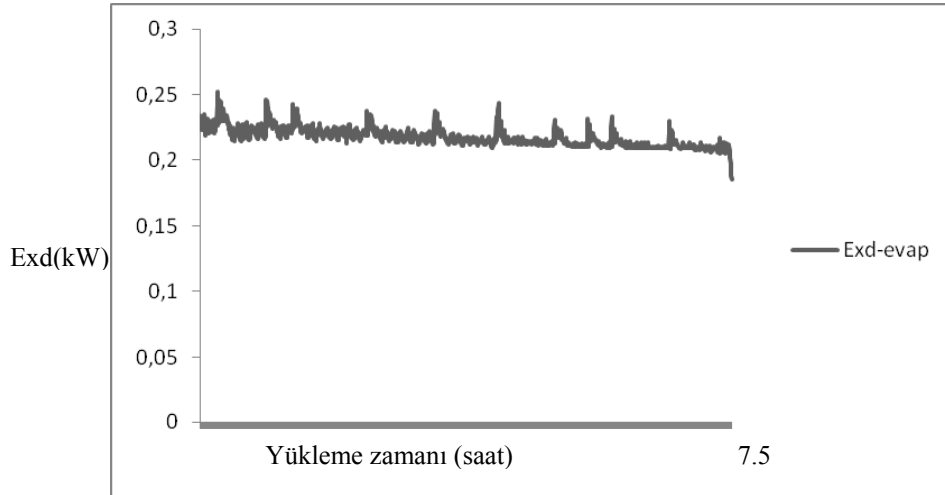
Şekil B.5 Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 70 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı



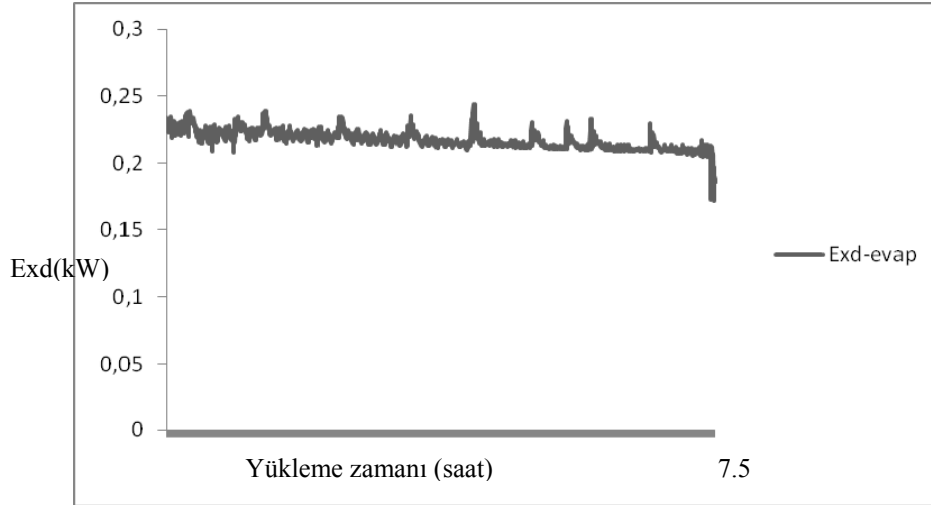
Şekil B.6 Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 80 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı



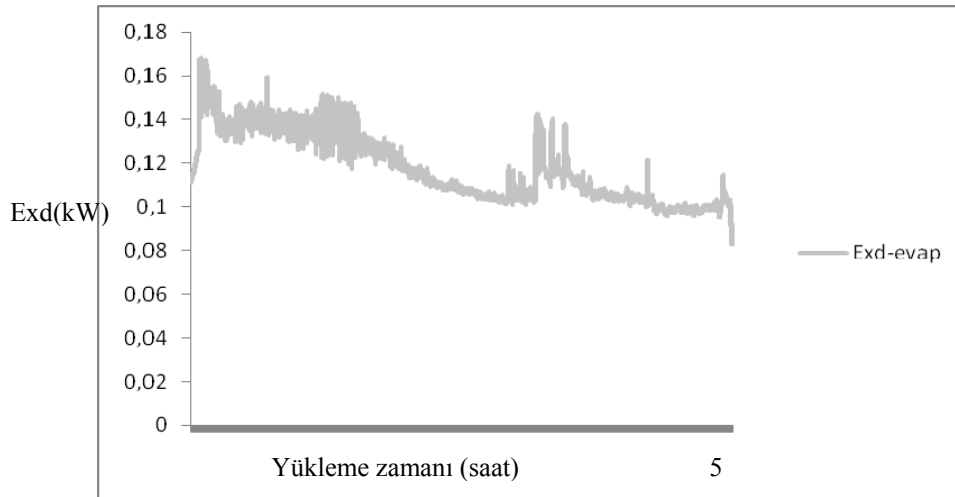
Şekil B.7 Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 40 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı



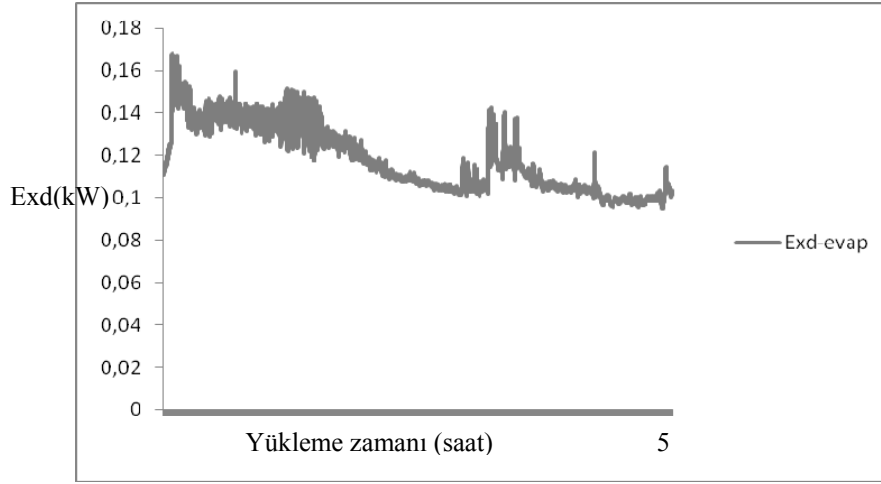
Şekil B.8 Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 70 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı



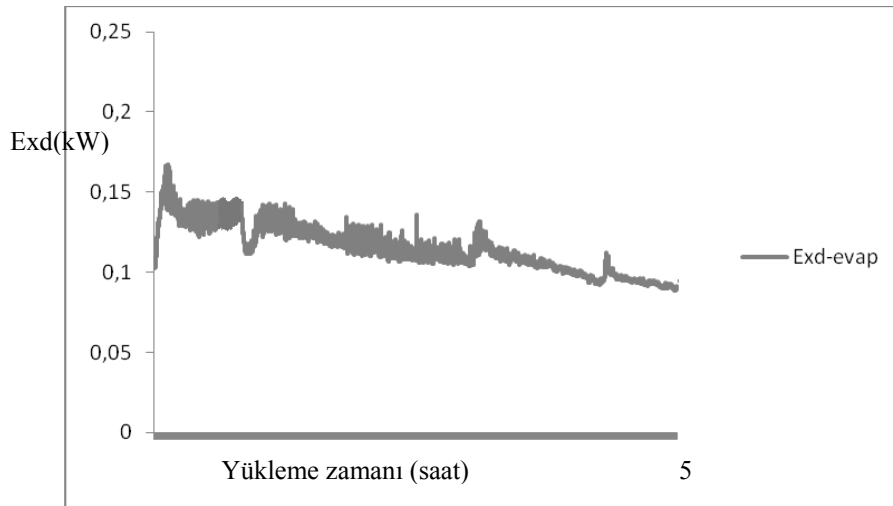
Şekil B.9 Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 80 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı



Şekil B.10 Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 40 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı

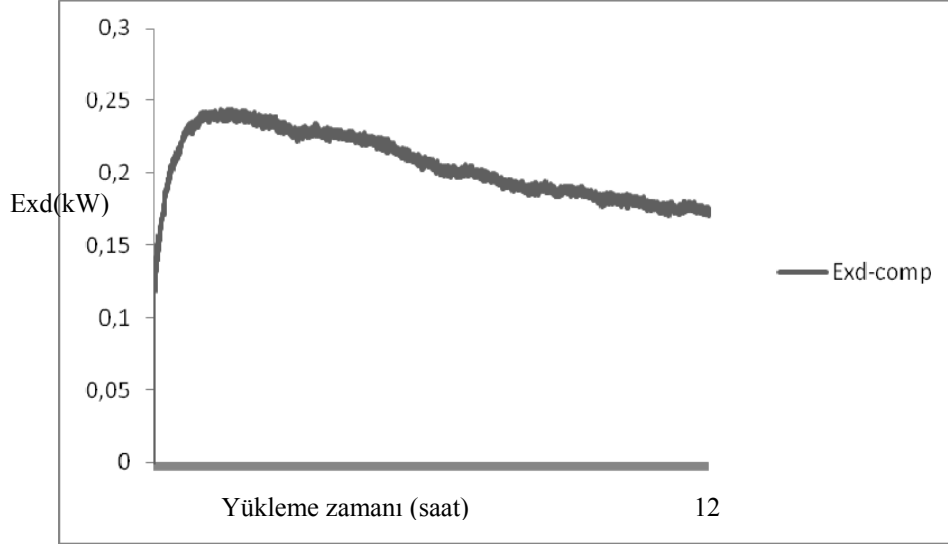


Şekil B.11 Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 70 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı

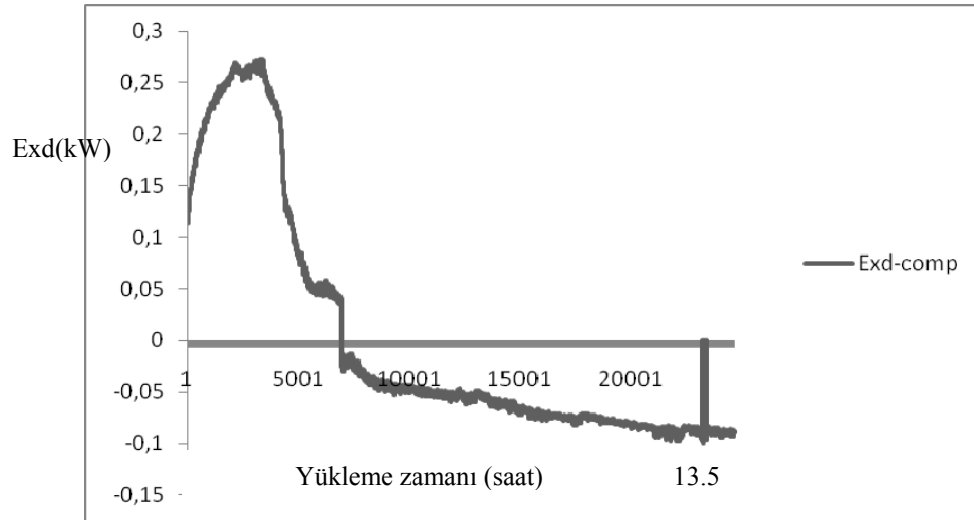


Şekil B.12 Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 80 nemli koşullarda evaporatörün ekserji yıkımı

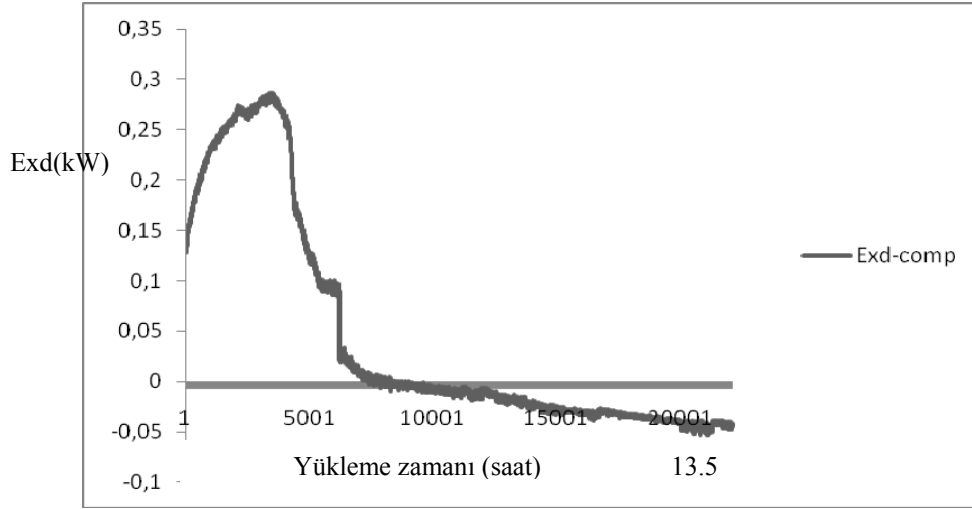
Kompresörün Ekserji Analizi



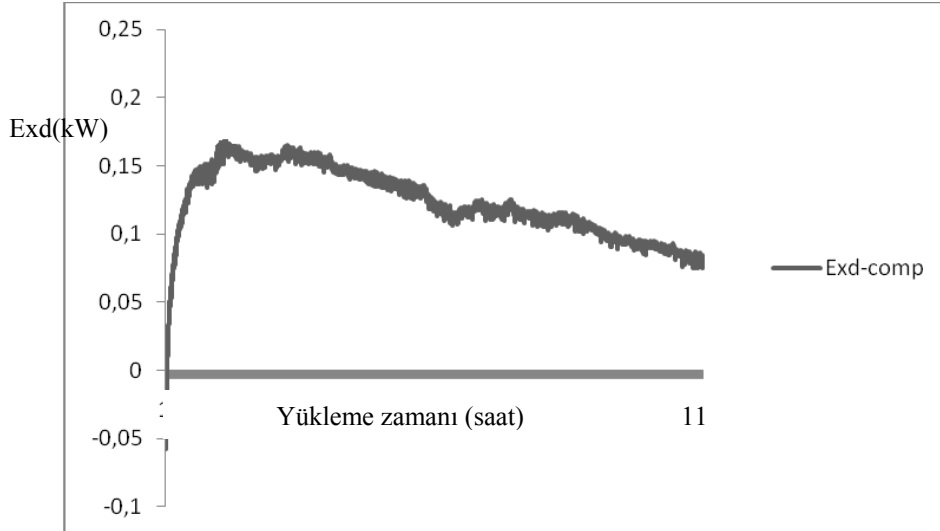
Şekil B.13 Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 40 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı



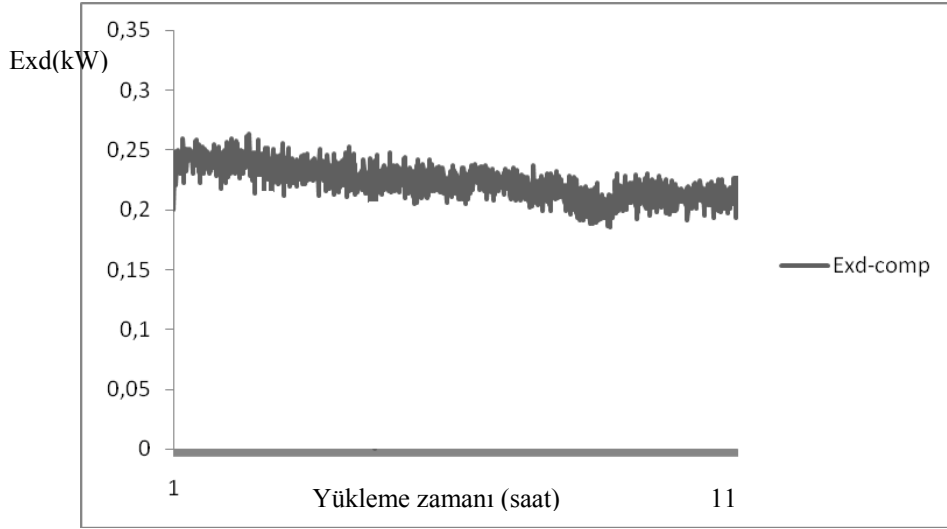
Şekil B.14 Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 70 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı



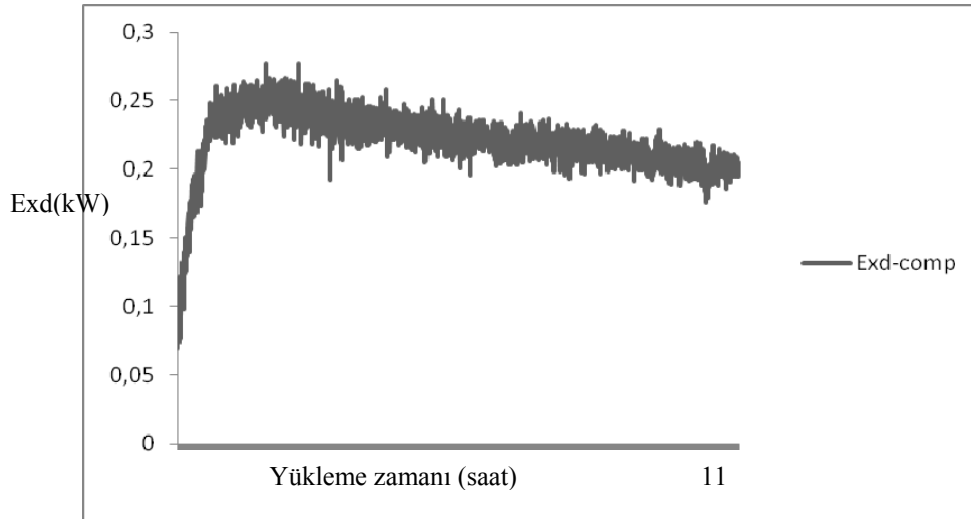
Şekil B.15 Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 80 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı



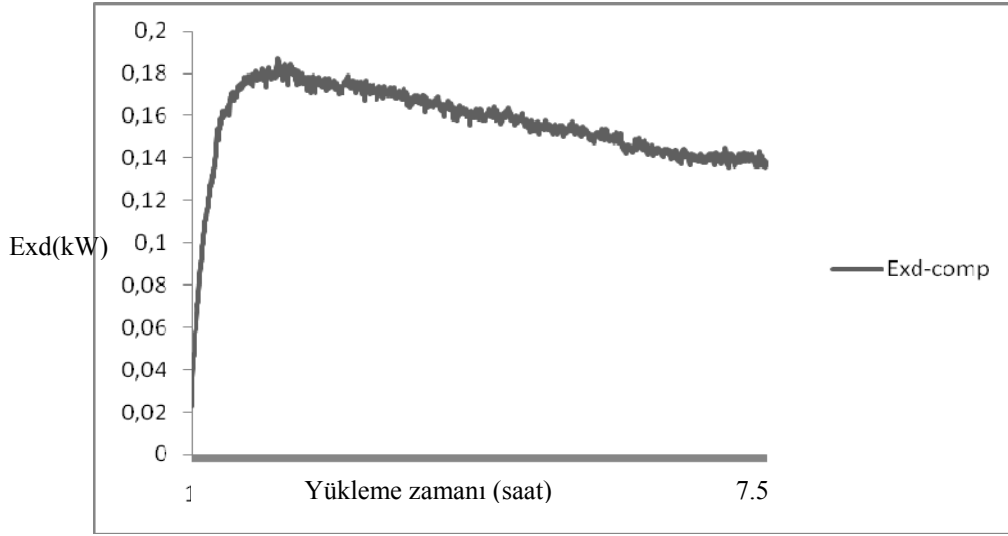
Şekil B.16 Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 40 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı



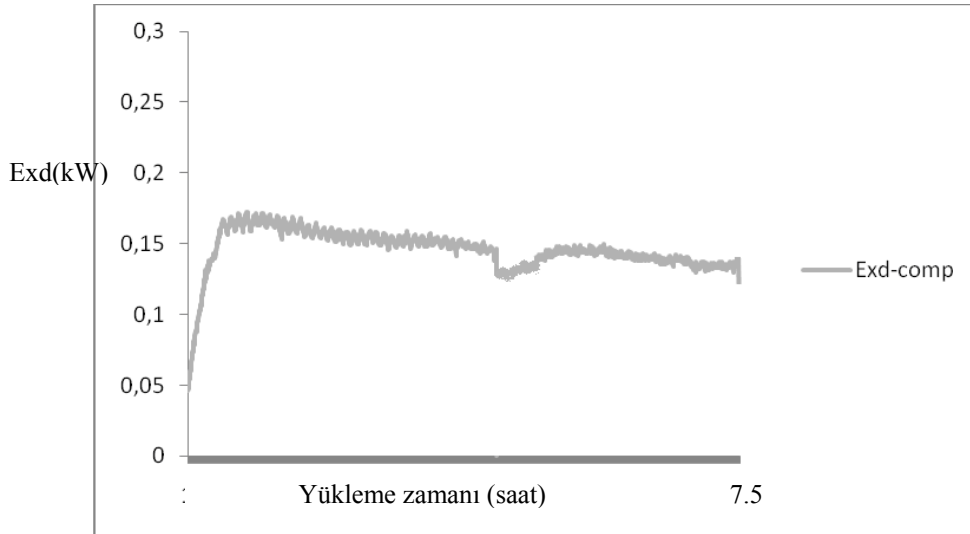
Şekil B.17 Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 70 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı



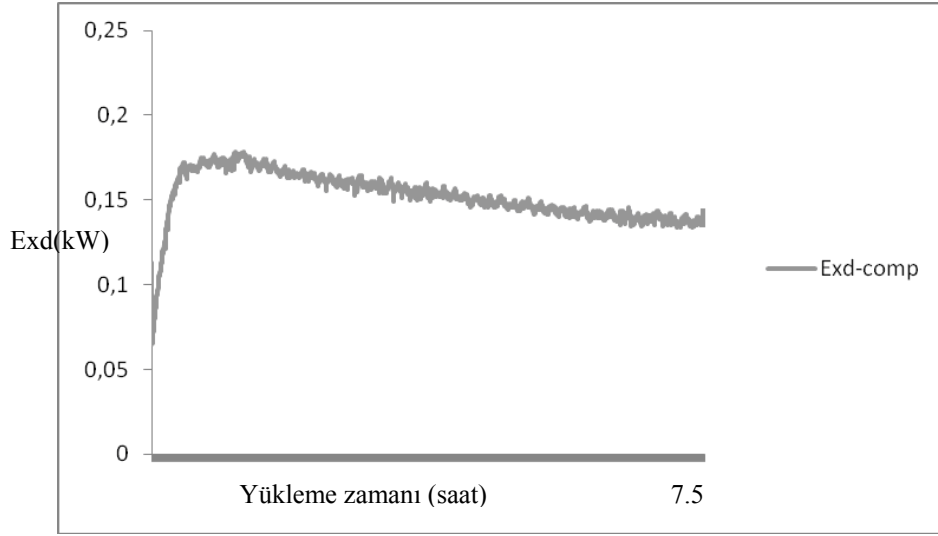
Şekil B.18 Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 80 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı



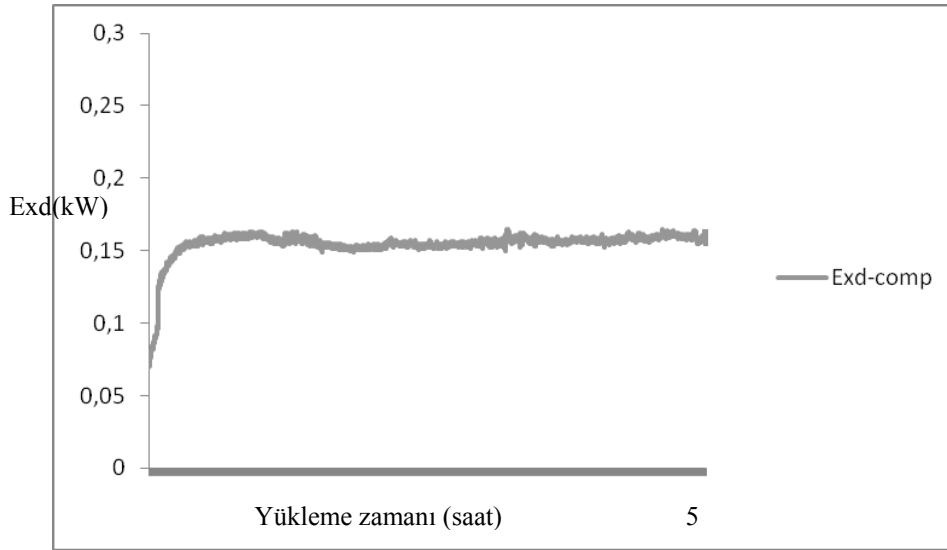
Şekil B.19 Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 40 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı



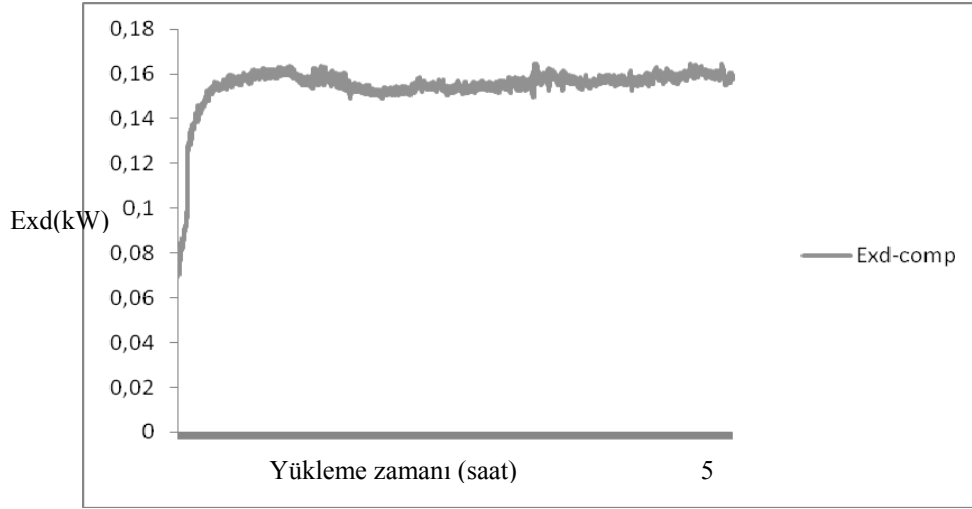
Şekil B.20 Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 70 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı



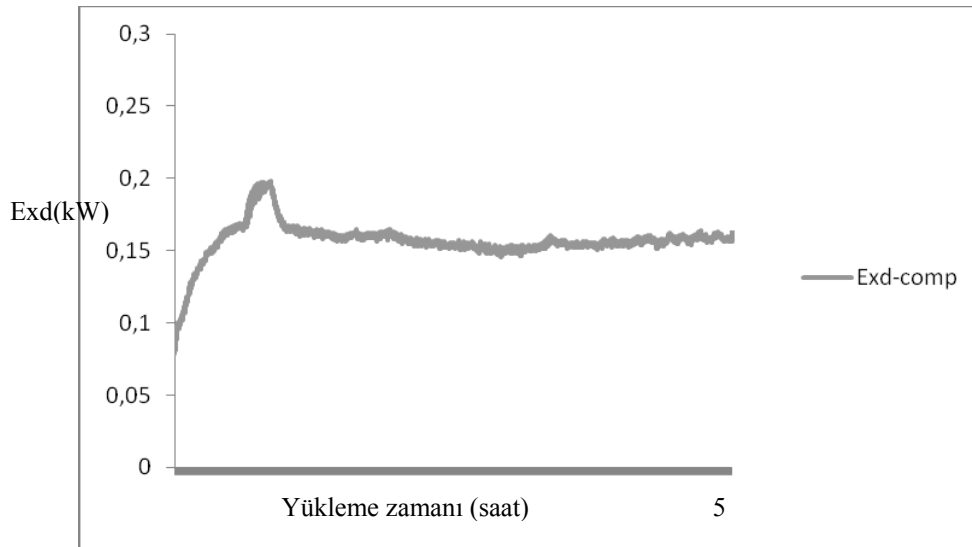
Şekil B.21 Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 80 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı



Şekil B.22 Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 40 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı

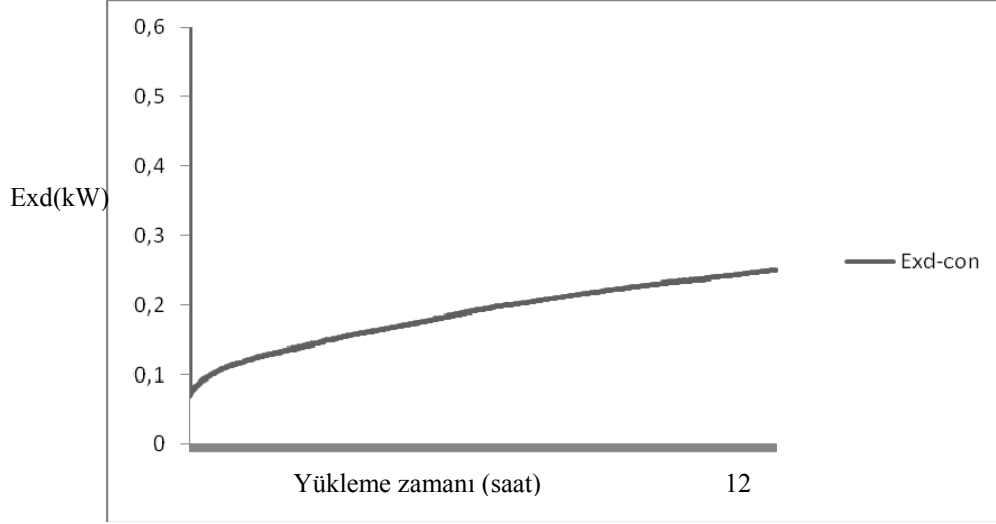


Şekil B.23 Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 70 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı

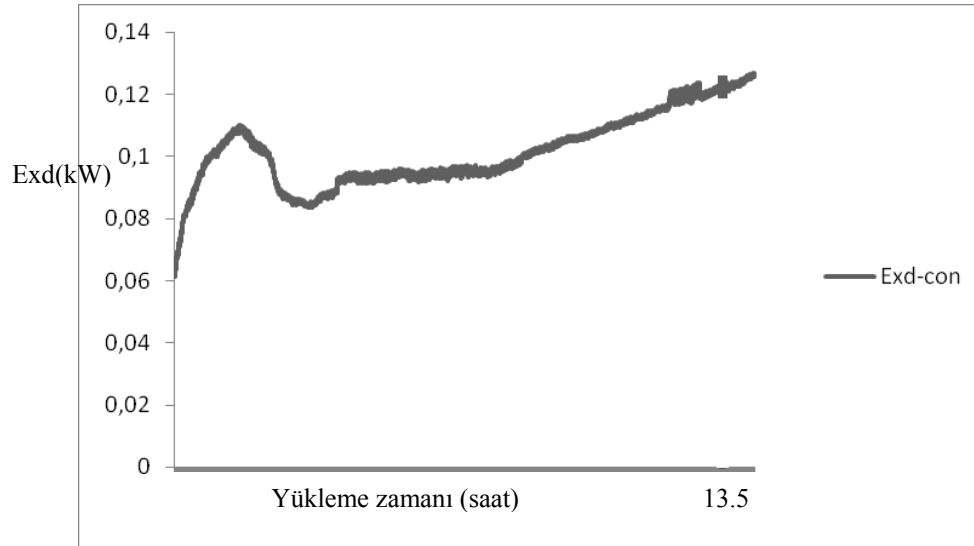


Şekil B.24 Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 80 nemli koşullarda kompresörün ekserji yıkımı

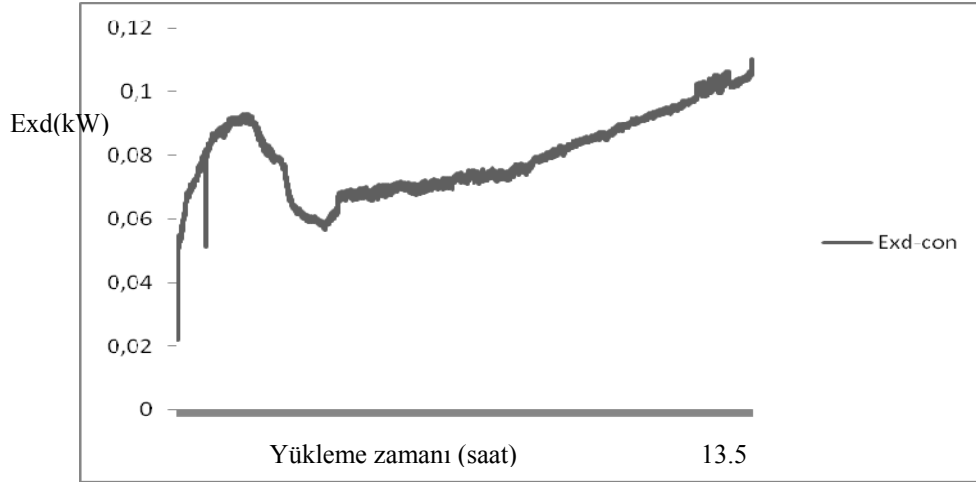
Kondenserin Ekserji Analizi



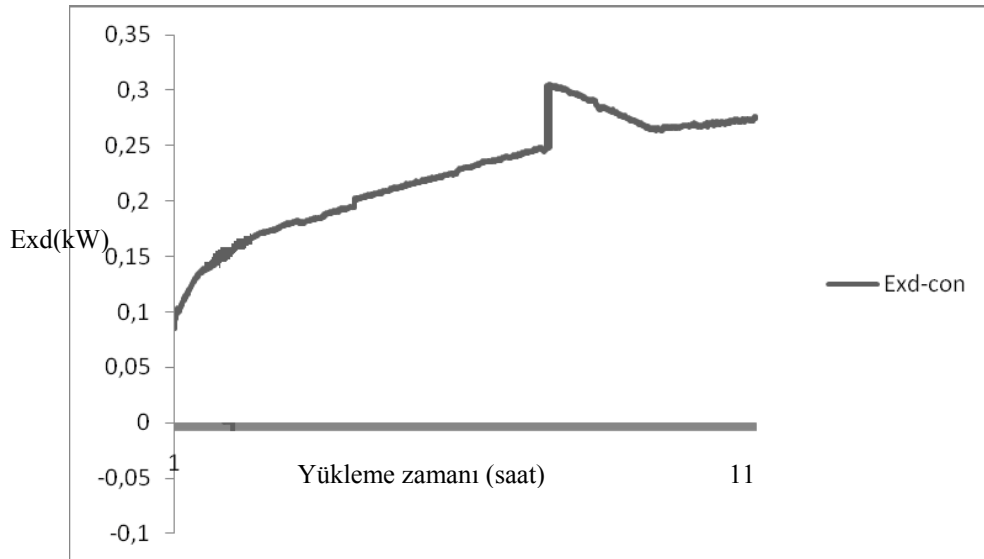
Şekil B.25 Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 40 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı



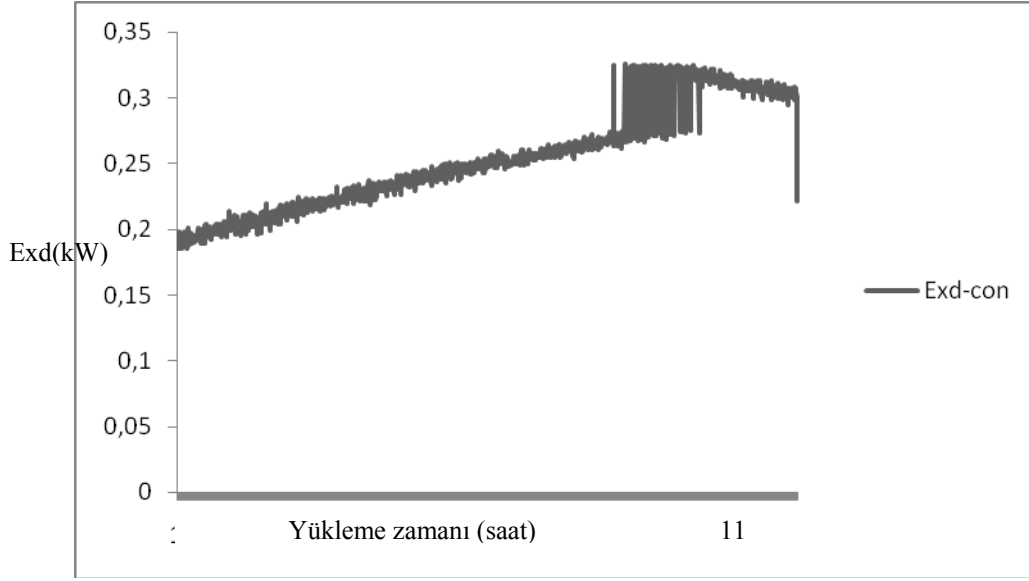
Şekil B.26 Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 70 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı



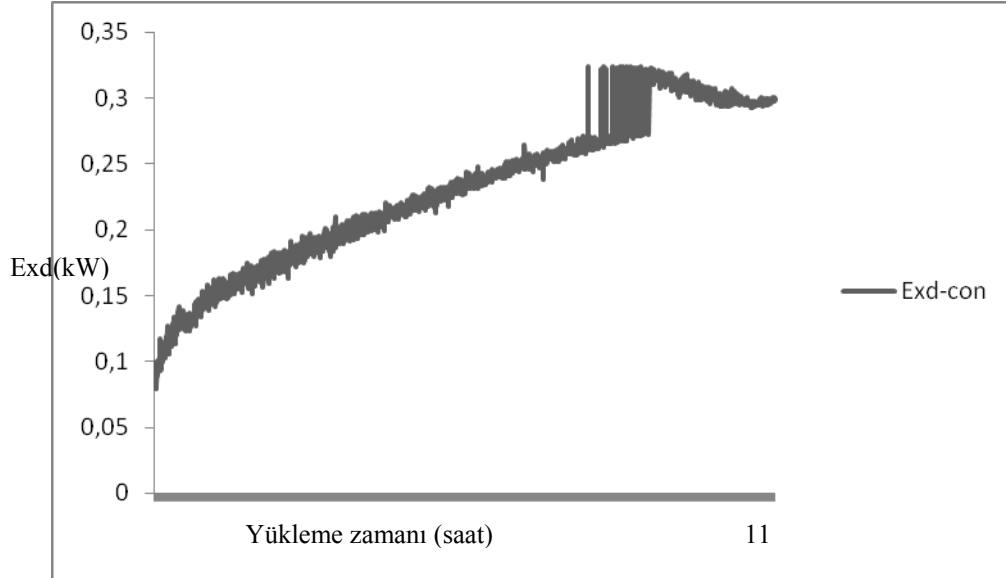
Şekil B.27 Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 80 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı



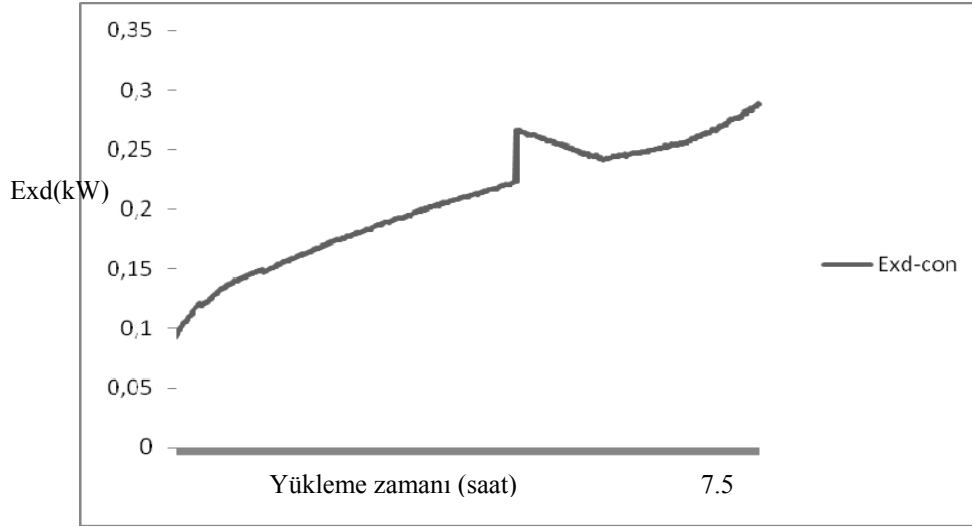
Şekil B.28 Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 40 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı



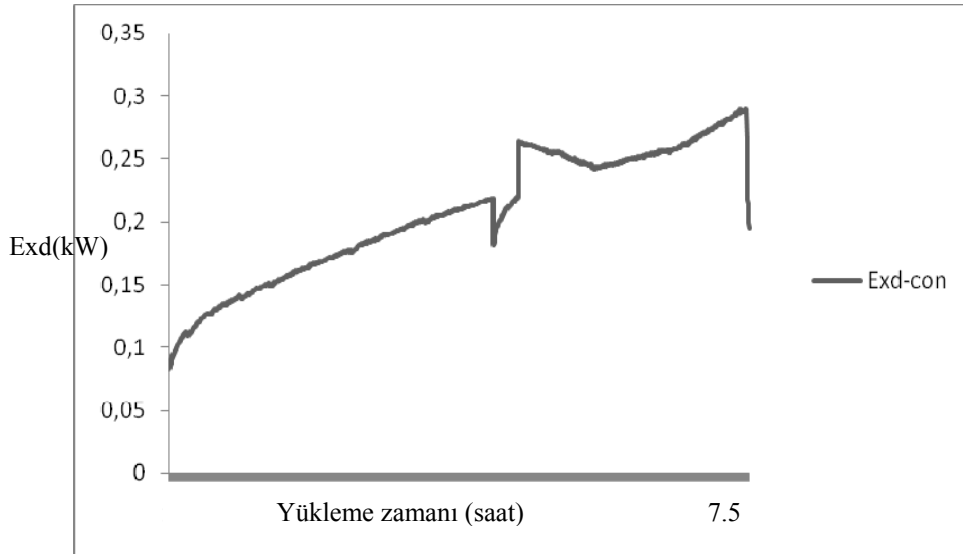
Şekil B.29 Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 70 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı



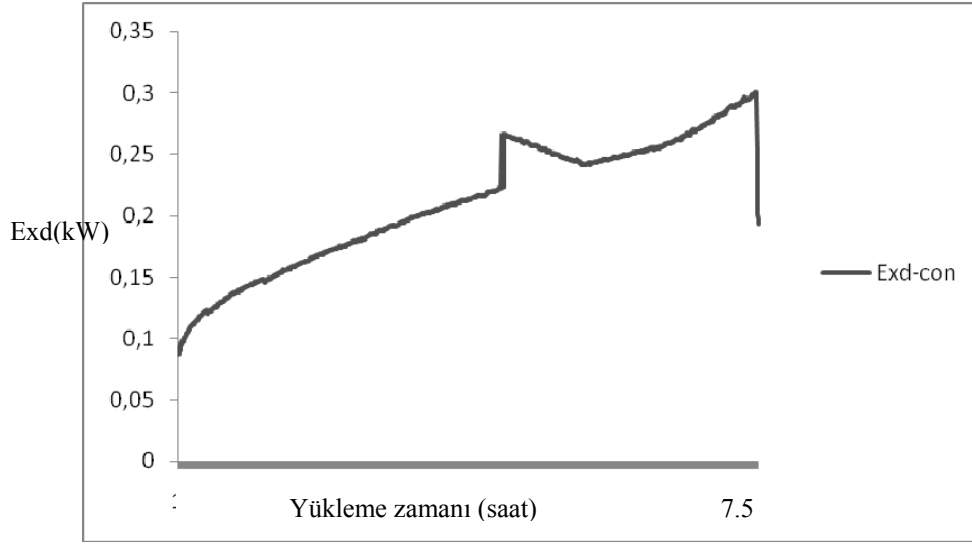
Şekil B.30 Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 80 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı



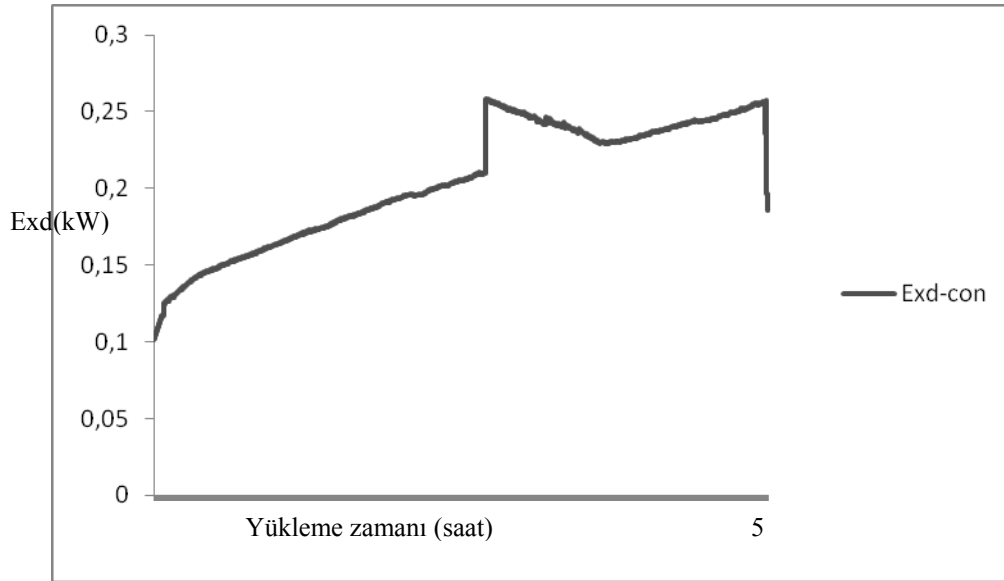
Şekil B.31 Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 40 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı



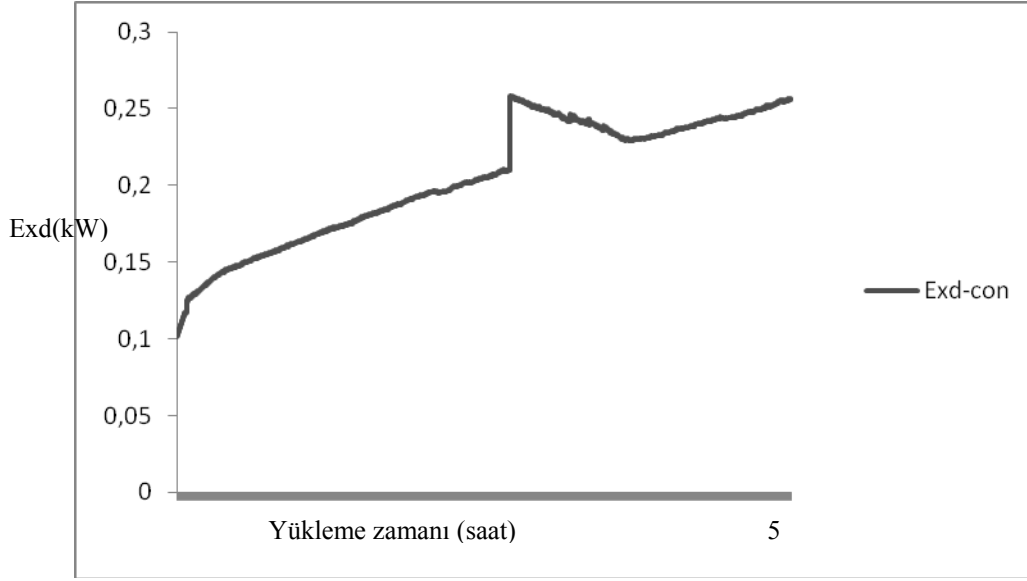
Şekil B.32 Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 70 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı



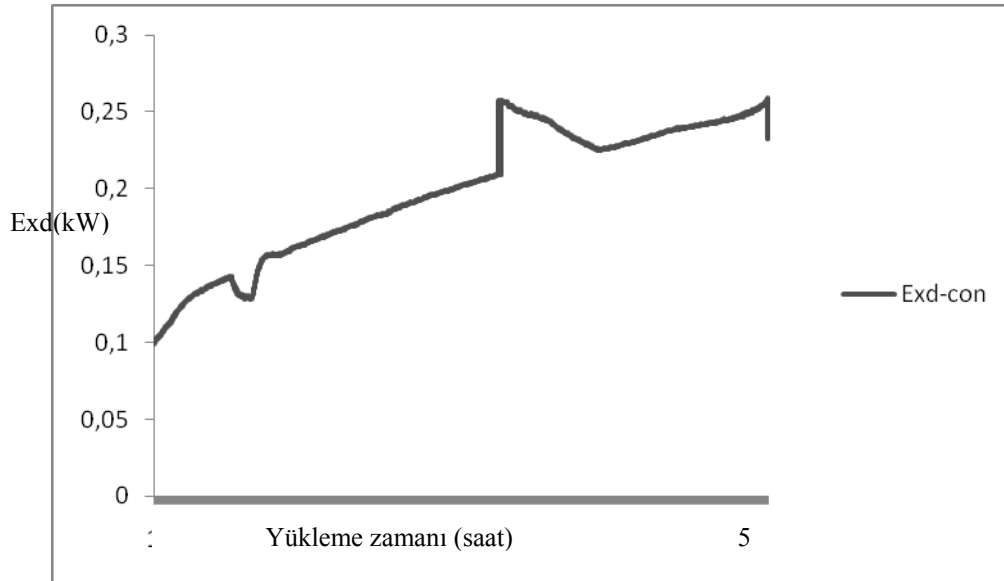
Şekil B.33 Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 80 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı



Şekil B.34 Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 40 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı

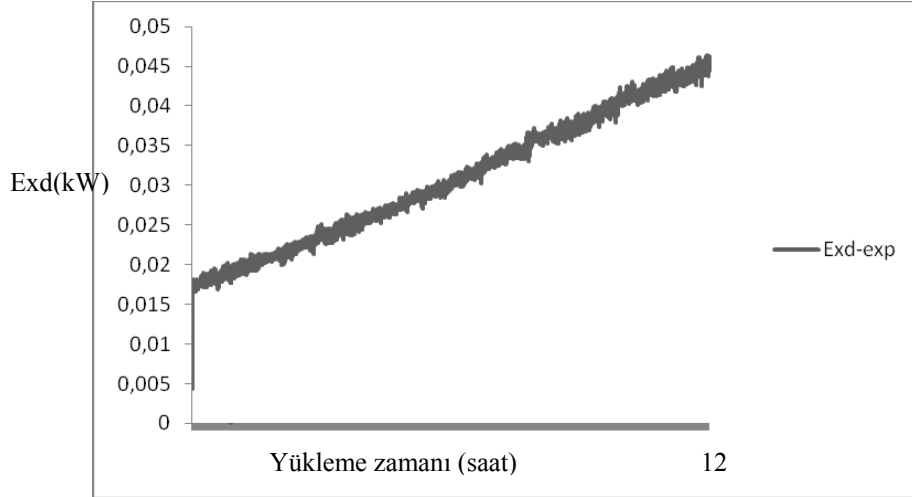


Şekil B.35 Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 70 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı

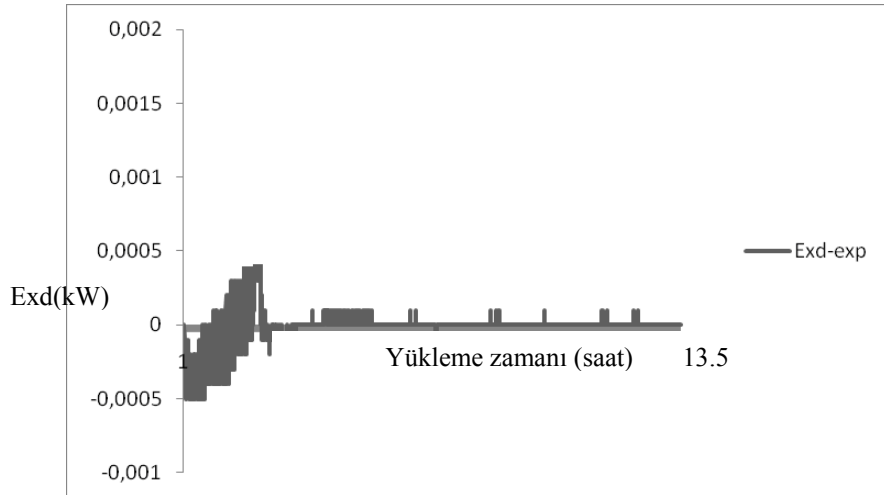


Şekil B.36 Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 80 nemli koşullarda kondenserin ekserji yıkımı

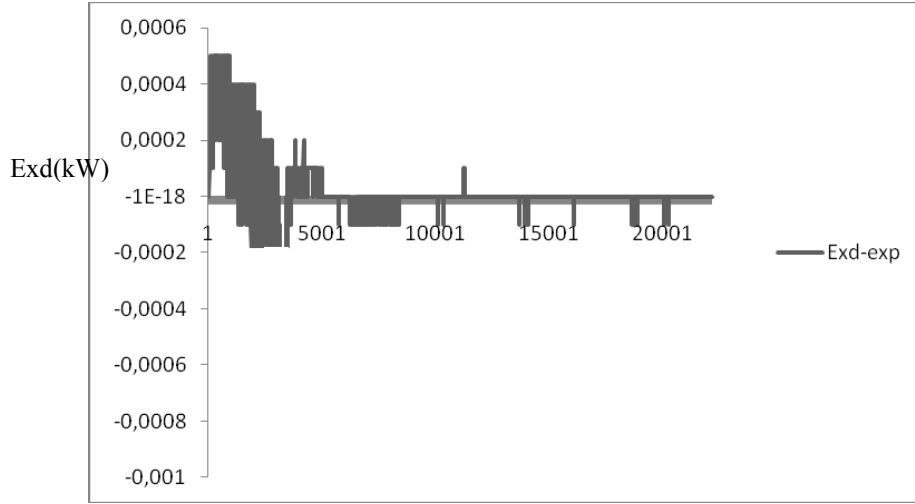
Kısılma Vanası Ekserji Analizi



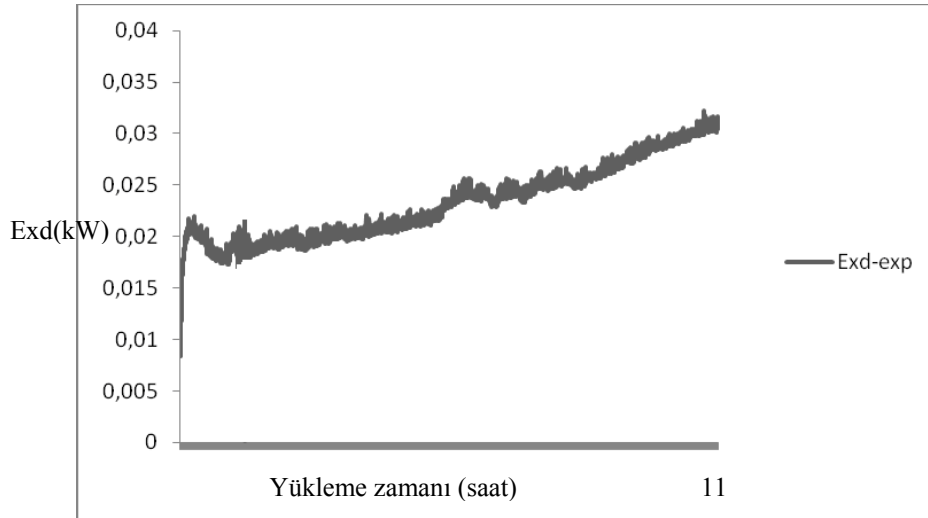
Şekil B.37 Çevre sıcaklığı 5°C ‘de % 40 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı



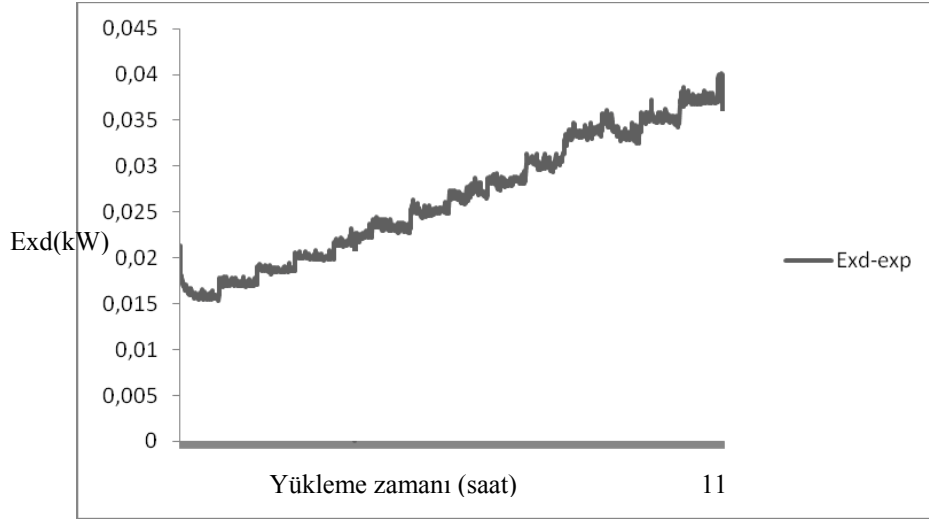
Şekil B.38 Çevre sıcaklığı 5°C ‘de % 70 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı



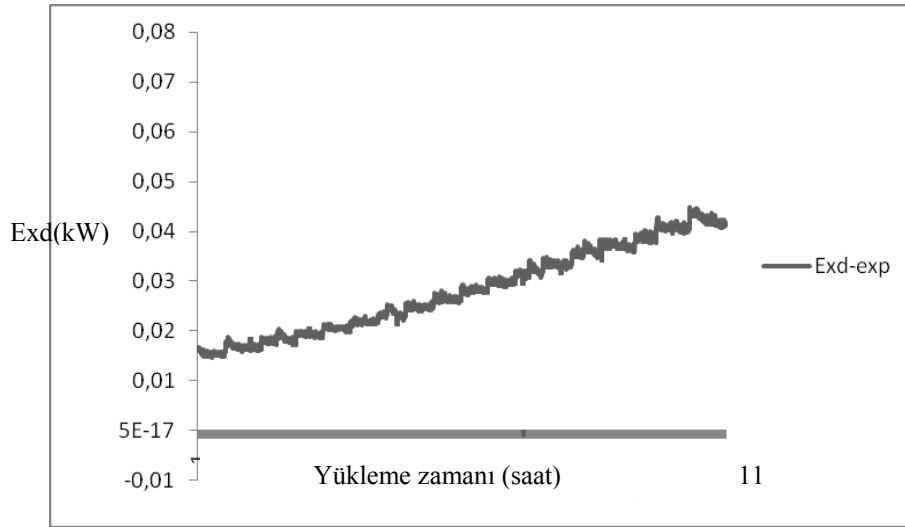
Şekil B.39 Çevre sıcaklığı 5°C 'de % 80 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı



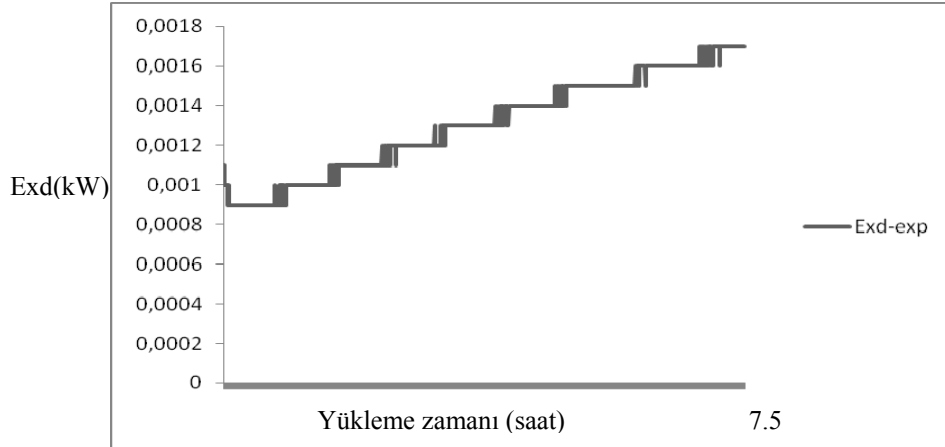
Şekil B.40 Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 40 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı



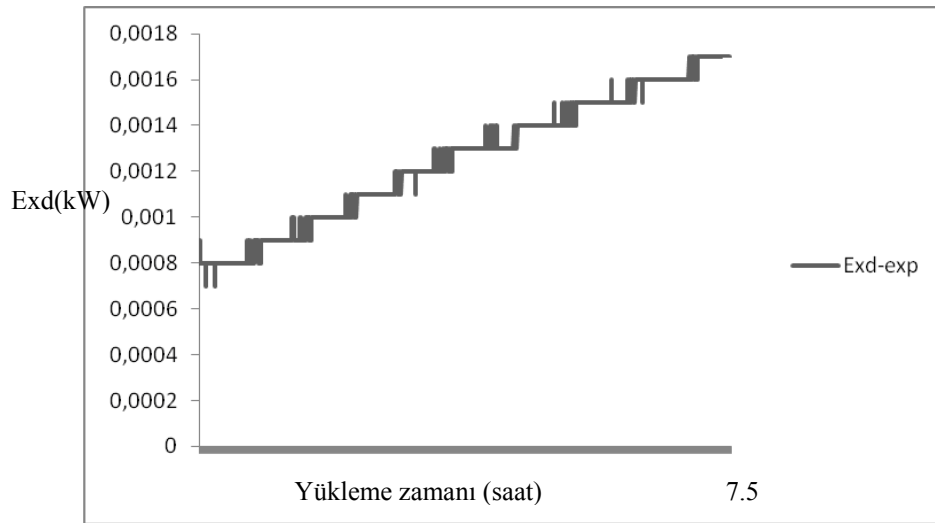
Şekil B.41 Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 70 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı



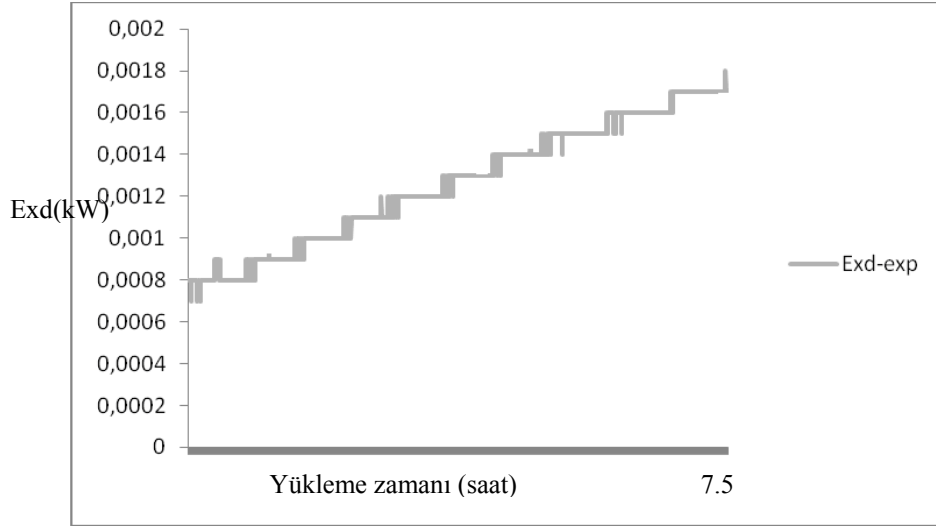
Şekil B.42 Çevre sıcaklığı 10°C 'de % 80 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı



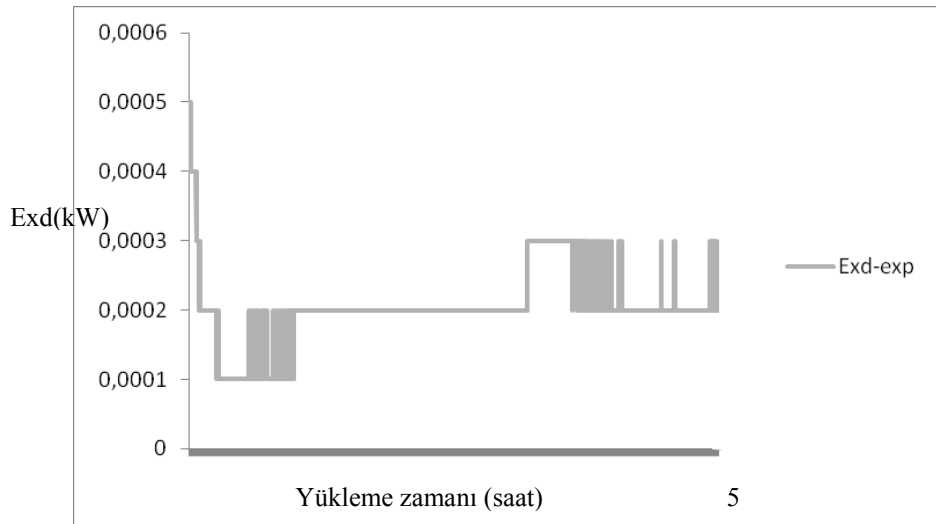
Şekil B.43 Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 40 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı



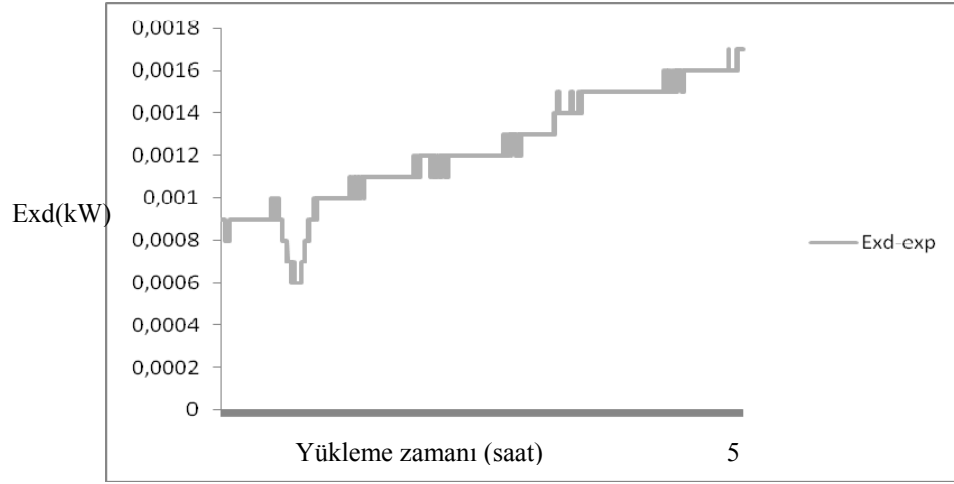
Şekil B.44 Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 70 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı



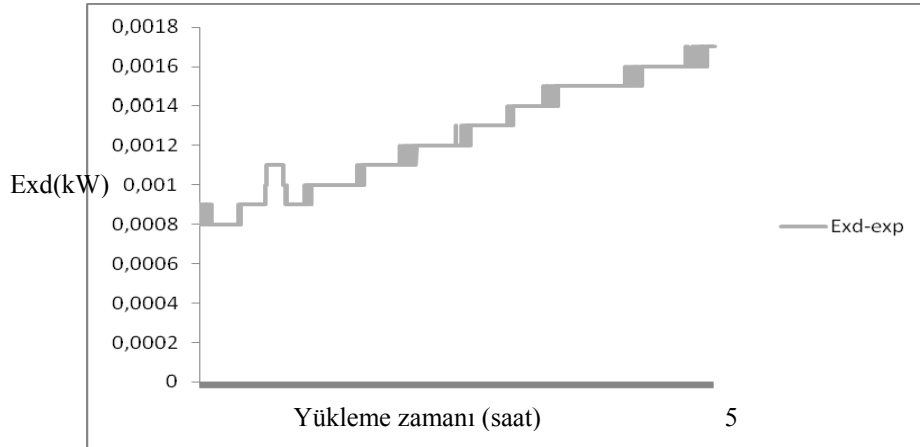
Şekil B.45 Çevre sıcaklığı 20°C 'de % 80 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı



Şekil B.46 Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 40 nemli koşullarda kısılma vanası ekserji yıkımı



Şekil B.47 Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 70 nemli koşullarda kısımlı vanası ekserji yıkımı



Şekil B.48 Çevre sıcaklığı 30°C 'de % 80 nemli koşullarda kısımlı vanası ekserji yıkımı

ÖZGEÇMİŞ

Mehmet Mete Öztürk, 1 Nisan 1978 tarihinde Eskişehir’de dünyaya gelmiştir. İlköğretimini Milli Zafer ilkokulunda, Orta ve lise öğrenimini Eskişehir Kılıçoğlu Anadolu Lisesinde tamamlamıştır. Üniversite öğrenimini ise İzmir Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümünde 2001 senesinde tamamlamıştır.

2002 senesinde Anadolu Üniversitesi, Porsuk Meslek Yüksekokulunda öğretim görevlisi olarak çalışmaya başlamış, 2003 senesinde Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana bilim dalı, Enerji-Termodinamik Bilim dalından Yüksek Makine Mühendisi Unvanı almıştır.

Yazar ve yardımcı yazar olarak ulusal hakemli dergilerde yayınlanmış bir, uluslararası konferanslarda sunulmuş altı, ulusal konferanslarda sunulmuş dört adet makalesi bulunmaktadır.