T.C.
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT KLİMASI PERFORMANSININ DENEYSEL ARAŞTIRILMASI

Refik ÖZMEN

YÜKSEK LİSANS

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Mayıs-2012
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

İmza
Refik ÖZMEN
Tarih:21.05.2012

ÖZET

YÜKSEK LİSANS

TAŞIT KLİMASI PERFORMANSININ DENEYSEL ARAŞTIRILMASI

Refik ÖZMEN

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Danışman: Doç.Dr. Muammer ÖZGÖREN

2012, 118 Sayfa

Jüri

Doç.Dr. Muammer ÖZGÖREN
Yrd. Doç.Dr. Recai KUŞ
Yrd. Doç.Dr. Murat CİNİVİZ

Taşıt sistemlerinin temel bir parçası olan otomobil klimalarının insan konforunda ve üretkenliğinde önemli bir yeri vardır. Bu çalışmada, R134a soğutucu akışkan kullanan bir minibüsteki klima sisteminin deneysel performansı incelendi. Sistem buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışmaktadır. Tasarlanan sistem otomobil kliması kompresörünün şaft gücüyle eşdeğer kapasitede olan bir elektrik motoru ile tahrik edildi. Kompresör, kondenser genleşme valfi ve evaporatörün giriş ve çıkışında basınç ve sıcaklık değerleri ölçüldü. Ayrıca, evaporatör girişinde kütlesel hava debisi ve bağıl nem de ölçülmüştür. Ölçümler her saniyede bir kez kayıt altına alındı ve bu ölçümlerin 10 dakikalık değerlerinin ortalamaları hesaplandı. Ölçüm değerlerinden taşıt klimasının soğutma kapasitesi ve soğutma tesir katsayıları hesaplandı. Soğutma sistemi performans değerleri evaporatörden geçen havanın hacimsel debisinin değişimine göre incelendi. Soğutma kapasitelerinde üfleme havasının etkisini belirlemek için evaporatörün girişinde havanın sıcaklığı 30 °C de sabit tutularak sistem 3 farklı hava hızı değerinde (3.0 m/s, 5.0 m/s ve 10 m/s) çalıştırıldı. Bu esnada, evaporatör, kondenser, kompresör ve minibüsün içerisinde değişik noktalardaki sıcaklık ve basınç değerleri kaydedildi. Elde edilen sonuçlar grafik ve tablo formunda verilerek yorumlandı. Buralardan elde edilen sonuçlara göre minimum evaporatör kapasitesi 3.0 m/s deki hava hızında 1.46 kW olarak bulundu. Maksimum evaporatör kapasitesi de 10 m/s deki hava hızında 4.23 kW olarak hesaplandı. Bu sonuçlara göre hava hızı doğrusal olarak arttıkça evaporatör kapasitesinin değişimi parabolik bir artış göstermiştir. Soğutucu akışkanın debisi 9 - 29 g/s arasında değişim gösterdi. Maksimum kompresör gücü 10 m/s deki hava hızında 1.811 kW olarak bulundu. Sistemin soğutma etkinliği katsayısı 2.06 – 5.10 arasında değişmiştir. Ölçülen değerlerden kompresörün farklı devirleri için ekserji yıkım değişimi 0.337 - 1.869 kW aralığında hesaplanmıştır. Yapılan ölçümlerden hesaplanan soğutma tesir katsayısındaki belirsizlik ±%2.8 - 4.1 arasında bulundu. Sonuç olarak elde edilen değerlerin, literatürde verilen taşıt klimaları performans değerleri ile uyumlu olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: COP, Ekserji, Hava debisi, Otomotiv Kliması, R134a, Soğutma, STK

ABSTRACT

MS THESIS

EXPERIMENTAL PERFORMANCE INVESTIGATION OF AN AUTOMOBILE AIR CONDITIONING

Refik ÖZMEN

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY

THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE

IN MECHANICAL EDUCATION

Advisor: Assoc.Prof.Dr. Muammer ÖZGÖREN

2012, 118 Pages

Jury

Assoc. Prof. Dr. Muammer ÖZGÖREN
Assist. Prof. Dr. Recai KUŞ
Assist. Prof. Dr. Murat CİNİVİZ

Automotive air-conditioning (A/C) system that is an essential part of the vehicle plays important role in human comfort and productivity. In this study, performance experiments of air conditioning system using R134a as refrigerant in a van was carried out. The system operates according to the vapor compression cycle and is powered by an electric motor that has an equivalence capacity of shaft power of the vehicle air conditioner compressor. At inlet and outlet of the compressor, condenser, expansion valve and evaporator, pressure and temperature values were measured and additionally air mass flow rate and relative humidity were measured through evaporator air channel. Measurements were taken each second and calculations were done using mean value of ten minutes measurement values. Performance of the cooling system was determined by changing air flow velocity in the range of 3.0 m/s-10 m/s passing through evaporator while air entrance temperature was kept constant as 30 °C. The obtained results were interpreted and given in graphical and table forms. In order to determine the effect of blowing air velocity on the cooling capacity, the system was operated for the conditioned air velocity values of 3.0, 5.0 and 10 m/s while pressure and temperature variations through the evaporator, condenser, compressor and inside of the van were recorded. It was obtained that the minimum evaporator capacity was found to be 1.46 kW at 3 m/s conditioned air speed and the maximum evaporator capacity was determined as 4.23 kW at 10 m/s conditioned air velocity. Maximum compressor power was found to be 1.811 kW at 10 m/s air speed. Coefficient of performance (COP) value of the system was calculated in the range of 2.06 - 5.10 depending on the compressor speed and air velocity. When air velocity increases linearly, evaporator capacity increases in a parabolic trend. Flow rate of the refrigerant R134a was changed between 9 and 29 g/s. An exergy analysis of the measurement results was also done and the destruction ratio depending on engine speed was in the range of 0.337 - 1.869 kW. Uncertainty values from the measurement parameters for the COP were found to be in the range of ±%2.8 - 4.1. Finally, it is seen that the obtained values were in good agreement with literature.

Keywords: Air flow rate, Automobile air conditioning, COP, exergy, Refrigeration, R134a

ÖNSÖZ

Günümüzde, otomobillerde klima sistemi otomobil denilince akla ilk gelen fonksiyonlardan birisidir. Klima sisteminin bugünkü yapısını kazanması uzun yıllar almıştır. Klima sistemi araçlarda 1940 yılından itibaren çeşitli şekillerde var olmuştur. Bugünkü manada klima sisteminin etkin kullanımı 1990 yılında başlamıştır. Klima sisteminin sağladığı konfor şartları klima sistemi olan araçlara talebin hızla artmasına neden olmuştur. Sürücüler ve yolcular klimanın sağladığı konforla seyahat etmek için klimalı araçlara ciddi talep göstermektedir. Üreticilerde müşterilerinin beklentilerini karşılamak için bu teknoloji üstünde aralıksız çalışarak klimanın sağladığı faydaları arttırırken, maliyet oluşturan etkenleri minimize etmek için yoğun çaba harcamaktadırlar. Klimalar taşıtların yakıt tüketimini de ciddi oranda etkilemektedir. Örneğin, 100 km'de 8.7 litre yakıt harcayan bir konvansiyonel taşıtta enerji tüketim oranı klimanın devrede olması durumunda %10 mertebesinde artmaktadır. Bu nedenle, taşıt klima sistemi performansının araştırılması ve en düşük enerji ile en yüksek performans sağlayan şartların belirlenmesi imalatçı ve sürücülerin bilinçlendirilmesi açısından önemlidir.

Yapılan yüksek lisans çalışmasında, Konya ili Selçuk Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv laboratuarında bulunan Peugeot J9 taşıt kabinine klima sistemi ve ölçüm ekipmanları montaj edilerek, deneyler yapılmıştır. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan taşıt kliması sisteminin termodinamik analizi deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Analizde taşıt kliması kompresörünün farklı devirlerde (1000-3000 d/dk) tükettiği güç, sistemdeki akışkanın sıcaklık ve basınçlarının değerleri ölçülerek soğutma kapasitesi ve soğutma tesir katsayısı performansları belirlenmiştir. Ayrıca, ölçülen değerlerden soğutma sisteminin ekserji ve belirsizlik analizleri de yapılmıştır.

Tez konusunun belirlenmesinden, çalışmanın tamamlanmasına kadar her süreçte yardımcı olan danışmanım Doç.Dr. Muammer Özgören'e ve tezimin hazırlanmasında beni anlayışla destekleyen ikinci danışmanın Yrd.Doç.Dr. Ali Ateş'e teşekkür ederim. Deney sisteminin kurulması, deneylerin yapılması ve sonuçların değerlendirilmesi esnasında yardımcı olan Arş.Gör. Özgür Solmaz'a ve Otomotiv eğitimi laboratuar teknisyen ve yöneticilerine teşekkür ederim.

Bu günlere gelmemde büyük emekleri olan, haklarını hiçbir zaman ödeyemeyeceğim Annem ve Babama, çalışmalarımda manevi desteğini ve hoşgörüsünü benden esirgemeyen eşim Hatice Özmen'e, kızlarım Nuriye Beyza ve Elif Esma'ya teşekkür ederim.

Refik ÖZMEN
KONYA-2012

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **ix**

1. GİRİŞ **1**

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **5**

3. MATERYAL VE YÖNTEM **17**

3.1. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimleri 17
3.1.1. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi 18
3.1.2. Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi 19
3.1.3. İdeal çevrim ile gerçek çevrim arasındaki farklar 20
3.2. Soğutma Çevriminde Kullanılan Akışkanlar 21
3.2.1. R-12 (Freon) gazı 23
3.2.2. R-134a gazı 24
3.2.3. Diğer bazı soğutucu akışkanlar ve genel özellikleri 24
3.3. Taşıt Klima Sistemi 25
3.3.1. Buhar sıkıştırmalı taşıt klimasının avantajları 26
3.3.2. Buhar sıkıştırmalı taşıt klimasının dezavantajları 27
3.4. Taşıt Klima Sisteminin Ana Elemanları 27
3.5. Otomobil Kliması Çalışma Koşulları 28
3.6. Otomobil Klimalarının Soğutma Kapasitesi 29
3.7. Deneysel Otomobil Kliması Test Sistemi 30
3.7.1. Deney düzeneği 31
3.7.2. Elektrik motoru 33
3.7.3. Klima kompresörü 34
3.7.4. Kondenser fanı 35
3.7.5. Evaporatör (buharlaştırıcı) 35
3.7.6. Basınç sensörü 36
3.7.7. Nem tutucu filtre (castel dryer) ve gözetleme camı 37
3.7.7.1. Nem tutucu filtre 37
3.7.7.2. Gözetleme camı 37
3.7.8. Sıcaklık sensörleri 37
3.7.8.1. PT100 tipi dirençsel sıcaklık ölçeri (PTC) 37
3.7.8.2. K tipi ısıl eleman çiftleri 38
3.7.9. Hava sıcaklığını, bağıl nemini ve hızını ölçen cihaz 39
3.7.10. Güç analizörü 40
3.7.11. Santrifüj fan 41
3.7.12. Frekans ayarlayıcısı 42

3.7.13. Sıcaklık veri kaydedicisi 43
3.7.14. MS5D data logger 43
3.7.15. Personal daq/3000 serisi data kayıt edici 45
3.8. Soğutma Sistemi Hesaplamaları 45
3.8.1. Deneysel çalışmada izlenilen yöntem 45
3.8.2. Enerji analizi hesaplamalarında izlenilen yöntem 46
3.8.4. Ekserji analizi 50
3.8.4.1. Ekserjinin bileşenleri 51
3.8.4.2. Ekserji analizi hesaplamalarında izlenilen yöntem 51
3.8.5. Ekserji verimi 53
3.8.6. Belirsizlik analizi 53

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA 57

5.1 Sonuçlar 88
5.2 Öneriler 91

KAYNAKLAR 92

ÖZGEÇMİŞ.....118

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

Ė	: Ekserji	(kJ)
Ẇ	: Güç	(W)
$\dot{V}$	: Hacimsel Debi	(m^3/s)
$\dot{m}$	: Kütlesel Debi	(kg/s)
ṅk	: Kompresör Devri	(d/dk)
A	: Alan	(m2)
h	: Entalpi	(kJ/kg)
I	: Akım	(A)
P	: Basınç	(Bar)
Q	: Isıl Kapasite	(W)
s	: Entropi	(kJ/kgK)
T	: Sıcaklık	(^oC)
U	: Gerilim	(Volt)
V	: Hız	(m/s)
ρ	: Yoğunluk	(kg/m^3)
Td	: Buharlaşma Sıcaklığı	(^oC)
Tk	: Kritik Sıcaklık	(^oC)

Kısaltmalar

CFC	: Kloroflorokarbon
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
ODP	: Ozon Delme Potansiyeli
RTD	: Dirençsel Sıcaklık Sensörü
STK	: Soğutma Tesir Katsayısı

Alt İndisler

0	: Çevre
1	: Kompresör Girişi
2	: Kompresör Çıkışı
3	: Kondenser Girişi
4	: Kondenser Çıkışı
5	: Genleşme Valfi Girişi
6	: Evaporatör Girişi
7	: Evaporatör Çıkışı
ç	: Çıkan
e	: Evaporatör
el	: Elektrik
evap	: Evaporatör
fizik	: Fiziksel
g	: Giren
h	: Hava
İ	: İç ortam
İ1	: İç ortam ön sol
İ2	: İç ortam ön sağ
İ3	: İç ortam arka sol
İ4	: İç ortam arka sağ
k	: Kondenser
ke	: Kinetik Enerji
kimya	: Kimyasal
komp	: Kompresör
kompel	: Kompresörde Harcanan Elektrik
pe	: Potansiyel
q	: Isı Etkileşimi
sa	: Soğutucu Akışkan
txv	: Genleşme Valfi

1. GİRİŞ

Dünyanın enerji ihtiyacı, artan nüfus ve buna bağlı olarak sürekli büyüyen ekonomik gelişme nedeniyle hızla yükselmektedir. Halen üretilen enerjinin ağırlıklı kısmı, fosil yakıtlar olarak bildiğimiz petrol, kömür ve doğalgaz kaynaklarından karşılanmaktadır. Bu kaynakların sınırlı olduğu uzun süredir bilinen ve istenilmeyen bir gerçektir. Taşıtlar sınırlı olan bu kaynakları tüketen en önemli etkenlerden biridir. Bu sebeple taşıtlarda kullanılan yakıtın yüksek verimlilikte kullanılması gerekmektedir. Çünkü enerji ihtiyacımız giderek artarken, kaynaklarımız da sürekli azalmaktadır. Bilim insanları çalışmalarında dünya fosil yakıt rezervinin 2050-2100 yılları arasında tükeneceğini ve enerjinin verimli kullanılması gerektiğini ifade etmektedirler (Yamaç, 2005).

İnsanoğlunun konfora olan düşkünlüğü ve her geçen gün teknolojik gelişmelere bağlı olarak enerji tüketiminin artarak devam etmesi, enerjinin verimli kullanılması düşüncesini ortaya çıkarmıştır. Taşıtlarda konfor denilince ilk akla gelen klima sistemleridir. Otomobil içerisindeki hava sıcaklığının rahatsız edici değerlere yükselmesini önleme düşüncesi 1927'lerde bir macera olarak gerçekleşmiştir. Amerika'da bazı insanlar buz kalıpları ile dolu soğutucu rafları kamyonetlerinin yük taşıma yerlerine koyup, soğutulan havayı bir vantilatörle içeri üfleyerek ilk klima uygulamalarını gerçekleştirmişlerdir. Klimanın son atağı 1965'de ABD'de gerçekleşmiştir. Başlangıçta lüks bir eşya olarak görülen klima donanımı "güneş devletleri" olarak adlandırılan ülkelerde hızla vazgeçilmez bir donanım halini almıştır. Klima sistemi, ferah bir ortam havası oluşturmak için, aracın içindeki havayı veya aracın içine alınan taze dış havayı soğutan veya nemini alan bir ünitedir. Artık otomobillerde bir ihtiyaç haline gelen klima aktif güvenlik faktörlerine dâhil olmaktadır. On yıl önce otomobillerin sadece %10'unda klima mevcutken şuan standart donanım halini almıştır (Kocatürk ve Salman, 2006).

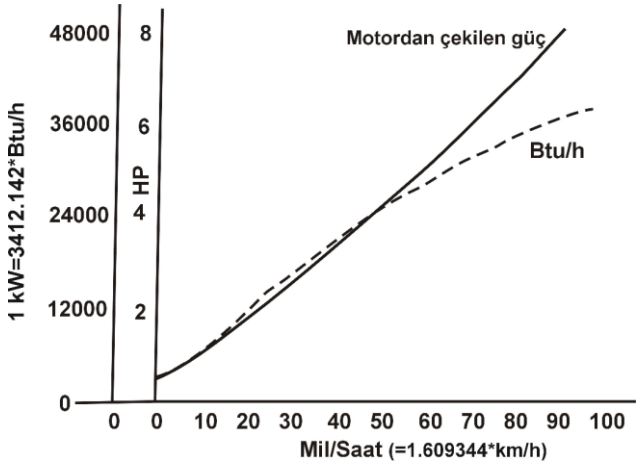
Sağlıklı bir insanda vücut sıcaklığı 36.5 °C'dir. İnsan vücudunun sıcaklığı ortamına göre değişkenlik arz eder. Bazen vücut sıcaklığı bu normal değerin üzerine çıkar ve bu durumu dengelemek için ürettiği fazla ısıyı bulunduğu ortama vermek ister. Bu da ısı transferi sayesinde gerçekleşir. Soğuk ortamlarda vücut ürettiğinden daha fazla ısı kaybeder. Sıcak ortamlarda ise vücuttaki artık ısının dışarıya atılmasında zorluk yaşanır. Bunu kolaylaştırmak için vücut terlemeye başlar. Biriken ter, buharlaştıkça

vücuttan ısı çeker ve vücut serinler. İçinde bulunulan ortamın konforlu ve sağlıklı olabilmesi için, ortam sıcaklığının 22 – 27 ºC aralığında olması gerekir.

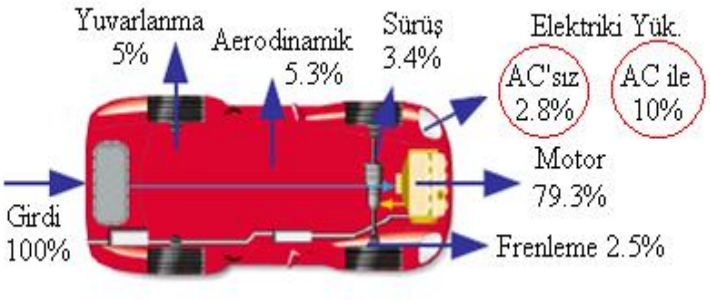
İnsanın doğasında rahat olmayı isteme arzusu vardır ve insan vücudunun gereksinimlerini her türlü iklim koşulları karşılayamaz. Buna bağlı olarak insan çok sıcak, çok soğuk, çok nemli veya çok kuru olmayan bir ortamda yaşamak ister. Fakat insan vücudunun rahat edebileceği koşullar ile iklim koşulları genellikle birbirleriyle uyuşmazlar. İnsan vücudunun rahat edebileceği koşulların sağlanması ancak sıcak ve nem gibi bazı değişkenleri sürekli kontrol altında tutulmasıyla mümkün olabilir (Tosun, 2010). Ortamdaki nispi nem oranı, havanın nemi absorbe etme yeteneğinin bir ölçüsüdür ve vücudun buharlaşma yoluyla dışarı atacağı ısı miktarını etkiler. Yüksek nispi nem, buharlaşma yoluyla ısı atılımını yavaşlatır, düşük nispi nem ise hızlandırır. Yaşanılan ortamın konforlu olması için, genellikle %40–60 civarında bağıl nem oranı idealdir. Ayrıca yaşadığımız ortamın konforlu olabilmesi için, teneffüs edilen havanın istenilmeyen duman ve kokuları içermemesi yani temiz olması da önemlidir.

Klima kapalı mekânlarda, vücut ısısı ile bulunulan ortamın ısısı arasındaki dengeyi sağlar, nem oranını düzenler ve mümkün olduğu kadar temiz bir hava teneffüsü sağlar (Sodex, 1997). Klima sisteminin performansı taşıtın çalışma durumuna bağlı olarak değişmektedir. Buna bağlı olarak da klima sisteminin motordan çektiği güçte değişmektedir. Bu bağlamda motorun farklı devirlerindeki klima performansının bilinmesi klima sistemi tasarımının önemli parametrelerindendir.

Taşıtlarda buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan bir iklimlendirme sistemi mevcuttur ve kompresör gücünü direkt içten yanmalı motordan almaktadır. Bu ise Amerika Birleşik Devletleri $SC0_3$ sürüş standart şartlarına göre yapılan bir çalışmada taşıtın yakıt tüketiminde %28, CO_2, NO_x ve HC emisyonlarında sırasıyla %71, %81 ve %30 seviyelerinde bir artış gösterdiği belirtilmiştir (Hendricks, 2001). Bununla birlikte Şekil 1.1'de klimanın motordan çektiği gücün ve soğutma kapasitesinin taşıt hızıyla değişimi, Şekil 1.2'de 100 km'de 8.7 litre yakıt harcayan bir konvansiyonel taşıtta enerji kayıplarının oranı görülmektedir.



Şekil 1.1 Bir taşıtın soğutma kapasitesi eğrisi (Özdenal, 2006)



Şekil 1.2. Konvansiyonel bir taşıtta enerji kayıpları (Johnson, 2002)

Klima sistemi araçlarda 1940 yılından itibaren çeşitli şekillerde var olmuştur. Bugünkü manada klima sisteminin etkin kullanımı 1990 yılında başlamıştır. Klima sisteminin sağladığı konfor şartları klima sistemi olan araçlara talebin hızla artmasına neden olmuştur. Sürücüler ve yolcular klimanın sağladığı konforla seyahat etmek için klimalı araçlara ciddi talep oluşturmuşlardır. Üreticilerde müşterilerinin beklentilerini karşılamak için bu teknoloji üstünde aralıksız çalışarak klimanın sağladığı faydaları arttırırken, maliyet oluşturan etkenleri (parçaları, yakıt ve çevresel zararları) minimize etmek için yoğun çaba harcamaktadırlar.

Taşıt klima sistemlerindeki kayıpların ve emisyonların azaltılmasına yönelik bir çok çalışma yapılmaktadır. Yapılan literatür taramasında taşıt kliması üzerine yapılan çalışmalar genellikle sürücü konfor şartlarının iyileştirilmesi, farklı soğutucu akışkan kullanılması, klima elemanlarının ve çalışma şartlarının optimizasyonu üzerine yoğunlaştığı görülmektedir. Sistemin dinamik performansını araştıran çok az sayıda çalışma bulunmaktadır (Özgören ve ark., 2009).

Bu tez çalışmasında Konya ili Alaeddin Keykubat Kampus bölgesinde bulunan Peugeot J9 model bir taşıt kabinine klima sistemi montaj edilmiştir. Tez çalışması; kaynak araştırması, deney sisteminin tanıtılması, hesaplama yöntemleri, sonuçlar ve tartışma bölümlerinden oluşmaktadır. Taşıt klima sistemi üzerinde değişik yerlerde sıcaklık ve basınç ölçümleri ile hava hattı üzerinden sıcaklık ve debi ölçüm değerleri alınması ile taşıt klima sisteminin performansı deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler sonucunda taşıt klimasının değişik kompresör devirlerine karşılık gelen farklı debilerde tükettiği güç, sistemdeki akışkanın sıcaklık ve basınçlarının değerleri ölçülmüş ve sistemin soğutma tesir katsayısı analiz edilmiştir. Ayrıca, klima sisteminin ekserji analizi de yapılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Taşıt klima sistemleri ile yapılan kaynak araştırması kronolojik sıralama ile aşağıda verilmiştir.

Korukçu ve ark.(2012) yaptıkları çalışmada gerçek koşullar altında soğutma sürecinde park edilmiş bir araba içerisinde aynı menfez hız düzeyinde değişik güneş ışınımı değerleri için yaptıkları deneylerde, kabin iç ortam sıcaklığı, bağıl nem, ortalama ışınım sıcaklığı ve sürücü vücut ortalama sıcaklığı değerlerini ölçmüşler. Deney sırasında sürücüye nesnel anket uygulayarak, sürücülerin nesnel anket sorularına verdiği cevapları karşılaştırarak tartışmışlardır. Yüksek güneş ışınımı değerlerinde otomobil içerisinde uygun ısıl konfor koşullarının sağlanamadığı ancak düşük güneş ışınımı değerlerinde kabin içi ısıl konfor koşulları açısından oldukça uygun olduğunu bulmuşlardır.

Koç ve ark. (2011) yapmış oldukları çalışmada benzinli, LPG ve dizel motorlarda soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizlerini yaparak, yakıt tüketimine olan etkilerini ve bu tüketimin neden olduğu çevresel etkileri incelemişlerdir. Çalışmalarında 3.5 kW soğutma kapasitesine sahip bir motor için -18/10 °C evaporatör sıcaklıklarındaki değişimi referans almışlar ve bu verilere göre her bir sıcaklık için motorlardaki soğutma sistemi kaynaklı yakıt tüketimlerini ayrı ayrı hesaplamışlar. Çalışmalarının sonunda elde edilen analiz sonuçlarını vermişler ve sistemlerin termodinamik analizinde enerji verimi yerine ekserji verimi kullanılması gerektiğinin nedenlerini açıklamışlardır.

Ahamed ve ark. (2011) yapmış oldukları çalışmada, mevcut buhar sıkıştırmalı akışkanların ekserji analizini yapmışlardır. Ekserjinin buharlaşma sıcaklığına, yoğuşma sıcaklığına, aşırı soğutmaya ve kompresör basıncına bağlı olduğunu kabul etmişlerdir. R407a, R600a, R410a ve R134a soğutucu akışkanlarının ekserji verimliliği açısından analiz etmişlerdir. Hidrokarbonların ve R134a soğutucu akışkanın karışımı ile yapılan ekserji analizinin daha iyi performans gösterdiğini tespit etmişlerdir. Yapılan araştırma sonuçlarına göre buhar sıkıştırmalı sistemlerin ekserji kayıplarının daha çok kompresörlerde olduğu gözlemlenmiştir. Sonuç olarak da nano-akışkanların ve nano-yağlayıcıların kompresördeki bu ekserji kayıplarının dolaylı yoldan önüne geçebileceğini önermişlerdir.

Derbentli (2011) çalışmasında iklimlendirme sistemlerinde son yıllarda ekserji alanında gerçekleştirilen çalışmaları gözden geçirmiş, yapılan çözümlemeler, uygulanan yöntemler ve gelişmeleri değerlendirmiştir.

Alkan ve ark.(2010a) yaptığı çalışmada, değişken kapasiteli kompresör kullanan taşıt klima sisteminde genleşme elemanı olarak orifis tüp ve genleşme valfi kullanılmasını deneysel olarak test etmişlerdir. Deneylerini değişik kompresör hızlarını farklı kondenser ve evaporatör sıcaklıklarında yapmışlardır. Sonuçta soğutma kapasitesinin kompresör hızıyla arttığını, kondenser sıcaklığının artmasıyla azaldığını, evaporatör sıcaklığının artmasıyla arttığını belirtmişlerdir. Genleşme valfli sistemin, orifis tüplü sisteme göre biraz daha fazla soğutma kapasitesine ve STK sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Alkan ve Hoşöz (2010b) bir otomotiv iklimlendirme (AAC) sisteminin sabit ve değişken kapasiteli kompresörler (FCC ve VCC) kullanarak deneysel performanslarını incelemişlerdir. Bir HFC 134a AAC sisteminin orijinal bileşenlerinden oluşan deneysel bir sistem kurularak ölçümler yapmışlardır. Her bir kompresör durumu için sistem, kompresör hızı, kondensere ve evaporatöre giren hava akımlarının sıcaklıkları ve hızları değiştirilerek testler yapmışlardır. Deney sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmışlar ve her iki kompresör şartları için performanslarını ölçmüşlerdir. Sonuçlara göre VCC kullanımı genellikle daha az soğutma kapasitesine sahip olan FCC kullanımına göre daha yüksek bir STK'sına neden olmaktadır. Buna ek olarak, VCC işletimlerindeki soğutma kapasitesi ve toplam ekserji yıkımının oranı, belirli bir kompresör hızından sonra neredeyse sabit kalırken, her iki parametre FCC işletimlerindeki kompresör hızı ile birlikte devamlı olarak artmakta olduklarını belirtmişlerdir. STK değerlerini 1.8 – 3.2 aralığında, ekserji yıkımını ise 1.7 – 3.3 aralığında hesaplamışlardır.

Hoşöz ve Kılıçarslan (2010) yapmış oldukları çalışmada, R152a – R23, R290 – R23, R507 – R23, R234a – R23, R717 – R23 ve R404a – R23 gibi çeşitli soğutucu çiftleri ile çalışan kaskat tipi bir soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi üzerinde durmakta ve bu amaç doğrultusunda geliştirilmiş bir bilgisayar kodu kullanmışlardır. Kondenser aşırı soğutma ve evaporatör kızdırma sıcaklıklarının sırasıyla 5 °C ve 7 °C olduğu tüm durumlar için, soğutma kapasitesinin 1 kW, dış ortam sıcaklığı 40 °C ve soğutulan ortam sıcaklığının 300 K, olduğu öngörmektedirler. Buna ek olarak, kompresörlerin politropik sıkıştırma yaptığını kabul etmişlerdir. Çalışılan tüm soğutucu çiftlerinin yükselen evaporatör sıcaklığı ve ve politropik etkinliği olduğu durumlarında, kaskat tipi soğutma sisteminin STK'sının yükseldiği ve ekserjinin ise düştüğünü belirlemişlerdir. Tüm durumlarda, R717–R23 soğutucu çiftlerinin en yüksek STK'sının, politropik etkinliğin sınırlı dizileri (%50–60) ve DT (13 K–16 K) hariç olmak üzere en düşük tersinmezliğe sahiplerken, R23 en düşük STK'na ve en yüksek tersinmezliğe

sahip olduğunu belirtmişlerdir. R152a – R23 soğutucu çiftleri, yukarıda belirtilen politropik etkinlik sıraları ve DT'nin geçerli olduğu koşullarda, R717 – R23 soğutucu çiftine bir alternatif çift olarak belirlemişler. R134a – R23 ve R290 – R23 soğutucu çiftleri orta sırada yer alırken, R404a – R23 çiftinin tüm durumlar için R507 – R23 çiftinin yerine kullanılabilecek bir çift olduğunu ifade etmişlerdir.

Kayfeci ve ark. (2009) yaptıkları çalışmada klasik buhar sıkıştırmalı taşıt klimasına alternatif klima sistemlerinin kullanılabilirliği, çevresel etkileri, sistemlerin çalışma prensipleri ve soğutma performanslarını karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir.

Özgören ve ark. (2009a, 2009b, 2009c, 2010a, 2010b, 2011) yapmış oldukları çalışmalarda taşıt klimasının soğutma yükünün belirlenmesi ve PV sistemi ile bu enerjinin sağlanması konusunda ulusal/uluslararası sempozyumlarda çalışmalar sunmuşlardır. Bu çalışmalarda Konya ilindeki bir binek taşıt ve Sivas, Muğla, Edirne ilindeki midibüs için analizler yapılmıştır. Ayrıca, değişik kullanım zamanları belirlenerek PV sistemi ile bu enerjinin karşılanıp karşılanamayacağı belirlenmiştir. Çalışmalarda maksimum ve minimum soğutma yükünün oluştuğu günler belirlenerek bu günlerdeki analiz sonuçları sunulmuştur. Taşıtın soğutma yükünü teorik olarak belirleyerek anlık olarak enerji tüketim değerlerini belirtmişlerdir. Yapılan analitik çalışmalar sonucunda taşıt klimasının ihtiyacı olan gücün, taşıt üzerine yerleştirilmiş PV sistemi ile günde 2 saatlik bir zaman süresince rahatlıkla karşılanabileceğini ifade etmişlerdir.

Ok (2008) yapmış olduğu yüksek lisans çalışmasında Otomobil klima sisteminin çalışma yapısı ve sistem elemanlarını, değişik koşullarda klima sisteminin motor üzerindeki enerji etkisini ayrıntılı olarak incelemişler. Klima sisteminin güç tüketim eğrisini hesaplayıp motor güç eğrisi ile klima sistemi güç eğrisini birbiri ile kıyaslamıştır. Güç eğrisine göre klima sisteminin etkisini analiz ederek klima sisteminin düşük devirlerde güç tüketim oranının yüksek olduğunu, 1800 motor devri ile 2400 motor devri arasında yaklaşık olarak araçta üretilen gücün %9' unun klima sistemi tarafından tüketildiğini bulmuştur.

Bulgurcu ve ark. (2007) yaptıkları çalışmada taşıt iklimlendirme sistemlerinde R744 (CO_2) kullanımını araştırmışlar, sistem yapısı, devre elemanlarının özellikleri, kontrolü ve performansını incelemişlerdir.

Esen ve ark. (2007) yaptıkları çalışmada, soğutucu akışkan olarak R134a kullanan otomobil klima sistemindeki her bir bileşen için farklı çalışma şartlarında enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Ekserji ve enerji analizleri sonucunda, artan kompresör

devri ile sistem performansının azaldığını, R134a'lı sistemin STK'sı, aynı soğutma yükü için artan kompresör hızı ile düştüğünü, Ayrıca STK'nın artan evaporatör yükü ile arttığını ve artan kompresör devri ve yoğuşma sıcaklığı ile azaldığını göstermişlerdir. Ayrıca, otomobil klima sisteminde her bir çevrim elemanında yapılan ekserji yıkımını bulmuşlar, ekserji yıkımının, artan kompresör devri ile kompresör, kondenser, evaporatör ve genleşme valfinde arttığını belirtmişlerdir. Ekserji yıkımındaki en büyük artışın, kompresör devrinin bir sonucu olarak kompresörün kendisinde olduğunu ve ekserji yıkımının sırasıyla kompresör, kondenser, evaporatör ve genleşme valfinde olmak üzere azaldığını belirtmişlerdir.

Özdenal (2006) yapmış olduğu yüksek lisans tezinde, kompresör tarafından tahrik edilen klasik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine alternatif bir sistem oluşturmak amacıyla taşıt klima sisteminde, egzoz gazındaki atık ısıyı, temel ısı kaynağı olarak kullanan absorbsiyonlu soğutma sistemini incelemiştir. İncelenen absorbsiyonlu soğutma sistemi, 3.2 ila 29.6 kW soğutma kapasitesini sağlayan ve soğutucu olarak su, soğurucu olarak lityum-bromür kullanan bir sistemdir. Hesaplamalar, 1400 cc motorun farklı devir ve yük değerlerinde ürettiği egzoz gazı atık ısı enerjisi kullanılarak yapılmıştır. Sonuçta klasik otomobil klima sistemi ve alternatif absorbsiyonlu soğutma sistemi kullanan sistem karşılaştırıldığında, egzoz gazı ile tahrik edilen sistemin performansının kabul edilebilir düzeyde olduğunu görmüştür. Ancak araç, düşük hızlarda seyir ve/veya park halinde iken sistem performansının azalmasından dolayı daha efektif kaynatıcı tasarımı ile sistemin desteklenmesi gerektiğini belirtmişlerdir.

Esen ve ark. (2006) yaptıkları çalışmada, R12 ve R134a soğutucu akışkanları ile şarj edilmiş bir otomobil iklimlendirme sistemini çeşitli kompresör devirlerinde ve ısı yüklerinde çalıştırarak, iki farklı akışkan durumu için karşılaştırmalı performans analizi yapmışlardır. Bu amaçla, kompresör, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve termostatik genleşme valfi bileşenlerinden oluşan bir otomobil iklimlendirme sistemi kurmuşlardır. Kompresör, asenkron motor sürücü aracılığı ile beslenen üç fazlı bir elektrik motoru tarafından tahrik edilmiştir. 1530–3060 W arasında çeşitli ısıl yükler, elektrikli ısıtıcı ile sisteme sağlanmıştır. Deneyleri, her bir ısı yükü için 50 °C ve 60 °C'lik yoğuşma sıcaklıklarında ve her ısı yükü-yoğuşma sıcaklığı çifti için 600, 800, 1000, 1200, 1400 d/dk kompresör hızlarında yapmışlardır. Çeşitli noktalardaki soğutucu akışkan ve hava sıcaklıkları, soğutucu akışkan basınçları, kompresör devri, buharlaştırıcıdan geçen hava akımının hızı ve elektriksel olarak sağlanan ısı yükü ölçümlerini yapmışlardır. Ölçüm değerleri kullanılarak uygulanan enerji analizi sonucunda, aynı soğutma kapasitesi için

R134a'nın yaklaşık %6–7'si kadar daha düşük STK değerleri verdiğini görmüşlerdir. STK'nın, buharlaştırıcı yükü ile arttığı, kompresör devri ve yoğuşma sıcaklığı ile birlikte ise düştüğünü ve aynı soğutma yükünde, R134a'nın R12'ye oranla yaklaşık %20–21 daha düşük bir soğutucu akışkan kütlesel debisi ile çalıştığını belirlemişlerdir.

Hoşöz ve ark. (2006 a) yaptıkları çalışmada, ısı kaynağı olarak dış ortamı kullanan havadan havaya ısı pompası gibi çalışan R134a taşıt klima sistemlerinin performans karakteristiklerini belirlemişlerdir. Bu amaçla, taşıt klima sistemlerinin orijinal parçalarından oluşan deney sistemini kurmuşlardır. Deney sisteminde klima sistemini ters yönde çalıştırmak için bazı ekstra ekipmanlar kullanılmıştır. Deneylerde, kompresör hızının, evaporatör ve kondenser girişindeki hava sıcaklıklarının değişmesi durumlarında klima ve ısı pompası modlarında sistem test edilmiştir. Kararlı test çalışması durumunda elde edilen dataların değerlendirilmesi ile her iki çalışma durumunda da kapasitenin, performans katsayısının, kompresör deşarj sıcaklığının ve sistemin her bir elemanındaki ekserji yıkım oranının etkilerini göstermişlerdir. Deneylerin sonucunda ısı pompası durumundaki çalışmanın sadece orta hava şartlarında yeterli ısıtma sağlayabildiği fakat azalan dış hava sıcaklığıyla ısıtma kapasitesinin ani olarak düştüğünü gözlemlemişlerdir. Bununla birlikte klima modu durumuyla karşılaştırıldığında ısı pompası modu genellikle birim kapasite başına ekserji yıkım oranının daha düşük, performans katsayısının daha yüksek sonuç verdiğini ifade etmişlerdir. İçteki evaporatör bobinlerinin tekrar tasarlanmasıyla, kondenserde daha yüksek ısı atma oranına sahip diğer soğutucu akışkanlar kullanılmasıyla ve egzoz gazı ve soğutma suyu gibi ısı kaynaklarının kullanılmasıyla ısıtma modu performansını arttırmanın mümkün olabileceğini belirtmişlerdir.

Kocatürk ve ark. (2006) yaptıkları çalışmada, buhar sıkıştırmalı otomobil klima sistemi kullanarak bir deney sistemi oluşturmuşlar ve bu düzenek üzerinde performans deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Sonuçta kondenser fan devri ve giriş hava sıcaklığı değiştirilerek yapılan deneylerde, kondenser fanının yüksek devirlerinde performansın arttığını, giriş hava sıcaklığındaki artışın STK'sını arttırdığını fakat soğutma süresini uzattığını tespit etmişlerdir.

Wongwises ve ark. (2006) yaptıkları çalışmada, taşıt klima sistemlerinde R134a yerine kullanılabilecek hidrokarbon karışımlarının kullanılması üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada incelenen hidrokarbonlar propan (R290), bütan (R600) ve izobütan (R600a)'nın karışımlarından oluşmaktadır. Ölçülmüş olan datalar soğutucu akışkan olarak R134a kullanan bir taşıt kliması sisteminden elde edilmiştir. Deneyler

aynı çevre şartlarında yapılmıştır ve klima kompresörü 3.5 kW'lık bir dizel motor tarafından tahrik edilmiştir. Soğutucu akışkanın taşıt klima sistemindeki bütün elemanları arasındaki basıncını ve sıcaklıklarını, soğutulan ortamın sıcaklığını, havanın nemini ve akış oranını, motor hızını ve torkunu kaydederek, analiz etmişlerdir. Çalışmada incelenen parametreler, soğutma kapasitesi, kompresör gücü ve performans katsayısıdır. Sonuçta incelenen hidrokarbon karışımları arasında performansı en iyi olanın %50 propan, %40 bütan ve %10 izobütan karışımından oluşan soğutucu akışkanın olduğunu ve R134a yerine kullanılabilecek soğutucu akışkan olarak önermişlerdir.

Kızılkan ve ark. (2006) yaptıkları çalışmada, buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kullanılan ve ozon tabakasına zararı olmayan R410a soğutucu akışkanının doyma basıncını, sıvı ve buhar entalpilerini, entropilerini, kızgın buhar entalpisini ve sıcaklığını yapay sinir ağları modeli ile belirlemişlerdir. Deneylerinde kullanmış oldukları verileri literatürde mevcut olan ampirik ve deneysel veriler yardımıyla elde etmişlerdir. Çalışmalarında, çok iyi eğitilmiş YSA modeli ile istenilen her aralıkta soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerinin tespiti için yeni formülasyonlar türetmişler, bu formülasyonları ağ modeline ait ağırlık ve bias değerleri kullanarak elde etmişlerdir.

Hoşöz ve ark. (2006b) yaptıkları çalışmada, soğutucu akışkan olarak R134a kullanan taşıt klima sisteminin performansını yapay sinir ağlarını kullanarak modellemişlerdir. Bu amaçla bir deney sistemi kurmuşlar ve deneylerde sistem kompresör hızı, soğutma kapasitesi ve yoğunlaşma sıcaklığı değiştirilirken kararlı şartlarda çalıştırılmıştır. Daha sonra eğitim için bazı deneysel dataları kullanan standart geriye yayılımlı yapay sinir ağı modeli geliştirmişlerdir. Yapay sinir ağı modeli sistemin performans katsayısı, kompresör deşarj sıcaklığı, soğutucu kütle akış oranı, kondenserdeki ısı atma oranı ve kompresör gücü gibi değişik performans parametrelerini tahmin etmek için kullanılmıştır. Analiz sonucunda yapay sinir ağı tahminleri ile deneysel datalar arasında ortalama bağıl hatayı %1.52 - 2.51 aralığında, çok düşük RMSE değerleri ve koreleasyon katsayısını 0.968 - 0.999 aralığında bulmuşlardır. Sonuçta, taşıt klima sistemlerinin değişken hızlı kompresörlerle çalışma durumunda bile yapay sinir ağı kullanarak yüksek derecede bir doğruluk ile modellenebileceğini göstermişlerdir.

Jabardo ve ark. (2003) yapmış oldukları çalışmada, değişken kapasiteli kompresör kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminin sürekli rejimde çalışması için geçerli bir

model geliştirmişlerdir. Söz konusu model ile, yoğuşturucuya giren hava sıcaklığı, dönüş hava sıcaklığı ve kompresör devri gibi çalışma parametrelerinin sistem performansına etkisini belirlemişlerdir. Bu amaçla bir bilgisayar simülasyon programı hazırlayıp, deney sonuçlarını simülasyon sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

Joudi ve arkadaşları (2003), R12 ve hidrokarbon içeren birkaç alternatif soğutucu akışkan ile çalışma durumları için ideal bir otomobil klima sisteminin simülasyon modelini geliştirmişlerdir.

Kaynaklı ve ark. (2003) yapmış oldukları çalışmada, bir otomotiv A/C sisteminin deneysel analizini yapmışlardır. Çalışmada soğutma yükü, kompresörün güç tüketimi, soğutucu akışkan debisi, STK değeri, sistem basıncının minimum ve maksimum dalgalanmalarını analiz etmişlerdir. Sonuçları grafiksel formda sunmuşlar ve A/C sistemin optimum çalışma şartlarını belirlemişlerdir.

Park ve ark. (2002) çalışmalarında, süreklilik, enerjinin korunumu ve gerçek gaz denklemlerini kullanarak değişken hızlı paletli bir kompresör için termodinamik model geliştirmişlerdir. Modelde kompresör frekansının bir fonksiyonu olarak, kompresör performansı, emiş hattı soğutucu akışkan sıcaklığı, kompresör motor verimi ve volümetrik verim değerleri incelenmiştir. Tüm bu incelemeler için R22 soğutucu akışkanı ile çalışan bir sistem dizayn etmişlerdir. Sistemin soğutma kapasitesi özel olarak imal edilen bir kalori tankına güç verilerek ayarlanmış ve kompresör emiş hattı basınç ve sıcaklığı sabit bir değerde tutulmuştur. Frekans değeri 45 Hz - 105 Hz arasında 15 Hz'lik artışlarla değiştirilerek kompresör performansı ölçülmüştür. Soğutucu akışkan Coriolis etkili bir debimetre, kompresör gücü dijital bir güçmetre kullanılarak ölçülmüştür. Deneysel sonuçlarına göre frekans ile sistem parametreleri değişikler göstermiştir. Örneğin, kompresör frekansı arttırıldığında, kompresörün sıkıştırma işleminin adyabatik sıkıştırmaya yaklaştığını tespit etmişlerdir. Soğutma kapasitesi frekans ile birlikte artmış fakat yüksek frekanslara çıkıldıkça bu artış oranında azalmalar gözlenmiştir. Bunların yanında kompresör gücü, frekans 75 Hz'ye gelinceye kadar doğrusal olarak artmıştır. Fakat 75 Hz'nin üstündeki frekanslarda kompresör gücündeki artışta, mekanik verimdeki azalmalardan dolayı yavaşlama tespit edilmiştir. Yine kompresör frekansı 75 Hz değerlerine kadar arttıkça, COP değeri 2.65'ten 2.99'a yükselmiştir. Fakat 75 Hz'nin üstündeki frekanslarda COP değeri, frekansın artmasıyla düşmüştür. Son olarak frekans 60 Hz'den 90 Hz'ye doğru arttırılırken, güç artışından ve verimin düşmesinden dolayı basma sıcaklığı kademeli olarak artmıştır.

Al-Rabghi ve Niyaz (2002), R12 otomobil kliması kullanılan bir sistemde R134a soğutucu akışkanı kullanmış ve her iki akışkan için sistemin soğutma tesir katsayılarını karşılaştırmışlardır.

Koury ve ark. (2001), çalışmalarında buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminin geçici ve kararlı hal özelliklerini simüle etmek için iki sayısal model sunmuşlardır. Bu model tasarım halindeki deneysel bir sistem için kurmuşlardır. Sistem, açık tip hız kontrollü bir kompresör, bir genleşme valfi, evaporatör, kondenser ve bir aşırı soğutucudan ibarettir. Kondenser iç içe borulu, evaporatör ise gövde borulu tiptir. Sistemde R12 ve R134A soğutucu akışkanları kullanılmış ve kondenser ile evaporatör bölgeleri kontrol hacimlerine ayrılmıştır. Soğutma sistemini kontrol etmek amacıyla sistemin her bir hacim bölgesi için, kütle, enerji ve momentum denklemlerini kullanarak zamandan bağımsız diferansiyel sistem eşitlikleri elde etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre kompresör hızının artmasıyla STK değeri azalmış, bunun yanında aşırı kızdırma sıcaklığının arttığını bulmuşlardır.

Park ve ark. (2001), değişken hızlı kompresöre sahip çok fonksiyonlu invertörlü bir iklimlendirme cihazı için deneysel analizler yapmışlardır. Kompresörün çalışma frekansının değiştirilmesi ile sistemin soğutma yükü değiştirilerek sistem performansı analiz edilmiştir. Sistemde elektronik genleşme valfi ve paletli tip kompresör kullanılmıştır. Kompresör frekansı 30 Hz ile 90 Hz arasında değiştirilmiştir. Sonuçlarında kompresör frekansı azaldıkça STK değeri artış göstermiştir. Güç tüketimi kompresör frekansı ile beraber artmıştır. Frekans arttırıldığında, buharlaşma sıcaklığı düşmüş ve bununla beraber kompresör girişindeki soğutucu akışkanın aşırı kızdırma sıcaklığı artmıştır. Kompresör hızının yükseltilmesiyle artması gereken soğutucu akışkan debisi emiş hattındaki akışkanın kızdırılmasından dolayı azalma göstermiştir. Frekansın arttırılmasıyla ortaya çıkan bir diğer sonuç ise kompresör girişindeki akışkanın özgül hacminin artmasıdır. Sistemin soğutma kapasitesi de frekans ile birlikte artış göstermiştir.

Lee ve Yoo (2000), bir otomobil klima sistemindeki her bir eleman için matematiksel model geliştirerek parçaların performans analizlerini yapmışlardır.

Wicks (2000), soğutma kapasitesi 3.5 kW olan fakat 1.75 kW soğutma yükünde çalışan hız kontrollü bir dondurucunun ikinci kanun analizini yapmıştır. R22 soğutucu akışkanının kullanıldığı dondurucuda kullanılan kompresörün verimi %70'tir. Sistemin öncelikle normal çalışma şartlarındaki performansını incelemiş, daha sonra karşılaştırma açısından kompresör motor hızının değiştirildiği araştırmalar yapmıştır.

Sonuçlarında hız kontrollü sistemin klasik sisteme oranla %41'lik bir oranda elektrik tasarrufu sağladığını tespit etmiştir. Ayrıca kompresör hızının kontrolü, pistonlu veya sarmal tip pozitif yer değiştirmeli kompresörlerde, pozitif olmayan yer değiştirmeli kompresörlere nazaran daha pratik olduğunu belirtmiştir.

Benamer ve Clodic (1999a ve 1999b), çalışmalarında değişken ve sabit hızlı kompresörlerin enerji tüketimini karşılaştırmak için incelemeler yapmıştır. Bu maksatla laboratuar ortamında kurdukları deneysel sistemde iki adet sarmal (scroll) tip kompresör kullanmışlardır. Sistemde sulu kondenser ve evaporatör kullanmışlar ve elektronik, çok orifisli, termostatik olmak üzere üç değişik genleşme valfi denemişlerdir. Evaporatör bir su tankına bağlıdır ve bu tank üzerinde farklı soğutma yüklerini simüle etmek için bir ısıtma sistemi bulunmaktadır. Soğutucu akışkan olarak R22'nin kullanıldığı sistemde soğutma yükü %10 ile %100 arasında değiştirilebilmektedir. Sonuçlarında, kompresör dönüş hızı %40 ile %80 arasında iken sistemin verimi artış göstermiştir. Dönme hızı 4500 d/dk olduğunda optimum STK değerine ulaşılmıştır ve STK değeri dönme hızı 2700 d/dk'nın altına düştüğünde azalma göstermiştir. Sabit ve değişken hızlı kompresörler, %20'den %100'e kadar farklı aralıklarda ısı yükleri için karşılaştırılmıştır. İki kompresör arasındaki güç tüketimi farkı düşük soğutma yüklerinde artmıştır. Bunun sonucunda düşük soğutma kapasitelerinde daha çok enerji tasarrufu sağlanmıştır. Değişken hızlı kompresör ile sabit hızlı sistem kıyaslandığında %30 oranında enerji tasarrufu sağlanmıştır.

Jung ve arkadaşları (1999) R12 kullanan bir otomobil klima sisteminin alternatif akışkanlar ile çalıştırılması durumundaki performansını araştırmışlardır.

Ratts ve Brown (1999), sisteme şarj edilen soğutucu akışkan miktarının otomobil klima sisteminin performansına etkisini araştırmışlardır.

Khan ve Zubair (1999) yapmış oldukları çalışmada, buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevriminin deneysel verilerini kullanarak sistem performansını incelemişlerdir. Bunun için R22 soğutucu akışkanı kullanılan ve soğutucu akışkan debisi ile evaporatör kapasitesinin değiştirildiği, değişken hızlı bir soğutma sistemi modeli kurmuşlardır. Deneylerde kondenser suyu giriş sıcaklığı sabit tutulmuştur. Deneysel sistemin matematiksel modeli oluşturularak performans eğrileri elde edilmiş ve sistemin çalışmasını simüle eden sonlu zaman termodinamik model geliştirmişlerdir. Sonuçlarında değişken hızlı soğutma sistem veriminin, düşük soğutma yüklerinde, sabit hızlı sisteme göre daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Tassou ve Qureshi (1998), değişken hızlı kapasite kontrol uygulamaları için, pozitif sıkıştırmalı soğutma kompresörleri üzerinde araştırmalar yapmışlardır. Test için, açık tip pistonlu, yarı hermetik pistonlu ve açık tip paletli (rotary) kompresör kullanmışlardır. Deneylerde soğutucu akışkan olarak R22 kullanılmıştır. Tüm kompresörler 25 kW soğutma kapasitesi için sabit ve değişken basma basıncı şartlarında test edilmiştir. Sonuçlarında, üç kompresörün de volümetrik verimi frekans ile birlikte düşmüş fakat izentropik verim artmıştır. Kompresör hızındaki düşme ile basma sıcaklığı azalmıştır. Yarı hermetik kompresörde hız düştükçe soğutma kapasitesi azalmıştır. Yine yarı hermetik pistonlu kompresörde çekilen güç 12-14 Bar basınç seviyelerinde frekans ile birlikte artmaktadır. Fakat 18 Bar basınç değerlerinde frekans arttıkça tüketilen güç oranında küçük bir azalma gözlenmiştir. Sistemin STK değeri, kompresör hızının azalmasıyla düşmüştür.

Chaturvedi ve ark. (1998), sıcak su hazırlama uygulamaları için değişken kapasiteli direk genleşmeli güneş enerjisi destekli bir ısı pompası sistemi geliştirmişlerdir. Sürekli değişen ortam şartlarında, kompresör kapasitesi ile kollektörün buharlaştırma kapasitesi arasında uygun bir ayarlama yapabilmek için, kompresör hızı bir frekans sürücü ile kontrol edilmiştir. Sistemdeki değişken frekans sürücüsü, kompresörün elektrik motorunu ayarlayarak kompresörün devir hızını değiştirmektedir. Geliştirilen sistemde evaporatör olarak 3.48 m^2 alanında tek serpatinli bakır borulu çıplak bir güneş kollektörü ve kondenser olarak gövde borulu bir ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Deneyler esnasında su debisi ile su giriş sıcaklığı sabit tutulmuştur. Kompresör motorunun çektiği güç, bir güçmetre ile ölçülmüştür. Kompresöre sıvı girişini engellemek için, bir emiş hattı akümülatörü kullanılmıştır. Kompresör frekansı 30 Hz ile 70 Hz arasında değiştirilmiştir. Elde ettikleri deney sonuçlarına göre, kompresör frekansı düşürülünce ısıl kapasite oranı da düşmüştür. Fakat kompresör gücü de frekans ile beraber düştüğünden STK değeri artmıştır. Verilen bir frekans ve güneş ışınımı şartlarında STK değeri, ortam sıcaklığı ile hemen hemen doğrusal olarak artmıştır. Bununla beraber, yüksek frekans seviyelerinde, STK değerinin ortam sıcaklığına olan bağlılığı önemli ölçüde azalmıştır. Kompresör hızının azalmasıyla beraber kollektör sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki fark artmıştır.

Outtagarts ve ark. (1997) çalışmalarında, kademeli motor kontrollü bir soğutma sisteminde genleşme valfi ile evaporatör performanslarını incelemişlerdir. Bu çalışmaları için soğutma kapasitesi 6 kW olan bir deney sistemi kurmuşlardır. Soğutucu akışkan olarak R22'nin kullanıldığı deneysel sistemde evaporatör olarak çift borulu ısı

değiştiricisi kullanmışlardır. Sistemde kullanılan açık tip kompresör, bir invertöre bağlı elektrik motoru ile tahrik edilmiş ve frekansı 20 Hz - 120 Hz arasında değiştirilmiştir. Soğutucu akışkan debisi, Coriolis etkili bir debimetre ile ölçülmüştür. Yapılan deneysel çalışmada, yoğuşma şartları sabit, evaporatör sıcaklığı değişken ve kompresör hızı 1000 - 3000 d/dk arası alınmıştır. Elde ettikleri sonuçlara göre, kompresör hızının artması ile soğutucu akışkan debisi ve buharlaşma sıcaklığı artmıştır. Düşük kompresör hızlarında sabit aşırı kızdırma sıcaklığına erişmek için geçen sürenin, yüksek kompresör hızlarına oranla daha uzun olduğunu tespit etmişlerdir.

Kiatsiriroat ve Euakit (1997) R22/R124/R152a soğutucu akışkan karışımının kullanıldığı bir otomobil klima sisteminin teorik ve deneysel performansını belirlemişlerdir.

Rasmussen ve Ritchie (1997a), yapmış oldukları araştırma projesinin ikinci safhasında yine ev tipi bir buzdolabında kullanılan kompresörde değişken hızlı sürücü kullanarak enerji tüketiminin azaltılmasını incelemişlerdir. Diğerinden farklı olarak bu çalışmada kompresörü üç fazlı sürtünmesiz DC motor ile tahrik etmişler ve motor frekansı için darbe genişlik modülasyonlu frekans değiştiricisi kullanmışlardır. Kompresör motorunun 1500 d/dk ile 5000 d/dk arasındaki çalışma karakteristiklerini ölçmüşler ve motor veriminin şaft torkundan doğrudan etkilendiğini fakat hız ile çok az bir değişim gösterdiğini tespit etmişlerdir. Sistemin enerji tüketimi sonuçlarına göre %40'lık bir enerji tasarrufu sağlanmıştır.

Rasmussen ve ark. (1997b), ev tipi buzdolaplarında kullanılan kompresörlerde değişken hızlı sürücü teknolojisi kullanarak enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik incelemeler yapmışlardır. Çalışmalarında, üç fazlı indüksiyon motorlu kompresör üzerinde darbe genişlik modülasyonlu frekans değiştiricisi kullanmışlardır. Kompresör performansının belirlenmesi için düzenek üzerinde motor torkunu ölçen bir cihaz ile güç analizörü kullanarak kompresör motorunun 1500 d/dk ile 5000 d/dk arasındaki çalışma karakteristiklerini ölçmüşlerdir. Sonuçlarında motor ile sürücü verimlerinin kompresör çalışma hızına bağlı olduğunu tespit etmişlerdir. Buna göre düşük hızlarda verim değerleri düşmüş, yüksek hızlarda ise verim değerlerinde nispeten artış gözlenmiştir. Fakat toplam enerji tüketimi açısından herhangi bir gelişmenin olmadığını tespit etmişlerdir.

Perreira ve Parise (1993), ısı pompalarında kullanılan pistonlu kompresörlerde kapasite kontrolü üzerine bir araştırma yapmışlardır. İnceledikleri sistem, açık tip bir pistonlu kompresör, su soğutmalı kondenser, su soğutmalı evaporatör ve genleşme

valfinden oluşmaktadır. Evaporatörün sabit aşırı kızdırma sıcaklığında ve sabit basınçta çalıştığı kabul edilmiştir. Sistemde R12 soğutucu akışkanı kullanılarak beş farklı kontrol yöntemini incelemişlerdir. Bu kontrol yöntemleri, değişken hız, değişken hacim, basma gazının by-pass edilmesi, emiş gazının kısılması ve emiş valfinin kapatılmasıdır. Yaptıkları simülasyonda, değişken hız ile değişken hacim değerleri için kompresör verileri kullanılmıştır. Diğer parametreler için matematiksel model oluşturulmuştur. Beş farklı sistem parametresinin karşılaştırılabilmesi için ısıtma performans katsayısı ve kompresör basma sıcaklığı değerleri tespit edilmiştir. Model sonuçlarına göre kapasite kontrolü için en iyi sonuçları değişken hız ve değişken hacim kontrol mekanizmaları vermiştir. Değişken hızlı kapasite kontrolünde, soğutucu akışkan debisi arttıkça volümetrik verim düşmüş, güç tüketimi ile basma sıcaklığı artmıştır. Diğer bir sonuca göre, kondenser suyu çıkış sıcaklığı kompresör hızıyla beraber artmıştır.

Miller (1988), değişken hızlı havadan havaya çalışan bir ısı pompası üzerinde deneysel ve analitik incelemeler yapmıştır. Çalışmasında 9.7 kW soğutma kapasitesine sahip bir sistem kurmuş ve çevresel şartlarda deneyler yapmıştır. Kompresör motor frekansını 15 Hz ile 90 Hz arasında değiştirerek ısı değiştiricileri, kompresör ve üfleyici gibi sistem bileşenlerinin çevrim verim karakteristiklerini ölçmüştür. Elde ettiği sonuçlara göre, kompresör hızının sürekli olarak ayarlanmasıyla sistem verimi önemli ölçüde artmış, dolayısıyla enerji tüketimi azalmıştır. Sistem verimindeki bu artışı, soğutma yükünün, çevrim kayıplarının, ısı değiştiricisi yükünün ve defrost kayıplarının azalmasına bağlamıştır.

Rice (1988), klima uygulamalarında kullanılan pistonlu kompresöre sahip bir havadan havaya ısı pompası sisteminde toplam ısı değiştiricisi alanını parametre olarak seçerek sistem optimizasyonu yapmıştır. Çalışmasında öncelikle literatürdeki veri eksikliğinden bahsetmiş ve değişken hızlı sürücü teknikleri hakkında bilgiler vererek bunlarla çalışan kompresör ve üfleyicileri karşılaştırmıştır. Analitik çalışmasında, sayısal optimizasyon programı kullanarak ısı pompası modelini R22 soğutucu akışkanı için oluşturmuştur. Elde ettiği optimum ısı pompası konfigürasyonu ve optimum kompresör hızı sonuçlarını kullanarak değişken hızlı sürücüler için uygun çalışma şartlarını belirlemiştir. Ayrıca, bu analizlerin sonucunda değişken ısı pompası şartları için hız kontrollü kompresör verimi hakkında tespitler yapmıştır.

Yapılan kaynak araştırmasında Konya ili şartlarında Otomotiv taşıt klima sistemi performansını deneysel olarak değerlendiren bir çalışmaya rastlanmamıştır.

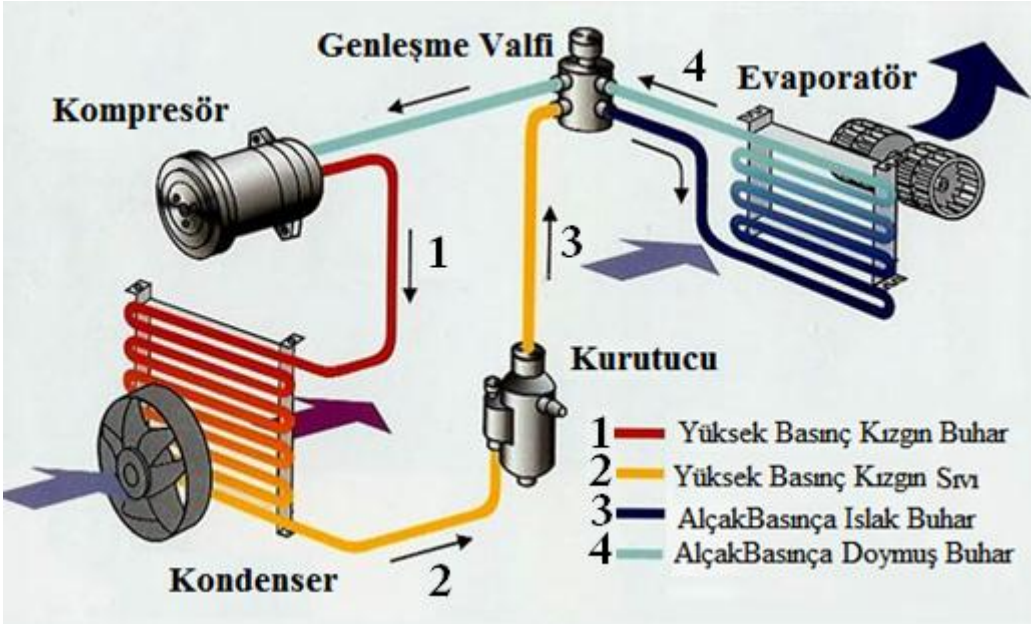
3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde soğutma çevriminin temel prensipleri anlatılmış, tasarlanan deney sisteminin elemanlarının özellikleri verilmiş ve hesaplama yöntemi detaylı açıklanmıştır.

3.1. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimleri

Buhar sıkıştırmalı mekanik bir soğutma çevriminde alçak ve yüksek basınç tarafı olarak adlandırılan iki ana bölüm mevcuttur. Alçak ve yüksek basınç taraflarından oluşan soğutma çevrimi, dört ana elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar sırasıyla, kompresör, yoğuşturucu (kondenser), buharlaştırıcı (evaporatör) ve kısılma vanası (genleşme valfi)`dır. Bu dört elemandan birinin eksik olması halinde soğutma çevrimi oluşamaz.

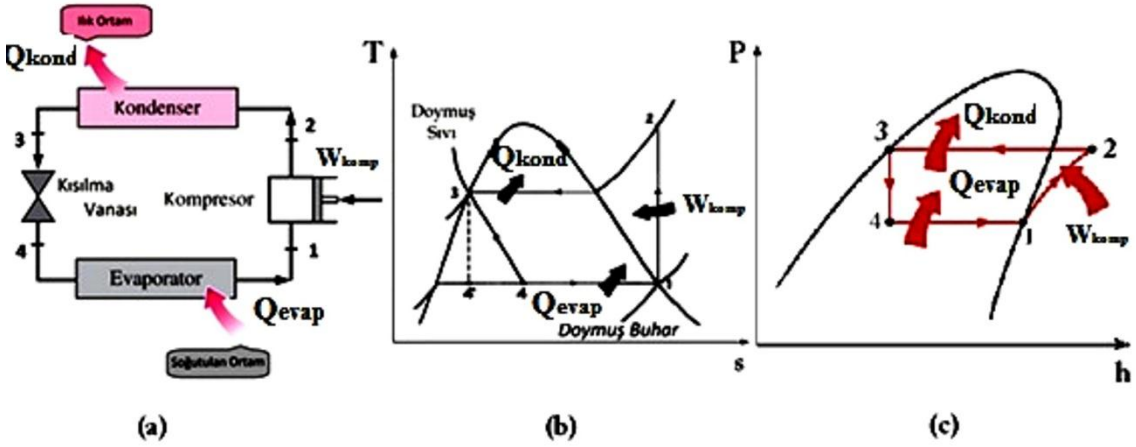
Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sisteminde; kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar halde yoğuşturucuya gönderilir. Burada, çevreye ısı vererek yoğuşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında alçak basınca kısılarak ıslak buhar halde buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıyı çevreleyen ortam sıcaklığının altında bir sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan, ortamın ısısını çekerek ortamı soğutur ve buharlaştırıcı çıkışında doymuş buhar halde kompresör tarafından emilir (Şekil 3.1). Böylece çevrim sürekli olarak tekrarlanır. Soğutucu akışkanın peş peşe bu işlemlerden geçmesi, soğutma çevrimi olarak adlandırılır (Yamankaradeniz, 2009).



Şekil 3.1. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi (Anonim 2012a)

3.1.1. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi

İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde buhar sıkıştırılmadan önce tümüyle buharlaştırılmak için (hal değişimi için gerekli genişlemeyi sağlayabilmek) kısılma işlemi ile buharlaşma basıncına düşer ve burada tamamen buharlaşır. Kısılma işlemi, sıvıyı bir kısılma vanasından veya kılcal borulardan geçirerek yapılabilir. Bu çevrimin genel çizimi, T-s diyagramı ve P-h diyagramı Şekil 3.2.'de verilmiştir. Buhar sıkıştırmalı çevrim soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrimdir.



Şekil 3. 2. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin düzeni (a), T-s diyagramı (b) ve P-h diyagramı (c) P-h diyagramı (Çengel ve Boles, 2000)

Bu çevrimi oluşturan hal ve değişimler şu şekildedir:

- 1-2 Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2-3 Yoğuşturucu da çevreye sabit basınçta (P=sabit) ısı geçişi
- 3-4 Kısılma (Genişleme ve basıncın düşmesi)
- 4-1 Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta (P=sabit) ısı geçişi.

İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar.

Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genleşme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında

soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde, kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar.

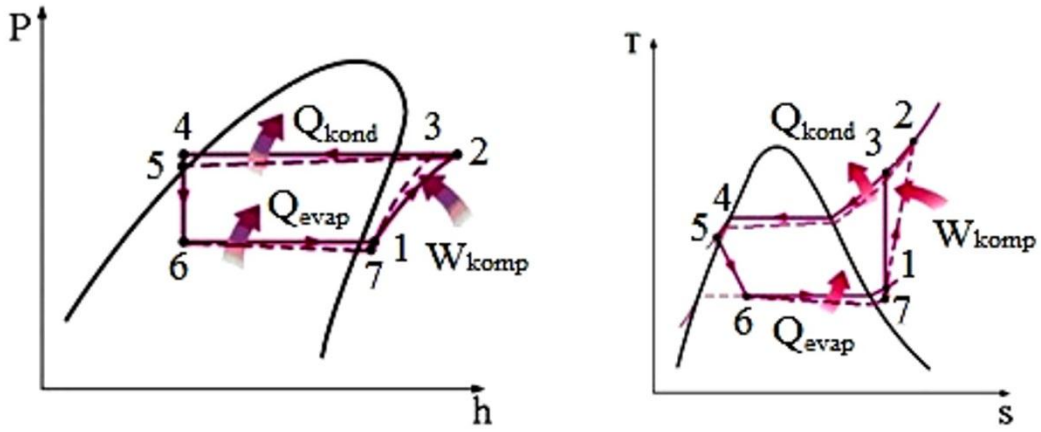
Buhar sıkıştırmalı ideal soğutma çevriminde, enerji ve ekserji analizlerinde, P-h ve T-s grafikleri çizilirken bazı kabuller yapılır. Yapılan kabuller şu şekildedir:

Soğutucu akışkan Şekil 3.2'de belirtildiği gibi 2-3 ve 4-1 noktaları arasında evaporatör ve kondenserden geçerken basınç kaybına uğramadığı, 1-2 ve 3-4 noktaları arasında kompresördeki sıkışmanın izentropik ve genleşme valfindeki genleşmenin adyabatik ortamda gerçekleştiği kabul edilmektedir. Çevrim boyunca evaporatör ve kondenser dışında herhangi bir ısı kaybının ve kazanımının olmadığı varsayılmaktadır. Genleşme elemanındaki basınç düşmesi (kısılma) işleminin sabit entalpide gerçekleştiği ve sistem elemanları arasındaki bağlantıyı sağlayan boru, hortum ve bağlantı elemanlarında herhangi bir basınç kaybı olmadığı kabul edilmektedir. Bunlara ek olarak, bağlantı boruları ile çevre arasında ısı transferinin olmadığı da kabul edilir. Evaporatör çıkışında soğutucu akışkan doymuş buhar olduğu, kondenser çıkısında ise doymuş sıvı olduğu farz edilir.

3.1.2. Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırmalı çevrimde sürtünme basınç ve ısı kayıplarından dolayı üst bölümde yazılmış olan kabuller gerçekleşmemektedir. Bunun sonucunda gerçek çevrime ait Sıcaklık-Entropi grafiği Şekil 3.3'te gösterildiği gibi oluşmaktadır. Şekil 3.3'te, gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin Sıcaklık-Entropi grafiği görülmektedir ve ideal çevrimle arasındaki fark, belirgin bir şekilde gözükmektedir. İdeal çevrimde, evaporatör de çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer fakat bu durum soğutucu akışkanın halinin hassas bir biçimde kontrol edilememesinden dolayı gerçek çevrimde uygulanamamaktadır. Dolayısıyla sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde yani evaporatör ve kompresör arasında Şekil 3.3.´de gösterildiği gibi 1- 2 noktası arasında biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanmakta ve akışkanın kompresöre girişinde tümüyle buhar olması sağlanmaktadır. Ayrıca, evaporatör ve kompresör arasındaki bağlantılar genelde uzun olduğundan akış sürtünmesi olmakta ve buna bağlı olarak soğutucu akışkanda basınç düşmesi meydana gelmektedir. Ayrıca, çevreden soğutucu akışkana olan ısı transferinin

artması, soğutucu akışkanın özgül hacmini arttırmakta ve dolayısıyla kompresör işi de artmaktadır. İdeal çevrimde kompresördeki sıkıştırma işlemi, içten tersinir ve adyabatiktir yani ısı transferinin olmadığı kabul edilmektedir. Gerçek çevrimdeki sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı transferleri vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı transferi ise geçiş yönüne göre entropiyi artırır veya azaltır. Bu iki etkiye bağlı olarak, pratik de soğutucu akışkanın entropisi, sıkıştırma işlemi sırasında artar. İdeal çevrimde kondenser çıkısında (3) soğutucu akışkan, kompresör basma basıncında doymuş sıvı halindedir. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla genleşme elemanı arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkanın genleşme elemanına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması istenir. Doymuş sıvı halini sağlamak için, soğutucu akışkanın halinin çok hassas bir şekilde kontrol altında tutulması gerekmektedir. Fakat bu durumu sağlamak oldukça zordur. Bundan dolayı kondenser çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Yani, soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulur; başka bir şekilde ifade edilirse aşırı soğutulur. Bu durumda, soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük bir entalpide girer ve buna bağlı olarak ortamdan daha çok ısı çekebilir. Genleşme elemanı ile evaporatör birbirine çok yakın olduğundan, aradaki basınç düşmesi küçüktür ve bu durum ihmal edilmektedir.



Şekil 3.3. Gerçek soğutma sistemi T-s diyagramı (Çengel and Boles, 2000)

3.1.3. İdeal çevrim ile gerçek çevrim arasındaki farklar

1) Genleşme valf girişinden önce sıvılaştırılmış akışkan aşırı soğutularak, soğutma gücü arttırılır. Böylece soğutulacak ortamdan daha fazla ısı çekilebilir.

2) Evaporatör çıkısında soğutucu akışkan doymuş buhar noktasından, kızgın buhar noktasına geçirilerek yine soğutma gücünün artması sağlanabilir. Ayrıca soğutucu

akışkanın tam olarak buharlaşması sağlanarak, kompresöre sıvı girmesi engellenmiş olur ve soğutma kapasitesinden tam olarak faydalanılmış olur.

3) Kompresörde soğutucu akışkanın sıkıştırılması gerçek çevrimde sabit entropide gerçekleşmemektedir. Bunun olabilmesi için kompresör silindir cidarı ile soğutucu akışkan arasında sürtünmeden dolayı bir ısı alışverişi olmaması gerekir, bu ise pratikte mümkün değildir.

4) Kompresörün emme ve basma valflerinde, silindir tarafı ile valfin dış tarafı arasında daima bir basınç farkı olacaktır. Aksi halde valfin açılması ve gazın geçmesi mümkün değildir.

5) Evaporatör ve kondenserde soğutucu akışkanın ilerlemesi sırasında mutlaka basınç düşümleri meydana gelecektir (Tosun, 2010).

3.2. Soğutma Çevriminde Kullanılan Akışkanlar

Bir soğutma sisteminin tasarlanması, sistemde kullanılacak soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerine bağlıdır. Seçilen soğutucu akışkanın özelliği gereği soğutma sistemlerinde buharlaştırıcı basıncının yüksek, yoğuşturucu basıncının ise düşük olması tercih edilir. Soğutma çevrimlerinde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama aktarılmasında aracı olarak kullanılan soğutucu akışkanlar ısı alışverişini sıvı halden buhar haline ve buhar halden sıvı haline dönüşerek gerçekleştirirler. Bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, bir ortamdan aldıkları ısıyı, diğer bir ortama aktarırlar. Soğutucu akışkanların, ısı geçiş kabiliyetleri ile doğrudan ilgili olmayan, birçok koşulu da yerine getirmeleri istenir. Kullanma şartlarındaki kimyasal kararlılık soğutucu akışkanlardan istenen en önemli özelliklerden biridir. Ayrıca bir soğutma sisteminden atmosfere sızan veya boşaltılan soğutucu akışkanın çevrede meydana getireceği etkiler de dikkate alınmalıdır (Yamankaradeniz, 2002).

Genel olarak soğutucu akışkanlarda şu özellikler aranır:

- Buharlaşma gizli ısısı yüksek olmalıdır.
- Kritik sıcaklığı ve basıncı yüksek olmalıdır.
- Atmosfer bazında kaynama sıcaklığı düşük olmalıdır.
- Yanıcı ve patlayıcı olmamalıdır.
- Karter yağına ve tesisatı oluşturan devre elemanlarına olumsuz yönde etkilememelidir. (Korozyona sebep olmamalıdır).
- Zehirleyici olmamalıdır.
- Doygunluk basıncı genleşme valfi basıncının altında bulunmalıdır.

- Üretilebilir, ucuz ve kolay temin edilebilmelidir.
- Ozan tabakasına zarar verme ve global ısınmaya sebep olma potansiyeli taşımamalıdır.
- Küçük kapasiteli bir kompresörün kullanımına elverişli olmalıdır.
- Kapalı devrelerde sistemdeki kaçaklar kolayca tespit edilebilmelidir.
- Yağ ile karışabilir ve kimyasal özelliğini koruyan bir yapıda olmalıdır (Anonim, 2011b) .

Otomobil iklimlendirme sistemlerinin gelişim süreci, General Motors araştırmacılarının kloroflorokarbon (CFC) grubu soğutucu akışkanların icadı ile 1930'lu yıllarda başlamıştır (Bhatti, 1999).

Moleküler açıdan, birbirine yakın kaynama noktalarına sahip soğutucu akışkanlarının gizli buharlaşma ısıları da birbirine çok yakındır. Üretiminin ve kullanımının azaltılması yönündeki çalışmalarla birlikte bu soğutucu akışkanların yerine yeni soğutkanların bulunması ve yaygınlaştırılması gereksinimi artmaktadır. Emniyet ve güvenirlik açısından iyi olan ve ayrıca iyi bir ısıl özelliğe de sahip olan soğutucu akışkanlar kullanmak için yapılan çeşitli araştırmalar neticesinde, 1920'li yıllarda Florokarbon türü soğutucu akışkanlara, metan veya etan içerisindeki hidrojen atomlarından bir veya birkaçının yerine sentez yoluyla klor, flor veya brom atomları yerleştirilmek suretiyle elde edilmiştir (Akdoğan, 2007).

CFC olarak bilinen halojenli bileşenler, yıllarca atmosferde kalabilmekte ve zamanla stratosfer tabakası içine yayılmaktadır. CFC molekülleri sadece karbon ile halojen klorin, florin ve bromin içerir. Atmosferin üst kısımlarına ulaştığında, soğutucu akışkan molekülleri parçalanarak, ozon tabakasını tahrip eden klorini açığa çıkarır. Atmosferin alt tabakasında ise bu moleküller, yeryüzünün ısınmasına yardım eden, kızıl ötesi ışınları yutar. CFC moleküllerindeki bir veya daha fazla halojen yerine bir hidrojen atomunun konulması ile HCFC bileşenleri ortaya çıkar. Bu bileşendeki hidrojen varlığı, bunların atmosferdeki ömrünü ve çevreye olan olumsuz etkilerini büyük ölçüde azaltmaktadır (Yamankaradeniz, 2002).

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi kullanan otomobil iklimlendirme sistemlerinde, yakın zamana kadar soğutucu akışkan olarak R12 kullanılmıştır. Ancak, klor içeren soğutucu akışkanların ozon tabakasını incelttiğinin 1970'li yıllarda belirlenmesi, CFC ve hidrokloroflorokarbon (HCFC) türünden soğutucu akışkanların, 1987'de imzalanan Montreal Protokolü ile kademeli olarak yasaklanmasına yol açmıştır. Bu kısıtlamanın bir sonucu olarak, 1994'den bu yana üretilen otomobillerde,

CFC grubundan olan R12'ye alternatif olarak hidroflorokarbon (HFC) grubundan R134a soğutucu akışkanı kullanılmaktadır (Kuijpers, 1994). Diğer yandan, R12'nin giderek pahalılaşması ve temininin zorlaşması, 1994 yılından önce üretilen otomobillerdeki R12 soğutucu akışkanlı iklimlendirme sistemlerinin, R134a'lı hale dönüşümünü zorunlu hale getirmiştir (Esen ve Hoşöz, 2007).

3.2.1. R-12 (Freon) gazı

Otomotiv klimalarında atmosferik basınçta kendiliğinden buharlaşan ve buharlaşırken içerisinde bulunduğu havanın sıcaklığını, üzerine alarak havayı soğutan R-12 (freon) ve R- 134a gazları kullanılmaktadır. Freon gazı klor, flor ve karbondan oluşan ve kimyasal formülü CCL_2F_2 olan bir gazdır. İlk geliştirilen klima sistemlerinde akışkan olarak freon gazı kullanılmıştır.

1995 yılına kadar klima sistemlerinde ağırlıklı olarak kullanılan freon gazı 1 Ocak 2001 tarihi itibariyle kullanımı yasaklanmıştır. Freon gazının yasaklanmasının nedeni ozon tabakasının delinmesi ve global ısınmada oynadığı roldür. Dünya atmosferinin üst kısmında bulunan ozon tabakası dünyaya gelen güneş ışınlarının insan sağlığı için zararlı olan kısımlarını yansıtmakta ve bunların dünyaya ulaşmasına engel olmaktadır. Ozon tabakasında meydana gelen bu delikten yeryüzüne ulaşan bu zararlı ışınlar insanlarda cilt kanserine neden olmakta, ayrıca havanın sıcaklığını arttırarak dünya ikliminin değişmesine neden olmaktadır. R12 Gazının özellikleri şunlardır:

- Kolaylıkla sıkıştırılabilir, basınç altında kimyasal değişikliğe uğramaz.
- Yağ ile karışabilir.
- Metallerde korozyon etkisi yaratmaz.
- Renksizdir, kokusuzdur, zehirsiz, aşındırıcı ve tutuşucu değildir.
- 1 atm basınç altında, -29,7 ^oC sıcaklıkta kaynar. 5 ile 6 atm basınçta, 20 ^oC sıcaklıkta sıvı haline gelir.
- Nem alma özelliği iyidir.
- Çevreye zararlı özellikleri vardır (Yapısındaki klor ozan tabakasına zarar verir)
- Havadan daha ağır bir gazdır.

3.2.2. R-134a gazı

R134a (CH_2FCF_3–Tetrafloraetan) soğutucu akışkanının, tespit edilen ODP'si sıfırdır. R134a gazının yanıcı özellikte olmaması, kullanım alanını arttırmaktadır.

Fiziksel ve termodinamik özellikleri bakımından, R12 soğutucu akışkanı ile çok yakın özellikler göstermektedir. Saf bir soğutucu akışkandır. Ev tipi ve araç tipi soğutuculardа kullanılabilecek, en uygun soğutucu akışkan R134a'dır. Ancak düşük evaporatör sıcaklıklarında çift kademe sıkıştırma gerektirmektedir. R134a mineral yağlarla uyumlu olmadığından, polyester veya poliakalinglikol bazlı yağlarla kullanılması önerilmektedir. R134a'nın dezavantajlı yönü ise ısı aktarım performansının düşük olması ve özgül hacminin küçük olmasıdır (Polat, 2001).

HFC R134'nın "ozon dostu" bir soğutucu olduğu ve çevreye hiçbir zararı olmadığı kabul edilmesine rağmen, EPA bu soğutucunun da iyileştirilmesi gerektiğini belirtmektedir (SAE J1991, 1989).

R134a gazı; ozon tabakasına zarar vermemekte, fakat sera etkisine yol açmaktadır. Sera etkisi, petrol fosili türevi çoğu gazda görülen, "atmosferin ısı önleme özelliğini azaltma etkisi" seklinde açıklanabilir. Bu etki sonucu, yerkürenin ısısı artmaktadır.

Ülkemizde R134a gazı ilk olarak; Ekim-1993 yılında Tofaş'ta üretilen klimalı Tempra ve Tipo otomobillerimizde, Aralık -1995 tarihinden itibaren ise 131 tip otomobillerimizde kullanılmıştır.

R134a gazının kimyasal ve fiziksel özellikleri tamamen farklı olduğu için, içerisinde freon gazları bulunan otomobil klima sistemlerindeki birçok parçanın, farklı olmasından dolayı kullanılmamalıdır. Aksi takdirde klima sistemi servis hizmetleri sırasında R12 gazı ile karıştırılırsa komple sistemin hasar görme riski vardır.

R134a devresindeki tüm rekor bağlantıları değiştiğinden, kullanılacak tamir ve bakım takımları da değişik olacaktır. R134a devrelerine gaz dolumu için, bu gazın özelliklerine uygun dolum cihazları ve kaçak detektörleri de geliştirilmiştir. R12 gazının dolumunda kullanılan gaz dolum cihazları, R134a gazını doldurmak için kesinlikle kullanılmamalıdır. Yanlış kullanımları önlemek için, boru bağlantıları ve dolum vanaları değiştirilmiş, uyarıcı etiket ve yazılar kullanılmıştır (Tosun, 2010).

3.2.3. Diğer bazı soğutucu akışkanlar ve genel özellikleri

R-401A: Bu karışım R-12 yerine, orta sıcaklık seviyesinde çalışan sabit konumlu soğutma cihaz ve sistemlerinde, sistemin hiç bir elemanını değiştirmeden

uygulanabilir. Sadece kompresör yağını alkali-benzen türü sentetik yağ ile değiştirmek gerekir. Tipik bir ticari soğutucu uygulaması için sistem soğutma kapasitesinde R-12'ye göre %10, COP değerinde ise %1 artış olmakta, emme hattı basıncı sabit kalırken basma hattı basıncı 140 kPa ve sıcaklığı 11 °C artmaktadır. ODP faktörü ise R-12'ye göre %3 civarındadır.

R-402A: R-502 yerine tüm ticari soğutuculardа kullanılmak üzere üretilen üçlü karışımdır ve ozon tabakasına etkisi 0.02 mertebesindedir. Bu karışımın en önemli özelliği mevcut ekipman değiştirmeksizin kullanılabilmesidir.

R-402B: R-502 yerine buz makineleri ve diğer paket tip soğutma cihazlarında (orta sıcaklık seviyelerinde) kullanılabilir.

R-404A: Bu gaz üçlü bir karışım olup ozon tabakasını etkilemez. Yüksek basınçlı (HP) grubuna giren bu akışkan R-502 yerine orta ve düşük sıcaklıkta çalışan ticari soğutma uygulamalarında kullanılabilmekte ve R-502'ye çok yakın verim değerleri vermektedir. R-502'ye göre daha düşük kompresör çıkış sıcaklığı ile çalışması kompresör ömrünü uzatıcı bir özellik olup bu karışım daha çok yeni cihazlara uygun olmakta fakat bazı değişiklikler ile mevcut R-502 ve R-22'li sistemlere de uygulanabilmektedir. Bu durumda en az üç defa kompresör yağının değiştirilmesi ve polyol ester (POE) esaslı yağlama yağı kullanılması gerekmekte ve bu konuda uzman bir kuruluşa danışılması tavsiye edilmektedir. Bu karışım verim katsayısı (COP), tipik çalışma şartlarında R-502'ye göre %90 civarında olmaktadır. Hafif azeotrop karışımlar grubuna girer.

R-407C: HFC-23/HFC-125/HFC-134A gazlarının (23/25/52) oranlarında karışımından oluşur. Atmosferik buharlaşma sıcaklığı -44 °C olup R-22'ye yakın özellikler gösterir. Ozona etkisi yoktur.

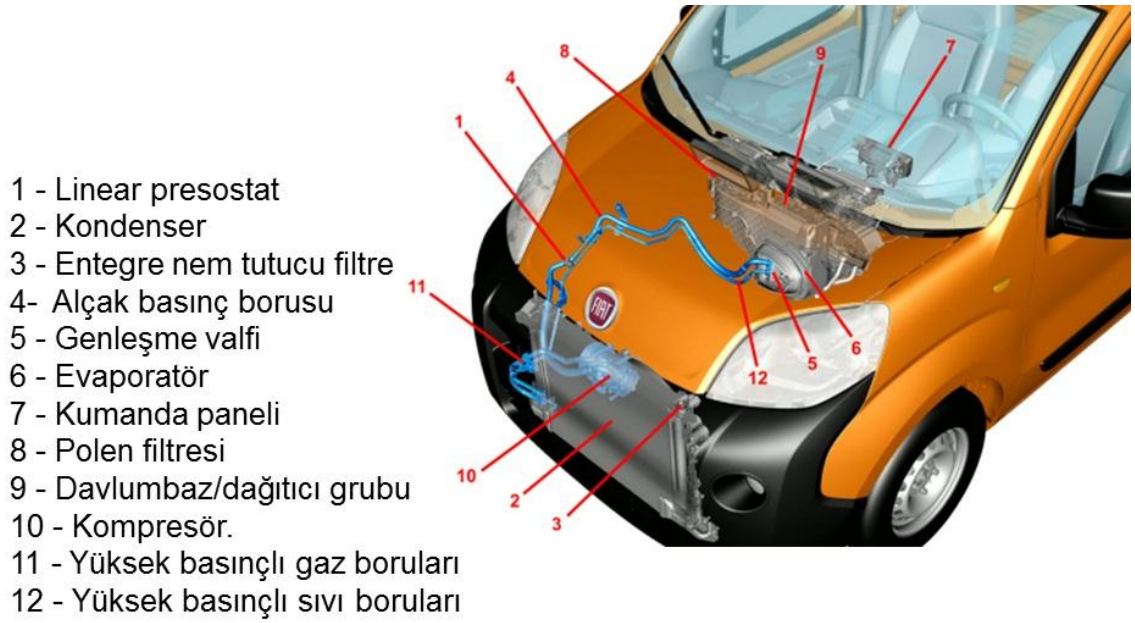
R-507: HFC-32 ve HFC-143A gazlarının eşit oranda (50/50) karışımından oluşmuştur. Atmosferik buharlaşma sıcaklığı -47 °C olup R-502 ve R-22 gazlarına alternatif olarak üretilmiştir.

R-508B: R-503 ve R-13 yerine ve çok düşük sıcaklıklarda (-40 °C ve altında) kullanılmak için geliştirilmiştir.

3.3. Taşıt Klima Sistemi

Klima, rahatlık veren bir ortam sıcaklığı sağlayabilmek için aracın içindeki havayı soğutan veya nemini alan bir ünitedir. Kabin havasının sıcaklığı yüksek olduğu

zaman, havanın ısısı alınarak (soğutularak) ve havanın içerisindeki nem miktarı fazla ise havanın nemi alınarak (kurutularak) araçta bulunan kullanıcıya büyük konfor sağlanır. Bir araç için klima sistemi temel olarak, kompresör, kondenser, nem tutucu filtre, genleşme valfi ve evaporatörden oluşur. Şekil 3.4'de taşıt klimasının parçaları görülmektedir.



Şekil 3.4. Taşıt klima sisteminin görünüşü (Anonim,2012b)

Normal oda sıcaklığına yakın şartlara ulaşmanın tek yolu, klimadır. Klima, ev tipi buzdolabına benzer şekilde çalışır. Motor tarafından tahrik edilen bir kompresör, buhar halindeki soğutma maddesini yoğuşturucuya (kondenser) gönderir. Soğutucu madde, kondenserde soğutulur ve sıvı haline dönüşür. Daha sonra, sıvı haline gelen soğutucu madde bir genleşme valfi üzerinden buharlaştırıcıya (evaporatör) sıvı buhar karışımı olarak püskürtülür. Evaporatördeki soğutucu, sıvı halden gaz haline geçer ve evaporatör petekleri arasındaki havayı soğutur, sonra bu soğuk hava, elektrofan tarafından aracın içine verilir. Klima sistemi, kullanılan genleşme elemanına göre termostatik genleşme elemanlı ve orifis tüplü olmak üzere ikiye ayrılır (Doğan, 2010).

3.3.1. Buhar sıkıştırmalı taşıt klimasının avantajları

- STK değerlerinin yüksek olması
- Kompakt bir yapıya sahip olması
- İstenilen değerlere hızlı bir şekilde ulaşılması
- Yaygın bir şekilde kullanılması

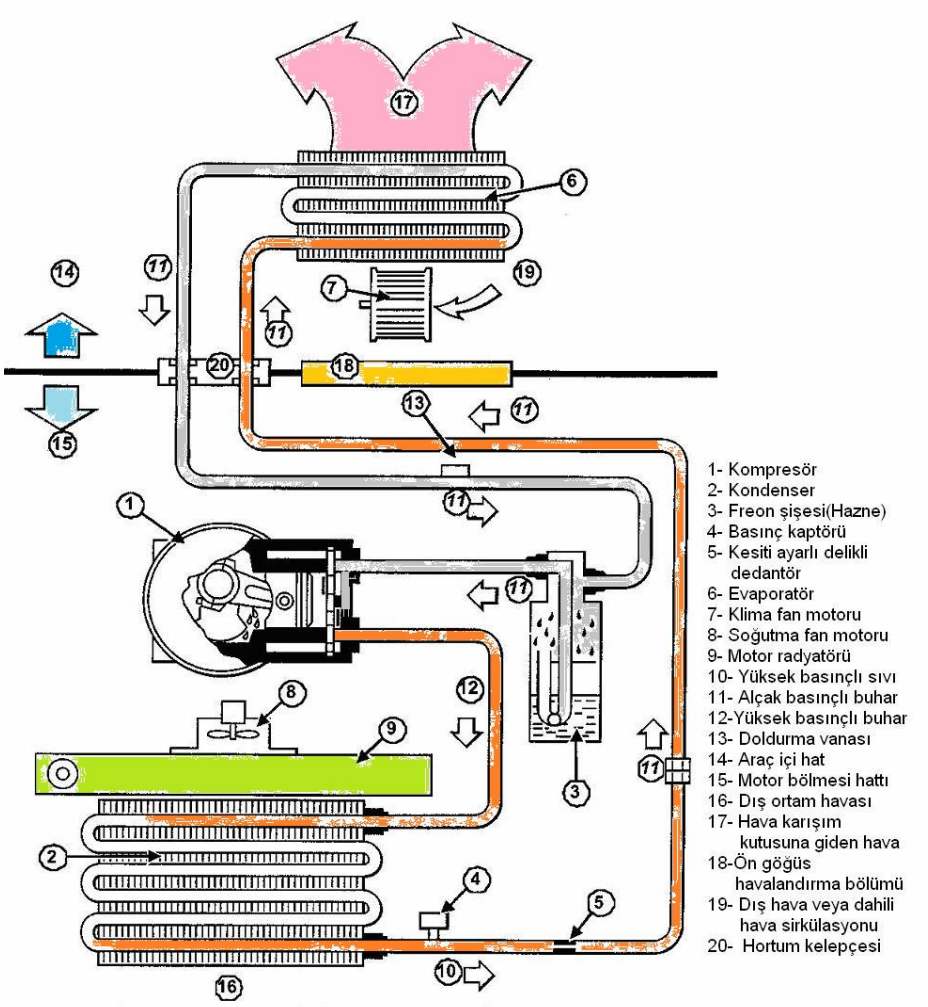
- Mekanik enerji (taşıtlarda) ve elektrik enerjisi ile çalıştırılabilir.
- Maliyetinin düşük olması
- Kontrol sistemlerinin gelişmiş olması ve kolay kontrol edilebilmesi

3.3.2. Buhar sıkıştırmalı taşıt klimasının dezavantajları

- HCFC içeren gazlar kullanıldığı için ozon tabakasının incelmesine, sera etkisine ve küresel ısınmaya neden olması
- Gürültülü ve sarsıntılı çalışması
- Sık periyotlarla bakım ve servise ihtiyaç duyması
- Kompresör kapasitesi büyük olduğundan dolayı taşıt emisyonunu arttırması
- Birçok hareketli parçaya sahiptir. Bakım gerektirmektedir (Kayfeci ve ark, 2009)

3.4. Taşıt Klima Sisteminin Ana Elemanları

Taşıt klima sistemlerinin elemanları günümüzde elektroniğin ve otomatik kontrolün gelişmesine bağlı olarak artmıştır. Fakat genel olarak taşıt klimalarında kullanılan ana elamanlar aşağıda açıklanmıştır. Şekil 3.5'de taşıtlarda kullanılan bir klimanın elemanları görülmektedir.



Şekil 3.5. Taşıt kliması ana elamanları

3.5. Otomobil Kliması Çalışma Koşulları

Otomobil klima üreticileri; soğuk, yumuşak ve sıcak havalarda araç içerisindeki havanın, kontrol ve konfor sınırları içerisinde olmasını sağlamalıdırlar. Daha basit bir ifade ile ısıtma, soğutma ve nemlendirme yaparken aynı zamanda ortam içerisindeki toz, duman ve kokuyu uzaklaştıran sistemleri kullanmalıdırlar.

Kompresör motor tarafından kayışlar vasıtasıyla çalıştırıldığından, kompresörün devri motorun devrine göre değişmektedir. Dolayısıyla soğutma sisteminin; sıcak, güneşli ve rüzgârlı bir günde motor rölantide çalışıyorken yeterli miktarda soğutma kapasitesi sağlaması gerekmektedir. Bu ayar sayesinde özellikle sıcak günlerde, normal seyir esnasında soğutma kapasitesinde artış sağlanır.

Dış hava şartlarındaki değişimlerde; sistemdeki soğutucu akışkanın sıcaklığı ve debisinin kontrolünde sorunlar yaşanabilir. Eğer soğutma ihtiyacı olmadığı halde kompresör çalışmaya devam ederse alçak basınç (kompresör giriş basıncı) daha da düşebilir.

Alçak basıncın düşmesi, buharlaştırıcı sıcaklığının da düşmesine sebep olur. Buharlaştırıcı yüzey sıcaklığının 5 °C den aşağıya düşmesine izin verilmemelidir. Eğer buharlaştırıcı 0 °C veya daha alt sıcaklık seviyelerinde çalışırsa, yüzeyde karlanma olabileceği gibi tamamıyla buzlanma görülebilir. Bu durumda da buharlaştırıcı yüzeyindeki hava sirkülâsyonu engellenmiş olur. Ayrıca sistemin düşük alçak-basınçta çalıştırılmasıyla kompresörde yağ kaçakları oluşur. Bu olay kompresör supaplarına zarar verir hatta bu şartlarda çalışmaya devam edilirse kompresör yanabilir.

Birbirinden ayrı devreli ve mekanik sistemlerde bu probleme çözüm bulunmuştur. Hatırlanacağı gibi bu sistemlerde; azami soğutma kapasitesine ulaşmak için. Taze hava kanalları kapatıldığında buzlanma önlenir.

Tipik otomobil klima sistemleri, otomobil içindeki hava sıcaklığını 43 °C den 29 °C'ye on dakika içinde düşürebilirler. Eğer araç park halinde ve camları kapalı ise; araç iç sıcaklığı 66 °C'ye kadar ulaşabilir. Otomobil ısı yükü ya da ısı kazancının yüksek seviyelere çıkmasındaki başlıca etkenler güneş ışınları ve camlarda oluşan ısı iletimidir. Otomobil klima sistemleri, tamamıyla taze hava kullanılarak veya hiç taze hava kullanmadan da işletilebilir. Taze hava fanları yaklaşık 200 W enerji ile 425 m^3/h ile 500 m^3/h hava sağlayacak kapasitededir.

Ayrıca, otomobil klimaları çalışma esnasında yakıt sarfiyatının da %10 kadar artmasına sebep olur.

3.6. Otomobil Klimalarının Soğutma Kapasitesi

Otomobil klimalarının soğutma kapasitesi genelde, 3500 W (12000 Btu/h) ila 14050 W (48000 Btu/h) aralığındadır.

Otomobil klima kapasiteleri, otomobilin kabin hacmiyle doğru orantılıdır. Sistemin düşük kapasitede çalışması halinde soğutma sağlanamaz. Aynı şekilde yüksek kapasitede çalışması ise ekonomik değildir. Genellikle soğutma sistemleri, araç 45 km/h (30 mph) hızla giderken araç iç sıcaklığını, ortam sıcaklığından 8 veya 11 °C (15 veya 20 °F) daha alt seviyede muhafaza edecek şekilde dizayn edilmelidir.

Araç hızının artması/azalması, kompresör kapasitesinin artması/azalmasına sebep olur. Otomobilin park ettiği ya da düşük hızla seyrettiği durumlar dışında bu değişim sonucu, ısı kapasitesinde de paralel bir değişim görülür. Bu kritik durumlarda kompresör kapasitesi normalin altına düşebilir. Kompresör kapasitesini arttırmak için; motorun rölantisi yükseltilir veya ara dişli vasıtasıyla kompresör devri arttırılır. Klasik

su soğutmalı motorlarda, sıcak su boruları üzerinden kanallarla geçirilen hava ısıtma amaçlı kullanılır. Soğutma ve ısıtma devrelerinde aynı fan kullanılabilir.

3.7. Deneysel Otomobil Kliması Test Sistemi

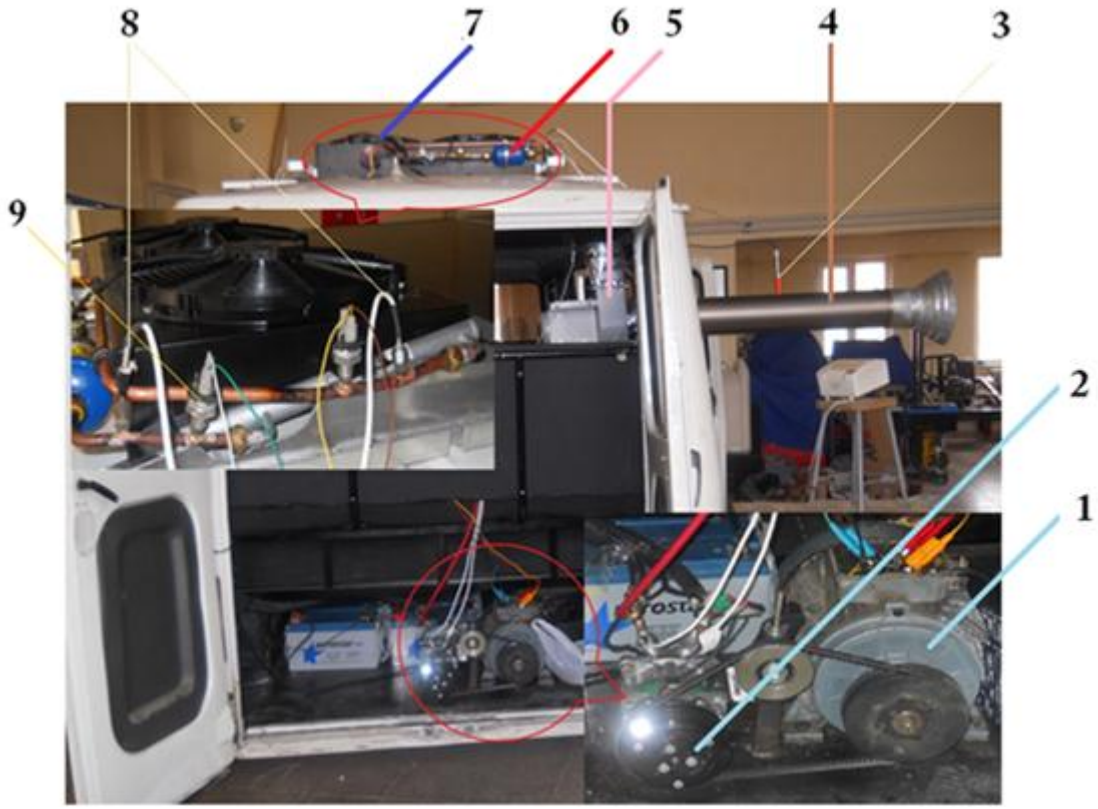
Alternatif soğutucu akışkan R134a'nın kullanıldığı soğutma sisteminin ısı transferinin deneysel olarak incelenebilmesi için kurulan deney sisteminde, açık tip bir kompresör, kanatçık borulu bir evaporatör, hava soğutmalı kondenser ve termostatik genleşme valfi kullanılmıştır.

Evaporatör olarak kullanılan, ısı transfer alanı 14.02 m^2 olan kanatçık borulu alüminyum malzemeden yapılan ısı değiştiricisi çapraz akışlı olacak şekilde bağlantı yapılmıştır. Evaporatör içerisinde 5'i enine, 5'i boyuna sıralanmış toplamda 25 adet boru bulunmaktadır. Bu boruların iç ve dış çapı sırasıyla 15 mm ve 17 mm'dir. Boru uzunluğu 850 mm'dir.

Sistemde kondenser olarak yassı borulu tip ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Kondenser üzerinde 14" (356 mm) çapında 2 adet fan bulunmaktadır. Kullanılan fanlar 12 V gerilim ile çalışmaktadır. Sistemde kullanılan kondenser boyutları 837 x 408 x 26 mm'dir. Ayrıca deneysel sistemde kullanılan genleşme valfi R134a soğutucu akışkan ile çalışabilen, dıştan dengelemeli termostatik genleşme valfidir.

Filtre – kurutucu ise, soğutma sistemi vakumlandıktan sonra az miktarda da olsa sistem içerisinde kalması muhtemel nemin sisteme zarar vermesini engellemek ve imalat aşamasında sistem içerisinde kalan kaynak çapağı, tortu vs. gibi pislikleri tutmak için kullanılmıştır. Maksimum 45 bar'a kadar ölçüm yapabilir. R22, R134a, R404A, R410A ve R507 soğutucu akışkanlara uyumludur.

Deneyler Selçuk Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı taşıt test laboratuarında yapılmıştır (Şekil 3.6).

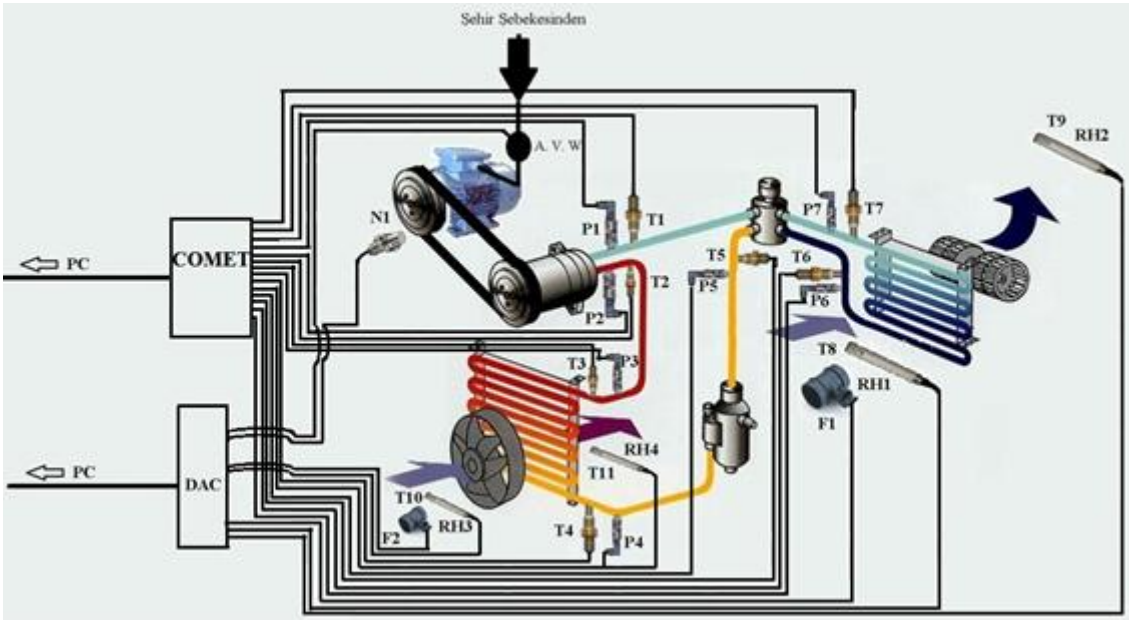


1. Elektrik motoru
2. Kompresör
3. Anemometre
4. Hava giriş kanalı
5. Fan
6. Nem tutucu filtre
7. Kondenser
8. PT100 Sıcaklık ölçer
9. Basınçölçer

Şekil 3.6. Deney düzeneği

3.7.1. Deney düzeneği

Deney çalışmalarında, Peugeot J9 modeli araçlarda kullanılmakta olan minibüs tipi klima sistemini içeren deney sistemi kullanılmıştır. Deney sistemi soğutma sistemi elemanları ve her elemandan sonra yerleştirilmiş sıcaklık ve basınç sensörlerinden oluşmaktadır. Şekil 3.7'de soğutma sistemi ölçüm düzeneğinde bulunan basınç, sıcaklık, nem, debi ve devir ölçer bilgileri anlık olarak data loggerlar vasıtasıyla kayıt altına alınmış ve sistemin dinamik analizi yapılmıştır. Sistemdeki elektrik motorunun güç kaynağı şehir şebekesinden alınacak olan elektrik enerjisi olup ampermetre, voltmetre ve wattmetre kullanılarak anlık güç tüketimleri belirlenmiştir. Şekil 3.7'de verilen T1…T11 sıcak ölçerleri, P1...P6 basınç ölçerleri, F1, F2 hava için debimetreyi, RH1…RH4 nem ölçeri ve N1 ise kompresör devrini ölçmek için kullanılacak devir ölçeri ifade etmektedir.

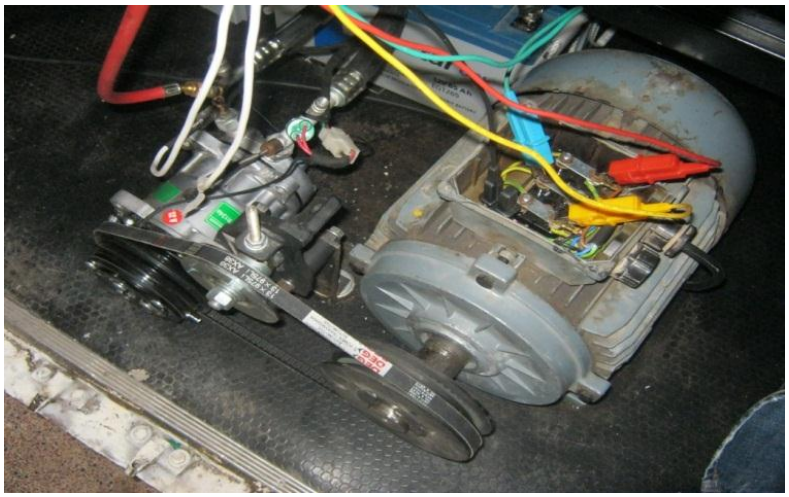


Şekil 3.7. Deney düzeneğinin şematik gösterimi

Deneysel çalışmada deney sistemi kurulduktan sonra gerekli ölçümlerin alınmasıyla ekserji analizi yapıldı. Alışılagelmiş klima uygulamalarında kompresörün kavrama mekanizmasında termostat bulunur ve kompresör kavraması devreye girip çıkmaktadır. Bu çalışmada sistemi kararlı çalıştırabilmek için bu kontrol mekanizması elle ayarlandı. Bu çalışmada, kompresör devri frekans değiştirici sayesinde farklı devirlerde çalıştırılıp performansın zamanla değişimi belirlenmiştir.

3.7.2. Elektrik motoru

Deney sisteminde kullanılan elektrik motoru, 50 Hz frekans ve 380 V gerilim altında çalışmaktadır. Bu çalışma yükü altında elektrik motorunun gücü 7.5 kW'tır. Sistemde kullanılan elektrik motoru gövdesinin bir kısmı alüminyum, bir kısmı dökme demirden yapılmıştır. Elektrik motoru dış yüzeyinden soğutmaya uygun tasarlanmıştır.



Şekil 3.8. Elektrik motoru

Tablo 3.1. Deney sisteminde kullanılan elektrik motorunun teknik özellikleri

Yapı Büyüklüğü	56-450
Güç	0,06…7,5
Koruma Derecesi	IP55
Gerilim	Standart 380V
Frekans	50Hz veya 60Hz
Gövde Yapısı	56-132 yapı arasında, Alüminyum. 160-450 yapı arasında, Dökme demirdir.
Soğutma	Dış yüzeyden soğutmalı (IC 411)
Yalıtım Sınıfı	"F"(105K)
Isı Artış Sınıfı	"B"(80K)

3.7.3. Klima kompresörü

Deney sisteminde SANDEN marka 7H14 tip klima kompresörü kullanılmıştır. Kompresörde 5 adet piston bulunmaktadır. Bu pistonların toplam süpürme hacmi 138 cm^3/d olup kompresörün maksimum devir sayısı 7000 RPM'dir. Sistemde kullanılan kompresörün güç tüketimi devre göre değişmektedir. Kompresör R134a ve R404 soğutucu akışkan ile çalışabilmektedir.

Tablo 3.2. Klima kompresörü teknik özellikleri

Piston	28,6 mm
Süpürme hacmi	138 cm3/r
Maksimum devir	7000 RPM
Uygun kompresör yağı	PAG100/SP20
Breakaway Tork	34,3 Nm
Kompresöre Uyumlu Soğutucu Akışkanlar	R-134A veya R404



Şekil 3.9. Klima kompresörü

3.7.4. Kondenser fanı

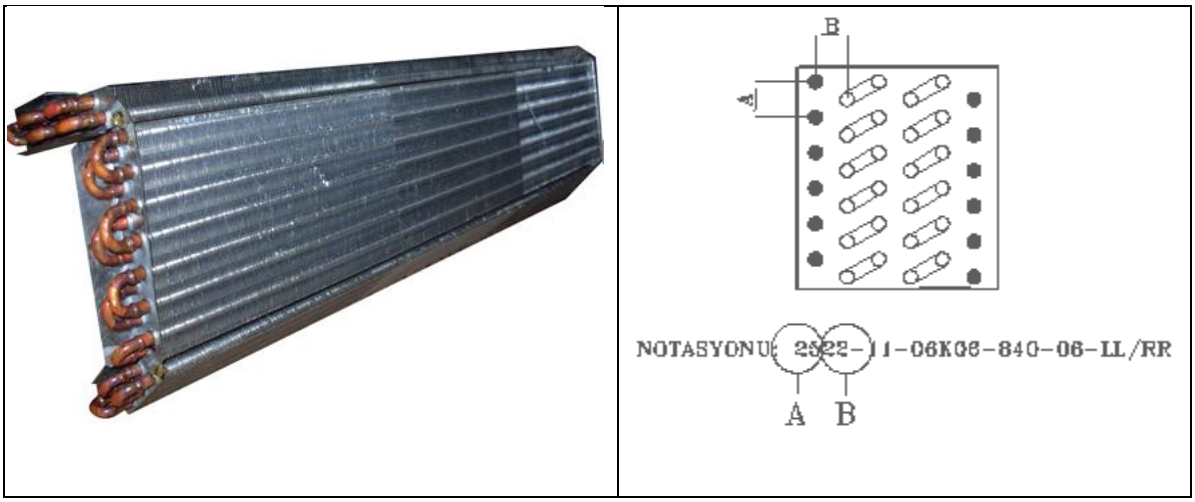
Kondenser üzerinde 14” (356 mm) çapında 2 adet fan bulunmaktadır. Kullanılan fanlar 12 V gerilim ve dakikada 1400 devir ile çalışmaktadır. Fanların her birinin gücü 130 W’tır.



Şekil 3.10. Kondenser fanı

3.7.5. Evaporatör (buharlaştırıcı)

Sistemde kullanılan evaporatörün iki kanat arası mesafesi (hatve aralığı) 1,81mm olup buharlaştırıcı boyutları 850 x 125 x 110 mm’dir. Ayrıca evaporatörün notasyon bilgisi, 2522-14-05G05-850-04’tür. Bu notasyon bize düşey boru aralığının 25 mm, yatay boru aralığının 22 mm, buharlaştırıcı yüksekliğinde ve genişliğindeki boru sıra sayısının 5 olduğunu, hangi tip kondenser seçildiğini, evaporatör boyunun 850 mm olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.11. Evaporatör

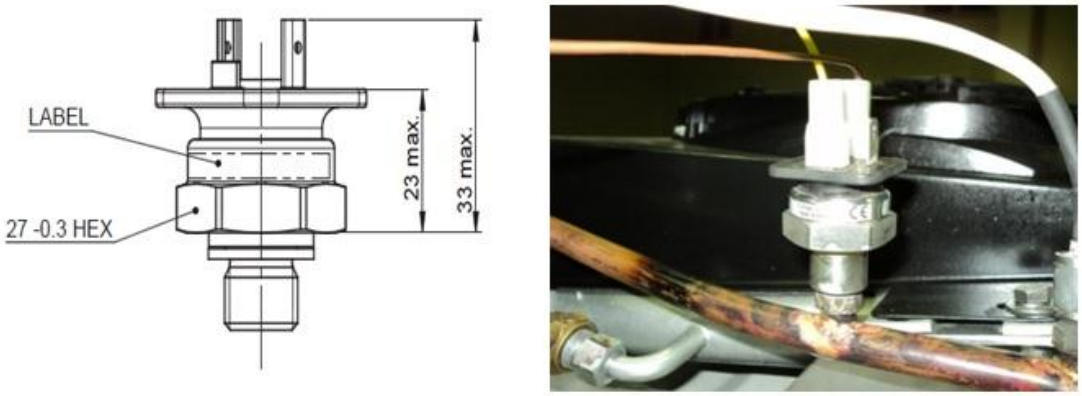
3.7.6. Basınç sensörü

Sistemde Kavlico marka PTE 5000 tip basınç sensörü kullanılmıştır. Bu basınç sensörü maksimum 4,5 V gerilim altında çalışır ve çıkış sinyali ise 4-20 mA aralığındadır. Aynı zamanda bu basınç sensörleri 40 bar basınca kadar dayanıklıdır. Deney sisteminde kullanılan basınç sensörünün doğruluk oranı %0,5'tir.

Ayrıca bu basınç sensörleri -30…100^{o}C sıcaklık aralığında çalışmaktadır.

Tablo 3.3. Basınç sensörü teknik özellikleri

Ölçme aralığı	0-40 (bar)
Aşırı yükleme limiti	20-80 (bar)
Patlama basıncı	30-120 (bar)
Çıkış sinyali-opsiyonu	4…20mA
Nominal hata sıcaklık aralığı	+/- 0,5 %hata
Çalışma sıcaklık aralığı	-30…100°C



Şekil 3.12. Basınç sensörü

3.7.7. Nem tutucu filtre (castel dryer) ve gözetleme camı

3.7.7.1. Nem tutucu filtre

Castel 4332 marka 5/8" rakor bağlantılı kurutucu kullanılmıştır. 500cm^3 hacimli -40/80 ^oC sıcaklık aralığında ölçüm yapabilir. Maksimum 45 Bar'a kadar ölçüm yapabilir. R22, R134a, R404A, R410A ve R507 soğutucu akışkanlara uyumludur.

3.7.7.2. Gözetleme camı

Sistemde kullanılan gözetleme camı nem göstergeli olup, kurutucuya rakor bağlantısı bulunmaktadır. Gözetleme camı modeli 601017325 olup 5/8" rakor bağlantısı ile kurutucuya bağlanmıştır.



Şekil 3.13. Nem tutucu filtre ve gözetleme camı

3.7.8. Sıcaklık sensörleri

3.7.8.1. PT100 tipi dirençsel sıcaklık ölçeri (PTC)

Bir metalin direncinin sıcaklık ile artması dirençsel sıcaklık sensörü (RTD) lerin temelidir. Metal iletkenlerden yapılmış olan elemanların dirençleri sıcaklık ile doğru orantılıdır (PTC). Alaşım ve yarıiletkenlerde ise durum farklıdır. Pek çok yarıiletkenin direnci sıcaklık ile ters orantılıdır. RTD lerin dirençleri ne kadar yüksekse sistemdeki hata payı da o kadar düşük olacaktır. Demir, platin, nikel, 0.7 nikel-0.3 demir ve bakır gibi maddeler RTD imalatında en çok kullanılan maddelerdir. Bu malzemeler içerisinde en doğrusal sonuçları veren ve en ideal olanı platindir.

Platin RTD'lerin direnç değerleri, tel sarımlı laboratuar RTD'lerinde 10 ohm'dan, ince plakalı RTD'lerde birkaç bin ohm'a kadar değişmektedir. En çok bilinen değer 0 °C'da 100 ohm'dur (PT100). RTD'ler 0 °C'taki direnç değerleri ve kullanılan elemente göre adlandırılmıştır (PT100, PT1000...).



Şekil 3.14. PT100 tipi sıcaklık ölçer

3.7.8.2. K tipi ısıl eleman çiftleri

Sıcaklık farkı, Seebeck etkisi adı verilen sıcaklık farkıyla orantılı bir elektromotor kuvveti oluşturur ve soğuk nokta uçlarında milivolt seviyesinde bir gerilime yol açar. Bu olay ısıl çiftlerin çalışma mantığıdır. Araba içerisinde kullanılan ısıl çift K tipi termokupl olup kromel-alumel malzemelerinden yapılıp, -200/1200 ^{o}C sıcaklıkları arasında kullanılabilir.



Şekil 3.15. K Tipi sıcaklık ölçer

3.7.9. Hava sıcaklığını, bağıl nemini ve hızını ölçen cihaz

Hava hızına dayalı sistemler için kullanılır. Prob 5m kablo ile bağlanır. 4-20 mA çıkışı vardır. Prob uzunluğu 155mm'dir. Zaman içinde sensör hassas doğru ve güvenilir ölçüm sağlar. AISI304 prob kol, bağıl nem için 20µ, metal koruyucu filtre için ince film sensörü sayesinde mevcut iki farklı sistem vardır;

- TO sürümünde, bölgeye bağlı yatay probu vardır.
- TC sürümünde, elektriğe bağlı bir kablo ile bir prob vardır.

TO sürümünde, elektronik bölgeye takılır ve üç farklı uzunluklarda mevcuttur. Prob bağlamak için, size HD9008.31 flanş, 3/8 "evrensel Bikonik" bağlantı veya kablo PG16 (10 ... 14mm çap) kullanabilirsiniz. TC versiyonu ile prob sensörü 2, 5 veya 10 metre kablo ile donatılmıştır. Probların üç farklı boyu mevcuttur.

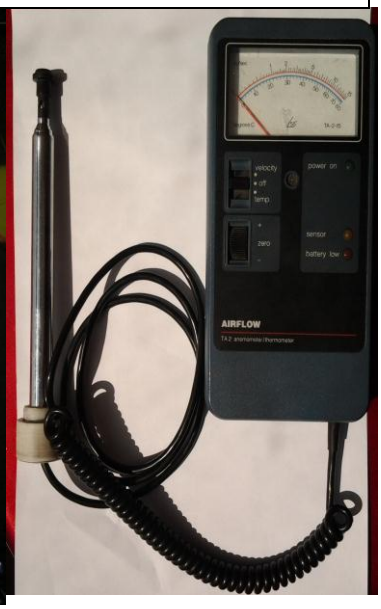
Aynı zamanda hava ölçerlerde nem, sıcaklık hava hızı gibi parametreler ölçülebilir:

Ölçülen Değişken	Ölçüm Aralığı	Doğruluk
Hava Hızı,	0-20 m/s	(0.4+V*%3) m/s
Sıcaklık,	-10/60 °C	±0,3 °C
Nem	0/100 %RH	±2.5%RH

Doğruluk
± V*2%



Şekil 3.16a. AT-HD29V371TC1.2 Luchtsnelheid hava ölçer



Şekil 3.17b. Kalibrede kullanılan Airflow TA2 hava hızı ölçüm cihazı

Deney sisteminde hava hızlarını ölçen ve kayıt etmek için kullanılan cihaz Luchtsnelheid hava ölçerdir. Fakat bu cihazın doğruluğu düşük olduğu için cihazın hava hızı değerleri doğruluk değeri daha yüksek olan analog bir hava hızı ölçüm cihazı

ile kalibre edilmiştir. Kalibrede kullanılan ölçüm cihazının şekli 3.16b'de görülmektedir.

3.7.10. Güç analizörü

Sistemde kullanılan güç analizörü volt, akım, güç, frekans değerlerine ulaşmamızı ve bu verileri kaydetmemizi sağlar. Bu datalar ölçüm cihazına ait paket program kullanılarak bilgisayar ortamına aktarılır. Güç analizörü Santech marka MS 2203 model 28 grup ölçümün parametresini hafızaya alma özelliğine sahip ölçme aletidir. Üzerinde çok fonksiyonlu kontrol paneli bulunur ve LCD ekrandan değerler rahatlıkla okunabilir.

Tablo 3.4.Güç analizörü teknik özellikleri

TEKNİK ÖZELLİKLER	
Maksimum çapı	Φ50mm
AC akım (A)	40/100/400/1000A±2%
AC voltaj (V)	100/300/600V±1.2%
Aktif Güç (kW)	4/10/40/100/600kW±3.0%
Görünür Güç (kVA)	4/10/40/100/600kVA±3.0%
Güç Faktörü (PF)	0.3cap to 0.3ind±0.02%
Reaktif Güç (KVAR)	4/10/40/100/600kVAR±4.0%
Aktif Enerji (kWh)	10/100/1000/10000kWh±3.0%
Frekans (Hz)	20 ~ 1000Hz 0.5%
Ekran	4 digits LCD 9999
Güç Kaynağı	4 x 1.5V AA
Çalışma sıcaklığı	0°C ~ 40°C
Ölçüleri	300mm x 103mm x 51mm
Ağırlığı	500g



Şekil 3.18. MS 2203 güç analizörü

3.7.11. Santrifüj fan

Kullanılan yüksek basınçlı fan serisi, ters kanatlı (negatif) özel mobil türbin sayesinde yüksek randıman ile elektrik enerjisi tasarrufu özelliği taşımaktadır. Yarı elastik kaplin ile doğrudan tahrikli bu seri, maksimum güvenlik ve düşük ses düzeyi elde etmek için tasarlanmıştır. Fan ve motor arasındaki bağlama kaplin sayesinde motor destekleri üzerindeki eksenel ve radyal itmeleri yok eder ve böylece motorun ömrünü uzatır. Akışkan sıcaklığı 90 °C - 350 °C'de destekler üzerine özel soğutma türbini uygulanır. Ayrıca fan 1800 m^3/h hava basma debisi kapasitesine sahiptir. Güç tüketimi 250 W'dır.



Şekil 3.19. Santrifüj fan

3.7.12. Frekans ayarlayıcısı

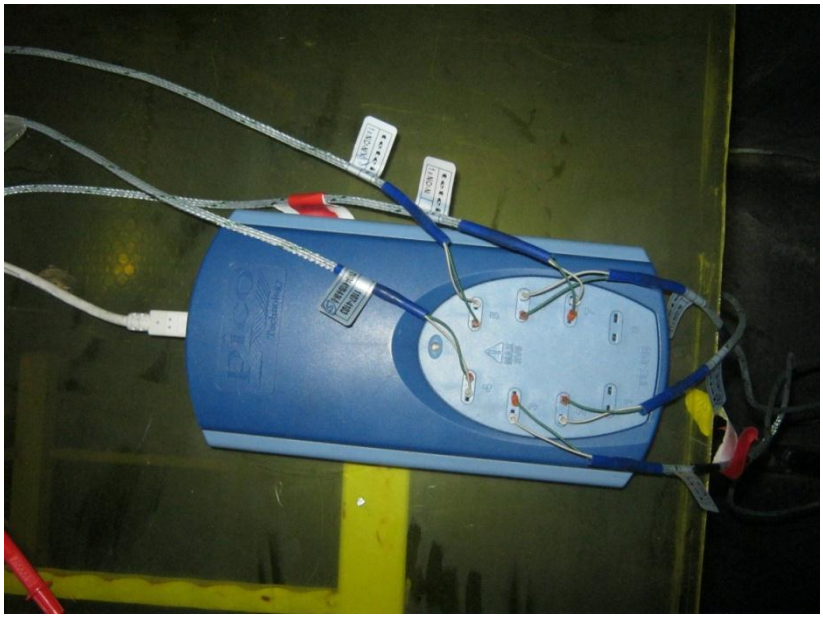
Bu donanım, motor giriş gücünün frekansını değiştirerek motor hızının kontrolünü sağlar ve güç elektroniğinden yararlanılır. Vfd-El Serisi frekans ayarlayıcısı yeni nesil çok fonksiyonlu mikro tip AC sürücü içerir.



Şekil 3.20. VFD-EL SERİSİ frekans ayarlayıcısı

3.7.13. Sıcaklık veri kaydedicisi

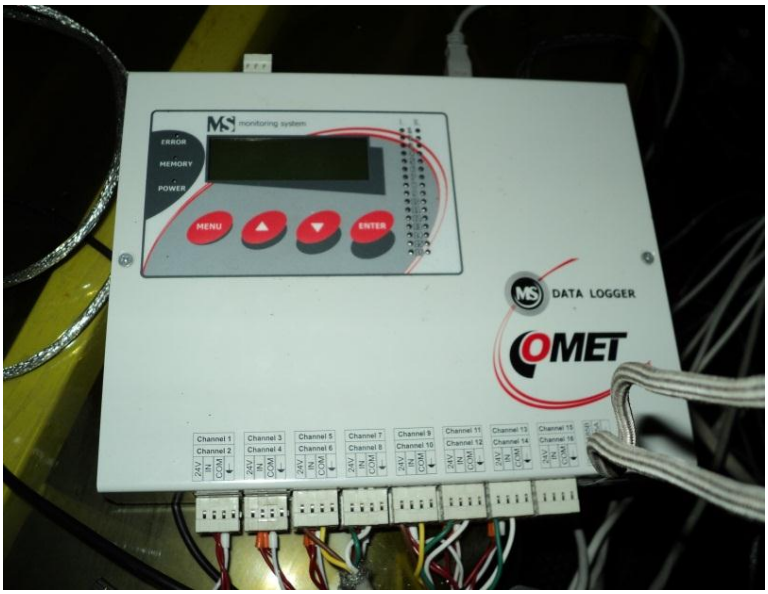
8 kanal sıcaklık ölçümü ve kayıt yapabilir. Yüksek çözünürlük (20 bit) ve doğrulukta sonuç alınabilir. Hızlı örnekleme aralığına sahiptir. Tüm bilinen termoelemanlar ile çalışır. Örneğin B, E, J, K, N, R, S, T termoelemanları ile çalışır. Geniş sıcaklık ölçüm aralığı (-270 °C'den, +1820 °C'ye) vardır. USB arabirim ile çalışır, güç kaynağı gerektirmez. Otomatik soğuk temas dengeleme (Cold Junction Compensation CJC) sistemi mevcuttur. Tek pc ile çoklu (multiple) kullanılabilir. PicoLog veri kaydetme yazılımı üzerinde vardır.



Şekil 3.21. Kanallı termokupl veri girişi

3.7.14. MS5D data logger

Deney sisteminde kullanılan Comet marka datalogger'da 16 adet kanal bulunmaktadır. Bu kanallar ile sistem elemanlarının giriş ve çıkışındaki sıcaklık ve basınç değerlerini alır ve kendi belleğinde kaydeder. Datalogger'ın bellek kapasitesi 2 MB olup, veri girişi hafıza doluncaya dek devam eder. Hafıza dolduktan sonra yeni veriler eski verilerin üzerine yazılır. Ayrıca sistemde kullanılan bu datalogger 9 - 30V gerilim aralığında çalışabilir.



Şekil 3.22. MS5D data logger

Tablo 3.5.MS5D Data logger teknik özellikleri

Bellek türü :	Dahili SRAM
Toplam bellek kapasitesi :	2 MB
Girişte ölçülen değerler (1 to 16 giriş kanalı):	her kanal için tanımlanan kullanıcı gereksinimlerine göre yüklü giriş modülleri
Bilgisayar ile iletişim için desteklenen arayüzü:	RS232 (RxD, TxD, RTS, CTS, GND), 15 m kablo dahil.PC ile veya hat modem veya GSM modem üzerinden doğrudan bağlantı sağlar. USB girişi RS485 - 1200 m, galvanik izole, tek bir iletişim bağlantısı için birkaç veri kaydediciler bağlantısı olanağı sağlar Ethernet arayüzü LAN - isteğe bağlı. İletişim : SNMP, SOAP
İletişim hızı :	9600 Bd
Alarm göstergesi çıkışları :	1) Kırmızı LED kabinli, 32 LEDs - MS5D uygun veri girişi 2) Röle max. 8A/250Vac, anahtarlama kontağı 3) Voltaj sinyali 0V/4.8V, maksimum akım 50mA, harici ses göstergesi birimi veya telefon sesli arama bağlantısı için tasarlanmış çıkış 4) Alarm e-posta iletisi de olabilir, SNMP tuzak, SMS - isteğe bağlı aksesuar
Güç :	9 - 30Vdc, tavsiye 24Vdc
Çalışma sıcaklığı aralığı :	0 ile +50 ° C
Koruma :	IP20

3.7.15. Personal daq/3000 serisi data kayıt edici

Basınç ve sıcaklık değerlerini bilgisayara aktarmak için Iotech marka Personal Daq/3000 Series model ana modülde 8 tane analog girişi 2 tane analog çıkışı, ek modülde ise (PDQ 30) 24 adet analog girişi bulunan veri toplama cihazı kullanıldı. Cihazın kararsızlığı ±%0.01' dir.

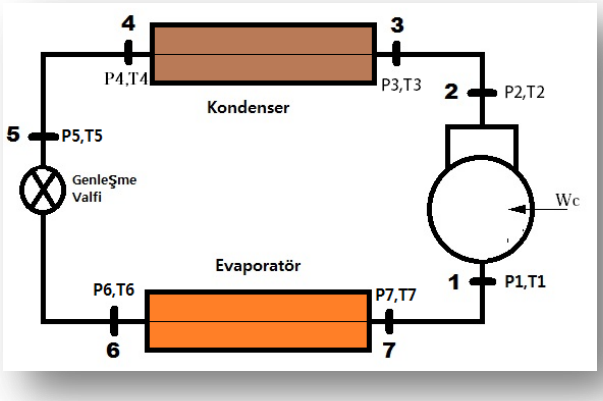


Şekil 3.23. Personal daq / 3000 serisi data kayıt edici

3.8. Soğutma Sistemi Hesaplamaları

3.8.1. Deneysel çalışmada izlenilen yöntem

Taşıt klimasının performansını belirlemek için soğutma sistemi üzerinde ölçüm yapılan noktalar Şekil 3.23'de gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi her sistem elemanından önce ve sonra basınç ve sıcaklık değerleri alınmıştır.



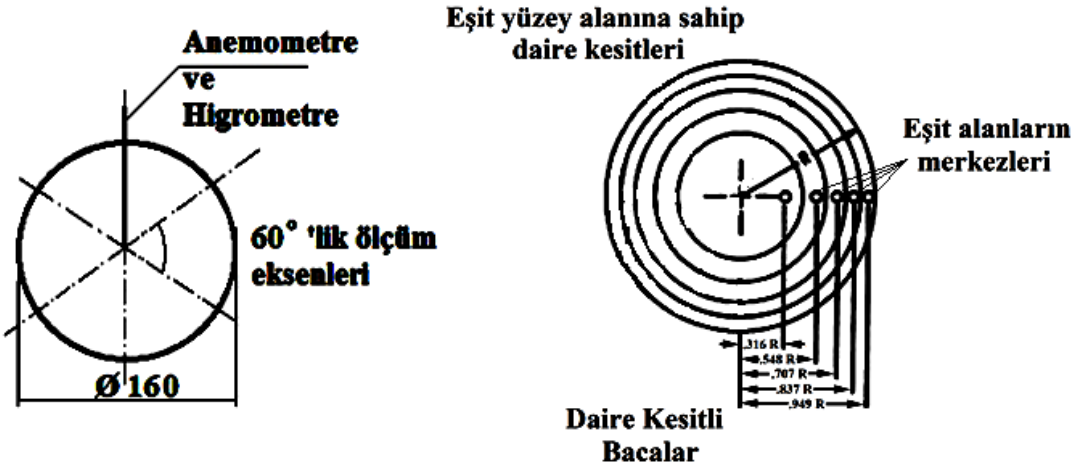
Şekil 3.24. Soğutma sistemi üzerinde ölçüm yapılan noktalar

Ayrıca deney sisteminde evaporatör havasının giriş ve çıkışında havanın hızı, sıcaklığı ve nemi de ölçülmektedir. Bununla birlikte kompresöre hareket veren elektrik motorunun çektiği akım ve gerilim değerleri ile taşıt iç sıcaklığı 4 ayrı noktadan

ölçülmüştür. Kompresör devri ise, fotoelektrik takometre yardımıyla ölçülmüştür. Elde edilen veriler her bir deney için Microsoft Office Excel tablosuna kaydedildikten sonra, sistemin analizi için gerekli olan R134a'nın entalpi ve entropi değerleri, sıcaklık ve basınç değerlerine bağlı olarak 'EES' programından elde edilmiştir. Daha sonra MATLAB programlama diliyle yazılan bir program ile hesaplamalar yapılmıştır.

3.8.2. Enerji analizi hesaplamalarında izlenilen yöntem

Taşıt klimasının performansını belirlemek için kurulan deney sisteminde evaporatör üzerinden geçen hava akımının hacimsel debisinin bulunması için, evaporatöre hava sağlayan kanal türbülanslı gelişmiş akış sağlamak amacıyla boru çapının 10 katı uzunluğunda uzatılarak, kanalın orta noktasından havanın akım hızı Şekil 3.24'deki gibi 60°' lik açılarda ölçülerek elde edilen değerlerin ortalaması alınmıştır.



Şekil 3.25. Hava kanalının kesiti ve ölçüm noktaları (Anonim,2006)

Evaporatörden geçen hava akımının hacimsel debisi, hava akım hızının evaporatör hava akış alanı ile çarpılmasıyla aşağıdaki denklemden hesaplandı.

$$\dot{V}_{h,evap} = A * V_{evap} \tag{3.1}$$

Burada A hava akış alanını (m^2), V_{evap} kanalın orta noktasındaki hava akım hızını (m/s) ve $\dot{V}_{h,evap}$ ise hava akımının hacimsel debisini belirtmektedir.

Evaporatörden çekilen ısı miktarını (soğutma kapasitesini) hesaplamak için, öncelikle evaporatör giriş ve çıkışındaki hava sıcaklığına ve bağıl neme bağlı olarak 'EES' programından, evaporatör giriş ve çıkışında havanın entalpi değerleri (h_g ve $h_ç$),

havanın yoğunlukları (ρ_g ve $\rho_ç$) hesaplandı. Belirlenen bu veriler denklem (3.2) de kullanılarak havanın kütlesel debisi $\dot{m}_h$ hesaplandı.

$$\dot{m}_h = \rho_g * A * V_{evap} \tag{3.2}$$

Sistemin soğutma kapasitesi (Q_{evap}), EES programından elde edilen evaporatör giriş ve çıkış entalpileri ile havanın kütlesel debisinden yararlanılarak

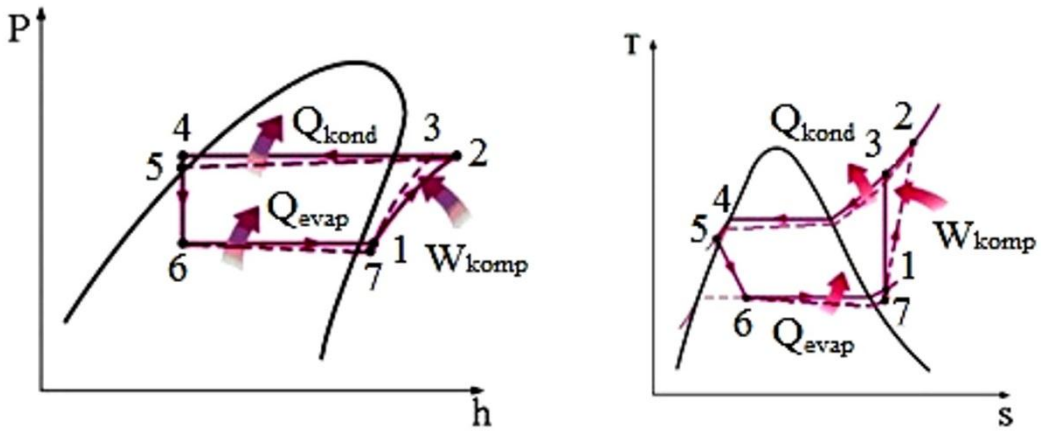
$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_h * (h_g - h_ç) \tag{3.3}$$

denkleminden hesaplandı.

Buna alternatif olarak yolcu kabini çok iyi bir şekilde yalıtıldığında, soğutma kapasitesi, taşıt içerisindeki ısıl yüklerin oluşturduğu toplam ısı kazancına eşit kabul edilebilir. Evaporatörde sirküle ettirilen ortam havasına verilen ısı soğutucu akışkana aktarılan ısı miktarına eşit kabul edildiğinde soğutucu akışkanın kütlesel debisi $\dot{m}_{sa}$

$$\dot{m}_{sa} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{h_7 - h_6} \tag{3.4}$$

denklemi kullanılarak hesaplanmıştır. Eşitlikteki alt indisler Şekil 3.25'de görülen gerçek soğutma sistemi T-s diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Aynı zamanda bu noktalar soğutma sistemi üzerinde basınç ve sıcaklığın ölçüldüğü noktalardır.



Şekil 3.26. Gerçek soğutma sistemi T-s diyagramı (Çengel and Boles, 2008)

Kondenserden atılan ısı (Q_{kond}) denklemi için ilk olarak kondenser (yoğuşma) giriş basıncı P_3 ve soğutucu akışkanın kondensere giriş sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'EES' programından kondenser girişindeki soğutucu akışkanın entalpisi (h_3) daha sonra da kondenser çıkışındaki soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı yardımıyla, 'EES' programından kondenser çıkış entalpisi (h_4) elde edilmiştir. Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütlesel debisi ile kondenser çıkış ve giriş entalpi farkı çarpılarak kondenserde atılan ısı, denklem (3.5) ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{sa} * (h_3 - h_4) \tag{3.5}$$

Kompresörden akışkana verilen güç denkleminin hesaplanması için, kompresörün giriş ve çıkında bulunan basınç ve sıcaklık bilgileri kullanılarak 'EES' programından kompresör giriş ve çıkışındaki noktalar için entalpiler (h_1, h_2) bulunmuştur. Bulunan değerler denklem (3.6)'da yerine yazılarak kompresörden soğutucu akışkana verilen güç hesaplandı.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{sa} * (h_2 - h_1) \tag{3.6}$$

Sistemin soğutma tesir katsayısının (STK) denklemi ise, sistemin soğutma kapasitesinin (Q_{evap}) kompresör gücüne bölünmesi ile hesaplanmıştır. STK' nın denklemi (3.7)'de verilmiştir.

$$STK = Q_{evap}/W_{komp} \tag{3.7}$$

Sistemde kompresörde harcanan elektrik sarfiyatı kompresöre hareket veren 3 fazlı asenkron elektrik motorunun bir fazının akım (I) ve gerilim (U) değerleri ölçülerek hesaplanmıştır. Bir fazlı alternatif akımda güç

$$W_{kompel} = 3 * U * I * \cos\varphi \tag{3.8}$$

eşitliği ile hesaplandı. Burada $\cos\varphi$ elektrik motorunun üzerinde bulunan 0.88 olarak alınmıştır. Üç fazlı yıldız bağlı dengeli bir yükte harcanan güç, bir fazın gücünün 3 katına eşittir. Eşitlik (3.8)'deki katsayı bundan dolayı eklenmiştir.

3.8.3. İkinci Kanun Verimi

Soğutma sistemlerinde makinelerin çalışma verimlerinin bir ölçüsü olarak etkinlik katsayısı (STK) tanımlanmıştır. Soğutma makinelerinde STK birinci yasa verimi olarak ifade edilir. Bir soğutma makinesinin gerçekte iş yapabilme kabiliyeti termodinamiğin ikinci yasasına göre ekserji kavramı ile tanımlanır. Soğutma sistemlerinde ekserji verimi gerçek STK'nın aynı çalışma parametrelerinde tersinir bir makinenin STK_{karnot}'a oranıdır. Bir soğutma makinesinde STK_{karnot};

$$STK_{karnot} = \frac{1}{1 - \frac{T_{e,g}}{T_{k,ç}}} \tag{3.9}$$

dur. Burada $T_{e,g}$ evaporatör giriş sıcaklığını, $T_{k,ç}$ kondenser çıkış sıcaklığını ifade eder. Bu durumda soğutma makinelerinin ikinci kanun verimi;

$$\eta_{II} = \frac{STK_{gerçek}}{STK_{karnot}} \tag{3.10}$$

olur (Çengel and Boles, 2008).

3.8.4. Ekserji analizi

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin niceliğiyle ilgilidir. Bu kanun, bir hal değişimi sırasında enerjinin hesabını tutmak için bir yöntem ortaya koyar ve enerjinin var veya yok edilemeyeceğini belirtir. Termodinamiğin ikinci kanunu ise enerjinin niteliğiyle ilgilidir. Bir hal değişimi sırasında enerjinin mevcut niteliğinin azalması, entropi üretimi, iş yapma imkanının değerlendirilememesi bu yasanın inceleme alanı içindedir (Çengel, 2006). Proses analizlerinde termodinamiğin birinci kanununun yukarıda belirtilen yetersizliği, ikinci kanuna dayanan ekserji (kullanılabilir enerji miktarı-kullanılabilirlik) analizlerini önemli kılmakta ve dolayısıyla, termodinamiğin ikinci kanunu, sistemlerin optimizasyonu için güçlü bir araç olarak karşımıza çıkmaktadır.

Kullanılabilirlik, bir sistemin sahip olduğu enerjisiyle iş yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanabilmektedir. Bir sistemden mümkün olan en yüksek işi elde edebilmek için, sistemin sabit olan ilk halinden, hal değişimi sonunda, sistemin ölü noktasına gelmesi gereklidir. Ölü hal, sistemin çevresiyle termodinamik açıdan denge durumunda bulunması demek olup, ölü haldeyken sistemlerden elde edilebilecek yararlı iş potansiyelinin sıfır olduğu açıktır. Dolayısıyla, bir sistem, doğal çevrenin temel elemanları ile tersinir bir hal değişimi sonucu termodinamik denge durumuna (ölü hale) getirildiğinde elde edilebilecek iş miktarı, o sistem için ekserji değerine karşılık gelmektedir. Bu tanım, bir cihazın termodinamik yasalara karşı gelmeden yapabileceği işin üst sınırını belirler. İkinci yasa verimi, sürecin, tersinir hal değişimine ne kadar yakın olduğunu belirleyen bir kriter dir. Bu tanıma bağlı olarak, ikinci yasa verimi, olarak ifade edilebilir. Ekserji analizi, ısıl sistemlerin tasarım, analiz, seçim ve sınıflandırmasında katkıda bulunacak etkin bir araçtır. Bu araçla elde edilebilecek yüksek verim, doğrudan işletme giderlerini azaltarak ekonomik katkı sağlayacaktır (Güzenge, 2007).

Ekserji analizi, bir işlemin nasıl daha iyiye doğru geliştirilebileceğini sağlamayabilir, fakat bir işlemin neresinin iyileştirilebileceğini gösterir (Kotas, 1985).

3.8.4.1. Ekserjinin bileşenleri

Ekserji, enerjinin bütün biçimleri için ifade edilebilen bir özeliktir. Dolayısıyla, bir sistemin toplam ekserjisi, sistemin içerdiği farklı enerji potansiyelleri dikkate alınarak belirlenmektedir. Nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilmesi gibi farklı enerji biçimlerinin oluşumuna neden olabilecek özel etkilerin olmadığı varsayılırsa, sistemin toplam ekserjisi E, fiziksel E_{fizik}, kinetik E_{ke}, potansiyel E_{pe} ve kimyasal E_{kimya} ekserjilerden oluşmaktadır. Toplam ekserji;

$$E = E_{fizik} + E_{ke} + E_{pe} + E_{kimya} \tag{3.11}$$

veya birim kütle için;

$$e = e_{fizik} + e_{ke} + e_{pe} + e_{kimya} \tag{3.12}$$

bağıntıları ile ifade edilmektedir.

Ekserji tanımında, referans noktası olarak kabul edilen çevreye göre hareketine ve bir yerçekimi alanındaki yüksekliğine bağlı olarak, sistemin sahip olduğu iş potansiyelleri, sırasıyla kinetik ve potansiyel ekserjilerdir. Kimyasal ekserji, Bejan ve ark. (1996), tarafından bir kimyasal tepkime ile birlikte kimyasal kompozisyonu ölü hale ulaşan sistemden elde edilebilecek en fazla teorik iş olarak tanımlanmaktadır.

Bir sistemin hızı ve ağırlık merkezinin yüksekliğinin, çevreye göre sıfır olduğu ve sistemde herhangi bir kimyasal tepkimenin olmadığı durumda, kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserji değişimleri sıfırdır ve toplam ekserji, tamamen fiziksel ekserjiye eşit olur. Bu durum, pek çok mühendislik sistemi için geçerlidir (Eryener, 2003). Soğutma sistemlerinde kimyasal tepkime olmayıp, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir. Dolayısıyla toplam ekserji, yalnızca fiziksel ekserjiden oluşmaktadır.

3.8.4.2. Ekserji analizi hesaplamalarında izlenilen yöntem

Ekserji analizi, enerji ve diğer sistemlerin dizayn ve iyileştirilme analizi için, termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerji korunumu prensiplerinin kullanıldığı bir metottur (Rosen, 2002). Aynı zamanda ekserji analizi, kullanılan enerji kaynağının verimini arttırmaya yardımcı olur. Genel olarak ekserji analizi, enerji analiziyle karşılaştırıldığında daha anlamlı bir verim verir. Çünkü ekserji analizi prosese ait verimin ideal proses verimine ne kadar yaklaştığının bir ölçütüdür. Bu sebepten

dolayı ekserji analizi, verimsizlikleri azaltarak daha verimli enerji sistemi için mevcut sınırları tanımlar (Arıkol, 1985, Kabul, 2008).

Termoekonomik optimizasyona dayalı ekserji analizinin yapılmasının avantajı, sistemin farklı elemanlarının ayrı ayrı optimize edilebilmesidir. Böylece ele alınan bir sistem elemanı ile diğer elemanlar arasındaki ilişki, yerel ekserji birim maliyeti ya da ekserji kayıpları açısından daha iyi anlaşılır hale gelmektedir. Sistem kusurlarının bir ölçüsü olan tersinmezliklerin hesaplanmasıyla, optimum işlem parametrelerinin belirlenmesi daha kolaylaşır (Akdoğan, 2007).

Enerji analizinde ölçüm noktalarından alınan basınç ve sıcaklık bilgilerine göre klima sistemi elemanlarının kapasiteleri, sistemin STK'sı deneysel alınan verilerle eşitlik (3.3) - (3.7) arasındaki denklemler kullanılarak belirlenebilir.

Ekserji analizinde ise dinamik olarak yukarıda anlatıldığı gibi hesaplanan soğutma yükü bulunduktan sonra sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi (3.4) ile hesaplanabilir.

Çevreye olan ısı geçişinin ihmal edilmesiyle kompresördeki ekserji yıkım miktarı (3.13) ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}_{Komp} = \dot{m}_{sa} T_0 (s_2 - s_1) \tag{3.13}$$

Kondenser hattından çevre havasına olan ısı kaybını da içeren kondenserdeki ekserji yıkım miktarı (3.14) ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}_{Kond} = \dot{m}_{sa} T_0 \left[(s_5 - s_2) - \left(\frac{h_5 - h_2}{T_{kondg}} \right) \right] \tag{3.14}$$

Genleşme prosesinin adyabatik olduğu varsayımıyla genleşme valfindeki ekserji yıkım miktarı (3.15) ile belirlenebilir.

$$\dot{E}_{txv} = \dot{m}_{sa} T_0 (s_6 - s_5) \tag{3.15}$$

Evaporatördeki ekserji yıkım miktarı (3.16) eşitliği ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}_{Evap} = \dot{m}_{sa} T_0 \left[(s_7 - s_6) - \left(\frac{h_7 - h_6}{T_{evap,g}} \right) \right] \tag{3.16}$$

Sonuç olarak soğutma sistemi elemanlarının toplam ekserji kaybı (3.17) ile belirlenebilir.

$$\dot{E}_{Toplam} = \dot{E}_{Komp} + \dot{E}_{Kond} + \dot{E}_{txv} + \dot{E}_{Evap} \tag{3.17}$$

3.8.5. Ekserji verimi

Ekserjetik verimin tarifi ile ilgili literatürde detaylı olarak farklı yollar görmek mümkündür. Bunların arasında Kotas (1985) tarafından elde edilmek istenen ekserjinin kullanılan ekserjiye oranı olarak tarif edilen ekserjetik verim aşağıda verilmiştir (Kabul, 2008).

$$\eta = \frac{\text{Elde edilmek istenen ekserji}}{\text{Harcanan ekserji}} \tag{3.18}$$

İncelenen taşıt klima sistemi için denklemi düzenlersek;

$$\eta_{\dot{E}} = \frac{\dot{E}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} \tag{3.19}$$

elde edilir.

3.8.6. Belirsizlik analizi

Eşitlik 3.20 – 3.27'e göre kompresör devrine göre yapılan belirsizlik analiz sonuçları Şekil 4.30'da gösterilmiştir. Kompresör devri arttıkça belirsizlik değerinin 1000 d/dk'da ±%3.01 iken ±%2.77'ye düştüğü tespit edilmiştir. Kompresör devri 1000 d/dk için evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s, 5m/s, ve 10 m/s için belirsizlik değerleri sırasıyla ±%3.01, ±%3.54, ve ±%4.08 olarak hesaplamıştır. Elde edilen bu değerlere göre kompresör hızı artıkça belirsizlik değeri azalmış buna karşın evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı arttıkça belirsiz değeri artmıştır.

Bu çalışma kapsamında yapılan belirsizlik analizi için Bilen (2011)'den faydalanılmıştır.

Deneysel çalışmaların tümü, çeşitli nedenlerden dolayı hata içerir. Deneysel çalışmalarda yapılan bu hatalar genellikle üç gurupta toplanabilir. Bunlardan birincisi deneyi yapan araştırmacının dikkatsizlik ve tecrübesizliğinden ileri gelen hatalardır. Deney tesisatlarında kullanılan ölçme cihazlarının yanlış seçiminden veya ölçme sistemlerinin yanlış tasarımından kaynaklanan hatalar bu gurup içinde düşünülebilir. İkinci gurup hatalar sabit veya sistematik olarak adlandırılan hatalardır. Bunlar genellikle tekrar edilen okumalarda görülen ve nedenleri çoğunlukla tespit edilemeyen hatalardır. Üçüncü gurup hatalar ise rastgele hatalardır. Bunlar ise; deneyi yapan kişilerin değişmesinden, deneyi yapanların dikkatlerinin zamanla azalmasından, elektrik geriliminin değişmesinden, ölçme aletlerindeki histerizis olaylarından veya cihazların ısınması nedeniyle elektronik ölçme aletlerinde oluşan salınımlardan kaynaklanabilmektedir (Bilen, 2011).

Deneysel sonuçların geçerliliğinin belirlenebilmesi için mutlaka bir hata analizi yapmak gerekmektedir. Deneylerden elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan parametrelere ait hata miktarlarının/oranlarının tespiti için pratikte bir kaç yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemler içerisinde, akılcı yaklaşım (*commonsense basis*) ve belirsizlik analizi (*uncertainty analysis*) yöntemleri en çok kullanılanlarıdır. Son yıllardaki çalışmalarda hata analizinde; ilk olarak Kline ve McClintock tarafından ortaya atılan ve diğerlerine göre daha hassas bir yöntem olan belirsizlik analizi yöntemi daha çok tercih edilmektedir (Bilen, 2011).

Akılcı yaklaşım hata analiz yönteminde, ölçme sisteminde bulunan bütün ölçüm cihazlarının aynı anda (*pozitif veya negatif yönde*) maksimum hatayı yaptığı kabul edilir. Örnek olarak; bir elektrik devresindeki güç, gerilim ve akım şiddeti çarpımı olan; $P = E\,I$ bağıntısı yardımıyla hesaplanmak istensin. Elektrik gerilimi ve akım şiddetini ölçen cihazların sabit hata miktarları (*belirsizlikleri*) sırasıyla, $\pm w_E$ ve $\pm w_I$ şeklinde verilmiş olsun. Bu durumda; ölçme esnasında elektrik gerilimi e olarak ve elektrik akımı da i olarak okunmuş ise, E ve I için şu ifadeler yazılabilir. $E = e \pm w_E$; $I = i \pm w_I$ Böyle bir ölçmede nominal güç (*anma gücü*); $P_N = e\,i$ değerindedir. Böyle bir deney sonucundan hareketle akılcı yaklaşıma göre elde edilebilecek en hatalı iki değer: $P_{maks.} = (e + w_E)(i + w_I)$; $P_{min.} = (e - w_E)(i - w_I)$ şeklinde olacaktır. Bu tip bir ölçmede belki hiçbir zaman böyle bir hataya

ulaşılamayacaktır. Çünkü; tesadüfi olarak, gerilimi ölçen cihaz ile yapılan ölçümde ortaya çıkan hata en büyük değerde iken, akımı ölçmede kullanılan cihaz ile yapılan ölçümde de ortaya çıkan hatanın en büyük değerde olacağı şüphelidir. Bu durum, hata analizinde akılcı yaklaşımı kullanmanın sakıncasını açıkça göstermektedir.

Belirsizlik analizi yönteminde ise herhangi bir deney tesisatı aracılığı ile tespit edilmesi/hesaplanması gereken büyüklük *R*, bu büyüklüğe etki eden *n* adet bağımsız değişkenler ise; x_1, x_2, x_3,.....,x_n olduğunda; $R = R(x_1,\ x_2,\ x_3,.....,x_n)$ yazılabilir. Deneylerde etkili olan her bir bağımsız değişkene ait sabit hata miktarları (*belirsizlikler*); $\pm w_{x_1}$, $\pm w_{x_2}$, $\pm w_{x_3}$,....., $\pm w_{x_n}$ ise, *R* büyüklüğünün sabit hata miktarı (*belirsizliği*) $\pm w_R$ ise;

$$w_R = \frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1} + \frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2} + \frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3} + ... + \frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n}$$ şeklinde yazılabilir.

Bu durumda, *R* büyüklüğüne ilişkin maksimum belirsizlik aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$w_{R_{maks.}} = \left|\frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1}\right| + \left|\frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2}\right| + \left|\frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3}\right| + ... + \left|\frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n}\right|$$

Bu durum, mümkün olabilecek en kötü durum olup, olasılığı en küçüktür. Bu durumu iyileştirebilmek için, Pythagorean Teoremine göre belirsizlik aşağıdaki gibi yazılır.

$$w_R = \pm\left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3}\right)^2 + ... + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n}\right)^2\right]^{1/2}$$

Yukarıdaki bağıntı dikkatle incelendiği zaman, belirsizlik analizi yönteminin diğer yöntemlere göre en önemli üstünlüklerinden birinin, deneylerde en büyük hataya neden olan değişkenin hemen tespit edilebilmesinin olduğu görülecektir. Böylece hatayı azaltmak için, söz konusu bu değişkenin ölçümünde kullanılan cihaz üzerine yoğunlaşılabilir. Ayrıca, yukarıdaki bağıntıda yer alan terimlerin eş boyutluluk ilkesi açısından uyumlu olduğuna dikkat edilmelidir.

Deneylerde kullanılan ölçüm cihazlarında meydana gelebilecek belirsizlikler (*sabit hata miktarları*), bu cihazların kalibrasyonu yapılmak suretiyle belirlenir. Buna göre; bağımsız değişkenlere (*ölçülen parametrelere*) ilişkin belirsizlikler bilindiğinden, yukarıdaki bağıntı kullanılmak suretiyle bağımlı değişkenlere (*hesaplanan parametrelere*) ilişkin belirsizlikler tespit edilebilir.

Bu bilgiler ışığında STK'nın belirsizlik işlem sırasını şu şekilde yazabiliriz;

$$\frac{\partial F}{\partial \rho} = \frac{A * V * C_p * \left(T_{eg} - T_{eç}\right)}{W_k} \tag{3.20}$$

$$\frac{\partial F}{\partial U} = \frac{\rho * A * C_p * \left(T_{eg} - T_{eç}\right)}{W_k} \tag{3.21}$$

$$\frac{\partial F}{\partial A} = \frac{\rho * U * C_p * \left(T_{eg} - T_{eç}\right)}{W_k} \tag{3.22}$$

$$\frac{\partial F}{\partial C_p} = \frac{\rho * U * A * \left(T_{eg} - T_{eç}\right)}{W_k} \tag{3.23}$$

$$\frac{\partial F}{\partial T_{eg}} = \frac{\rho * U * A * C_p}{W_k} \tag{3.24}$$

$$\frac{\partial F}{\partial T_{eç}} = -\frac{\rho * U * A * C_p}{W_k} \tag{3.25}$$

$$\frac{\partial F}{\partial W_k} = -\frac{\rho * U * A * C_p * \left(T_{eg} - T_{eç}\right)}{\left(W_k\right)^2} \tag{3.26}$$

$$\frac{\omega_{STK}}{STK} = \frac{1}{STK} * \left[\begin{array}{l} \left(\frac{\partial F}{\partial \rho} * \omega_\rho \right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial U} * \omega_U \right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial A} * \omega_A \right)^2 \\ + \left(\frac{\partial F}{\partial C_p} * \omega_{C_p} \right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial T_{eg}} * \omega_{T_{eg}} \right)^2 \\ + \left(\frac{\partial F}{\partial T_{eç}} * \omega_{T_{eç}} \right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial W_k} * \omega_{W_k} \right)^2 \end{array} \right]^{\frac{1}{2}} \tag{3.27}$$

Dolayısıyla STK'nın belirsizliği $\pm \omega_{STK}$ veya bağıl belirsizlik $\pm \frac{\omega_{STK}}{STK} * 100$ olarak yazılabilir.

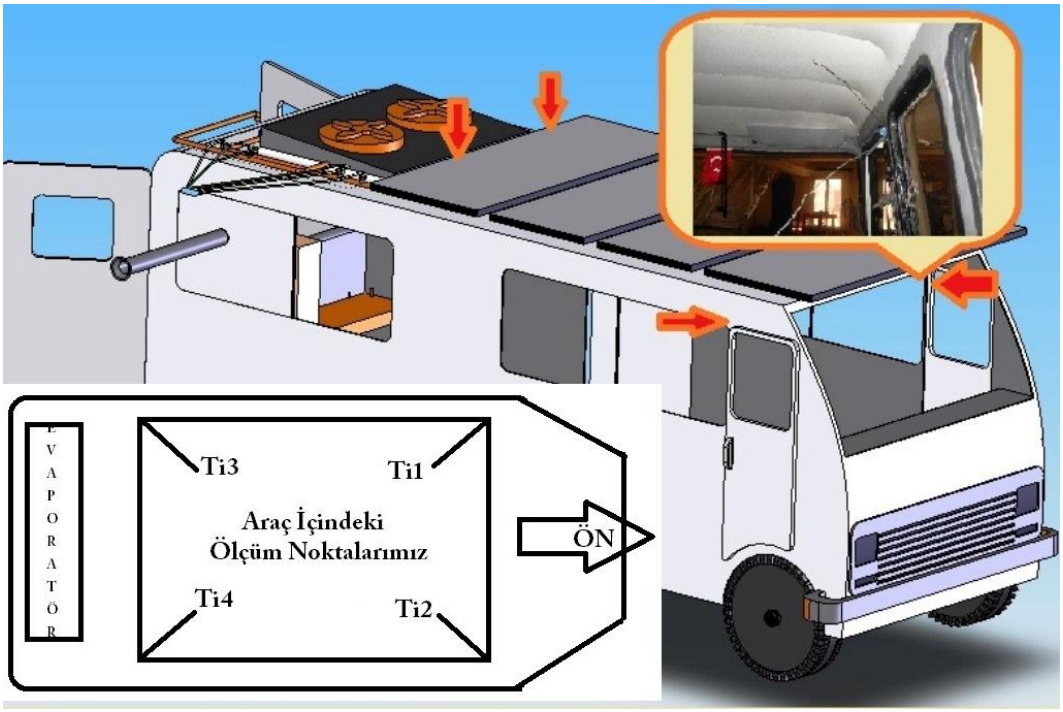
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu deneysel çalışmanın amacı taşıt kliması performansına etki eden parametrelerden olan evaporatör üzerinden geçen hava miktarı ve kompresör hızının etkilerini incelemek ve optimum çalışma noktasını bularak sistem elemanlarının ekserji değerlerinin belirlenmesidir.

Deneylerde evaporatör kanalı giriş hava hızı 2.5 m/s ile 10 m/s arasında değiştirilmiştir. Fakat 2.5 m/s hava hızında evaporatörün termostatı kompresörü kapatıp açmaktadır. Bunun sonucunda basınç ve sıcaklık değerleri artıp azalmaktadır. Bu nedenle kompresörün sürekli çalıştığı minimum değer olan 3 m/s değerinden sonra hava hızları sırasıyla 5 ve 10 m/s olarak değiştirilmiştir.

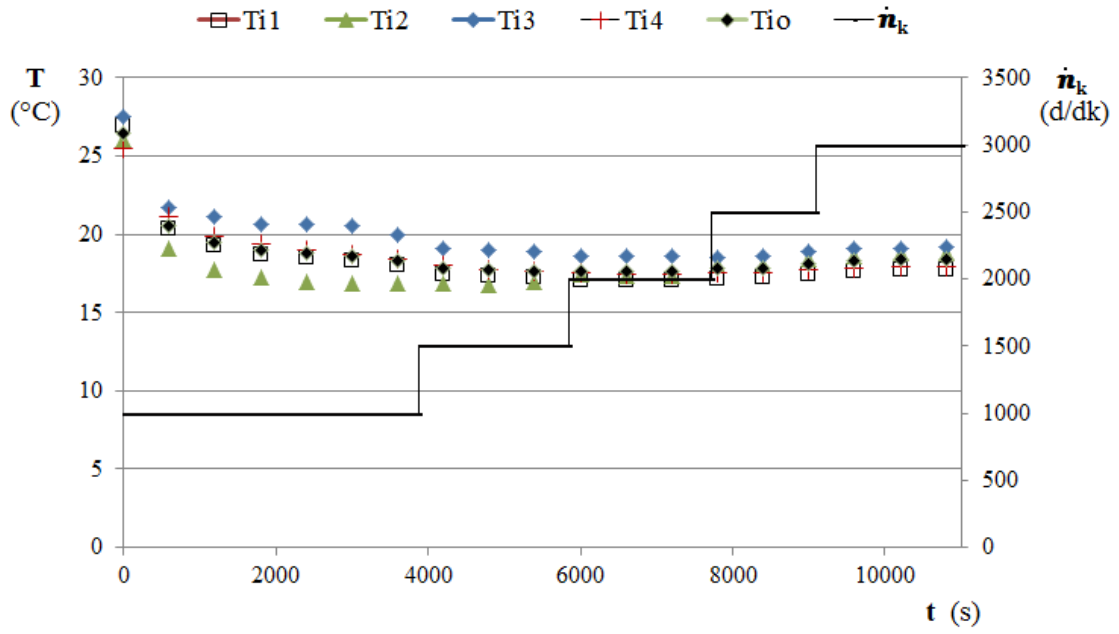
Deneysel çalışmada, evaporatör üzerinden geçen hava miktarı yukarıda belirtilen bir değere getirildikten sonra kompresör hızı 1000 - 3000 d/dk arasında 500 d/dk aralıklarla değiştirilmiştir. Bütün deneylerde sistemin çalışmaya başladığı andan itibaren ölçümler alınmaya başlanmıştır ve sistemin stabil hale gelmesi yaklaşık 30 dakika sürmüştür. Burada verilen sonuçlar bu zamandan sonraki değişimleri göstermektedir.

T_{i1}, T_{i2}, T_{i3}, T_{i4} ve T_{io} noktalarının konumları Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Ortalama iç ortam sıcaklığı T_{io}, hesaplanırken bu dört değerin ortalaması alınmıştır.



Şekil 4.1. Taşıt içi sıcaklık ölçüm noktalarının gösterimi

Taşıt iç ortam sıcaklığı (T) ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi; evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s ve dataların 10 dk'lık ortalamasının değişimi Şekil 4.2'de görülmektedir. Kompresör 1000 d/dk çalıştırılarak deneylere başlanmıştır. Deneylerin başlangıcında sıcaklık ölçerlerin kalibrasyonundan dolayı gösterdikleri değerler arasında farklılık vardır. Soğutma sistemi taşıt içine soğutulmuş havayı üfledikçe taşıt içi sıcaklığı düşmektedir. Zaman 4000 s civarında ulaştığında taşıt ortam sıcaklığı Şekil 4.1'de gösterilen noktalarda 16 - 20 ^{o}C arasına kadar düşmüştür. Kompresör devri 1500 d/dk'ya arttırıldığında sıcaklık düşmeye devam etmiştir ve 6000 s sonunda 16 - 18 ^{o}C arasında bir değişim göstermektedir. Devrin 2000 d/dk, 2500 d/dk ve 3000 d/dk değerlerine kadar arttırılması durumunda sıcaklık değerlerinde 11000 s'lik deney süresince fazla bir değişim olmadığı belirlenmiştir. Bunun anlamı taşıtın yüzeylerinden ve iç ortamından oluşan ısı kazancı değerinin taşıt içine transfer edilen soğutma yüküne yaklaşık eşit olduğu şeklinde yorumlanabilir.

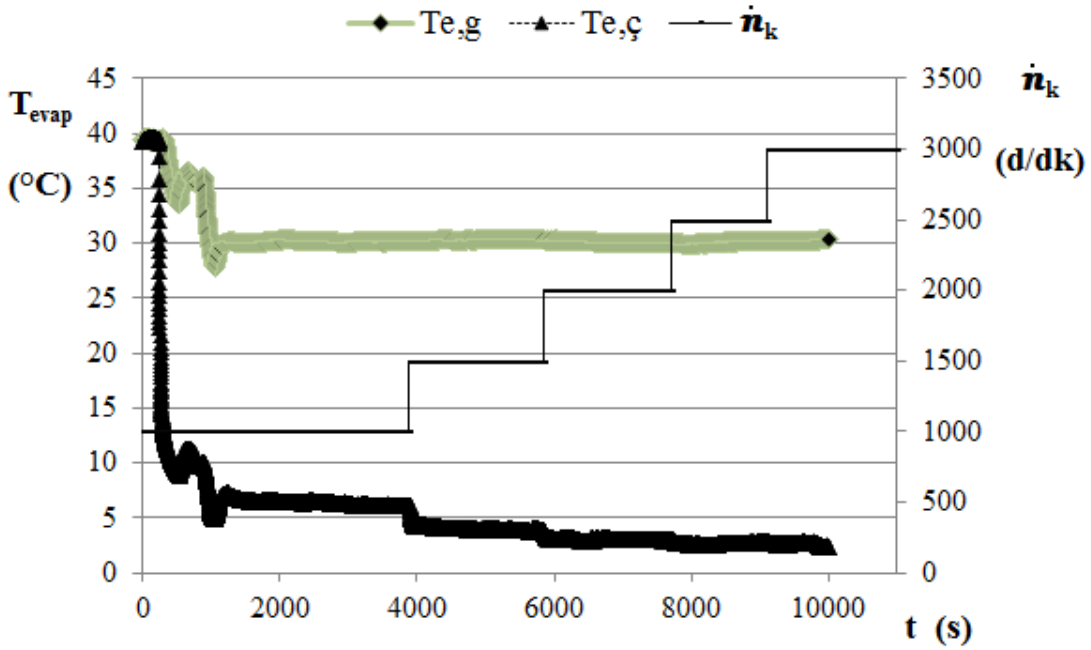


Şekil 4.2. Taşıt iç ortam sıcaklığı (T) ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi
(Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s ve dataların 10 dk'lık ortalaması verilmiştir)

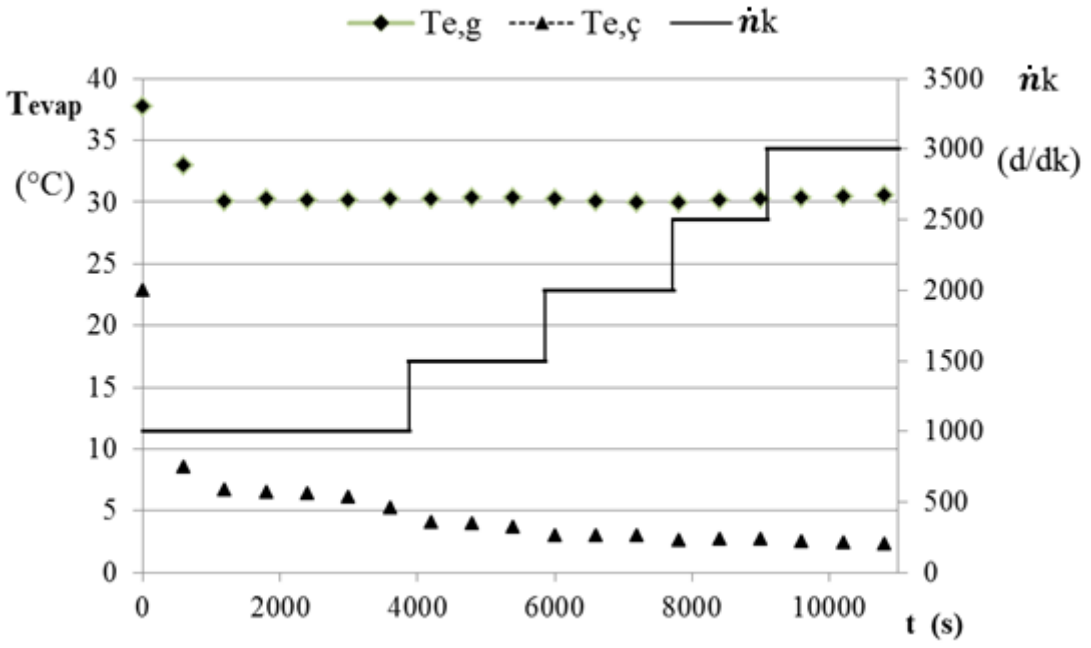
Şekil 4.3'de deney süresince evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıklarının değişimi sunulmuştur. Başlangıçta evaporatör giriş sıcaklığında ani bir düşme görülmektedir. Bunun sebebi fanlar çalıştırıldıktan sonra evaporatör kanalı girişine konulan bir elektrikli ısıtıcı ile hava giriş sıcaklığının dengelenmeye çalışılmasındandır. Deney başlangıcından 1500 s sonra evaporatör sıcaklığı 30 ^{o}C'ye (deneylerdeki hava giriş sıcaklığı değeri) düşmekte ve bütün kompresör devirlerinde yaklaşık olarak sabit

kalmaktadır. Sıcaklık ölçüm sensörünün doğruluğu ve sistemdeki hava değişiminin çalkantısından dolayı bir miktar değişim sergilemektedir.

Evaporatör çıkış sıcaklığı ise deney başlangıcında 40 °C'dedir. Daha sonra soğutma sistemi çalışmaya başladıktan sonraki ilk 1500 s'de sıcaklıktaki düşme 6 ^{o}C'ye ulaşmıştır. Kompresör devri 1000 d/dk'dan 1500 d/dk'ya çıkartıldığında evaporatör çıkış sıcaklığı 5 °C'nin biraz altına düşmektedir. Zaman 5800 s'ye ulaştığında kompresör devri 2000 d/dk'ya çıkartılmakta evaporatör çıkış sıcaklığı 4 °C'ye düşmektedir. Kompresör devri 3000 d/dk'ya kadar arttırıldığında evaporatör çıkışındaki sıcaklık düşmesi çok azda olsa devam etmekte ve 10000 s'nin sonunda sıcaklık değeri 2.5 °C'ye kadar azalmaktadır. Kompresör devri arttıkça evaporatör çıkış sıcaklığı daha da azalmaktadır. Bu sıcaklıktaki düşmenin nedeni devrin artmasıyla soğutucu akışkanın debisinin artması sonucu oluşan evaporatör kapasitesindeki artıştır.



(a)

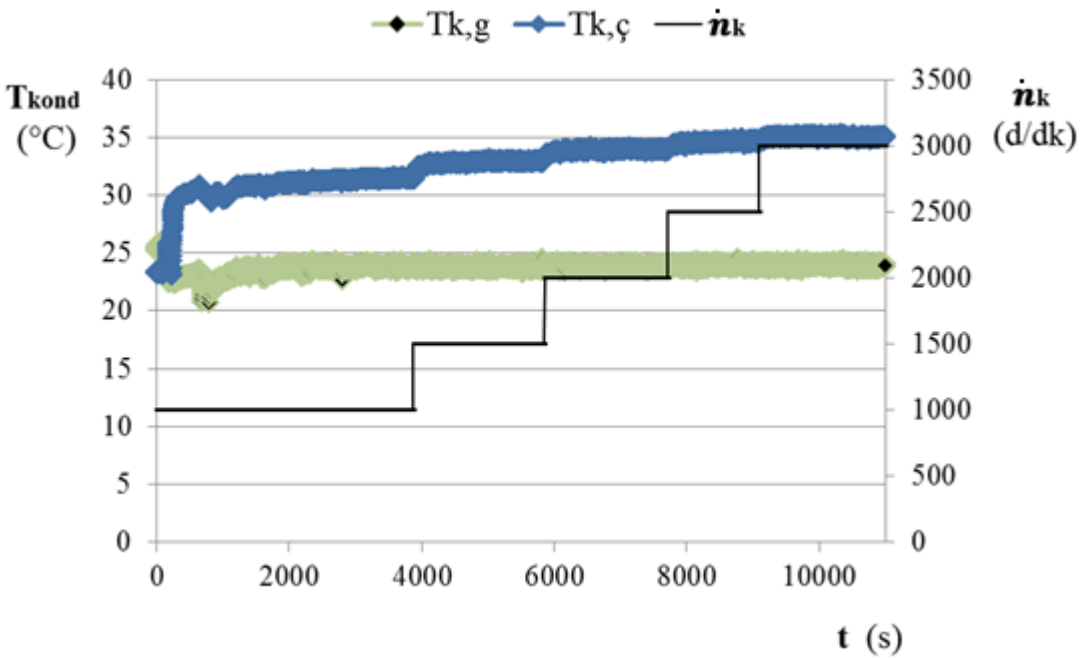


(b)

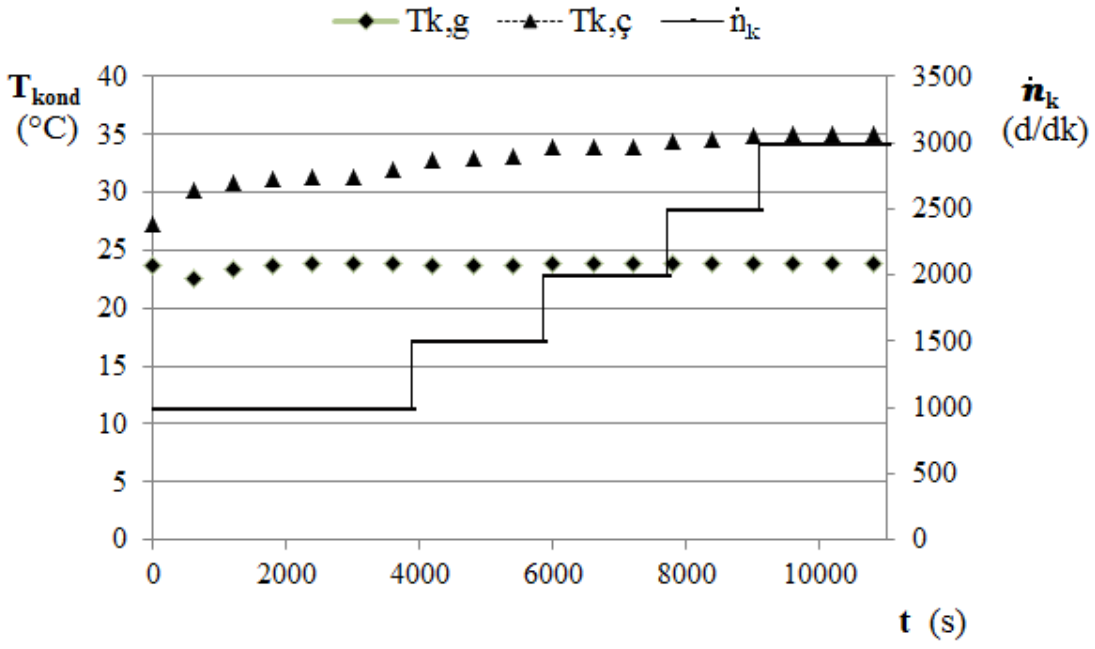
Şekil 4.3. Evaporatör giriş kanalı, çıkış kanalı sıcaklığı (T_{evap}) ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s ve, a) dataların 1s aralıkla değişimi b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

Şekil 4.4'de Kondenser (yoğuşturucu) giriş kanalı, çıkış kanalı sıcaklığı ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi verilmiştir. Kondensere hava emişi taşıtın konulduğu laboratuar ortamı olduğu için 2000 inci saniyeden sonra yaklaşık 24 °C'de sabit kalmıştır. Kompresör devri arttıkça kompresörün tükettiği enerjinin artması ve

soğutma kapasitesinin yükselmesinden dolayı ve sabit kondenser giriş hava debisi şartlarında kondenser çıkış sıcaklığı 27 °C'den 35 °C'ye kadar yükselmiştir.



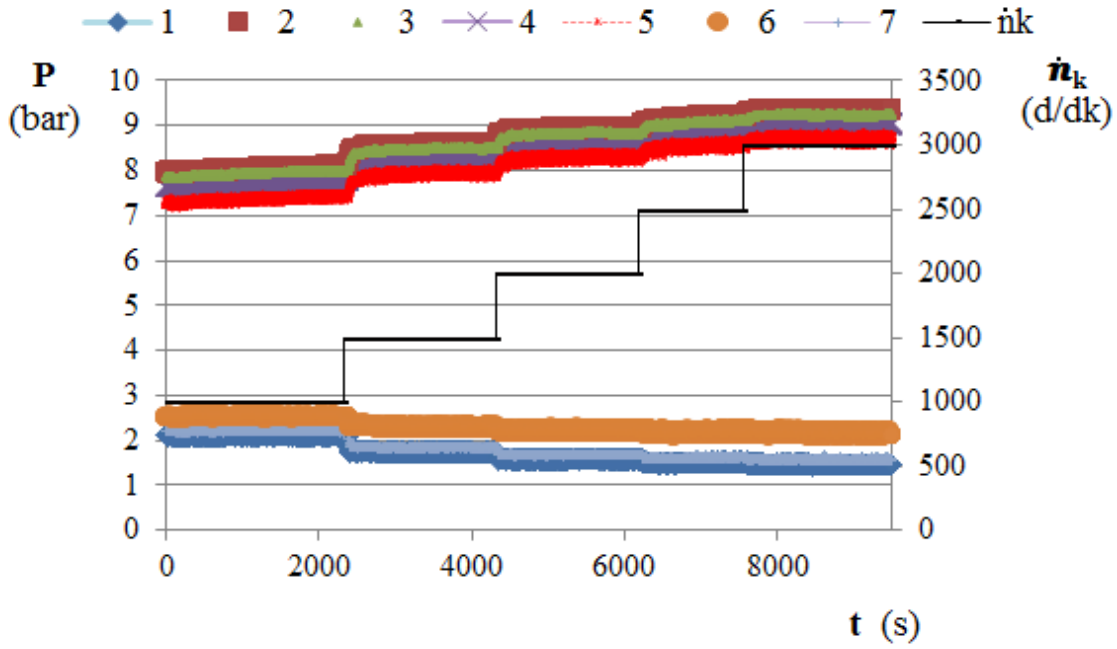
(a)



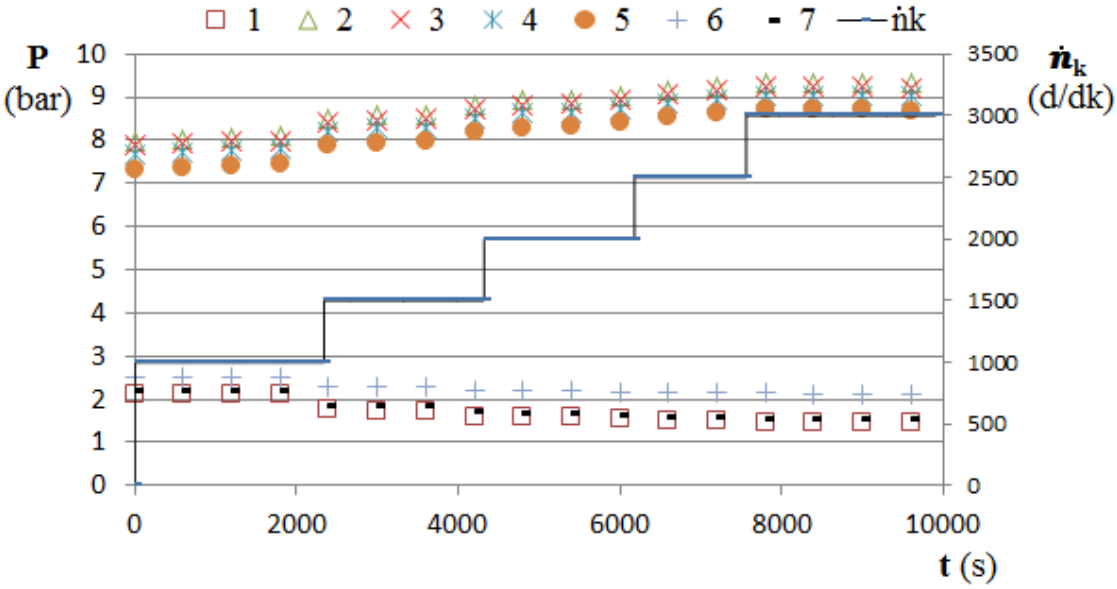
(b)

Şekil 4.4. Kondenser (yoğuşturucu) giriş kanalı, çıkış kanalı sıcaklığı ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s, a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

Soğutucu akışkan devresi Şekil 3.23' de gösterilen basınç prizleri ve sıcaklık sensörleri ölçüm sonuçları ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi, evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s a) dataların 1s aralıkla değişim ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da görülmektedir. Kompresör devri arttıkça kompresör çıkışındaki basınç değerinin yaklaşık 7 bar dan, 9 bar a kadar %30 mertebesinde arttığı görülmüştür. Basınç değerindeki bu artış, 1000 d/dk'daki kompresör çıkışındaki 50 °C olan sıcaklığın 80 °C'ye yükseldiği 60 °C'nin ise 90 °C %50 oranında arttığı belirlenmiştir. Kondenser çıkışında, evaporatör giriş ve çıkışında ise basınç değişimlerinin dikkate değer fark oluşturmadığı ve oluşan basınç farkının kompresör devrinin artmasıyla artan soğutucu akışkan debisi ve boru içi hızdan dolayı oluşan basınç kaybından kaynaklandığı söylenebilir. Evaporatör giriş ve çıkışında oluşan yaklaşık 7 ^{o}C'lik sıcaklık farkı aşırı kızdırmadan oluşmaktadır. Kondenserdeki yoğuşma sıcaklığı 1500 d/dk sonunda 30 ^{o}C'ye ulaşmakta ve bu devirden sonra yaklaşık sabit kalmaktadır.

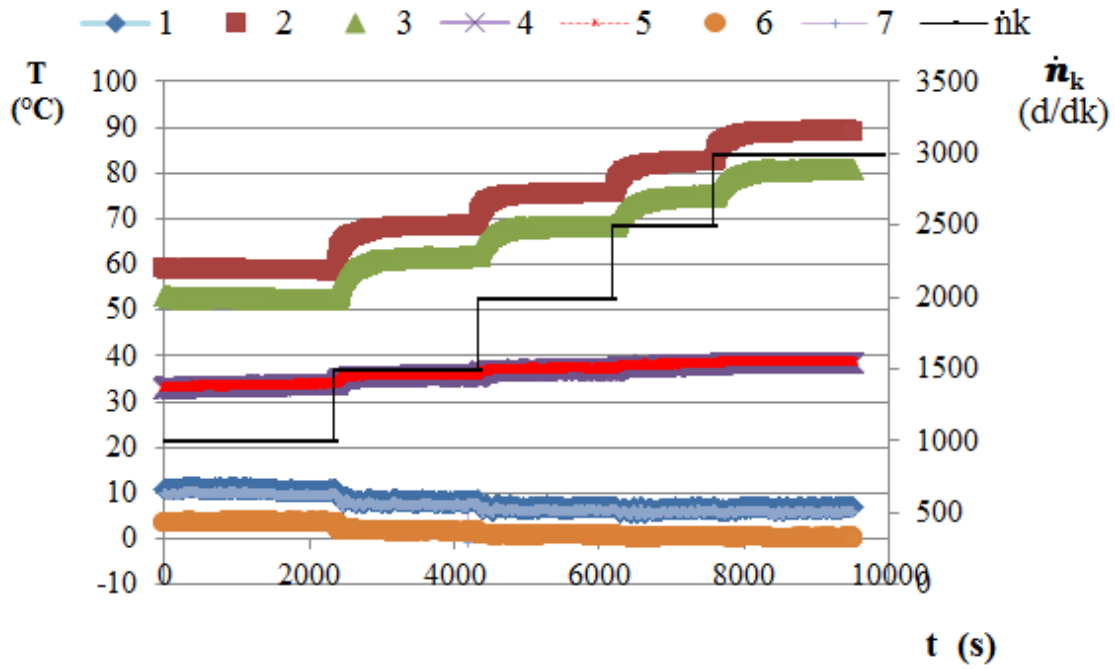


(a)

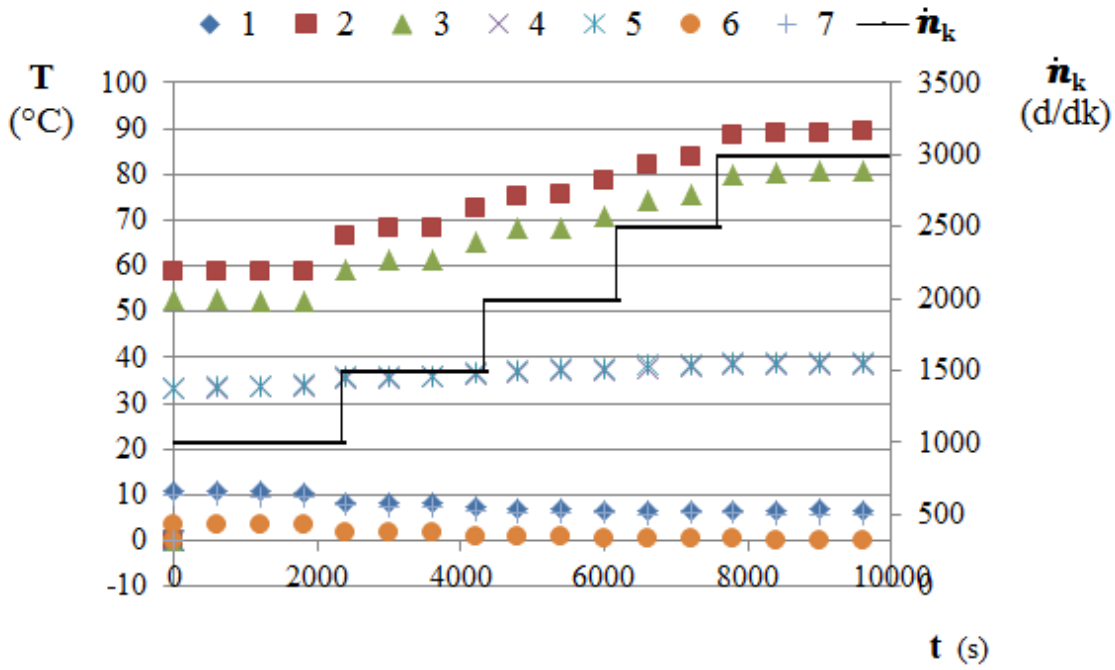


(b)

Şekil 4.5. Soğutucu akışkan devresi Şekil 3.27' de gösterilen basınç prizleri ölçüm sonuçları ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s, a) 1s aralıkla değişim ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)



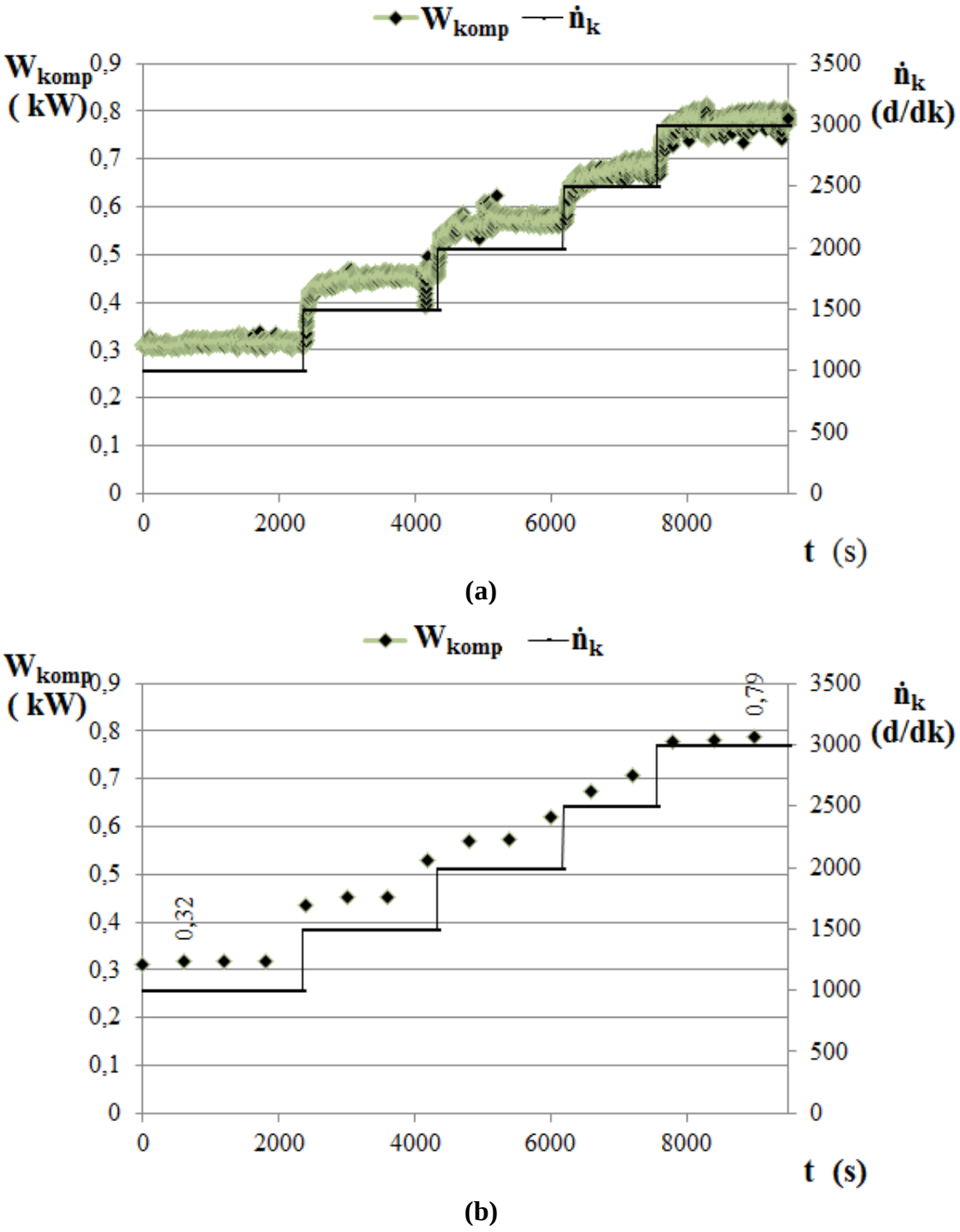
(a)



(b)

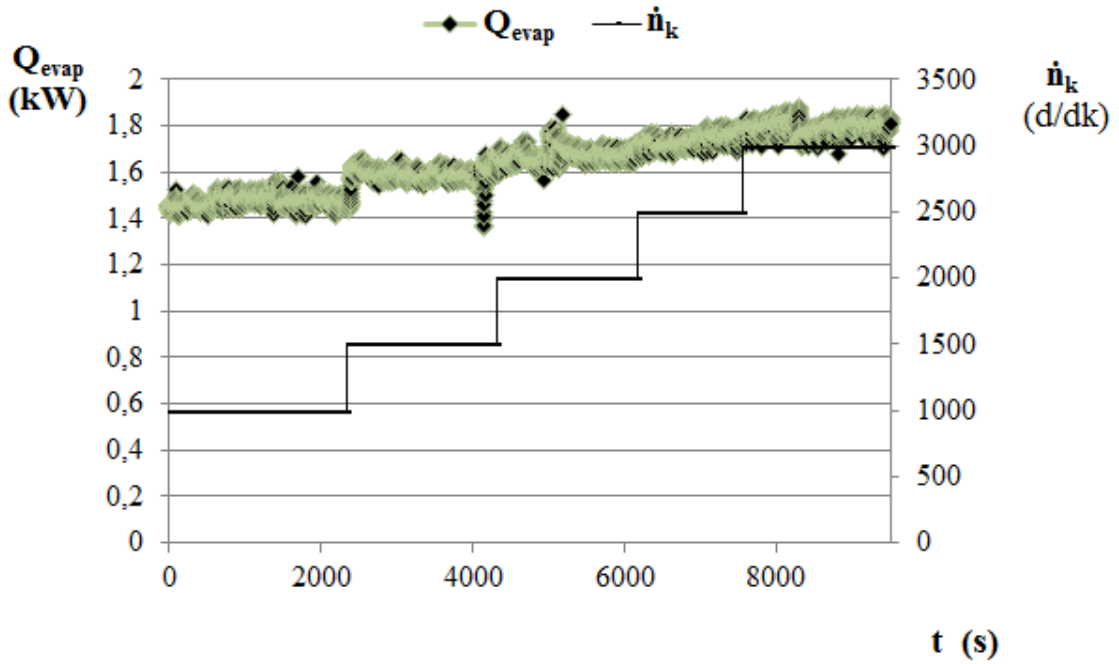
Şekil 4.6. Soğutucu akışkan devresi Şekil 3.28' de gösterilen sıcaklık prizleri ölçüm sonuçları ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava 3 m/s, a) 1s aralıkla değişim ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

Kompresörün anlık gücü ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s, a) 1s aralıkla değişim ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi Şekil 4.7'de gösterilmiştir. Kompresör devri arttıkça kompresörün gücü artmaktadır. Ancak sistemde oluşan tersinmezliklerden dolayı ölçülen değerlerde bir miktar çalkantı oluşmaktadır. Kompresör devri 1000 d/dk iken 315 W değerinde olan tüketim 3000 d/dk'da iki katından fazla artarak 770 W'a kadar artmıştır.

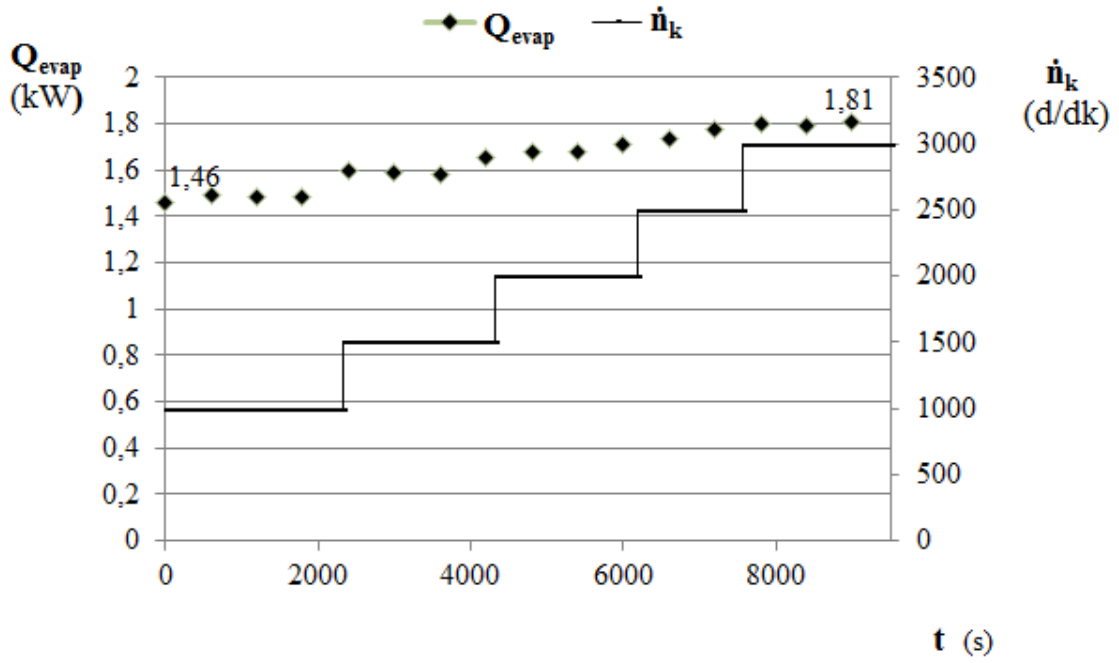


Şekil 4.7.Kompresörün tükettiği elektrik enerjisi ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s, a) 1s aralıkla değişim ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s ve dataların a) 1s aralıkla değişimi b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi evaporatör kapasitesi için Şekil 4.8'de, kondenser kapasitesi için ise Şekil 4.9'da verilmiştir. Kompresör devri sabit olduğu sürece kapasitelerinde yaklaşık sabit kaldığı, kompresör devri arttıkça enerji tüketimi arttığı için üretilen soğukluğun arttığı ve sistemin dengede olabilmesi için kondenser kapasitesinin de arttığı görülmektedir. Herhangi bir anda evaporatör soğutma kapasitesi ve kompresörün tükettiği enerjilerin toplamının kondenser kapasitesine eşit olması beklenir ancak sistemde daha sonraki şekillerde verilecek ekserji yıkım değerlerinden anlaşılacağı gibi farklılıklar oluşmaktadır. Şekil 4.7'de kompresör devrinin artmasıyla güç tüketimde %144 oranında artış evaporatör kapasitesinde 1479 W'tan 1781 W'a artışla %20 oranında kalırken kondenserde ise 1751 W'dan 2468 W'a kadar yükselme ile %41 mertebesinde olmuştur. Evaporatör ve kompresörün kapasitelerindeki toplamın kondenser kapasitesi ile eşit çıkmamasının nedeni tersinmezliklerdir.

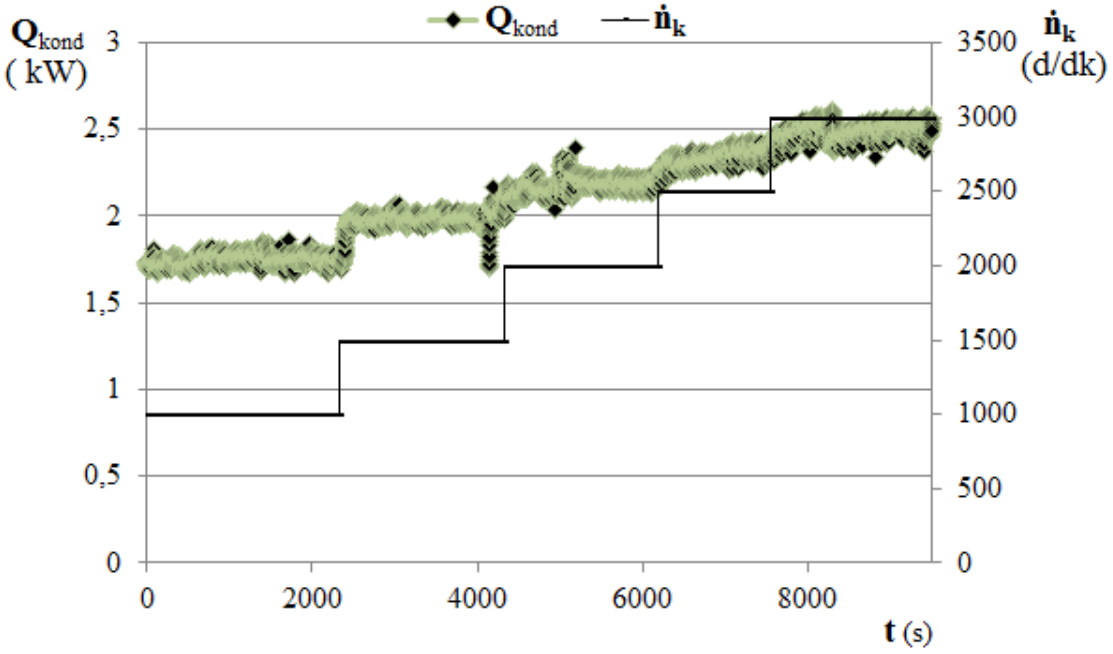


(a)

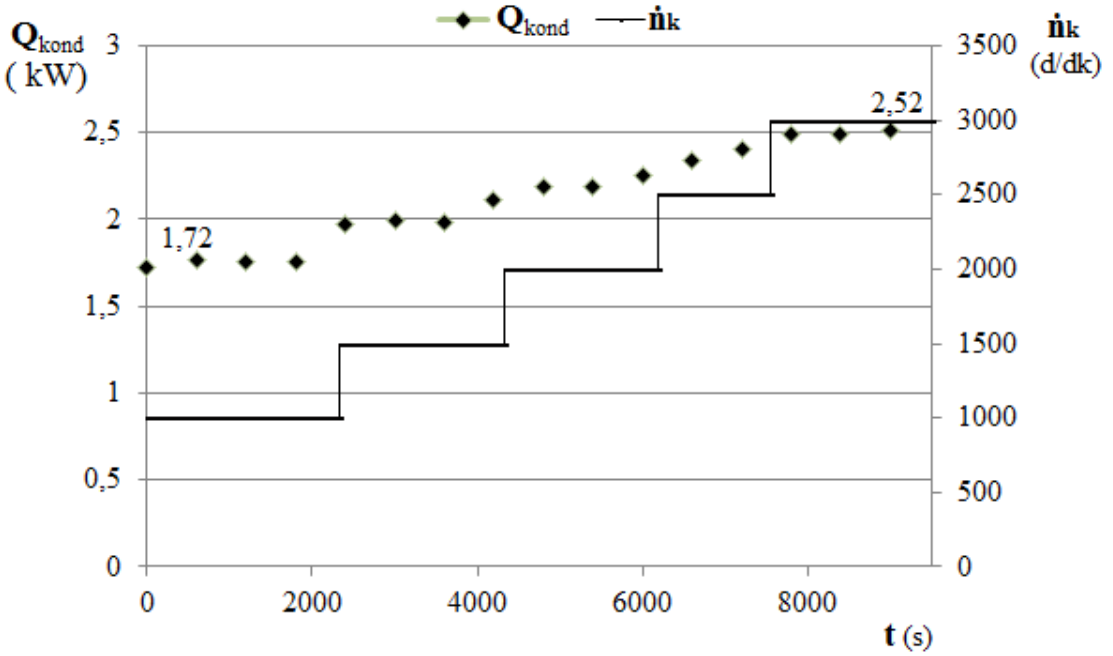


(b)

Şekil 4.8. Evaporatör kapasitesi ($\dot{Q}_e$) ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s ve a) 1s aralıkla değişim b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)



(a)

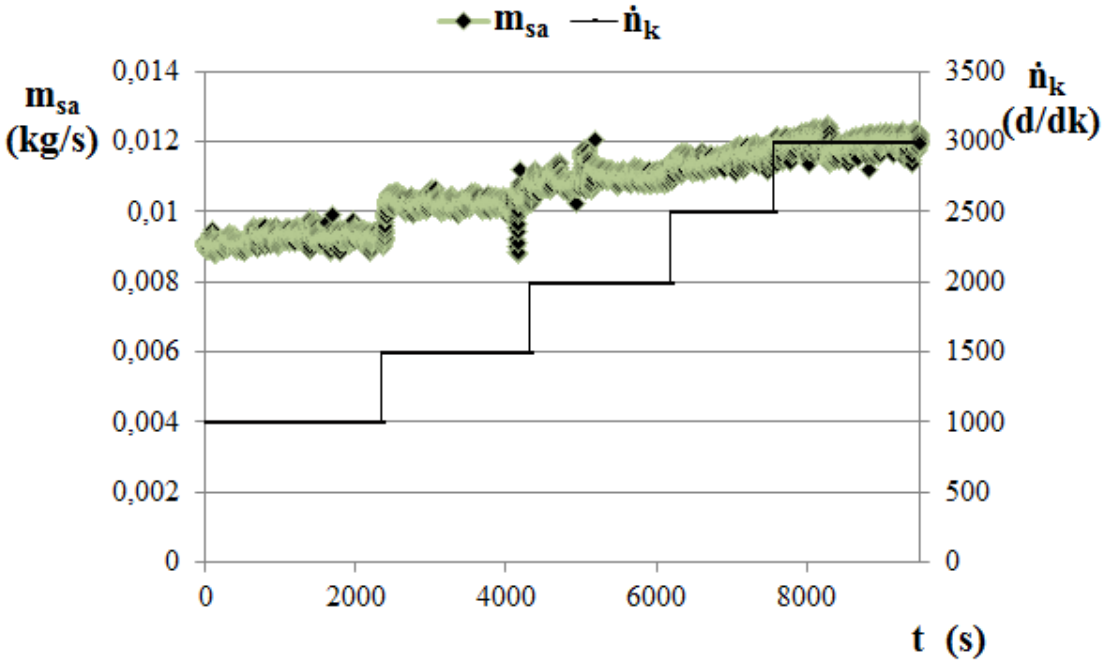


(b)

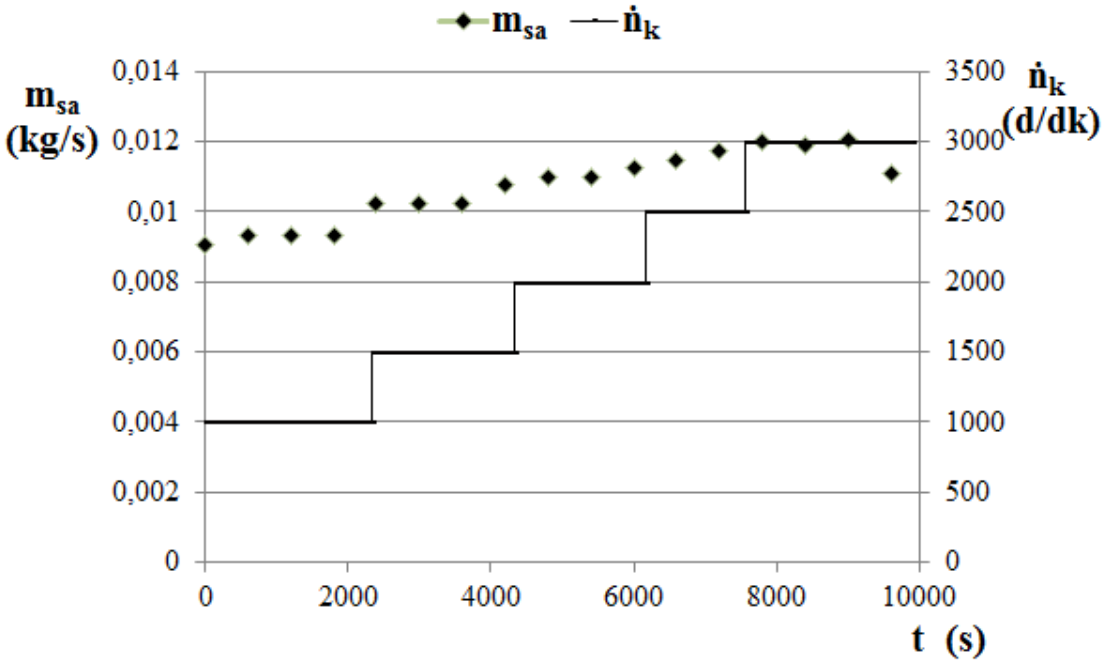
Şekil 4.9. Kondenser kapasitesi ($\dot{Q}_k$) ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s ve dataların a) 1s aralıkla değişim b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

Soğutucu akışkan debisi ($\dot{m}_{sa}$) ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Kompresör devri arttıkça soğutucu akışkan debisini artması beklenen bir sonuçtur. Kompresör devri artış oranı ile debi artışı doğru orantılı değildir. Çünkü kompresördeki sıkıştırma işlemi tersinmezliklerden dolayı izentropik değildir.

Örneğin kompresör devri 1000 d/dk'da 0.0093 kg/s iken devir 2000 d/dk'ya çıkartıldığında debide ki artış %10 mertebesinde olmuş 0.0102 kg/s olarak hesaplanmıştır.



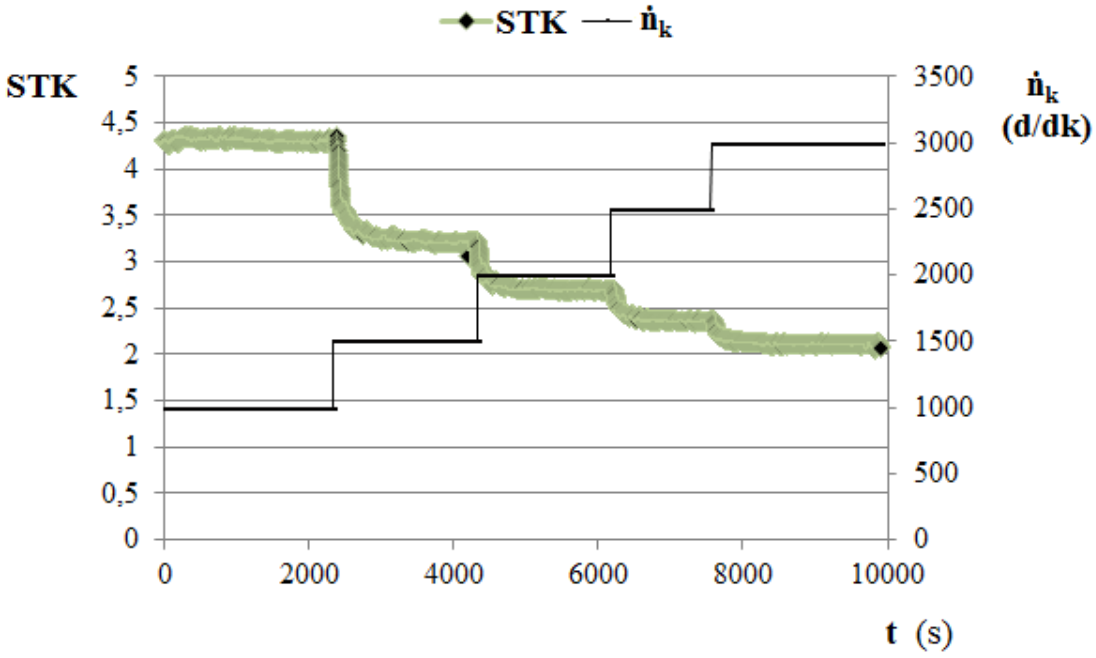
(a)



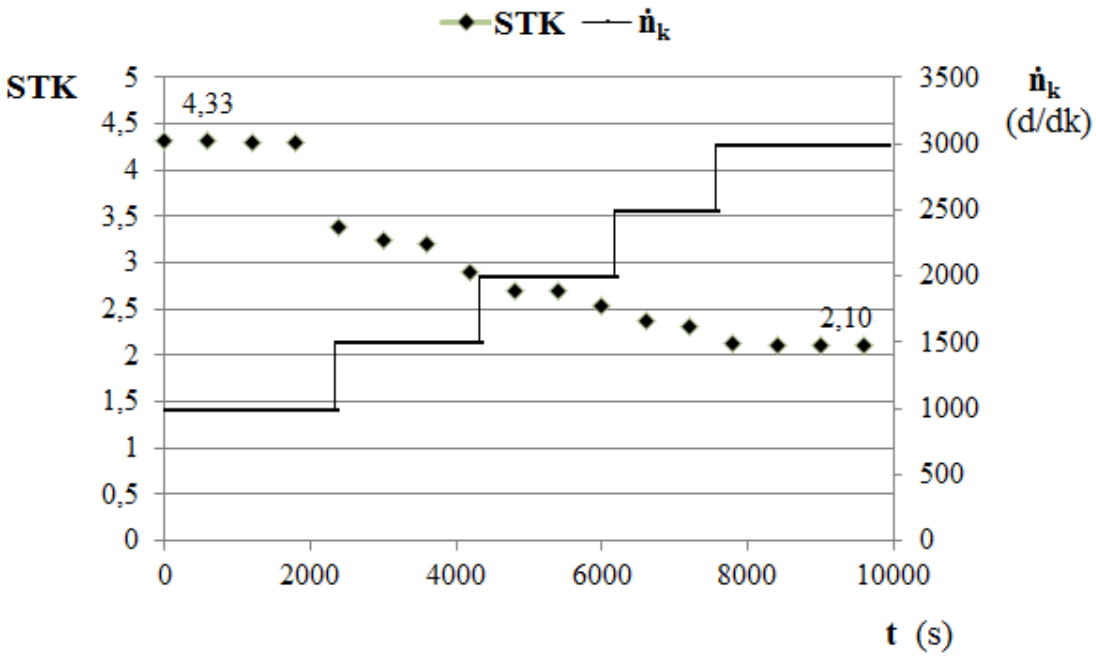
(b)

Şekil 4.10. Soğutucu akışkan debisi ($\dot{m}_{sa}$) ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s ve dataların a) 1s aralıkla değişim b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s ve dataların a) 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi sistemin soğutma tesir katsayısı (STK) ve kompresör devrine ($\dot{n}_k$) göre Şekil 4.11'de sunulmuştur. Kompresör devri arttıkça STK'sının düştüğü görülmektedir. Bunun nedeni, devir arttıkça Şekil 4.7'de verilen kompresör gücündeki artış oranının Şekil 4.8'de verilen evaporatör kapasitesindeki artış oranına göre düşük olmasından kaynaklanmaktadır. STK'sı 1000 d/dk'da 4.3 iken devrin artmasıyla 2.1'e kadar düşmektedir. Kompresör devri arttıkça soğutucu akışkan evaporatör içinden ısı çekmeye fırsat bulamadan ayrılmaktadır. Buda kompresörün artan güç tüketimine göre evaporatör kapasitesindeki artış oranının düşük olmasından kaynaklanmaktadır.



(a)



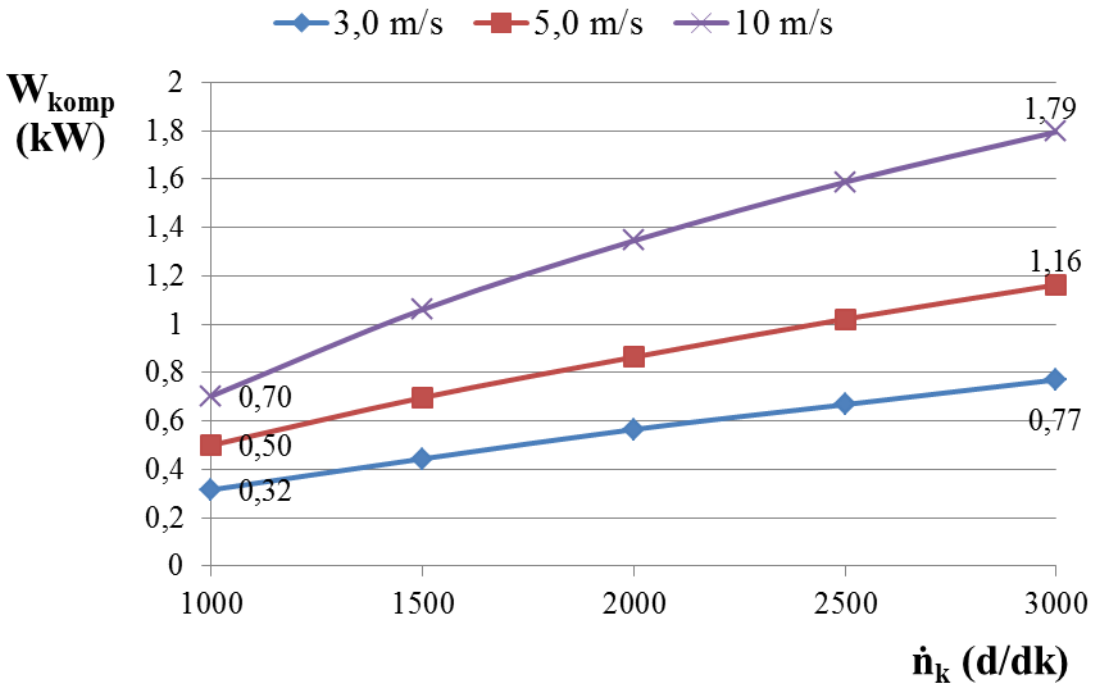
(b)

Şekil 4.11. Sistemin Soğutma tesir katsayısı (STK) ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 3 m/s ve dataların a) 1s aralıkla değişim b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 5 m/s ve 10 m/s olması durumlarında elde edilen deney sonuçlarının grafiksel sunumu Ek 1, Ek 2'de verilmiştir. Bu bölümde farklı hava hızlarında sistemin performansını belirleyen parametreler olan Q_{evap}, Q_{kond}, W_{komp}, STK ve soğutucu akışkan debisinin (m_{sa}) değişimleri devire bağlı olarak verilmiştir.

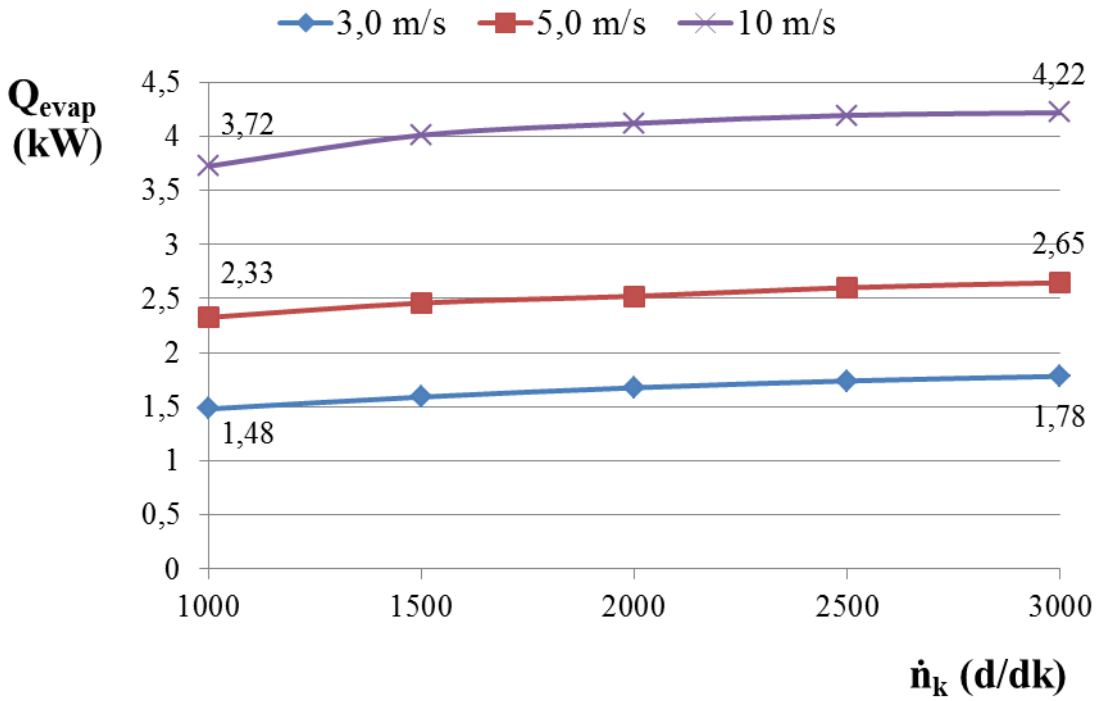
Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının 3-10 m/s arasında değişmesi durumunda kompresör devrine göre kompresörün tükettiği elektrik enerjisi (W_{komp}) Şekil 4.12, evaporatör kapasitesi Şekil 4.13, kondenser kapasitesi Şekil 4.14, soğutucu akışkan debisinin değişimi Şekil 4.15 ve STK'sının değişimi Şekil 4.16'da gösterilmiştir. Kompresör devri arttıkça STK hariç diğer parametrelerin arttığı, STK'sının ise önemli oranda azaldığı tespit edilmiştir. STK'daki azalmanın kompresör devrine göre çok fazla değişmediği ancak kompresörün tükettiği elektrik enerjisi, evaporatör kapasitesi, kondenser kapasitesi ve soğutucu akışkan debisinin değişimi önemli oranda değiştiği hesaplanmıştır. Kompresör devri 2000 d/dk'ya ulaştığında hesaplanan kapasitelerin çok fazla değişmediği belirlenmiştir. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının artmasıyla kapasitelerdeki artış beklenen bir sonuçtur. STK'da deney başlangıcında %10 mertebesinde olan fark deney sonunda %1 mertebelerine kadar düşmektedir. Bu durum sistemin rejime ulaşması ve üretilen soğukluğun ısı kazancını karşıladığı şeklinde yorumlanabilir.

Şekil 4.12'de üç farklı hava giriş hızı için kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi görülmektedir. Şekil 4.12 incelendiğinde genel olarak yüksek hava hızlarında kompresör gücünün devre bağlı hız artışının daha fazla olduğu eğrilerin eğimlerinden anlaşılmaktadır. Ayrıca, artan hava hızı ile kompresörü çalıştırmak için gerekli güç değeri ve havanın kütlesel debisi de artmaktadır. Dolayısıyla soğutucu akışkan havadan daha fazla ısı çekmekte ve soğutucu akışkanın basıncı bağıl olarak daha fazla artmaktadır. Sonuç olarak kompresörü çalıştırmak için gerekli olan güç artmaktadır. Kompresör gücü dikkate alındığında çıkarılabilecek diğer bir sonuç ise düşük devirlerde ve 3-10 m/s hava hızları arasındaki fark yüksek devirlere oranla daha azdır. 1000 d/dk ve 1500 d/dk devirlerinde bütün denenen hava hızları için kompresör gücünün nispeten daha az farklı çıkmış olmasıdır. Kompresör gücünün minimumu 3 m/s hava hızında ve kompresör devri 1000 d/dk iken 316 W olarak elde edilmiştir. Maksimumu ise 10 m/s hava hızında ve kompresör devri 3000 d/dk iken 1.794 W olarak bulunmuştur.



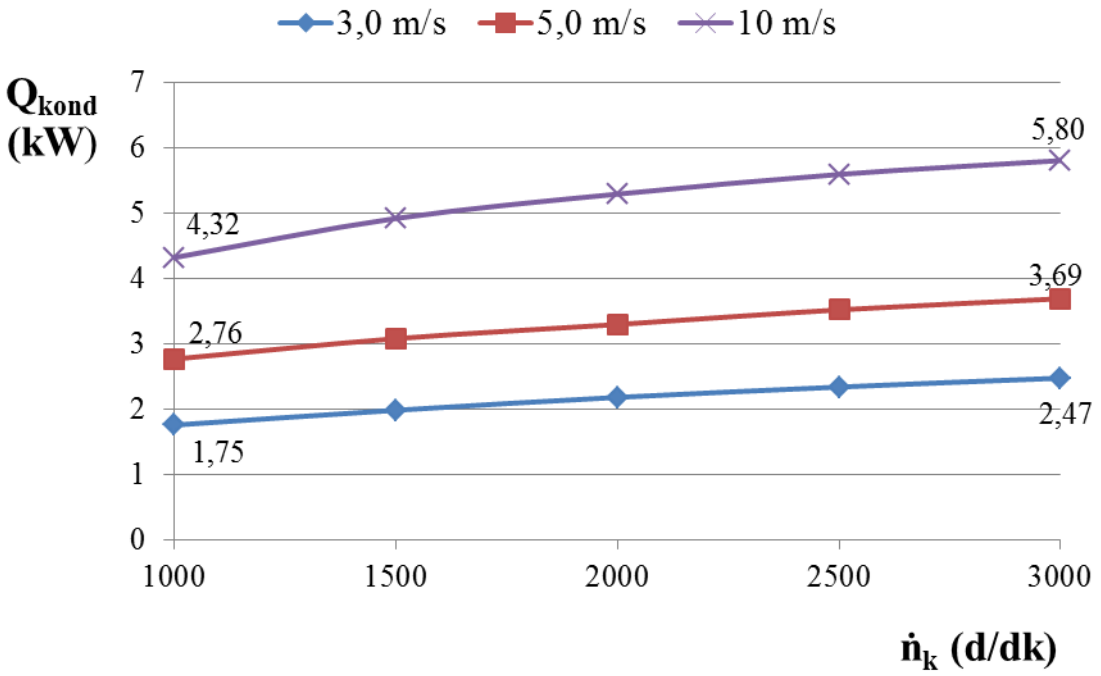
Şekil 4.12. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının değişimi durumundaki kompresörün tükettiği elektrik enerjisinin (W_{komp}) kompresör devrine ($\dot{n}_k$) göre değişiminin karşılaştırılması.

Şekil 4.13'de üç farklı hava giriş hızı için evaporatör gücünün kompresör devri ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.13 incelendiğinde hava giriş hızı arttıkça evaporatör kapasitesinin ciddi miktarda arttığı görülmektedir. Bu artış hava hızındaki artış ile yaklaşık olarak doğru orantılı olarak gerçekleşmiştir. 1000 d/dk kompresör devrinde hava hızının 3, 5 ve 10 m/s değerlerinde evaporatör kapasitesinin değerleri sırasıyla 1.479 W, 2.326 W ve 3.724 W olarak bulunmuştur. Hava hızının yaklaşık 2.5 m/s artması evaporatör kapasitesinin yaklaşık olarak 1 kW arttırmaktadır. Sabit hava hızında artan kompresör devrine bağlı olarak evaporatör kapasitesi incelendiğinde 3, 5 ve 10 m/s değerlerinde evaporatör kapasitesindeki artışlar sırasıyla 301 W, 320 W ve 494 W'dır. Devire bağlı olarak evaporatör kapasitesindeki farkın minimumu 3 m/s hava hızında 301 W olarak elde edilmiştir. Ayrıca artan hava hızı ile bu fark artmakta ve maksimum değerini 10 m/s hava hızında 494 W olmaktadır. Bu artışların büyük bir oranı 1000-1500 devirleri arasında olduğu görülmektedir.

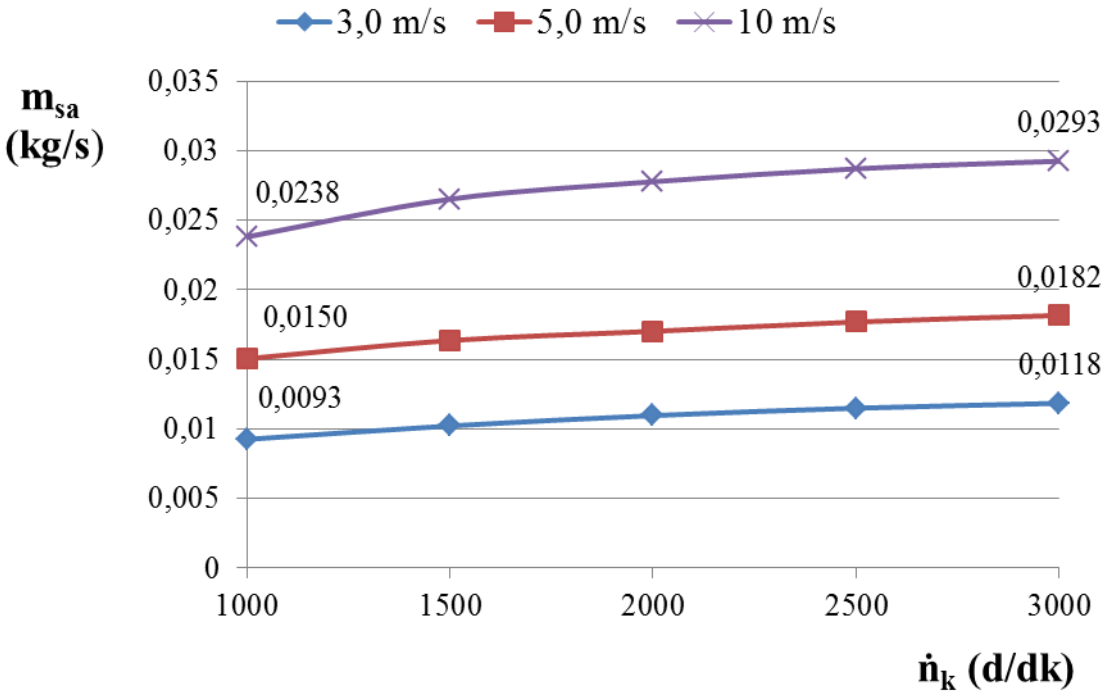


Şekil 4.13. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının değişimi durumundaki evaporatör kapasitelerinin ($\dot{Q}_e$) kompresör devrine ($\dot{n}_k$) göre değişiminin karşılaştırılması

Evaporatör giriş yüzey hızının değişimi durumundaki kondenser kapasitesinin kompresör devrine göre değişimi Şekil 4.14'de, evaporatör giriş yüzey hızının değişimi durumundaki soğutucu akışkan debilerinin kompresör devrine göre değişimi Şekil 4.15'te çizilmiştir. Bu iki grafik birbiriyle doğrudan alakalıdır, çünkü soğutucu akışkan debisi arttıkça kondenserde soğutucu akışkandan uzaklaştırılan ısı miktarı artmaktadır. Bu iki grafiğin eğilimleri incelendiğinde benzer oldukları görülmektedir. Hava hızı ile beraber artan ısı transferi nedeniyle evaporatördeki soğutucu akışkanın buharlaşma hızı artmaktadır. Sonuç olarak, kompresörün çektiği güç ve soğutucu akışkan debisi fazlalaşmaktadır.



Şekil 4.14. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının değişimi durumundaki kondenser kapasitesinin ($\dot{Q}_k$) kompresör devrine ($\dot{n}_k$) göre değişiminin karşılaştırılması



Şekil 4.15. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının değişimi durumundaki soğutucu akışkan debilerinin ($\dot{m}_{sa}$) kompresör devrine ($\dot{n}_k$) göre değişiminin karşılaştırılması

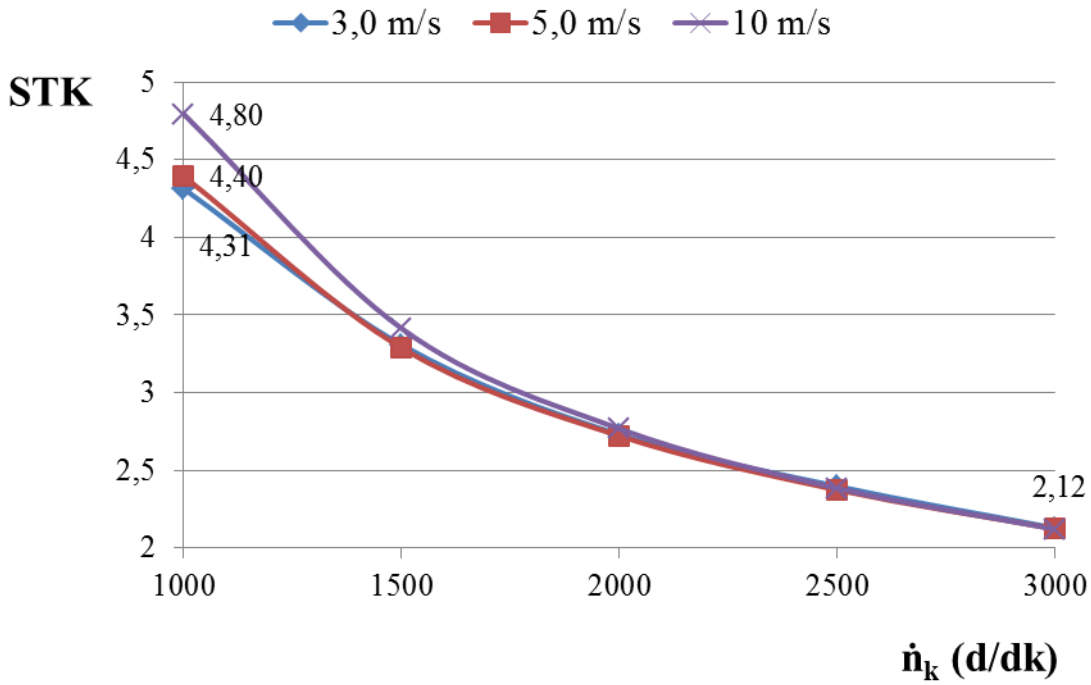
Şekil 4.16'da evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının ve kompresör devrinin soğutma tesir katsayısına (STK) etkisinin karşılaştırılması verilmiştir. Grafikten evaporatörden geçen havanın hızı arttıkça STK'nın arttığı görülmektedir. Bunun nedeni, artan soğutma yükü ile birlikte buharlaşma sıcaklığının yükselmesi ve sıkıştırma

oranının düşmesi nedeniyle, kompresör gücündeki artışın, soğutma yükündeki artıştan daha düşük oranda olmasıdır.

Şekil 4.16 incelendiğinde hava giriş hızı arttıkça STK' da başlangıçta 1000 d/dk kompresör devrinde 3 m/s – 10 m/s hava hızları arasındaki fark 0.480 olmasına karşılık 3000 d/dk kompresör devrindeki fark azalarak 0 (sıfır)'a yaklaşmıştır. Bu sonuçlara göre artan kompresör devrinde evaporatöre giren havanın hız değişimi STK'yı önemli oranda etkilemektedir. Sabit hava hızında artan kompresör devrine bağlı olarak soğutma tesir katsayısı incelendiğinde 3-5-10 m/s değerlerinde STK'daki artışlar sırasıyla 2.19 – 2.27 – 2.67' dir. Devire bağlı olarak STK'da farkın minimumu 3 m/s hava hızında 2.19 olarak elde edilmiştir. Ayrıca artan hava hızı ile bu fark artmakta ve maksimum değerini 10 m/s hava hızında 2.67 olmaktadır. Kompresör devri 2000 d/dk ulaştığında hesaplanan kapasitelerin çok fazla değişmediği belirlenmiştir. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının artmasıyla kapasitelerdeki artış beklenen bir sonuçtur. Hava hızına bağlı olarak STK'da deney başlangıcında %11 mertebesinde olan fark deney sonunda %0.1'lere yaklaşmıştır. Bu durumu sistemin rejime ulaşması ve üretilen soğukluğun ısı kazancını karşıladığı şeklinde yorumlanabilir.

Değiştirilen parametrelere bağlı olarak artan soğutucu akışkan debisi ve kompresör gücünün etkisiyle STK, 10 m/s hava hızında 4.80 değerini alarak en yüksek değerine ulaşmış ve bu değerden sonra azalmıştır. Denenen parametreler arasında bu sonuca göre optimum çalışma noktası STK açısından 10 m/s hava hızı ve 1000 d/dk kompresör devridir. 1000 d/dk kompresör devrinden sonra STK hızlı bir şekilde azalmaktadır. Fakat STK açısından hava hızları arasındaki fark, sistemin çalışma şartları göz önüne alınarak yüksek soğutma kapasitesinin istendiği durumlarda gözardı edilebilecek bir farktır.

Sistem rejime girdiğinde evaporatör kapasitesi yaklaşık sabit olmaktadır. Ancak kompresör devri arttıkça kompresör gücü artmaktadır. Evaporatöre giren havanın hızı arttıkça evaporatör kapasiteleri artmaktadır ve bu durumda hesaplanan STK'nın daha yüksek olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.16. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının değişimi durumundaki sistemin soğutma tesir katsayısının (STK) kompresör devrine ($\dot{n}_k$) göre değişiminin karşılaştırılması.

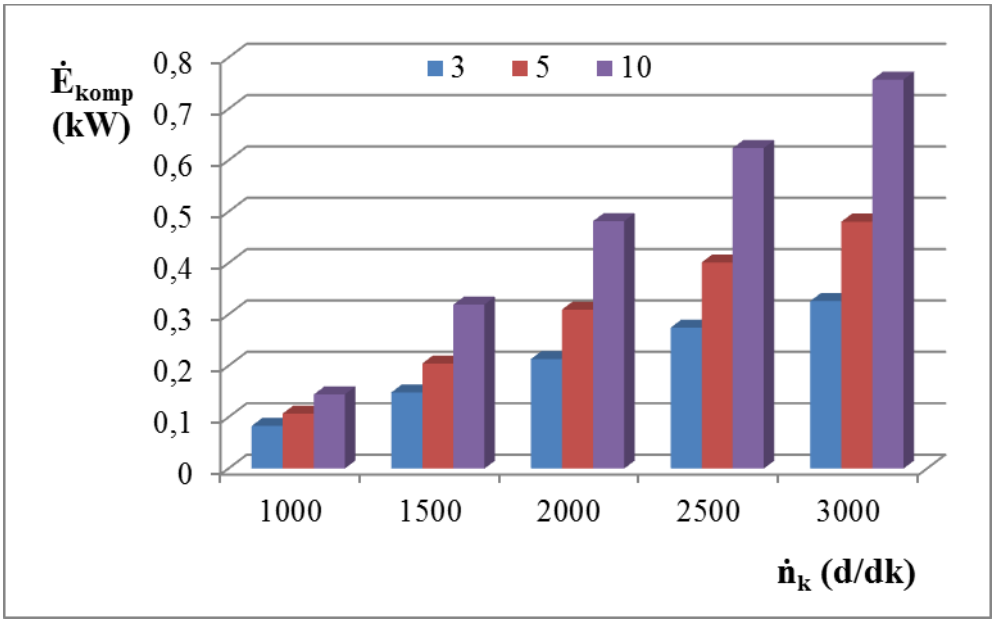
Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı değişimi (3 m/s, 5m/s ve 10 m/s) durumlarında taşıt klimasında meydana gelen ekserji yıkımının ($\dot{E}$) kompresör devrine ($\dot{n}_k$) göre değişimi kompresör için Şekil 4.17'de, evaporatör için 4.18'de, kondenser için 4.19'da ve genleşme valfi için 4.20'de ayrı ayrı sunulmuştur.

Soğutma sisteminin dört elemanında (kompresör, kondenser, genleşme valfi ve evaporatör) ekserji yıkım değeri kompresör hızı arttıkça artmaktadır. Bunun nedeni kompresör hızı arttıkça soğutucu akışkan debisi ve kondenser basıncı artmakta, evaporatör basıncı ise bir miktar düşmektedir. Evaporatör ve kondenser arasındaki basınç farkı arttıkça bu elemanlardaki ekserji yıkım değeri de artmaktadır. Kondenserdeki soğutucu akışkan ve çevresinde hava sıcaklığı arasındaki fark arttıkça ekserji yıkım değeri artmaktadır. Benzer durum evaporatörde de oluşmaktadır.

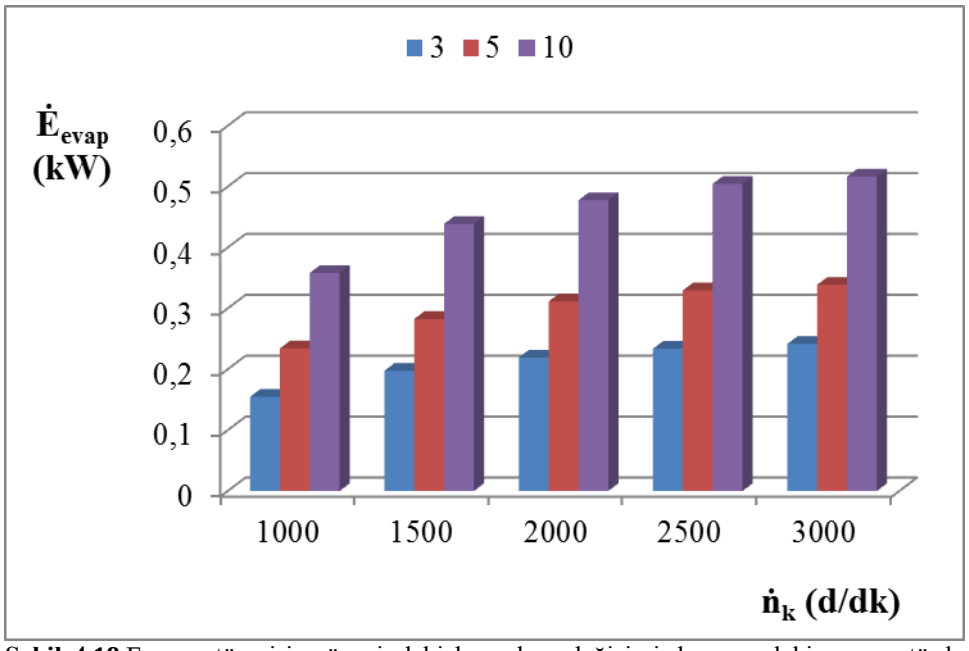
Evaporatör giriş yüzey hızı değişimi durumundaki kompresörde meydana gelen ekserji yıkımının kompresör devrine göre değişimi Şekil 4.17'de verilmiştir. 1000 d/dk kompresör devrinde ekserji yıkımı en düşük değerlerini almaktadır. Ayrıca, bu devirde farklı hava hızları arasındaki ekserji yıkımı değerleri de çok az değişmektedir. Bununla beraber 1500 d/dk kompresör hızından itibaren ekserji yıkımında ciddi bir artış oluşmaktadır. 3 m/s hava hızında bu artış nispeten daha azdır. Hava hızı ile doğru orantılı olarak ekserji yıkım artışı fazlalaşmaktadır. Kompresördeki ekserji yıkımı

açısından en uygun çalışma noktası (83 W) 3 m/s hava hızı ile 1000 d/dk kompresör devridir. 3000 d/dk kompresör devri ile 10 m/s hava hızında 757 W değeriyle en yüksek ekserji yıkımı gerçekleşmiştir.

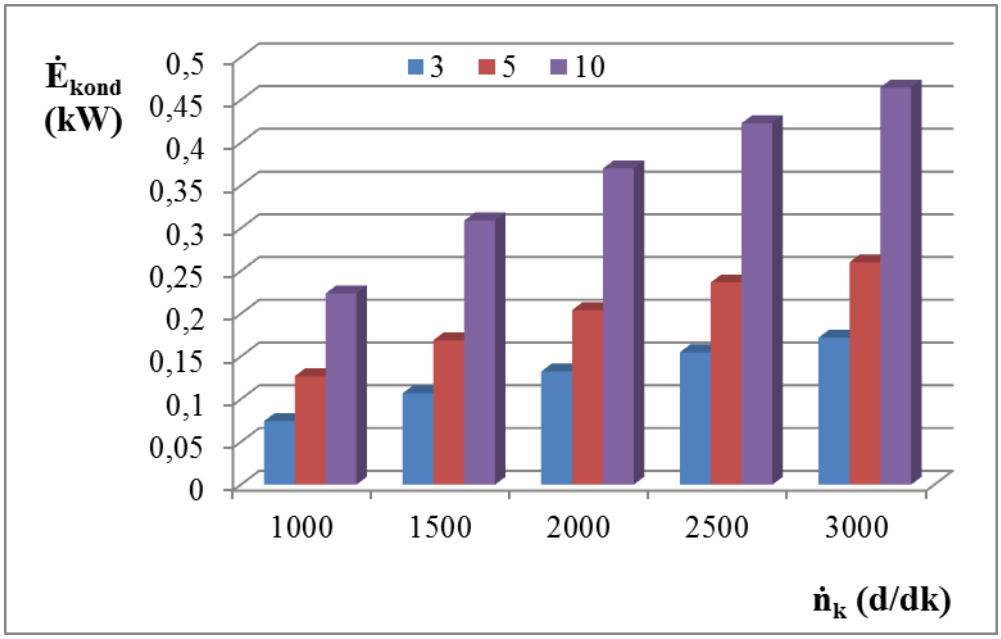
Şekil 4.21'de sistem elemanlarının toplamında meydan gelen toplam ekserji yıkım değerleri gösterilmiştir. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı ve kompresör devri arttıkça sistemdeki tersinmezliklerin artmasından dolayı ekserji yıkım değerlerinin arttığı görülmüştür. En yüksek ekserji kaybı 10 m/s hava hızı ve 3000 d/dk kompresör devrinde oluşmuştur ve 1.869 kW'a kadar çıkmıştır. En düşük ekserji yıkım değeri ise 337 W ile 3m/s hava ve 1000 d/dk'lık kompresör devrinde oluşmuştur.



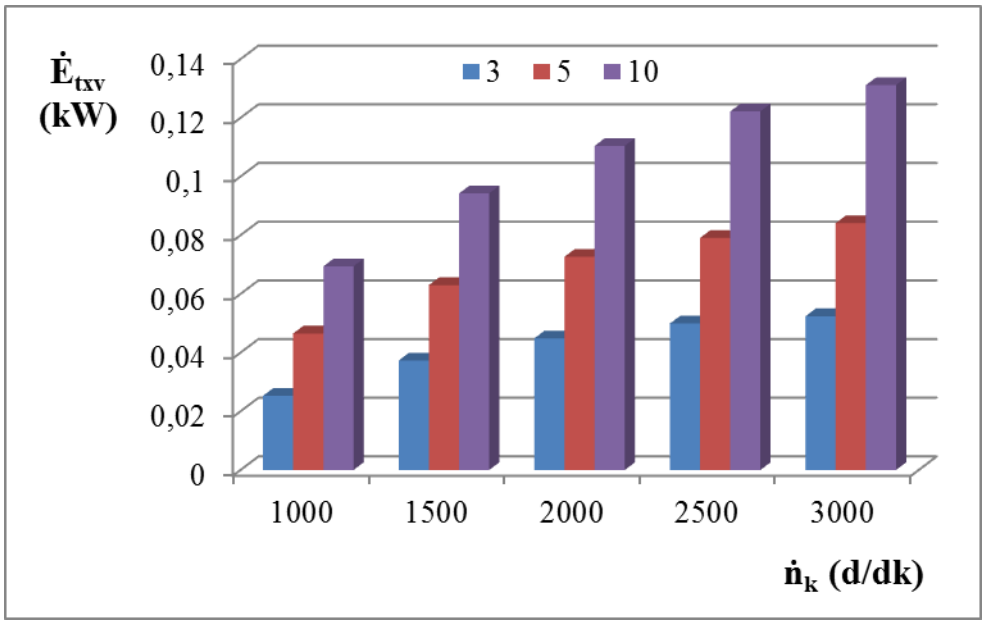
Şekil 4.17. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı değişimi durumundaki kompresörde meydana gelen ekserji yıkımının ($\dot{E}$) kompresör devrine ($\dot{n}_k$) göre değişimi



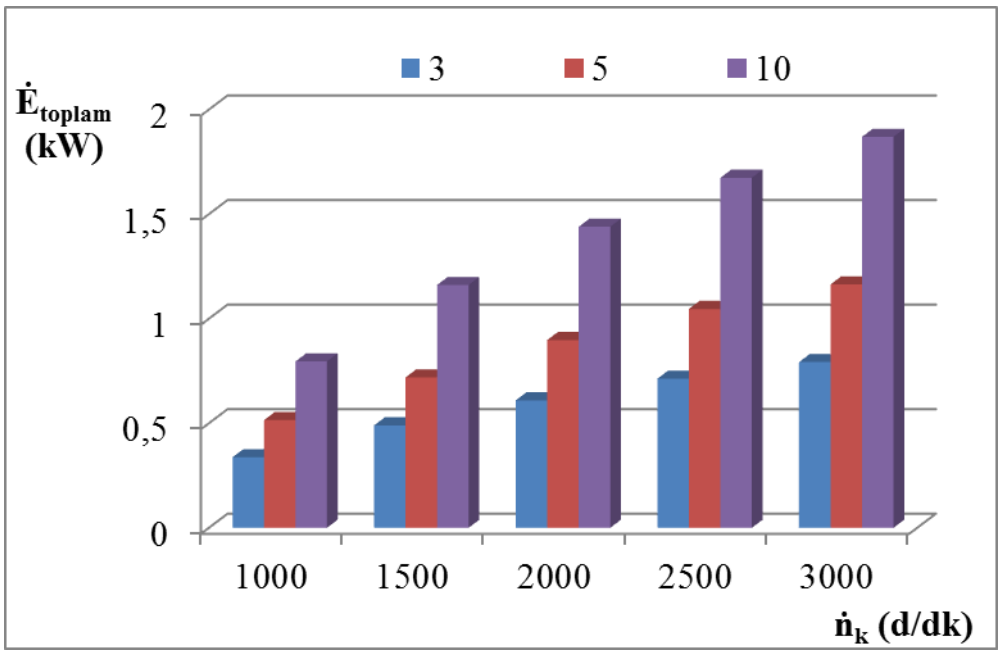
Şekil 4.18. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı değişimi durumundaki evaporatörde meydana gelen ekserji yıkımının (**Ė**) kompresör devrine ($\dot{n}_k$) göre değişimi



Şekil 4.19. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı değişimi durumundaki kondenserde meydana gelen ekserji yıkımının (**Ė**) kompresör devrine ($\dot{n}_k$) göre değişimi



Şekil 4.20. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı değişimi durumundaki genleşme valfinde meydana gelen ekserji yıkımının (**Ė**) kompresör devrine ($\dot{n}_k$) göre değişimi



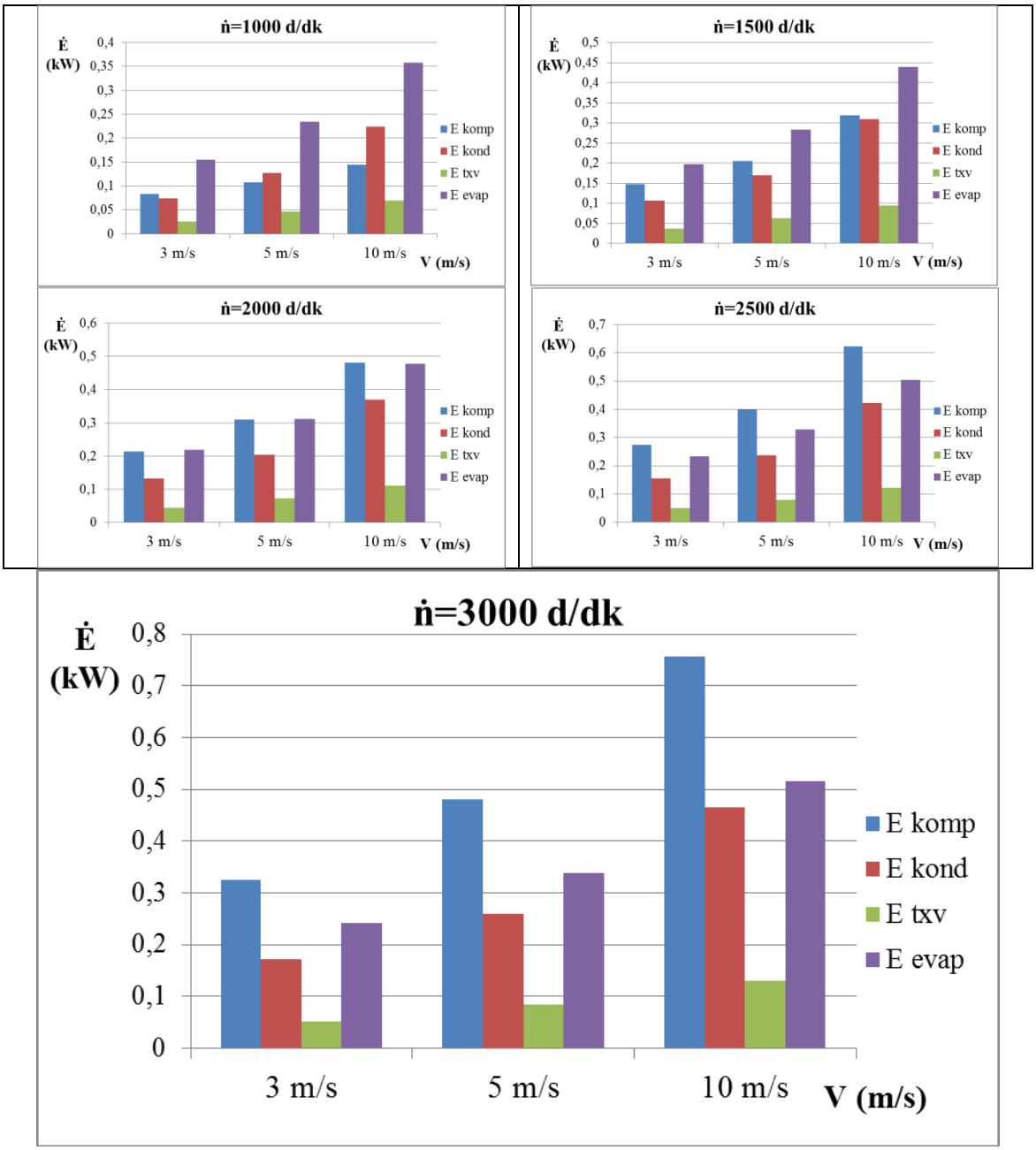
Şekil 4.21. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı değişimi durumundaki taşıt klimasında meydana gelen toplam ekserji yıkımının (**Ė**) kompresör devrine ($\dot{n}_k$) göre değişimi

Şekil 4.22'de farklı devirlerde ve evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı değişimi durumundaki taşıt klimasında meydana gelen ekserji yıkım değerinin değişimleri görülmektedir. Devir arttıkça her elemanın ekserji yıkım değerlerinin arttığı görülmektedir. Fakat düşük devirlerde (1000 ve 1500 d/dk) en fazla ekserji yıkımı evaporatörde olurken yüksek devirlerde (2500 ve 3000 d/dk) en fazla ekserji yıkımı kompresörde oluşmaktadır. 2000 d/dk'da ise kompresör ve evaporatördeki ekserji yıkım değerleri yaklaşık olarak birbirine eşittir. Kompresördeki yüksek hızlarda ekserji

yıkımındaki artışın nedeni hız arttıkça artan kompresördeki tersinmezliklerin artmasıdır. Bu grafiklerden kompresörün verimli çalıştırılması için küçük devirlerde çalıştırılması gerektiği, aynı şekilde evaporatörün ise yüksek devirlerde çalıştırılması gerektiği ortaya çıkmaktadır.

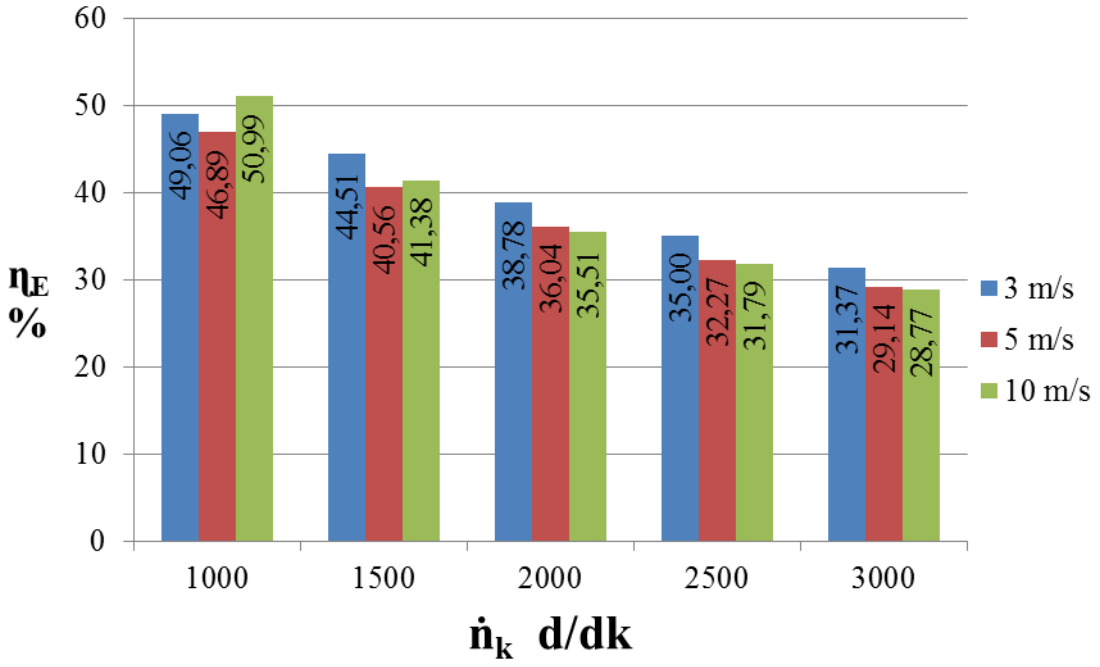
Evaporatörden geçen havanın debisi arttıkça, kompresör hızı sabit olmasına rağmen ekserji yıkım değerleri artmaktadır. Bunun temel nedeni evaporatör ve kondenser ile çevresi arasında sıcaklık farkındaki değişimden kaynaklanmaktadır.

Ekserji yıkımındaki en fazla artış kompresörde görülmüştür. Kompresördeki tersinmezliklerin azaltılması sistemin STK katsayısının yükselmesine katkı sağlayacaktır.

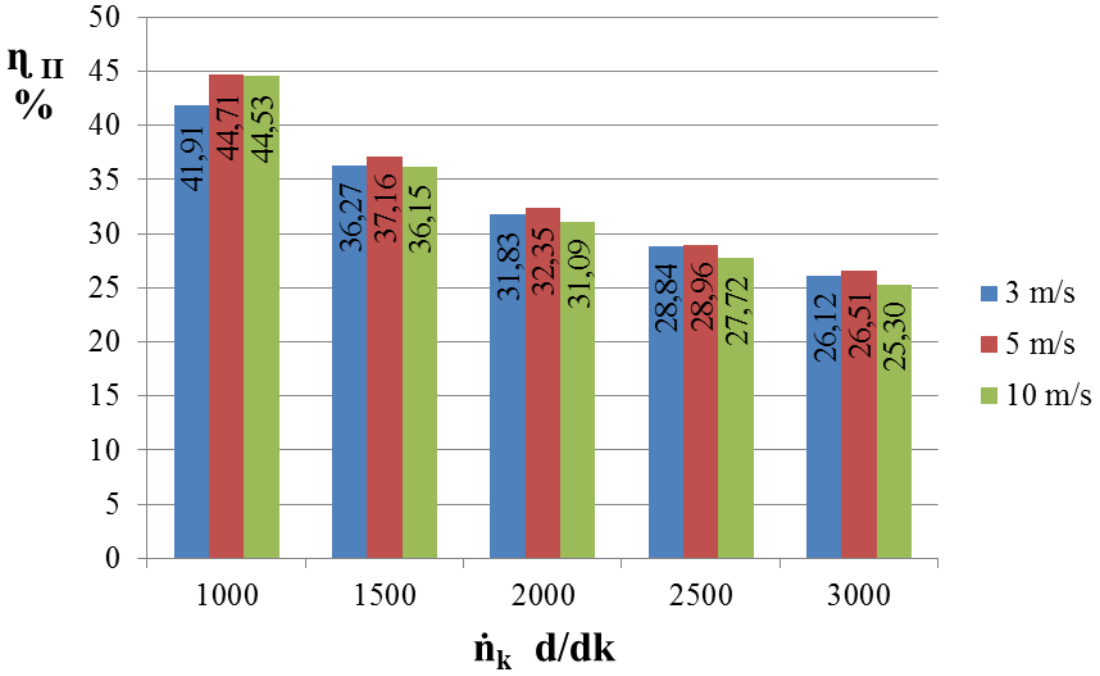


Şekil 4.22. Farklı devirlerde ve evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı değişimi durumundaki taşıt klimasında meydana gelen ekserji yıkım değerinin değişimi

Şekil 4.23'de farklı hava hızlarında ve kompresör devirlerinde ekserjetik verimin değişimi verilmiştir. Ekserji verimin devir arttıkça %50'lerden yaklaşık olarak %30 seviyelerine kadar düştüğü görülmektedir. Aynı şekilde hava hızı arttıkça da ekserji verimi düşmektedir.



Şekil 4.23 Farklı hava hızı ve kompresör devirlerinde ekserji veriminin değişimi.



Şekil 4.24 Farklı hava hızı ve kompresör devirlerinde ikinci kanun veriminin değişimi.

Farklı hava hızlarında kompresör devrine bağlı olarak evaporatör ve kondenserin giriş ve çıkışındaki basınçların değişimi Şekil 4.25'de verilmiştir. Grafiklerden bütün hava hızlarında kompresör devri arttıkça evaporatördeki basınçların azaldığı,

kondenserdeki basınçların arttığı görülmektedir. Kompresör devri arttıkça kompresör daha fazla soğutucu akışkan emmekte ve buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkan miktarı azalmaktadır. Bu azalma evaporatördeki buharlaşma basıncını düşürmektedir. Aynı şekilde kompresör devri arttıkça daha fazla akışkan basılacağı için kondenserdeki basınçlarda artmaktadır.

Evaporatör giriş ve çıkış basınçları arasındaki fark kompresör devri arttıkça artmaktadır. Buradan soğutucu akışkan debisinin artmasının evaporatörün sürtünme kayıplarını arttırdığı söylenebilir. Bu da ekserji yıkım değerlerinin artması ile sonuçlanacaktır. Nitekim Şekil 4.18 ve 4.19'da evaporatör ve kondenserdeki ekserji yıkım değerlerinin arttığı görülebilmektedir.

Taşıt iç ortam sıcaklığı (T) ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi, evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının 5 ve 10 m/s değerleri için dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimleri EK-1.1 ve 2.1de görülmektedir. Kompresör 1000 d/dk çalıştırılarak deneylere başlanmıştır. Sistem çalışma süresine paralel olarak taşıt içi soğudukça taşıtın ortalama iç sıcaklıkları sırasıyla 19-20 ve 21-22 ^{o}C arasına kadar düşmüştür. Kompresör devri arttıkça ve soğutma işlemi devam ettikçe sıcaklık azalmaya devam etmiştir. Bununla beraber özellikle 10 m/s hava hızlarında 6000 saniyeden sonra iç ortam sıcaklığının bir miktar arttığı gözlemlenmiştir. Çünkü bu süre zarfında çevre sıcaklığı bir miktar değişmiştir ve bu durum bahsedilen değişimin doğal sonucudur. Ortam sıcaklığındaki artış evaporatörden geçen havanın giriş sıcaklığındaki artıştan anlaşılabilir. Bu artışın sebebi atmosferik şartlardan kaynaklandığı kadar deney düzeneğinin içerisinde bulunduğu ortamın kapalı bir hacim olmasından ve dolayısıyla makinelerin çalışmasından ve kabinden transfer edilen ısıdan etkilenmesidir. 5 m/s hava hızında 2000-3000 devir aralığında 7000 saniye sonra ve 10 m/s hava hızında 1000-3000 devir aralığında 3000 saniye sonra sıcaklıktaki değişim çok azalmaktadır. Dolayısıyla bu değerlerde taşıt içine gerçekleşen ısı transferi ile taşıttan transfer edilen ısı transferinin eşit olduğu düşünülmektedir. Özellikle çevre sıcaklığı ile taşıt kabini arasındaki sıcaklık farkı böyle bir tablonun ortaya çıkmasını sağlamıştır.

EK-1.2 ve 2.2'de aynı devirlerde havanın evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıklarının değişimi sunulmuştur. Hava hızı arttıkça havanın evaporatörden geçiş hızı azalmakta ve geçen hava miktarı artmaktadır. Dolayısıyla aynı kompresör devri için geçen hava miktarını arttıkça birim hava başına çekilen ısının azalması ve havanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığının daha düşük hava hızlarına göre yüksek çıkması

beklenilen bir durumdur. Bununla beraber hava hızı artış oranıyla sıcaklıktaki bu bağıl artışın oranını belirlemek için bu çalışmada verilen deneysel sonuçlar uygundur. Havanın bağıl sıcaklık artışı EK-1.2 ve 2.2'ye göre hava hızı artış oranıyla yaklaşık olarak doğru orantılıdır. Hemen hemen bütün deneylerde hava giriş sıcaklığı 30 ^{o}C civarındadır fakat özellikle 10 m/s hava hızının denendiği testlerde hava giriş sıcaklığının bir miktar artış gösterdiği görülmektedir. Bu durum özellikle iç ortam sıcaklığını etkilemektedir. Evaporatörden geçen havanın maksimum sıcaklık değişimi 5 m/s hava hızı için 25 ^{o}C ve 10 m/s hava hızı için 20 ^{o}C dir. Bu değerler özellikle taşıtlar için önemlidir. Çünkü taşıtlarda evaporatörden geçen soğutma havası doğrudan yolculara temas etmektedir ve aynı soğutma kapasitesine sahip iki klima sisteminden daha düşük soğutma havası sıcaklığı kullanan daha az konforlu olacaktır.

Evaporatörden geçen hava hızının değişimine göre tekrarlanan deneylerde kondenserden geçen soğutucu akışkandan ısı transfer edilen havanın kondensere giriş ve çıkış sıcaklıkları Şekil 4.4'e benzer şekilde EK-1.3 ve 2.3 de verilmiştir. Kondenserden geçirilen hava, deneylerin yapıldığı ortamdan çekilmiştir. 5 m/s ve 10 m/s hava hızı için bu sıcaklık yaklaşık olarak 26 ^{o}C dir. Kompresörden geçen soğutucu akışkanın taşıdığı ısı artan evaporatör havası hızıyla yükseldiği için ve kondensere giren hava sıcaklığı da 3 m/s evaporatör havası hızına göre yüksek olduğu için 5 ve 10 m/s hava hızlarında sırasıyla kondenserden çıkan hava sıcaklıkları 37 ve 40 ^{o}C'ye kadar yükselmiştir. Genellikle kondenserlerin radyatör önüne yerleştirildiği otomotiv uygulamaları için bu değerler önem arz etmektedir.

Soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklıkları kompresör devri ve gücüyle ilişkilidir. Dolayısıyla farklı evaporatör havası hızlarında aynı kompresör devirleri için soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklık değerlerinin aynı kalması beklenebilir fakat artan evaporatör havası hızı ile transfer edilen ısı arttığından basınç değerlerinde küçük artışlar ve soğutucu akışkanın sıcaklık değerlerinde küçük azalmalar gözlemlenmiştir. Bu değerler EK 1.4 - 1.5 ve 2.4 - 2.5 grafiklerinden görülebilir. Bir taşıt klima sistemi için düşük taşıt hızlarında yüksek motor devirlerinde soğutucu akışkanın nispeten sıcaklıklarının daha yüksek ve basınçlarının düşük olacağı, taşıt yüksek hızla ilerlerken düşük motor devirlerinde ise soğutucu akışkan sıcaklığı nispeten daha düşük olurken basınçların artacağı anlaşılmaktadır. Dolayısıyla sistemdeki soğutucu akışkan hattı tasarlanırken bu duruma dikkat edilmelidir. 3 m/s evaporatör hava sıcaklığındaki duruma benzer olarak kondenser çıkışında, evaporatör giriş ve çıkışında ise soğutucu akışkan basınç değişimlerinin dikkate değer fark oluşturmadığı ve oluşan basınç

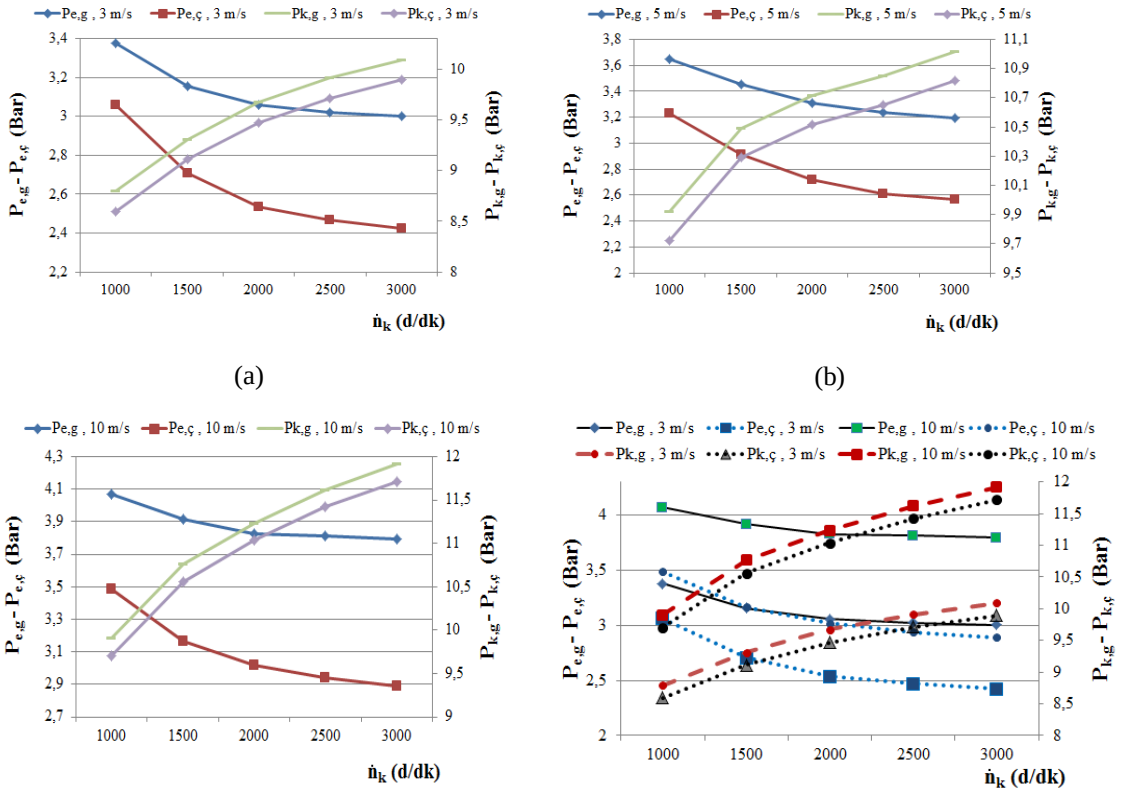
farkının kompresör devrinin artmasıyla artan soğutucu akışkan debisi ve boru içi hızdan dolayı oluşan basınç kaybından kaynaklandığı düşünülmektedir. Soğutucu akışkanın evaporatör giriş ve çıkışında 5 m/s için 7 ^{o}C ve 10 m/s için 2.5 ^{o}C sıcaklık farkı oluşmaktadır. 5 m/s için kondenser yoğuşma sıcaklığı 40 ^{o}C ve 10 m/s için kondenser yoğuşma sıcaklığı 42 ^{o}C bulunmuştur.

Kompresör devri ile tüketilen elektriksel enerjinin miktarı 3 m/s evaporatör havasının denendiği deneylerde olduğu gibi artış göstermiştir. Bu artışlar EK-1.6 ve 2.6'da verilmiştir. Artan evaporatör hava hızına bağlı olarak soğutucu akışkanın basınçlarının da yükselmesiyle kompresörün tükettiği elektrik enerjisi bağıl olarak daha fazladır. Örneğin 5 m/s evaporatör hava hızında maksimum kompresör elektrik gücü 1.17 kW iken 10 m/s evaporatör hava hızında 1.81 kW' tır. Dolayısıyla evaporatör hava hızında %100 lük bir artışın kompresör gücünde yaklaşık olarak %35 artışa neden olduğu söylenebilir. Taşıtlardaki kompresörler içten yanmalı motorlardan alınan hareketle tahrik edilmektedir. Dolayısıyla taşıtın hızı arttıkça aynı motor devri için motordan çekilecek kompresör tahrik gücü daha fazla olacaktır.

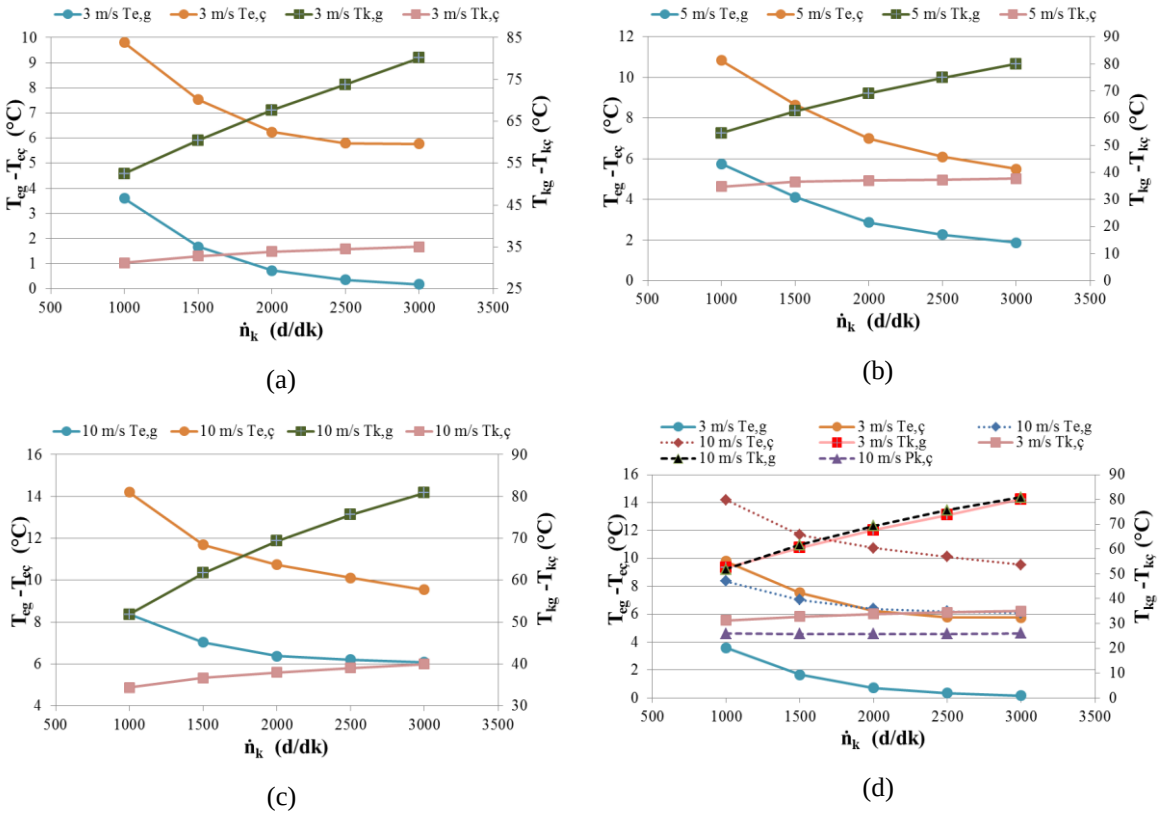
EK-1.7 - 1.8 ve 2.7 - 2.8'de sırasıyla 5 ve 10 m/s evaporatör hava hızları için evaporatör ve kondenser ısıl kapasitelerinin kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Evaporatör hava hızı arttıkça aynı kondenser devirlerinde evaporatörün ve kondenserin ısıl kapasiteleri artmaktadır. Başka bir değişle transfer edilen ısı miktarı artmaktadır. Bununla beraber artan evaporatör havası hızlarına paralel olarak artan evaporatör kapasitesinden farklı olarak kondenser kapasiteleri artış miktarları da artmıştır. Çünkü artan evaporatör havası hızlarıyla beraber yükselen soğutucu akışkan basınçlarından dolayı kompresörün yapması gereken iş artmış, dolayısıyla kompresör veriminden de kaynaklanan ek bir enerji girdisinin kondenserde atılması gerekmiştir. Dolayısıyla kondenserden transfer edilen ısının miktarı artarak büyümüştür.

Soğutucu akışkanın debisi, evaporatör havası hızının artışıyla doğru orantılı olarak artarken kompresör devri ile değişimi genel olarak aynı eğilimi göstermiştir. Bu değişimler EK-1.9 ve 2.9 da gösterilmiştir. EK-1.10 ve 2.10 da ise sırasıyla 5 ve 10 m/s evaporatör hava hızlarında yapılan denemelerdeki STK'ların kompresör devri ve zamana göre değişimleri gösterilmiştir. Bu grafiklere göre STK'nın evaporatör havası hızına çok az bağlı olduğu, başka bir değişle evaporatör havası hızı arttırıldığında STK'da belirgin bir değişim olmadığı görülmüştür.

Şekil 4.25 de kompresör devri arttıkça evaporatör ve kondenser arasındaki basınç farkı yani sıkıştırma oranı artmaktadır. Sıkıştırma oranının minimum değeri 5 m/s hava hızında 3000 d/dk'da 3.45 olarak, maksimum değeri ise 10 m/s hava hızında 1000 d/dk'da 2.43 olarak elde edilmiştir. Aynı kompresör devrinde hava hızı arttıkça evapoaratör giriş basıncında artış oluşmaktadır. Sistem rejime girdiğinde evaporatör kapasitesi yaklaşık sabit olmaktadır. Ancak kompresör devri arttıkça kompresör gücü artmaktadır. Evaporatöre giren havanın hızı arttıkça evaporatör kapasiteleri artmaktadır ve bu durumda hesaplanan STK'nın daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Bunun nedeni, artan soğutma yükü ile birlikte buharlaşma sıcaklığının yükselmesi ve sıkıştırma oranının düşmesi nedeniyle, kompresör gücündeki artışın, soğutma yükündeki artıştan daha düşük oranda olmasıdır.

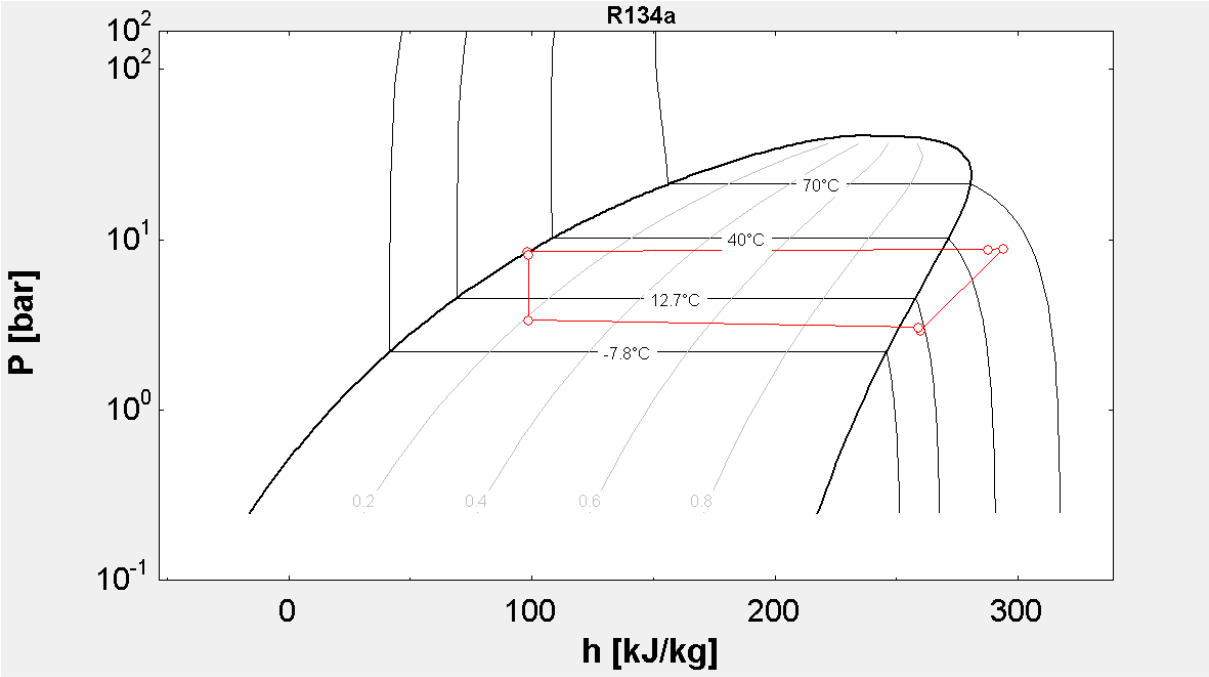


Şekil 4.25. Farklı evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı ve kompresör devrinin değişimi durumundaki taşıt klimasında meydana gelen alçak ve yüksek basınç farklarının değişimi (a)V=3 m/s, b) V=5 m/s, c) V=10 m/s, d) 3-10m/s karşılaştırma.

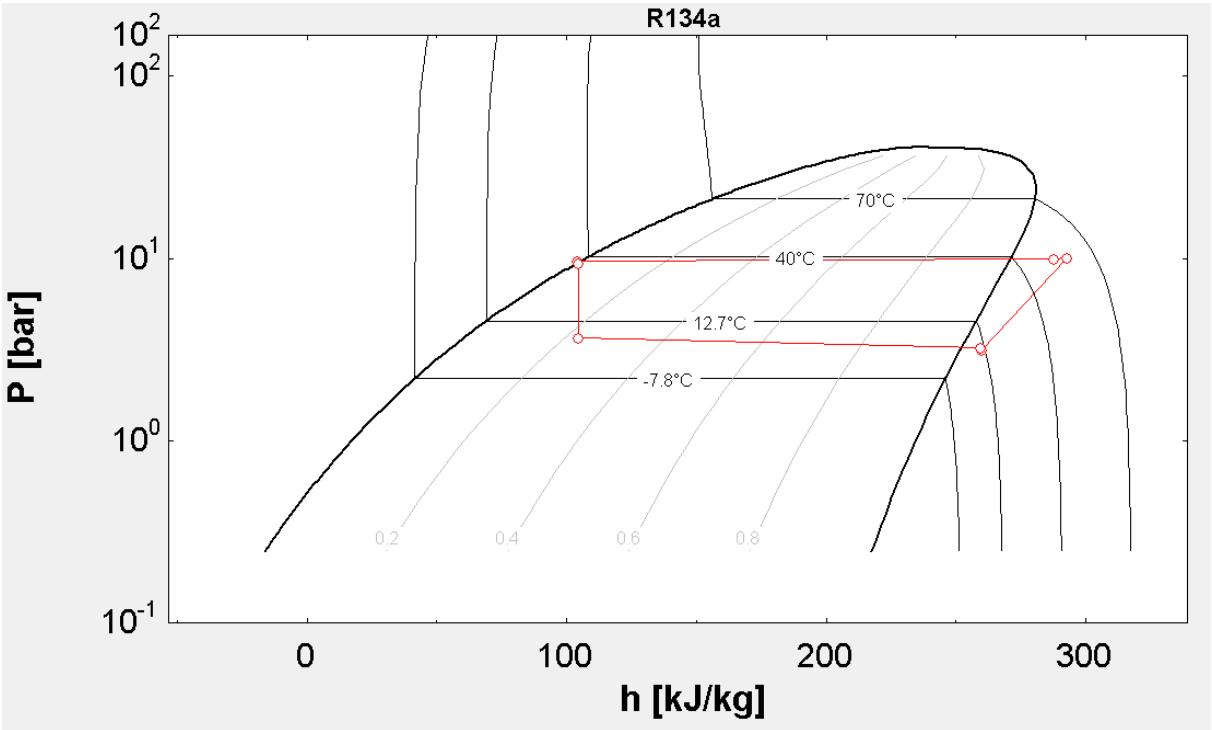


Şekil 4.26. Farklı evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı ve kompresör devrinin değişimi durumundaki taşıt klimasında meydana gelen alçak ve yüksek sıcaklık farklarının değişimi (a)V=3 m/s, b) V=5 m/s, c) V=10 m/s, d) 3-10m/s karşılaştırma).

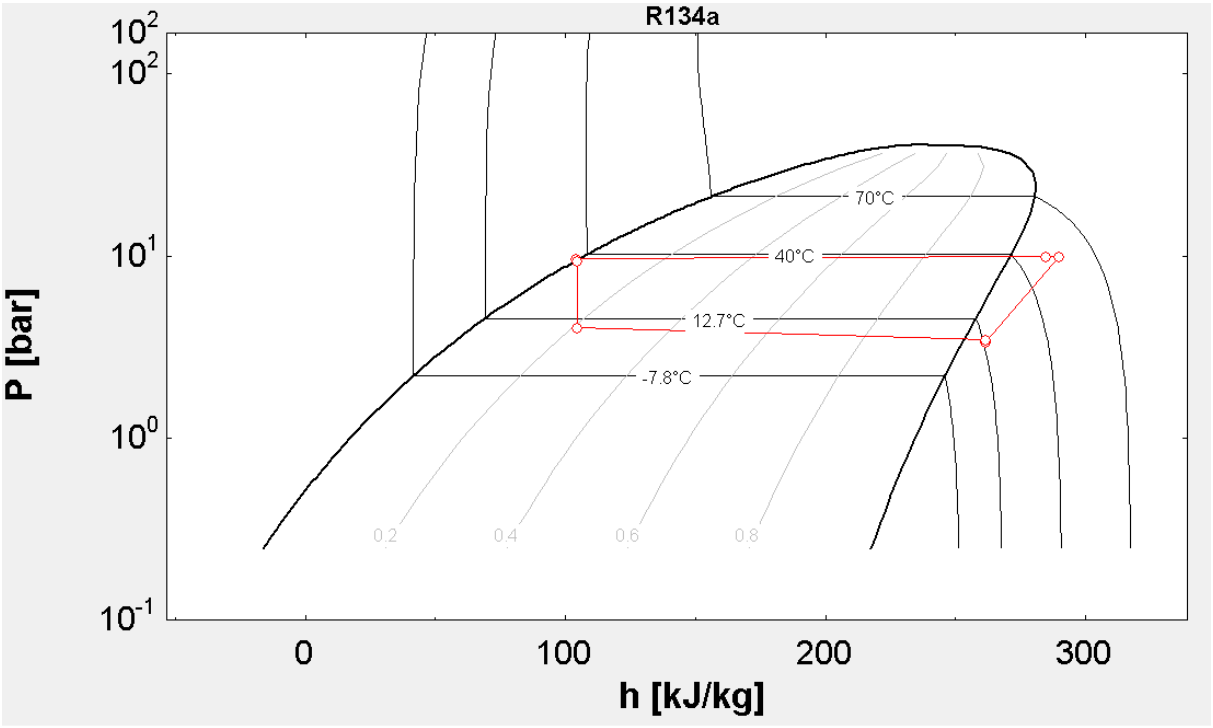
Aşağıdaki Şekil 4.27' de 1000 devir 3 m/s hava hızında deney tesisatı üzerinden ölçülen basınç ve sıcaklık değerlerine göre çizilen ln P-h diyagramı görülmektedir. Diyagramda kondenserdeki ve evaporatördeki basınç kayıpları görülebilmektedir. 1-2 arası kompresör giriş çıkışını, 3-4 arası kondenser 5-6 genleşme valfi 6-7 ise evaporatör giriş çıkışlarını ifade etmektedir. Hava hızı arttıkça artan evaporatör kapasitesine bağlı olarak eğri arasında kalan alan artmaktadır. Artış kondenser hattındaki basıncın artması ve evaporatör hattındaki basıncın azalması şeklindedir.



Şekil 4.27. Kompresör devrinin ṅk=1000 d/dk ve evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının V_h=3 m/s olması durumundaki P-h diyagramı



Şekil 4.28. Kompresör devrinin ṅk=1000 d/dk ve evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının V_h=5 m/s olması durumundaki P-h diyagramı

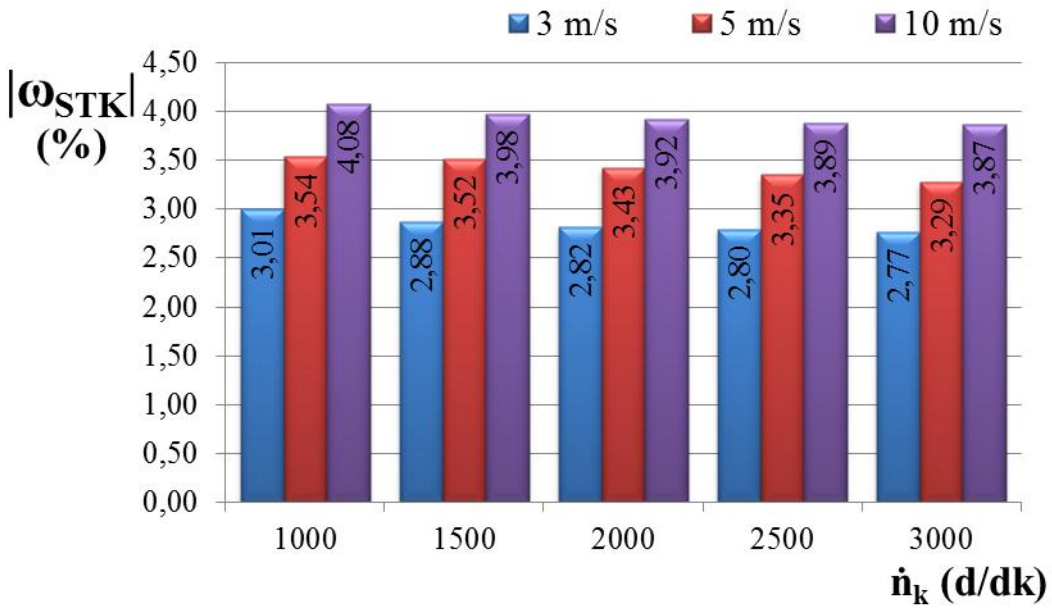


Şekil 4.29. Kompresör devrinin ṅk=1000 d/dk ve evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının V_h=10 m/s olması durumundaki P-h diyagramı

Tablo 4.1'de deney düzeneğinde kullanılan ölçüm cihazlarının belirsizlik analizinde kullanılan cihazların teknik özellikleri verilmiştir. Şekil 4.30'da ise STK'nın deneysel değerinin hesaplanmasındaki belirsizliğin kompresör devrine (ṅk) göre değişimi verilmiştir. STK'nın en büyük belirsizliği 1000 d/dk kompresör devrinde ve 10 m/s hava hızında ±% 4.08, en küçük değeri ise 3000 d/dk kompresör devrinde ve 3 m/s hava hızında ±% 2.77 olarak hesaplanmıştır.

Tablo 4. 1 Deney sisteminde kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri

Ölçülen Değişken	Ölçüm Cihazı	Ölçüm Aralığı	Doğruluk
Sıcaklık (Hava)	K tipi Termokupl	-200 / +1200 °C	0,3 °C
Sıcaklık (Soğutucu Akışkan)	PT 100	-50 / +100 °C	0,15 °C
Basınç	Kavlico PTE 5000 basınç sensörü	0-40 bar	%0,5
Kompresör Devri	Fotoelektrik takometre	10/100000 d/d	%2
Hava Hızı, Sıcaklık, Nem	Delta-Ohm HD29V371TC1.2	0-20 m/s -10/60 °C 0/100 %RH	(V +%2) m/s ±0,3 °C ±2.5%RH



Şekil 4.30. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı değişimi durumunda STK deneysel değerinin hesaplanmasındaki belirsizliğin kompresör devrine ($\dot{n}_k$) göre değişimi

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Bu çalışmada, R134a soğutucu akışkanı kullanan bir Peugeot J9 model bir minibüsteki klima sisteminin deneysel performansı incelenmiştir. Sistem buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışmaktadır. Tasarlanan sistem otomobil kliması kompresörünün bir elektrik motoru ile tahrik edilmesi ile çalışmaktadır. Kompresör, kondenser, genleşme valfi, evaporatörün giriş - çıkışında basınç ve sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Ayrıca, evaporatör girişinde havanın hızı, sıcaklığı ve bağıl nemi de ölçülmüştür. Ölçümler saniyede bir kez kayıt altına alınmış ve bu ölçümlerin soğutma sistemi rejime girdikten sonraki 10 dakikalık değerlerinin ortalamalarına göre performans hesaplamaları yapılmıştır. Soğutma sistemi performans değerleri evaporatörden geçen havanın hızına göre incelenmiştir. Soğutma kapasitelerine evaporatör üzerinden geçen hava debisinin etkisini belirlemek için evaporatörün girişinde havanın sıcaklığı 30°C de sabit tutularak sistem 3 farklı hava hızı değerinde (3.0 m/s, 5.0 m/s ve 10 m/s) çalıştırılmıştır. Minibüsün içerisinde 4 değişik noktadaki sıcaklık değerleri kaydedilmiştir. Elde edilen sonuçlar grafiksel formatta verilerek yorumlanmıştır.

Buralardan elde edilen sonuçlara göre minimum evaporatör kapasitesi 3.0 m/s deki hava hızında 1.46 kW olarak bulundu. Maksimum evaporatör kapasitesi de 10 m/s deki hava hızında 4.23 kW olarak hesaplandı. Bu sonuçlara göre hava hızı doğrusal olarak arttıkça evaporatör kapasitesinin değişimi parabolik bir artış göstermiştir. Soğutucu akışkanın debisi 9 - 29 g/s arasında değişim gösterdi. Maksimum kompresör gücü 10 m/s deki hava hızında 1.811 kW olarak bulundu. Sistemin soğutma etkinliği katsayısı 2.06 – 5.10 arasında değişmiştir. Ölçülen değerlerden kompresörün farklı devirleri için ekserji yıkım değişimi 0.337 - 1.869 kW aralığında hesaplanmıştır. Yapılan ölçümlerden hesaplanan soğutma tesir katsayısındaki belirsizlik ±% 2.8 - 4.1 arasında bulunmuştur. Bunların dışında aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- ✓ Sabit bir kompresör devrinde evaporatöre giren havanın hızı arttıkça Q_{evap}, W_{komp}, Q_{kond}, $\dot{m}_{sa}$ ve STK'nın arttığı belirlenmiştir.
- ✓ Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın miktarının artması ile birlikte, akışkan sürtünmeleri ve ısı transferi kayıpları da artmakta ve buna bağlı olarak ekserji yıkım miktarlarının kompresör devri arttıkça arttığı gözlenmiştir.

- ✓ Deneysel sonuçlarda sistemin performansının (STK), kompresörün tükettiği güç (kompresör devri) arttıkça veya kompresöre giren basınç azaldıkça düştüğü tespit edilmiştir.
- ✓ Kompresörün hızı arttıkça STK başlangıçta hızla düşmekte, 2000 d/dk'dan sonra STK'daki düşmenin azaldığı tespit edildi.
- ✓ Soğutma deneylerinde şartlandırılmış hava akımı araç kabinine gönderildiğinde testin ilk 1500 s'de sıcaklığın hızlı bir şekilde değiştiği daha sonra önemli oranda değişmediği görülmüştür. Araç kabininin ortalama sıcaklığı deney süresince değişmekte ve deneylerin sonunda ortalama 17-18°C'de sabitlenmektedir.
- ✓ Evaporatörden geçen havanın debisi arttıkça kabin içerisinde sıcaklığın düşme süresinin azaldığı belirlenmiştir.
- ✓ Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı arttıkça ve kompresör devri arttıkça sistemdeki tersinmezliklerin artmasından dolayı ekserji yıkım değerlerinin arttığı görülmüştür. En yüksek ekserji kaybı 10 m/s hava hızı ve 3000 d/dk kompresör devrinde oluşmuştur ve 1.8 kW'a kadar çıkmıştır. En düşük ekserji yıkım değeri ise 0.4 kW ile 3 m/s hava ve 1000 d/dk'lık kompresör devrinde oluşmuştur.
- ✓ Evaporatörden geçen soğutucu akışkan sıcaklığı ve evaporatörden çıkan havanın sıcaklığı arasındaki fark düştükçe ekserji yıkım değeri düşmektedir.
- ✓ Kondenserden geçen soğutucu akışkan sıcaklığı ile kondensere giren havanın sıcaklığı arasındaki fark, kompresör devri ve evaporatöre giren havanın debisi arttıkça, kondenserdeki ekserji yıkımının arttığı görülmüştür.
- ✓ Kompresör devri arttıkça genleşme valfinin giriş ve çıkışındaki basınç farkı artmakta, bu farktaki artış evaporatöre giren havanın hızı arttıkça da artmakta ve bunların sonucunda ekserji yıkım değeri de artmaktadır.
- ✓ Ekserji yıkımındaki en fazla artışın kompresörde oluştuğu görülmüştür. Kompresördeki tersinmezliklerin azaltılması sistemin STK katsayısının yükselmesine katkı sağlayacaktır.
- ✓ Kompresör devri arttıkça kompresör daha fazla soğutucu akışkanı emmekte ve buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkan miktarı azaltmaktadır. Bu azalma evaporatördeki buharlaşma basıncını düşürmektedir.

Evaporatördeki ekserji yıkımının temel nedeni çevre ortam sıcaklığı ile soğutucu akışkan sıcaklığı arasındaki farktan kaynaklanmaktadır. Isı değiştiricilerde meydana gelen ekserji yıkımlarının azaltılması akışkanın dolaştığı hatların yeniden tasarlanması,

akış yönüne paralel olarak düzenlenmesi ve çevre ile olan sıcaklık farkının düşürülmesi ile başarılabilir.

Kompresör devri arttıkça STK hariç diğer parametrelerin arttığı, STK'nın ise önemli oranda azaldığı tespit edilmiştir. STK'daki azalmanın kompresör devrine göre çok fazla değişmediği ancak kompresörün tükettiği elektrik enerjisi, evaporatör kapasitesi, kondenser kapasitesi ve soğutucu akışkan debisinin değişimi önemli oranda değiştiği hesaplanmıştır. Kompresör devri 2000 d/dk ulaştığında hesaplanan kapasitelerin çok fazla değişmediği belirlenmiştir. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının artmasıyla kapasitelerdeki artış beklenen bir sonuçtur. STK'da deney başlangıcında %11 mertebesinde olan fark deney sonunda %0.1 mertebelerine kadar düşmektedir. Bu durumu sistemin rejime ulaşması ve üretilen soğukluğun ısı kazancını karşıladığı şeklinde yorumlanabilir.

Yapılan belirsizlik analizine göre deneysel olarak belirlenen STK'nın 2.12 – 4.8 arasındaki değerleri için belirsizlik ±% 2.77 - 4.08 mertebesinde hesaplanmıştır. Buda yapılan ölçüm ve sonuçların güvenirliliğinin göstergesidir.

Sonuç olarak elde edilen değerler, literatürde verilen taşıt kliması performans değerleri ile uyumlu olduğu görülmüştür.

5.2 Öneriler

Taşıt klima sistemleri 2000'li yıllardan önce taşıtlarda isteğe bağlı olarak bulunurken günümüz taşıtlarında standart donanım halini almıştır. Klima sistemi yaz aylarında sürücü konforunu arttıran en önemli etkenlerdendir. Bundan dolayı yaz aylarında sürekli olarak çalışmakta bu da taşıt yakıt ekonomisini önemli derecede artırmaktadır. Konfordan vazgeçilemeyeceği için taşıt klima sistemleri genelde tam yükte çalıştırılmaktadır. Kompresör taşıt motorundan hareket aldığı için klima sistemi tam performansta çalıştırılamamaktadır. Bu çalışmanın sonucunda klima sistemini tam performansta çalıştırabilmek için kompresörün tahrikinin harici bir motordan verilmesi ve bu motorunda evaporatör yüküne göre kontrol edilmesi önerilmektedir. Bu uygulama özellikle hibrit sistem kullanan taşıtlarda önemli enerji tasarrufu sağlayabilir.

Enerjinin verimli ve ekonomik olarak kullanılması gerekmektedir. Konutlarda olduğu kadar taşıtlardaki soğutma ihtiyacına göre sistemin çalışmasını sağlayacak ve minimum enerji tüketimine göre sistemi yönlendirecek fonksiyonlu bir kontrol edicinin taşıt klima sistemine adaptasyonu ile STK değerlerinin yükseltilmesi ile enerji tasarrufu yapılabileceği bu çalışma sonucunda da gösterilmiştir.

Bu tez kapsamında yapılan deneysel çalışma bir taşıt klimasının enerji ihtiyacını fotovoltaik paneller vasıtasıyla güneş enerjisinden elektrik üretimi ve üretilen elektriğin gün içerisinde belirli bir periyot da taşıt klimasının tahrik etmek amacıyla yapılacak çalışmanın temelini teşkil etmektedir. Bu nedenle, bu çalışmanın devamı PV destekli taşıt klima sisteminin çalıştırılması önerisi şeklinde ifade edilebilir.

Soğutucu akışkan olarak kullanılan R134a yerine performansı daha yüksek olan alternatif soğutucu akışkanlar denenerek sistemin verimliliğine etkisi araştırılabilir.

Konvansiyonel soğutma çevrimi yerine absorbsiyonlu veya ejektörlü soğutma çevrimleri ile yeni bir soğutma sistemi yapılarak bu çalışmadan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması denenebilir.

Sistemde kullanılan ısı transferinin gerçekleştiği aynı evaporatör hacminde daha yüksek soğutma eldesi için soğutucu akışkan içerisine farklı nano partikül malzemelerinin eklenmesinin etkisi araştırılabilir. Böylece daha kompakt ve daha hafif taşıt klima sistemleri üretilebilir.

KAYNAKLAR

Ahamed J.U., Saidur R., Masjuki H.H., 2011, "A Reviev on Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigation System" , *Renewable and Sustainable*, 1593-1600.

Akdoğan A., 2007, "Bir Soğutma Sistemindeki Kondenser Kapasitesinin Değiştirilmesinin Enerji Ve Ekserji Analizleri İle İncelenmesi" *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Bilim Uzmanlığı Tezi*, Karabük.

Alkan A., Hoşöz M., 2010a, "Experimental performance of an automobile air conditioning system using a variable capacity compressor for two different types of expansion devices", *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 52, No.1/2/3/4,pp. 160 – 176.

Alkan A., Hoşöz M., 2010b, "Comparative Performance Of An Automotive Air Conditioning System Using Fixed And Variable Capacity Compressors", *international journal of refrigeration*, 487 – 495.

Alkan A., 2007,Çeşitli Tiplerde Kompresör ve Genleşme Elemanı Kullanan Bir Otomobil İklimlendirme Sisteminin Karşılaştırmalı Deneysel Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,.

Al-Rabghi, O. ve Niyaz, A.A., "Retrofitting R-12 Car Air Conditioner with R-134a Refrigerant, *Int. J. Energy Research,* Cilt 24, 467-474, 2002.

Anonim, 2011b, www.obitet.gazi.edu.tr/klimalar/ Notlar, 2011, ziyaret tarihi 29.11.2011.

Anonim, 2012b,Tofaş Eğitim Ders Notları,Klima Sunumu

Anonim,2012a, http://ben.gokselsirin.com/klimalar-neden-koku-yapar, ziyaret tarihi 05.05.2012.

Anonim,2006, Elektrik İşleri Etüd İdaresi Başkanlığı, Enerji Yöneticisi Kurs Notları

Arıkol M., 1985. Ekserji Analizine Giriş. Tübitak Projesi. Proje No: 0630048401. Gebze.

Bejan A, Tsatsaronis G., Moran M.,1996, "Thermal Design and Optimization", John Wiley & Sons, New York.

Benamer A., Clodic, D., 1999a. Test Bench for Comparative Measurement of Energy Efficiency of Variable and Fixed Speed Scroll Compressor. 20th International Congress of Refrigeration, Sydney. http://www.e2ltd.com/download/Publication_Sidney.pdf Erişim Tarihi:30.12.2007.

Benamer A., Clodic, D., 1999b. Comparison of Energy Efficiency between Variable and Fixed Speed Scroll Compressors in Refrigerating Systems. Technological innovations in refrigeration, in air conditioning and in the food industry into third millennium. http://e2ltd.com/download/Publication_Milan.pdf. Erişim Tarihi: 30.12.2007.

Bhatti M.S., 1999, "Evaluation of Automotive Air Conditioning-Riding in Comfort: Part II", *Ashrae Journal*, Cilt 41, No 9, 44–50.

Bilen K., 2011, Ölçme Teknikleri Ders Notları, Ders Notu, *Kırıkkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi,* Kırıkkale, 11-13 (Yayımlanmamış).

Bulgurcu H., 2007, "Taşıt iklimlendirme Sistemlerinde Soğutucu Akışkan Olarak Karbondioksit (CO2) Kullanımı", Mühendis ve Makina, Cilt:49, Sayı:578, 8-13

Chaturvedi, S.K., Chen D.T., Kheireddine, A., 1998. Thermal Performance of A Variable Capacity Direct Expansion Solar-Assisted Heat Pump. Energy Conversion Management, 39(3-4), 181-191.

Çengel Y., Boles M.A. (1989) Thermodynamics: An Engineering Approach, 2.Baskı, McGraw Hill, 1989

Çengel Y. A ve Boles, M. A., 2008, *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik,* 5.Baskı, Güven Kitap Evi,ISBN:978-975-6240-26-7,İzmir.

Çengel Y. A ve Boles, M. A., 2008, *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür*, 84-637, İstanbul.

Derbentli T., 2011, "İklimlendirme Sistemlerinde Ekserji Çözümlemesi", *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir.

Doğan E., 2010, "Sabit ve Değişken Kapasiteli Kompresör Kullanan bir Otomobil İklimlendirme Sisteminin Soğutucu Akışkan Şarjına Bağlı Olarak Deneysel Performansı", *Kocaeli Üniversitesi, Fen bilimleri Enstitüsü*.

Eryener D.,2003, "Türbülanslı Cebri Konveksiyonla Isı Geçişi,Sağlayan Isıl Sistemlerin Ekserji Ekonomik Analizi", *Trakya Üniversitesi ,Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi*,Edirne

Esen D. Ö., Hoşöz M., 2006, "R12 ve R134a Soğutucu Akışkanları Kullanan Otomobil İklimlendirme Sisteminin Deneysel Performans Analizi", *Gazi Üni. Müh. Mim. Fak. Der*. Cilt 21, No 4, 703-709.

Esen D. Ö., Hoşöz M., 2007, "Energy And Exergy Analysis of an Automobıle Air Conditioning System Using Refrigerant R134a", *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi* 23 (1-2), 188 – 203.

Güzenge O., 2007, "Bir Soğu Deposunun Ekserji Analizi", *Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,* Bitirme Projesi,İzmir

Hendricks Terry J., 2001, "Optimization of Vehicle Air Conditioning Systems Using Transient Air Conditioning Performance Analysis", *Society of Automotive Engineers,* Inc., 01-1734.

Hoşöz M., Direk M., 2006 a, "Performance Evaluation of an Integrated Automotive Air Conditioning and Heat Pump System", *Energy Conversion and Management 47*, 545–559.

Hoşöz M., Ertunç H.M., 2006 b, "Artificial Neural Network Analysis of an Automobile Air Conditioning System", *Energy Conversion and Management* 47, 1574-1587.

Hoşöz M., Kılıcarslan A., 2010, "Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples", *Energy Conversion and Management* 51 2947–2954.

Hoşöz M., "Exergy Analysis of Automobile Air Conditioning System Using R134a", *Proceedings of the Second International Exergy, Energy and Environment Symposium*, Kos, Greece, 3–7 July 2005.

Jabardo J.M.S., Mamani, W.G. ve Ianella, M.R., 2003, "Modelling and Experimental Evaluation of an Automotive Air Conditioning System with a Variable Capacitiy Compressor", *Int. J. Refrigeration*, Cilt 25, No 8 1157–1173.

Johnson V., 2002, "Fuel Used for Vehicle Air Conditioning: A State-by-State Thermal Comfort-Based Approach", National Renewable Energy Laboratory, Copyright © 2002 Society of Automotive Engineers, Inc, 2002-01-1957

Joudi K.A., Mohammed, A.S. ve Aljanabi, M.K., "Experimental and Computer Performance Study of an Automotive Air Conditioning System with Alternative Refrigerants", *Energy Conversion and Management, Cilt 44*, 2959-2976, 2003.

Jung, D., Park, B. ve Lee, H., "Evaluation of Supplementary/Retrofit Refrigerants for Automobile Air-Conditioners Charged with CFC12", *Int. J. Refrigeration, Cilt 22, No 7, 558–568, 1999.*

Kabul A.,2008, "Alternatif Soğutucu Akışkan Kullanılan Bir Soğutma Sisteminde Termodinamik Ve Isı Transferinin Teorik Ve Deneysel Olarak İncelenmesi",Doktora Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,Isparta*

Kayfeci M., Gedik E., Sağıroğlu S., Kurt H., 2009, "Taşıt İklimlendirmesinde Alternatif Klima Sistemlerinin Kullanımının Araştırılması", *5th International Advanced Technologies Symposium*, Karabük.

Kaynaklı, Ö., Horuz I., 2003, "An Experimental Analysis of Automotive Air Conditioning System", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, No. 2, pp. 273-284.

Khan J.R., Zubair, S.M., 1999. Design and performance evaluation of reciprocating refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 22(3), 235-243.

Kızılkan Ö., Şencan A., Yakut A. K., 2006, "R410a Soğutucu Akışkanının Termodinamik Özelliklerinin Yapay Sinir Ağları Metoduyla Modellenmesi", *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der*., Cilt 21, No 2, 395-400.

Kiatsiriroat, T. ve Euakit, T., 1997 "Performance Analyses of An Automobile Air Conditioning System with R/22/R124/R152A Refrigerant",*Applied Thermal Engineering*, Cilt 17, No 11,1085–1097

Kocatürk M., Salman M. S., 2006, "Otomobil Klima Sisteminde Fan Devri ve Giriş Havası Sıcaklığının Performansa Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi", *Politeknik Dergisi* Cilt: 9, Sayı: 1, s. 7-12.

Koç E., Soğut M.Z.ve Oktay Z.,2011,"Araç Klimalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlara Bağlı Ekserji Verimliliklerinin ve Çevresel Etkilerinin İncelenmesi",*Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED)* Cilt: 3, No: 2, 2011 (15-25)

Korukçu M.Ö.ve Kılıç M., 2012, "Güneş Işınımının Otomobil Kabinindeki Isıl Konfora Etkisinin İncelenmesi",*Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi* Cilt 18, Sayı 1, 2012, Sayfa 29-35

Kotas T.,J., 1985. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butter-Worths, 299s, London.

Koury R.,N.,N., Machado, L., Ismail, K.,A.,R., 2001. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 24(2), 192-200.

Kuijpers L., 1994, Retrofitting with non–CFC Substitutes, United Nations Environment Programme Report, UNEP.

Lee G.H. ve Yoo, J.Y., "Performance Analysis and Simulation of Automobile Air Conditioning System", *Int. J. Refrigeration*, Cilt 23, No 3, 243–254, 2000.

Miller W.A., 1988. Laboratory Capacity Modulation Experiments, Analyses, and Validation. Proceedings of the 2nd DOE/ORNL Heat Pump Conference: Research and Development on Heat Pumps for Space Conditioning Applications, CONF-8804100, 7-21, Washington.

Ok S., 2008, "Otomobil Klima Sistemi ve Klima Sisteminin Motor Performansı Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi", *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı* Y. L. Tezi, İstanbul.

Outtagarts A., Haberschill, P., Lallemand, M., 1997. The Transient Response Of An Evaporator Fed Through An Electronic Expansion Valve. International Journal of Energy Research, 21(9), 793-807.

Özdenal A., 2006, "Motor Egzoz Gazını Isı Kaynağı Olarak Kullanan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ile Taşıt Kabini Soğutulmasının Teorik İncelenmesi", *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı* Y. L. Tezi, Ankara.

Özgören M., Solmaz, Ö., Kahraman A., 2009a, "Güneş Panelleri İle Çalışan Taşıt Klimasının Dinamik Performansı:Konya Örneği", 5th International Advanced

Technologies Symposium, IATS'09, May 13-15, Karabük, Turkey, 1738-1744, 2009.

Özgoren M.,Solmaz, O., Kahraman A., 2009b, "Determination Of Cooling Load Of A Midibus Via Meteorological Data: Case Study For Edirne", Internatıonal Scıentıfıc Conference, UNITECH09, 20-21 November 2009, p.544-551, GABROVO , Bulgaria.

Özgören, M., Solmaz, Ö., Kahraman A., 2009c, "Yenilenebilir Enerji Kaynaklı Taşıt Kliması Performansının İncelenmesi", 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, s.1273-1279, 24-27 Haziran 2009, SİVAS.

Özgören, M., Solmaz, Ö., Kahraman A., 2010a, "Taşıt Kliması Soğutma Yükünün Saatlik Değişimi", Teknolojik Araştırmalar,Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED), Cilt:2, sayı:2, s.11-23.

Özgören, M., Solmaz, O., Kahraman, A, 2010b, "Prediction of Hourly Cooling Load Capacity of An Automotive Air-Conditioning System", International Ege Energy Symposium and Exhibition (IEESE-5), 27-30 June 2010, Pamukkale University, Denizli-Turkey.

Özgören M., A.Kahraman, Ö. Solmaz, 2011, İzmir İli için farklı Soğutucu Akışkan Kullanan Otomobil Klimasının Saatlik Performansının Belirlenmesi, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı Cilt 2, MMO Yayın No:E/2011/550,Teskon 2011 Soğutma Teknolojiler Sempozyumu, 1387-1401, 2011..

Park, Y.C., Kim, Y., Cho, H., 2002. Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection. *International Journal of Refrigeration,* 25(8),1072-1082.

Park, Y.C., Kim, Y.C., Min, M.K., 2001. Performance analysis on a multi-type inverter air conditioner. *Energy Conversion and Management*, 42(13), 1607-1621.

Perreira, E.P., Parise, J.A.R., 1993. Performance analysis of capacity control devices for heat pump reciprocating compressors. 13(5), 451-461.

Polat, F., 2001, "Bazı parametrelerin ve alternatif soğutucu akışkanların soğutma sisteminin performansına ve sistem elemanlarının kapasitelerine etkilerinin analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.

Rasmussen, C.B., Ritchie, E., 1997a. Variable speed brushless DC motor drive for household refrigerator compressor. Electrical Machines and Drives, Eighth *International Conference on*, 128-132, 1-3 September.

Rasmussen, C.B., Ritchie, E., Arkkio, A., 1997b. Variable Speed Induction Motor Drive for Household Refrigerator Compressor. *Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics,* 655-659, Guimarães- Portugal, July 7-11.

Ratts, E.B. ve Brown, J.S., "An Experimental Analysis of Cycling in an Automotive Air Conditioning System", *Applied Thermal Engineering*, Cilt 20, 1039–1058, 1999.

Rice, C.K., 1988. Capacity Modulation Component Characterization and Design Tool Development. Proceedings of the 2nd DOE/ORNL Heat Pump Conference: Research and Development on Heat Pumps for Space Conditioning Applications, CONF-8804100, 23-33, Washington.

Rosen, M.A., 2002. Assessing energy technologies and environmental impacts with the principles of thermodynamics. Applied Energy, 72, 1, 427 – 441.

SAE J1991, 1989, "Standard Of Purity For Use In Mobile Air-Conditioning Systems", *Highway Vehicle Recommended Practice, Society of Automotive Engineers, Inc*., U.S.A. , 477.

Sodex 97, 1997, Milliyet Gazetesi, Sektör Özel Sayfası: 3 Mayıs.

Tassou, S.A., Qureshi, T.Q., 1998. Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications. *International Journal of Refrigeration*, 21(1), 29-41. Tedaş, 2008. İnternet Sitesi. http://www.tedas.gov.tr/tarifeler_xls/2008_trf/2008%20tarifesi.xls Erişim Tarihi : 10.01.2008.

Terry J. H., 2001, "Optimization of Vehicle Air Conditioning Systems Using Transient Air Conditioning Performance Analysis", *Society of Automotive Engineers*, 01-1734.

Tosun E., 2010, "Kondenser Boyutlarının Otomobil Klima Sisteminin Performansına Etkisinin Deneysel Analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, ,* Kocaeli.

Wicks, F., 2000. 2nd law analysis of on/off vs frequency modulation control of as refrigerator. *35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit*, 1, 340-344.

Wongwises S., Kamboon A., Orachon B., 2006, Experimental Investigation of Hydrocarbon Mixtures to Replace HFC-134a in an Automotive Air Conditioning System, Energy Conversion and Management Volume 47, Issues 11-12, Pages 1644-1659.

Yamaç Ö., 2005, "Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompalarının Teorik İncelenmesi", Yüksek lisans Tezi, *Mustafa Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,* Antakya.

Yamankaradeniz R., Horuz İ., Coşkun S., 2002, "*Soğutma Tekniği ve Uygulamaları*". VİPAŞ A.Ş., Bursa.

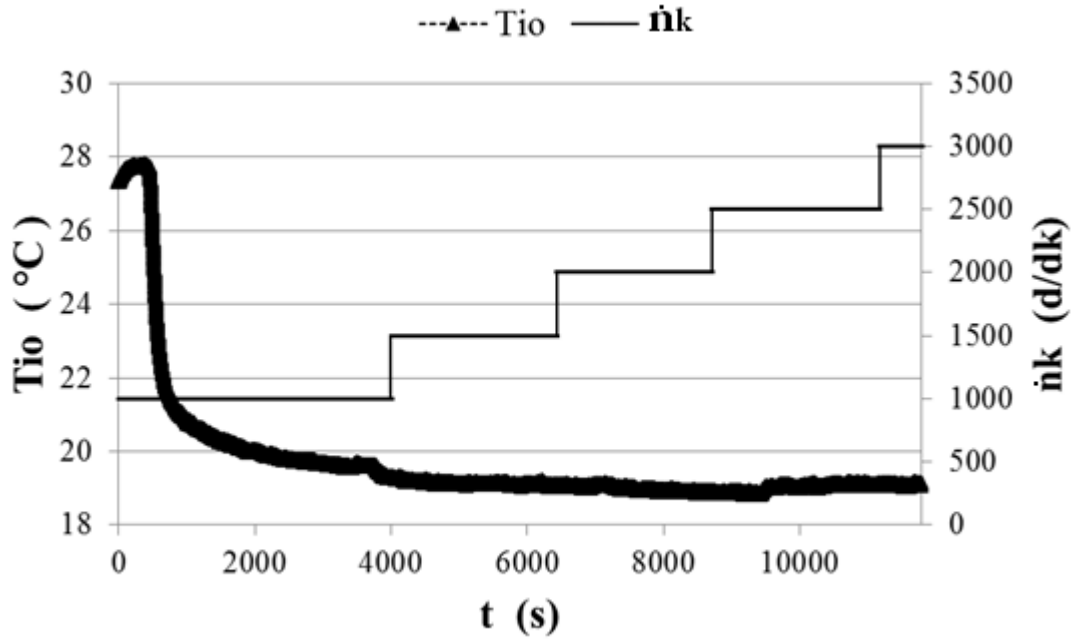
Yamankaradeniz R., Horuz İ., Coşkun S., 2009, "*Soğutma Tekniği ve Uygulamaları*". VİPAŞ A.Ş., Bursa.

EKLER

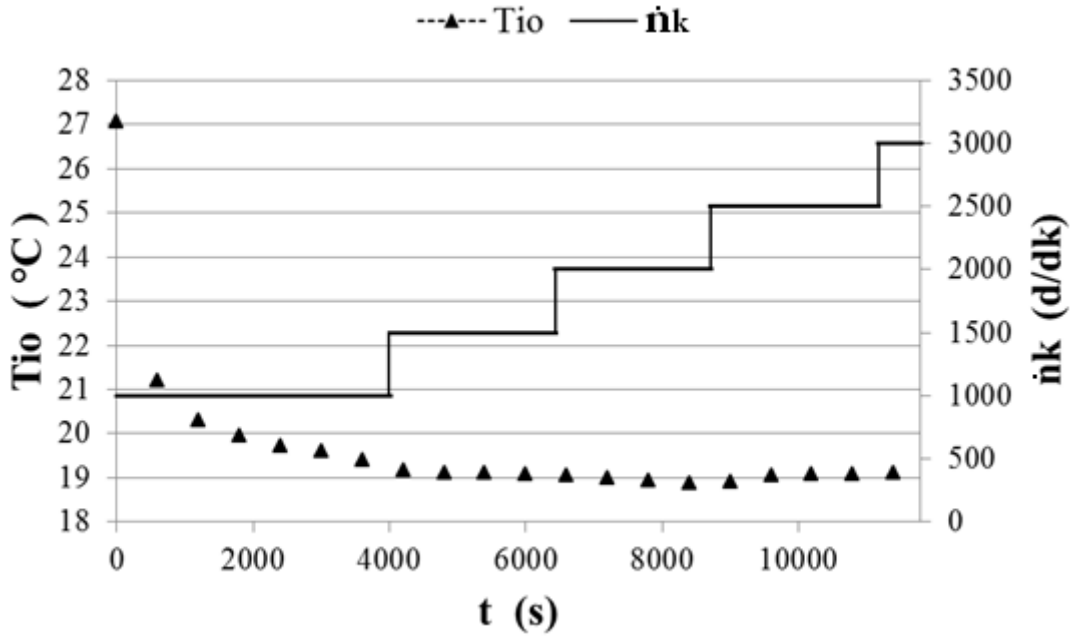
EK-1 Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 5 m/s olması durumunda farklı kompresör devirlerine göre elde edilen sonuçlar

EK-2 Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 10.0 m/s olması durumunda farklı kompresör devirlerine göre elde edilen sonuçlar

EK-1.1 Taşıt iç ortam sıcaklığı (**T**) ve kompresör devrinin **($\dot{n}_k$)** zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 5 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

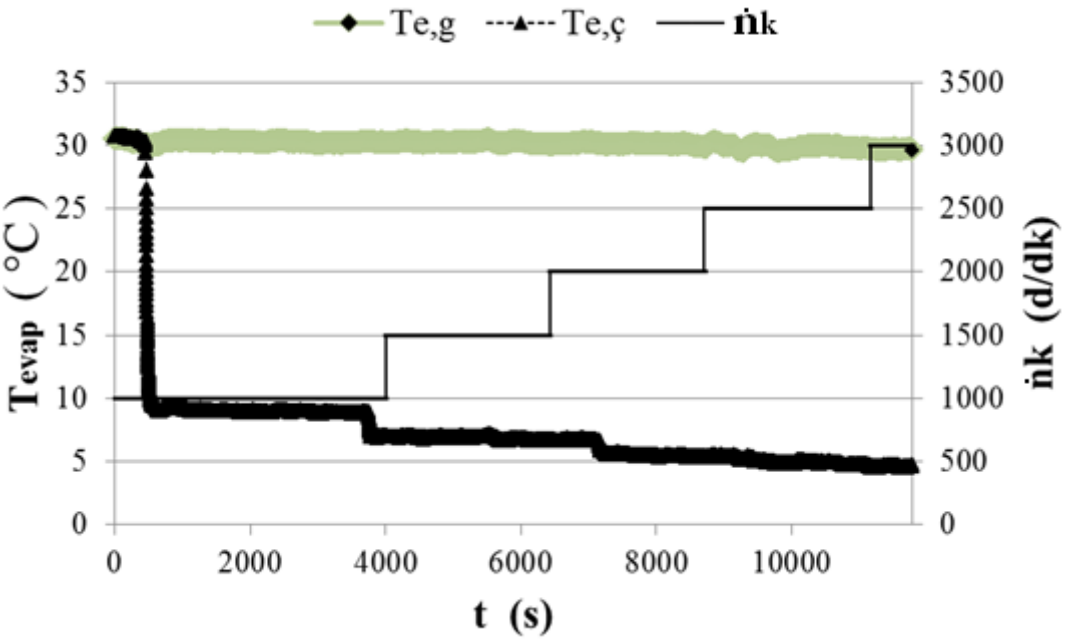


(a)

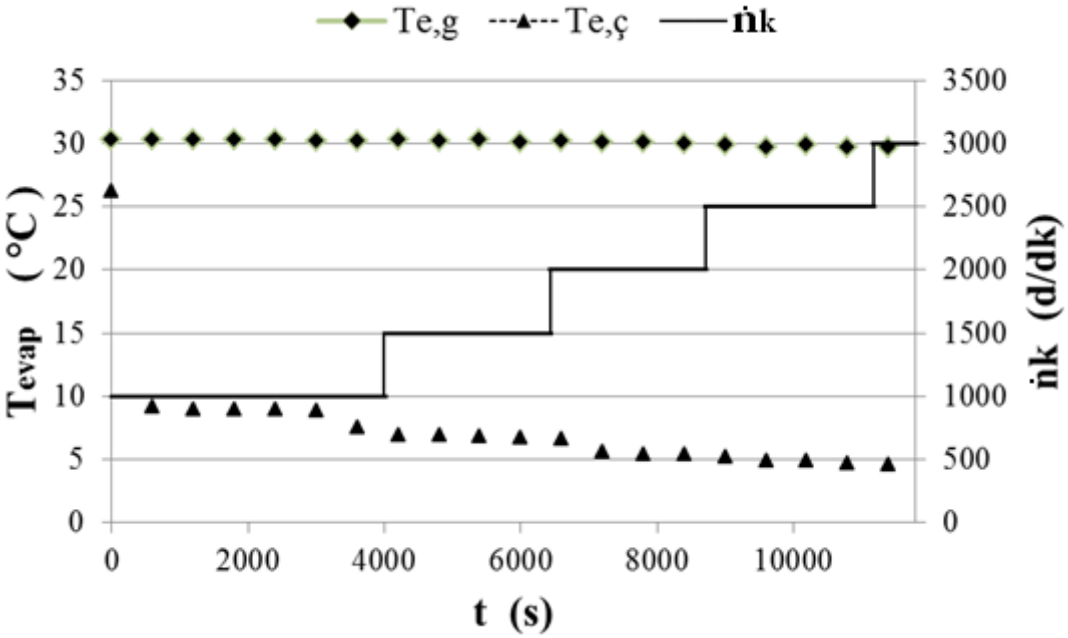


(b)

EK-1.2 Evaporatör giriş kanalı, çıkış kanalı sıcaklığı ve kompresör devrinin **($\dot{n}_k$)** zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 5 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

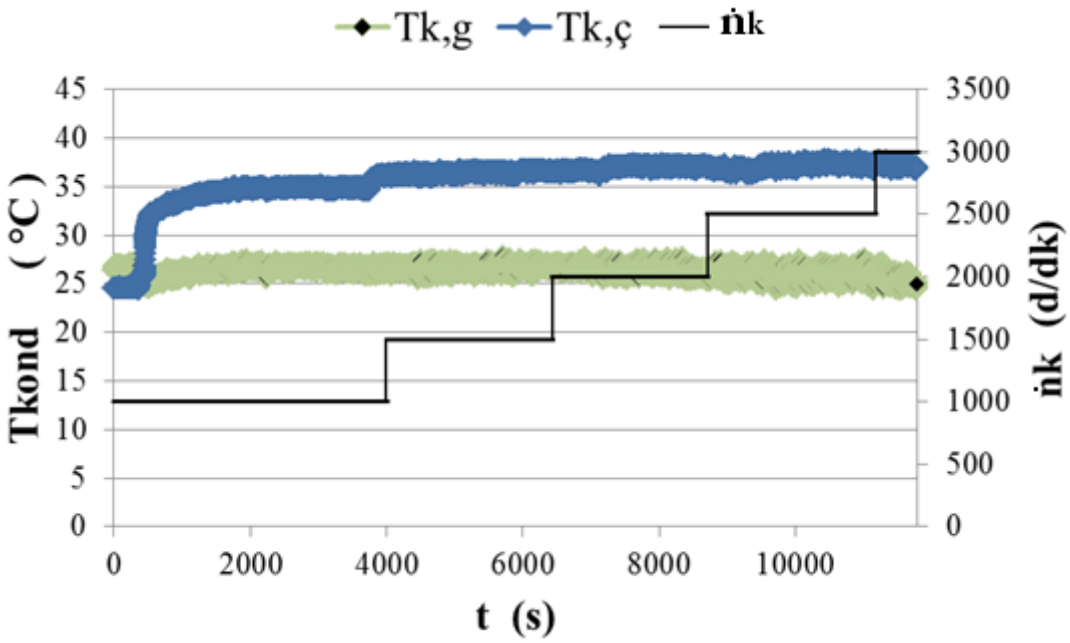


(a)

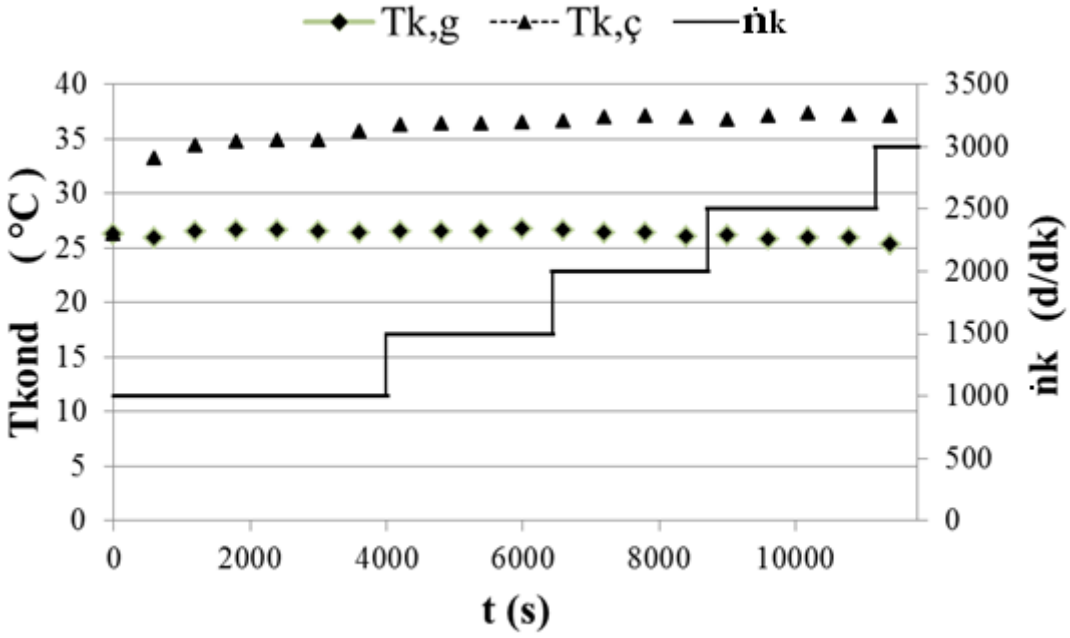


(b)

EK-1.3 Kondenser (yoğuşturucu) giriş kanalı, çıkış kanalı sıcaklığı ve kompresör devrinin **($\dot{n}_k$)** zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 5 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

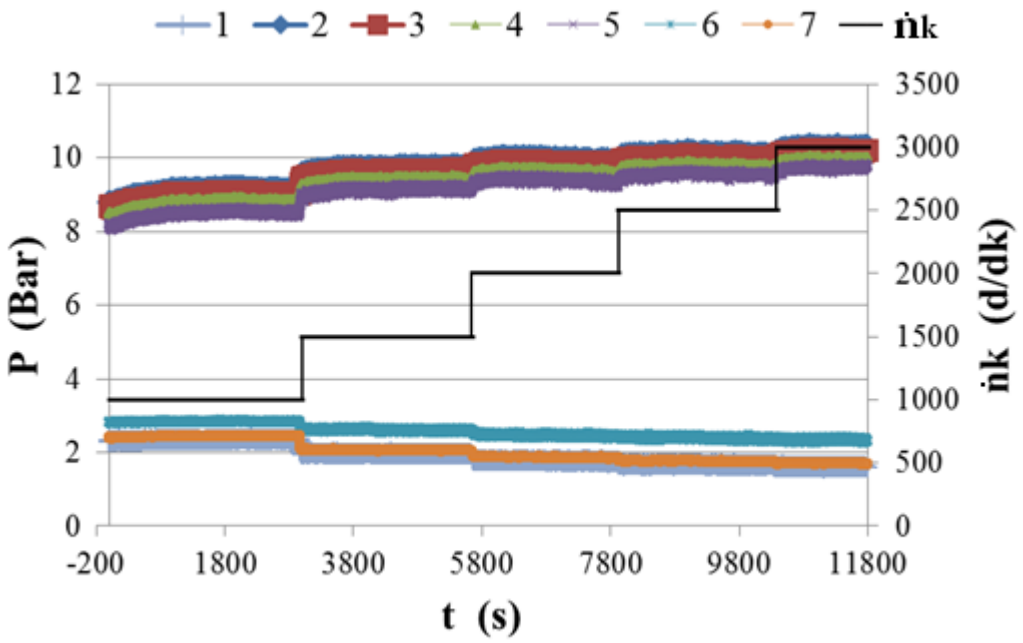


(a)

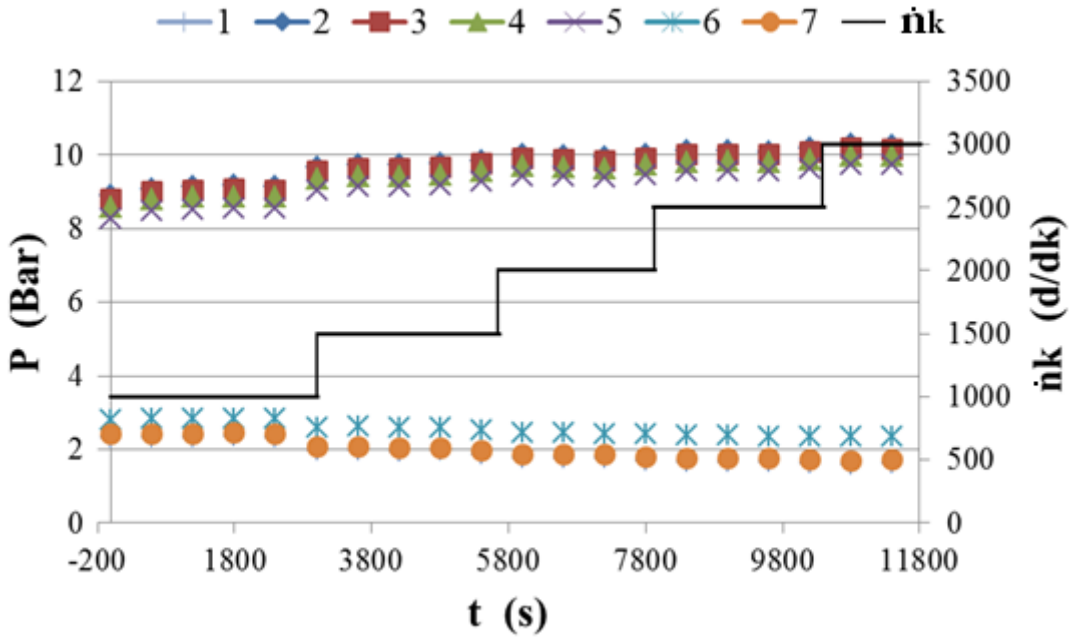


(b)

EK-1.4 Soğutucu akışkan devresi Şekil 3.29' de gösterilen basınç prizleri ölçüm sonuçları ve kompresör devrinin **($\dot{n}_k$)** zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 5 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

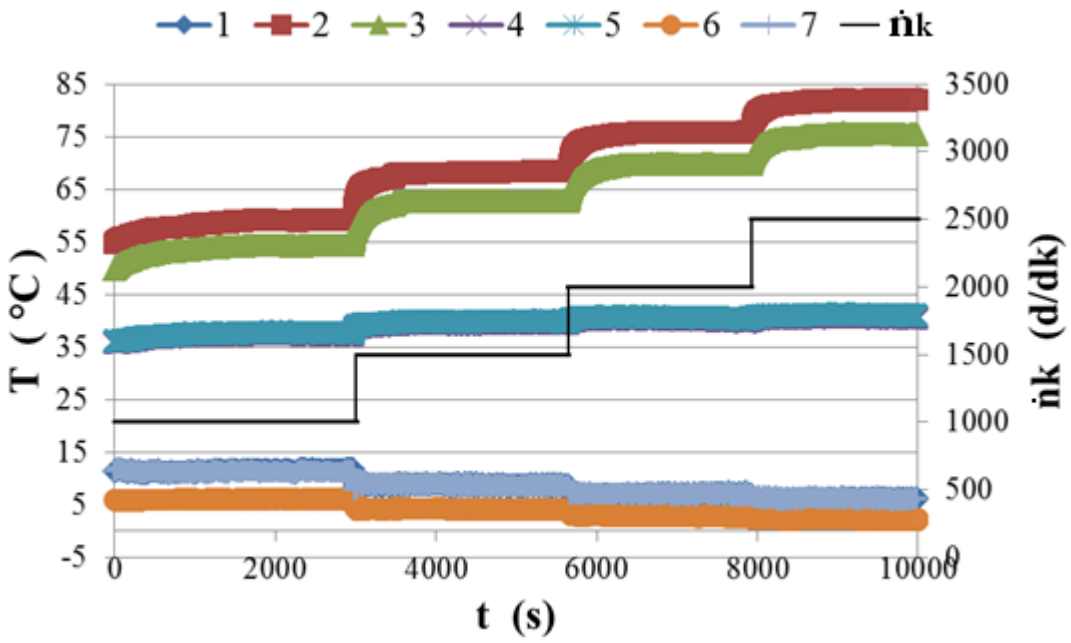


(a)

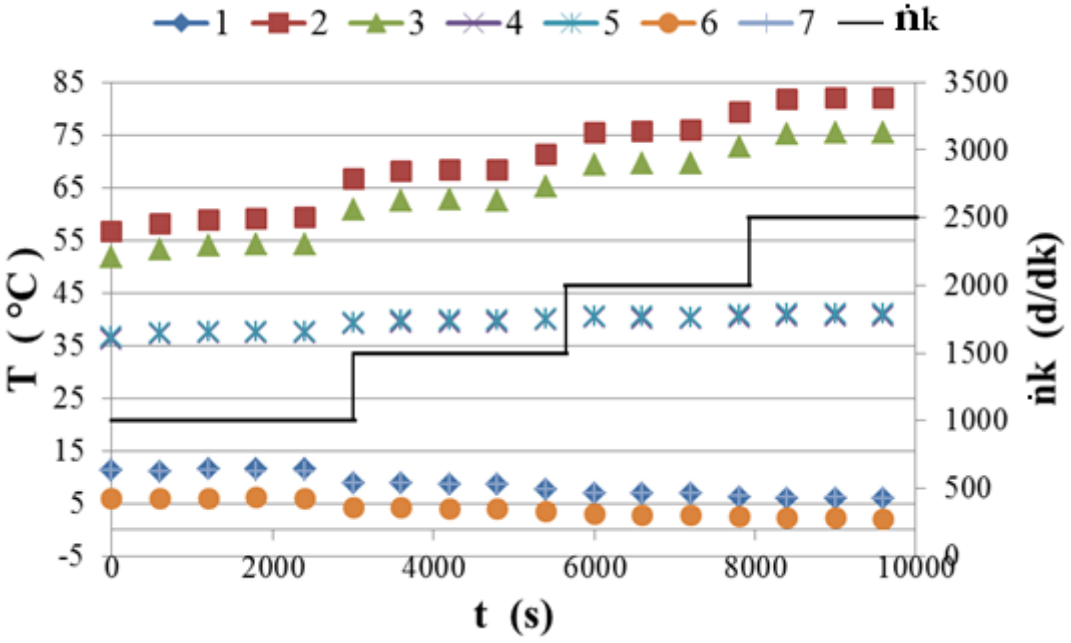


(b)

EK-1.5 Soğutucu akışkan devresi Şekil 3.30' de gösterilen sıcaklık prizleri ölçüm sonuçları ve kompresör devrinin **($\dot{n}_k$)** zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 5 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişim ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

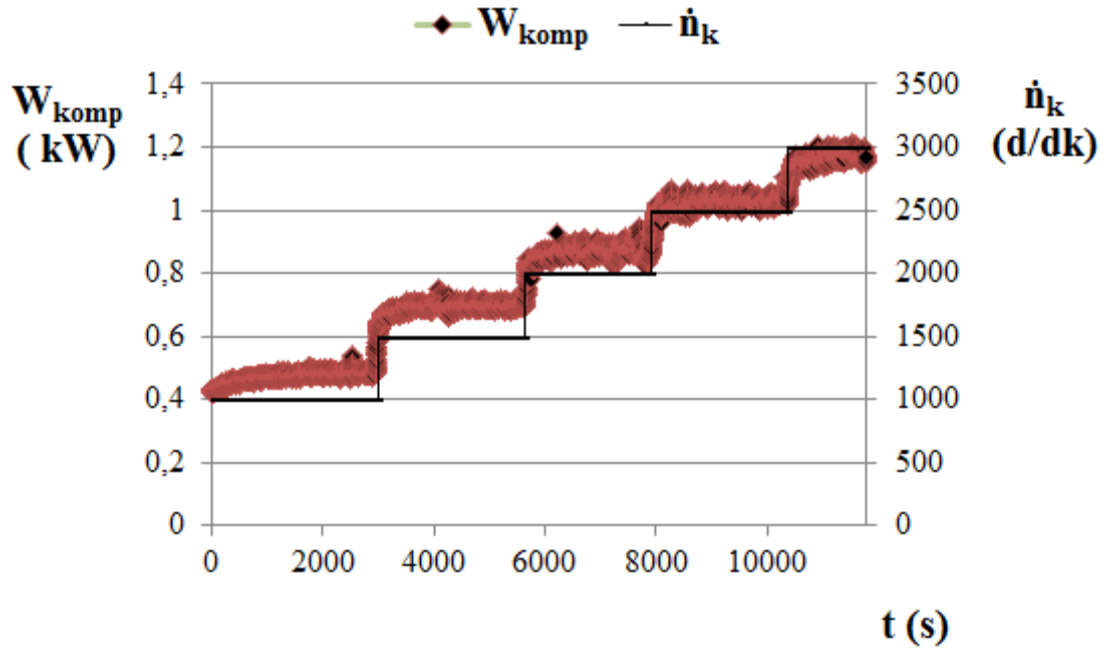


(a)

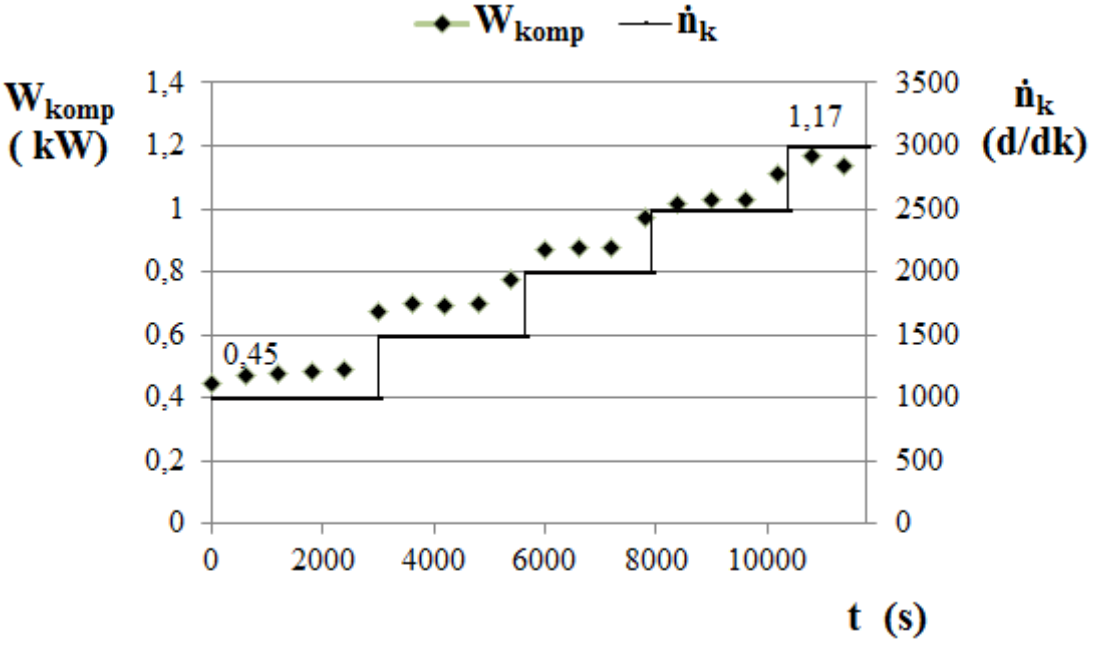


(b)

EK-1.6 Kompresörün tükettiği elektrik enerjisi ve kompresör devrinin **($\dot{n}_k$)** zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 5 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişim b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

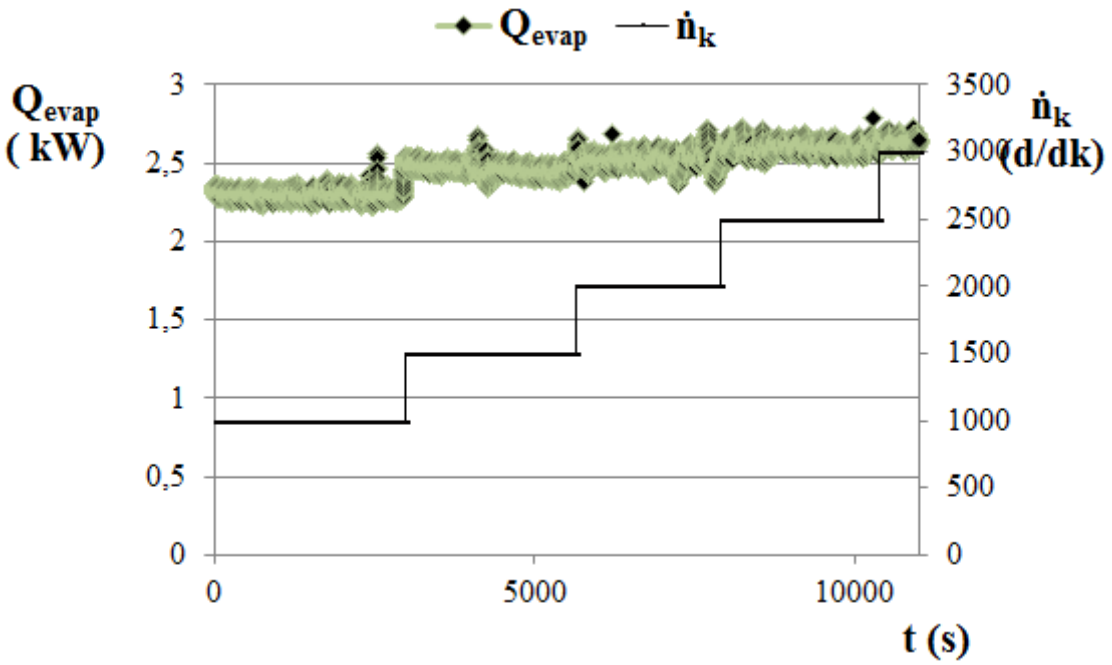


(a)

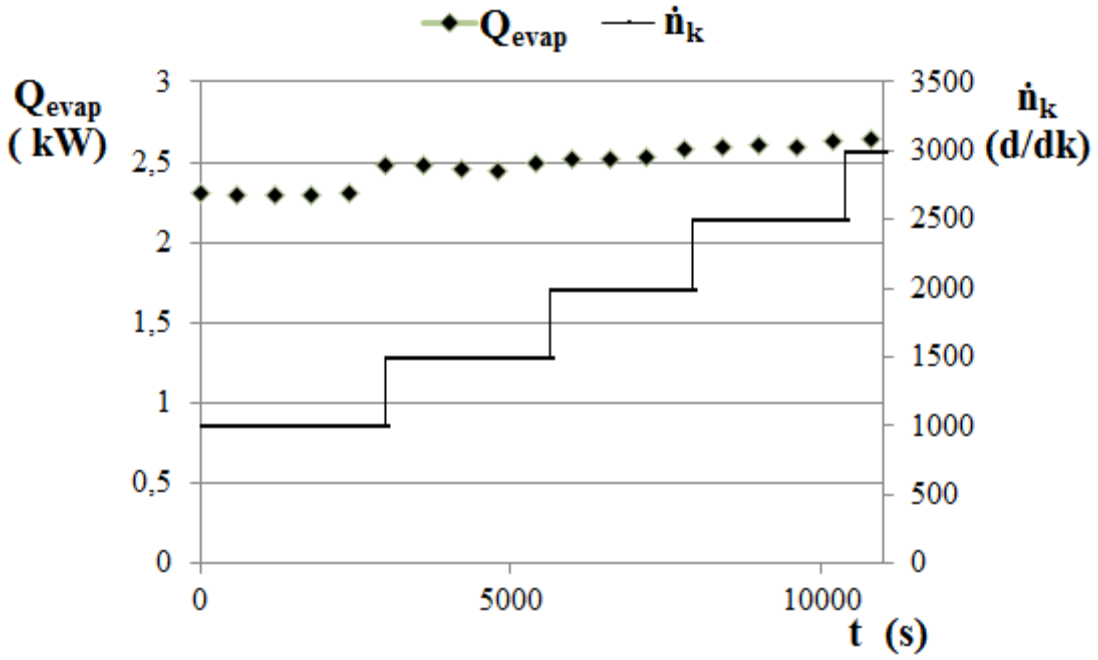


(b)

EK-1.7 Evaporatör kapasitesi **($\dot{Q}_{evap}$)** ve kompresör devrinin **($\dot{n}_k$)** zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 5 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

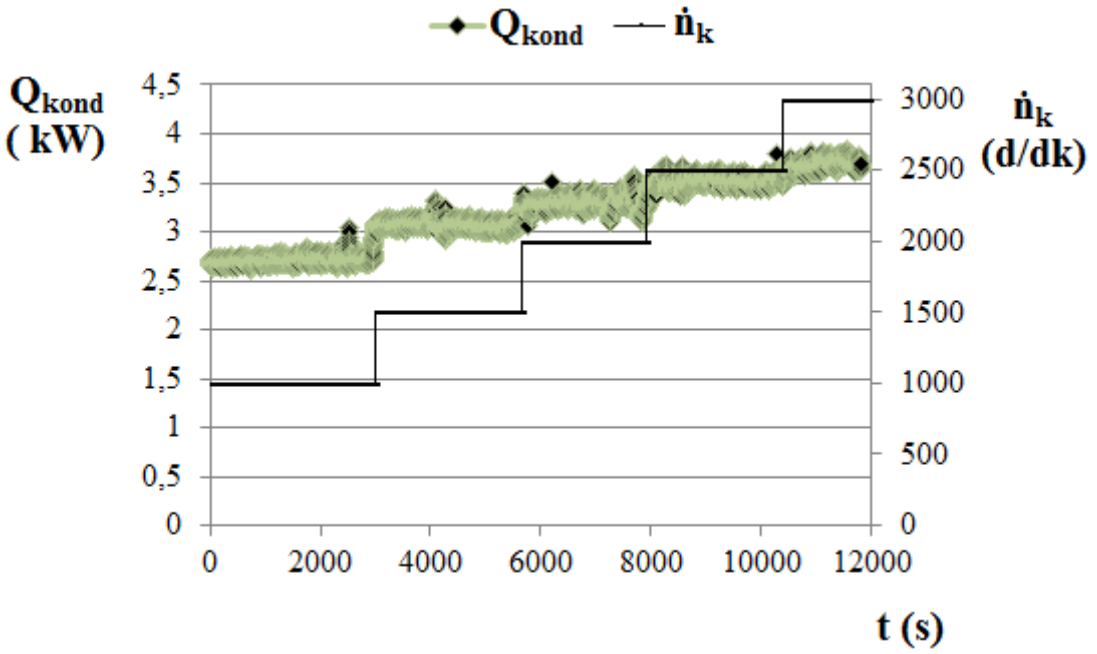


(a)

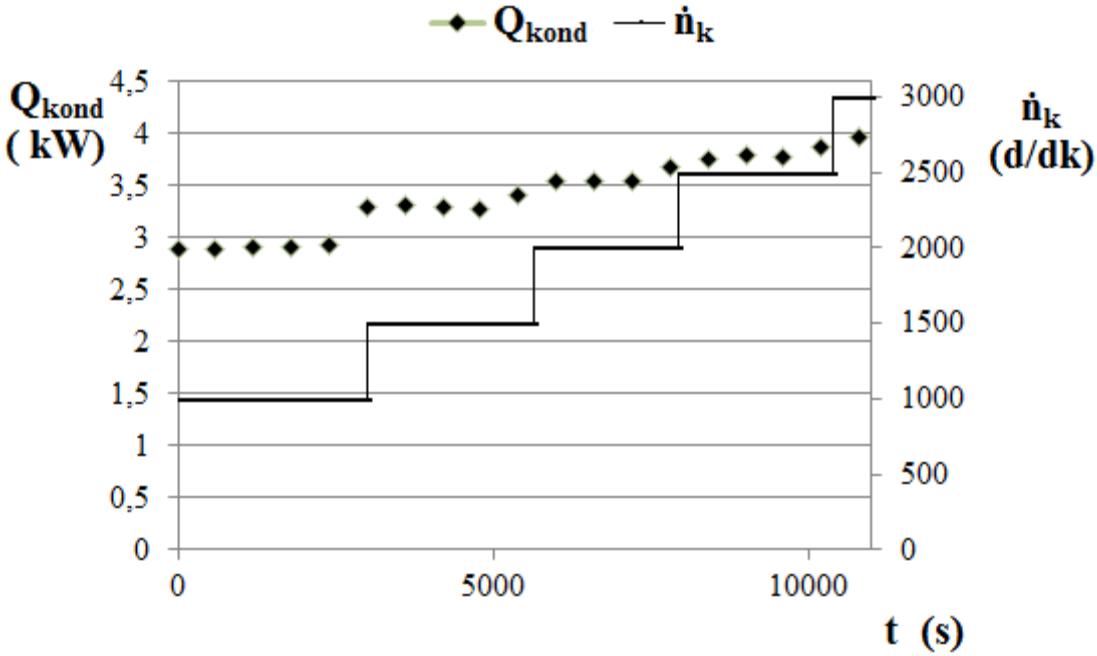


(b)

EK-1.8 Kondenser kapasitesi **($\dot{Q}_{kond}$)** ve kompresör devrinin **($\dot{n}_k$)** zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 5 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

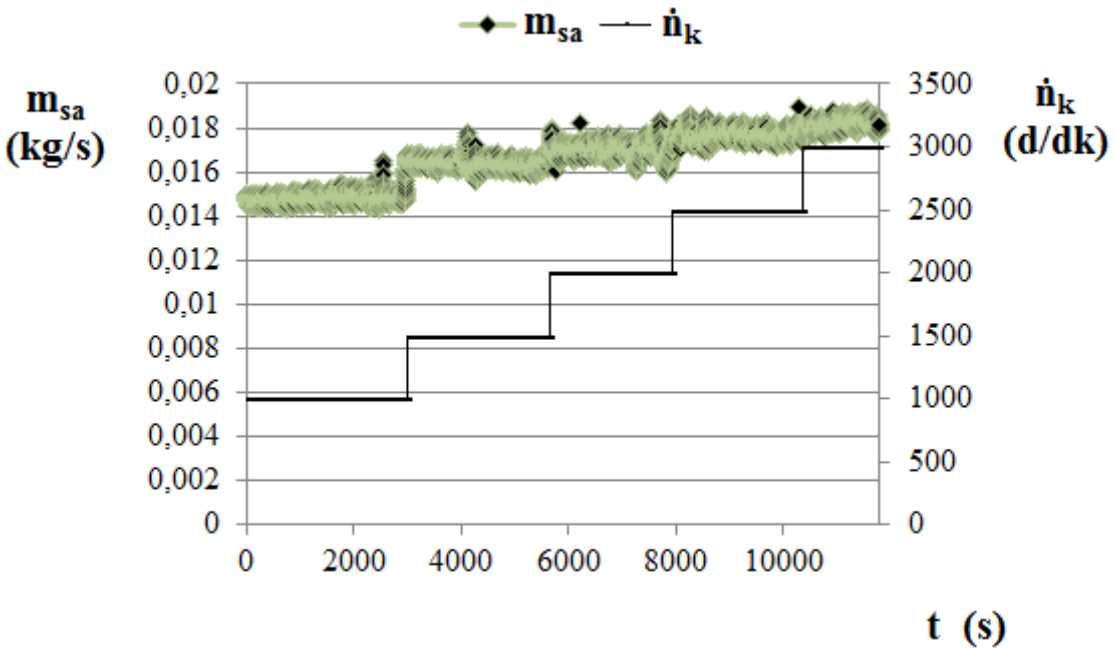


(a)

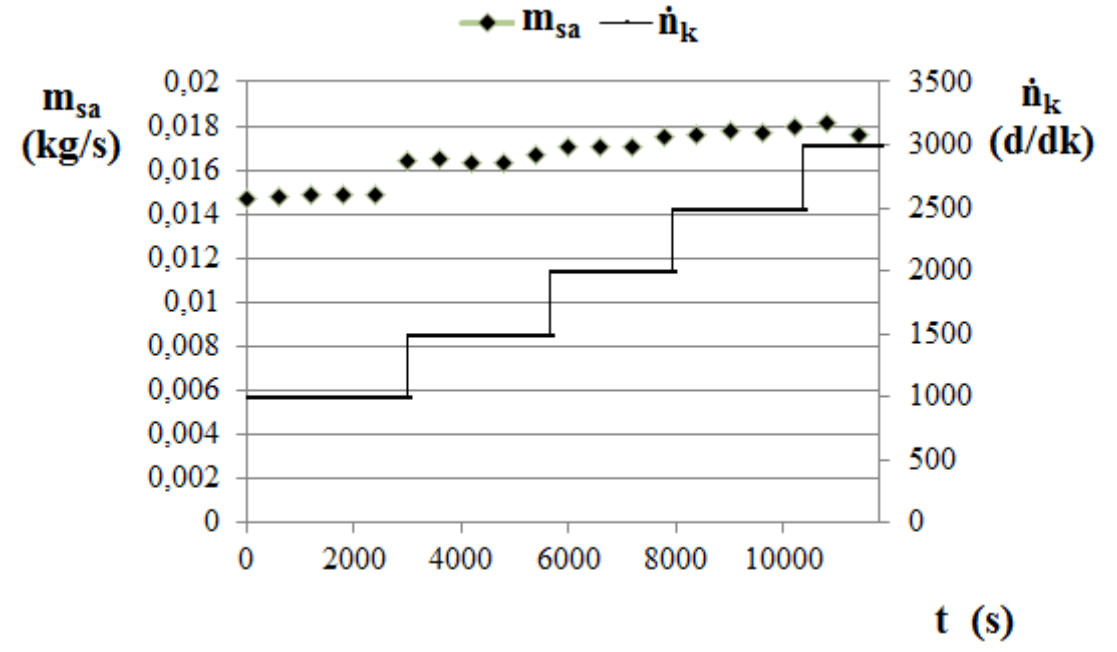


(b)

EK-1.9 Soğutucu akışkan debisi **($\dot{m}_{sa}$)** ve kompresör devrinin **($\dot{n}_k$)** zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 5 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

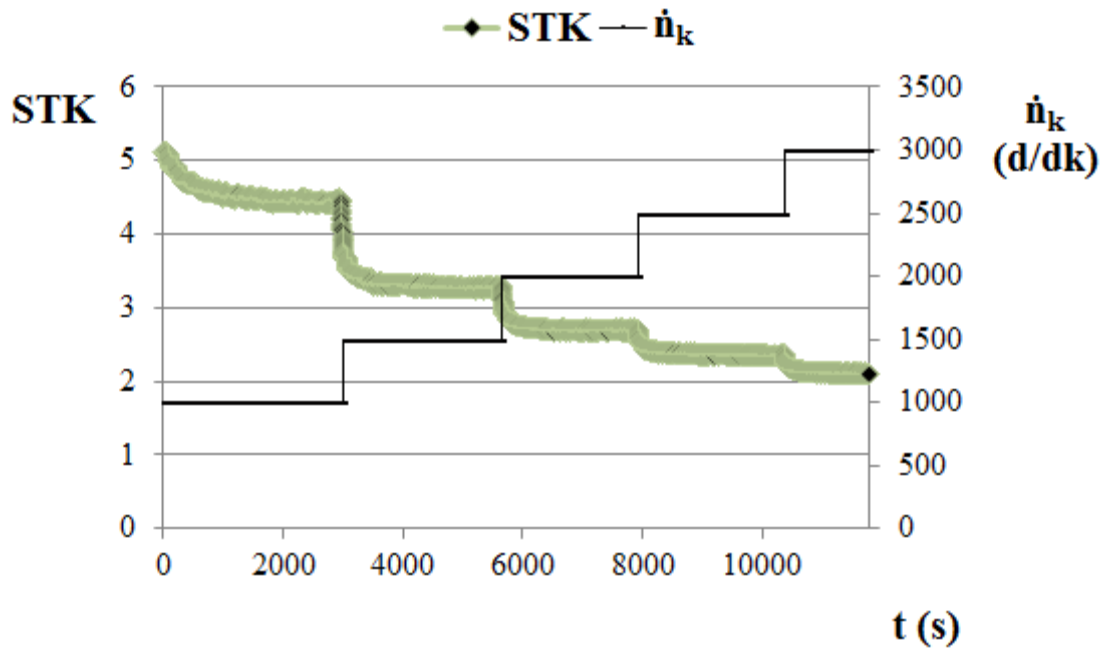


(a)

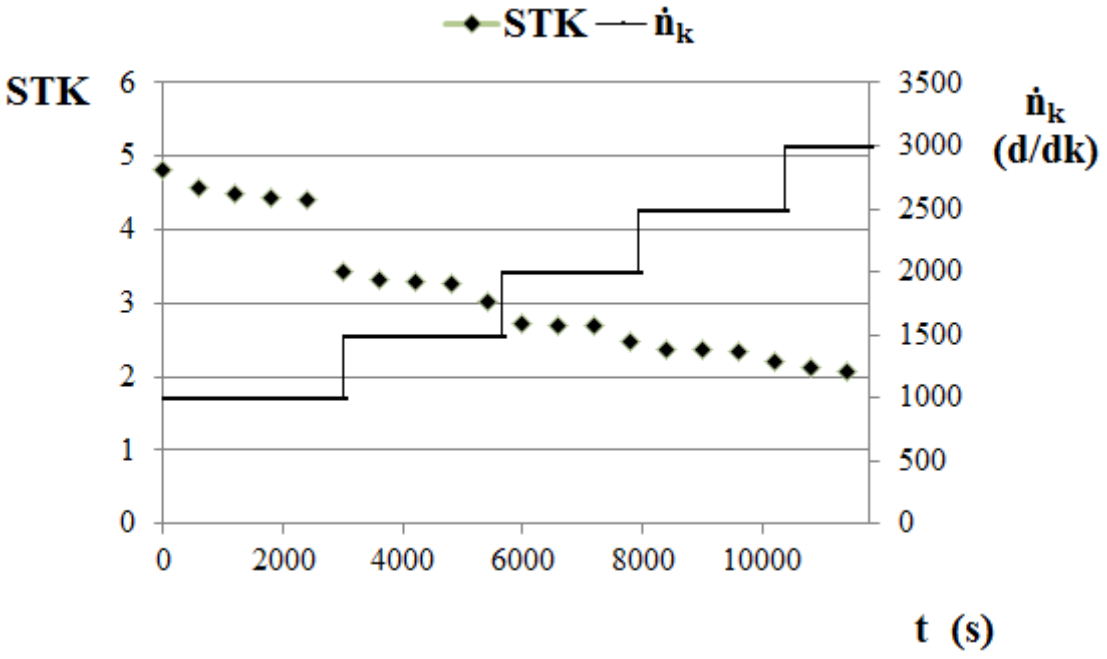


(b)

EK-1.10 Sistemin Soğutma tesir katsayısı (**STK**) ve kompresör devrinin **($\dot{n}_k$)** zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 5 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

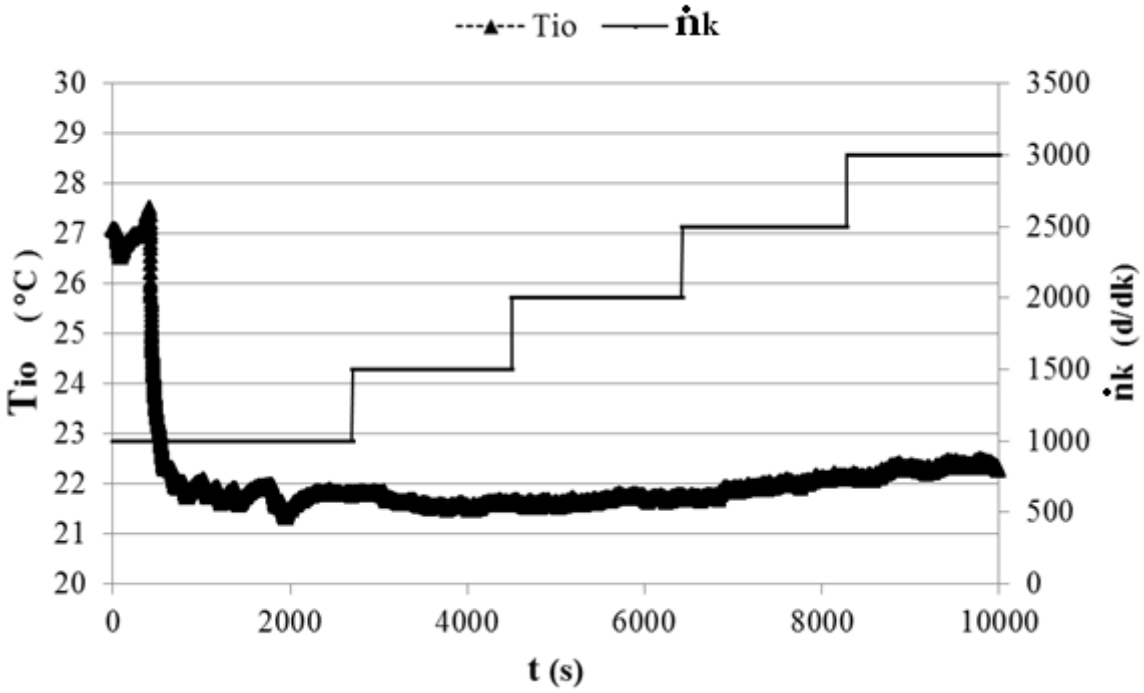


(a)

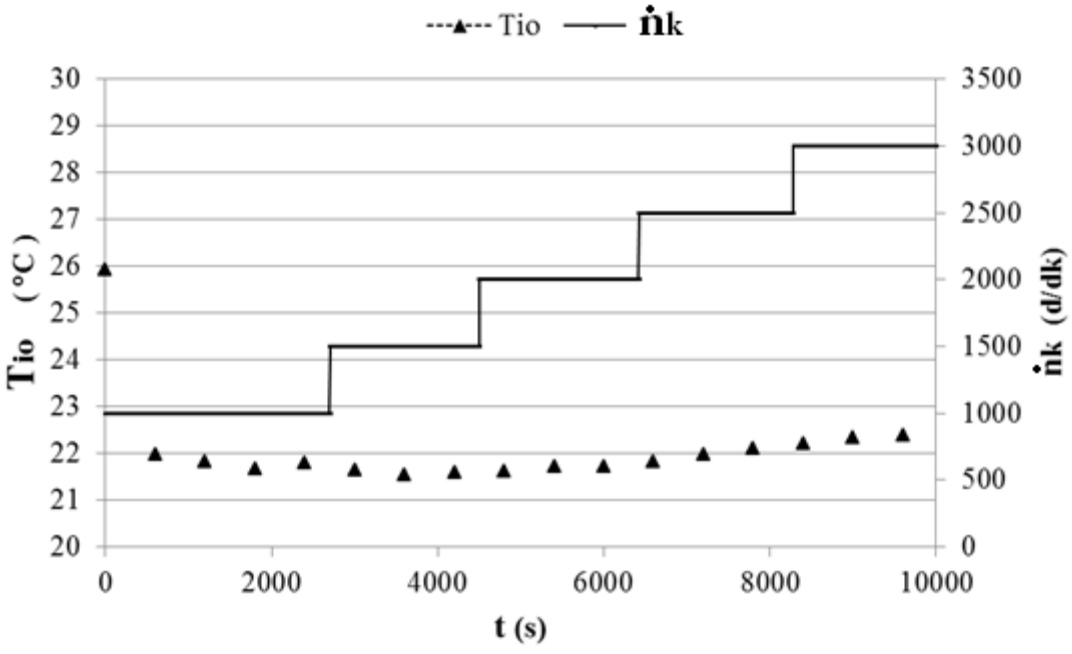


(b)

EK-2.1 Taşıt iç ortam sıcaklığı (**T**) ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 10 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

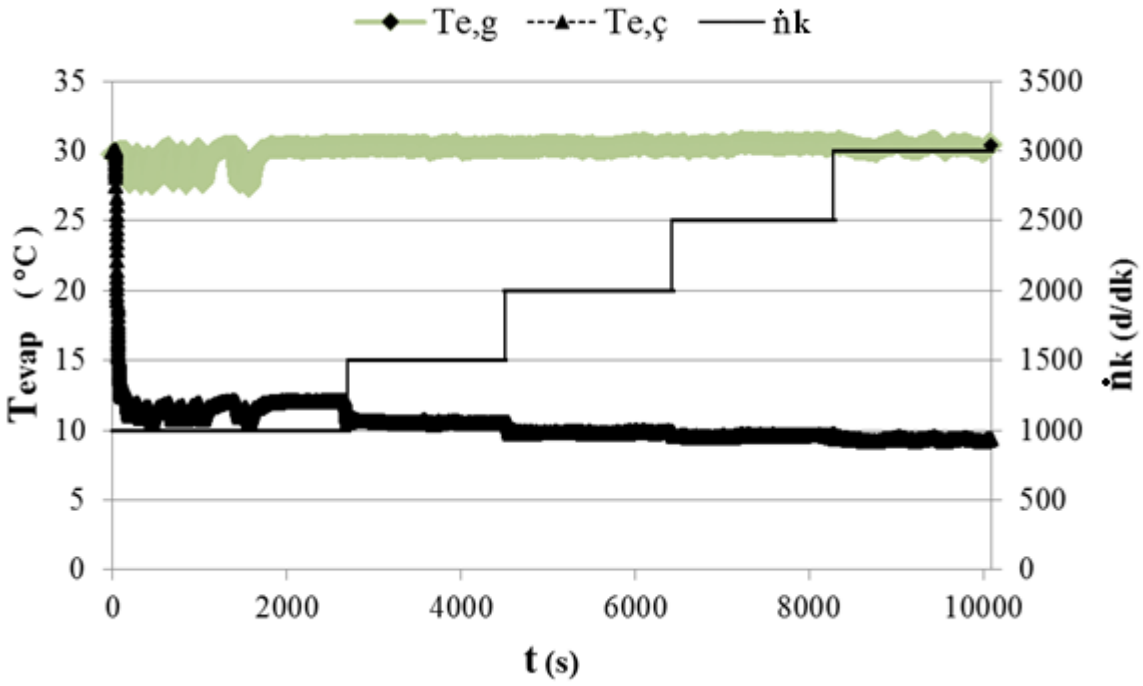


(a)

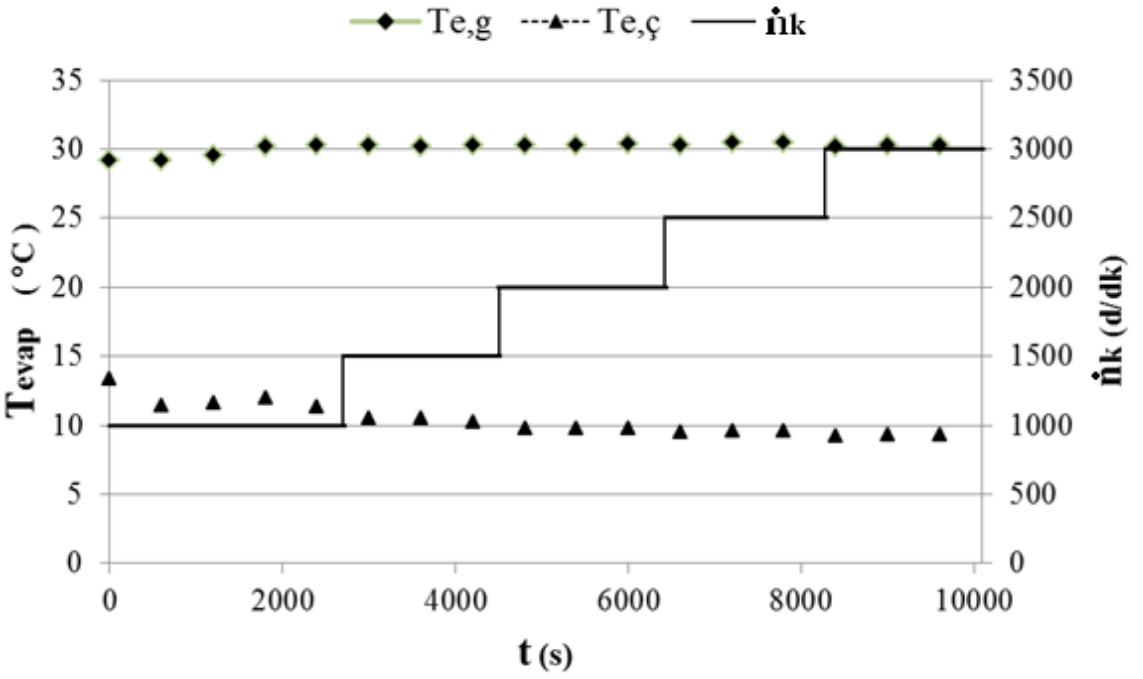


(b)

EK-2.2 Evaporatör giriş kanalı, çıkış kanalı sıcaklığı ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 10 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

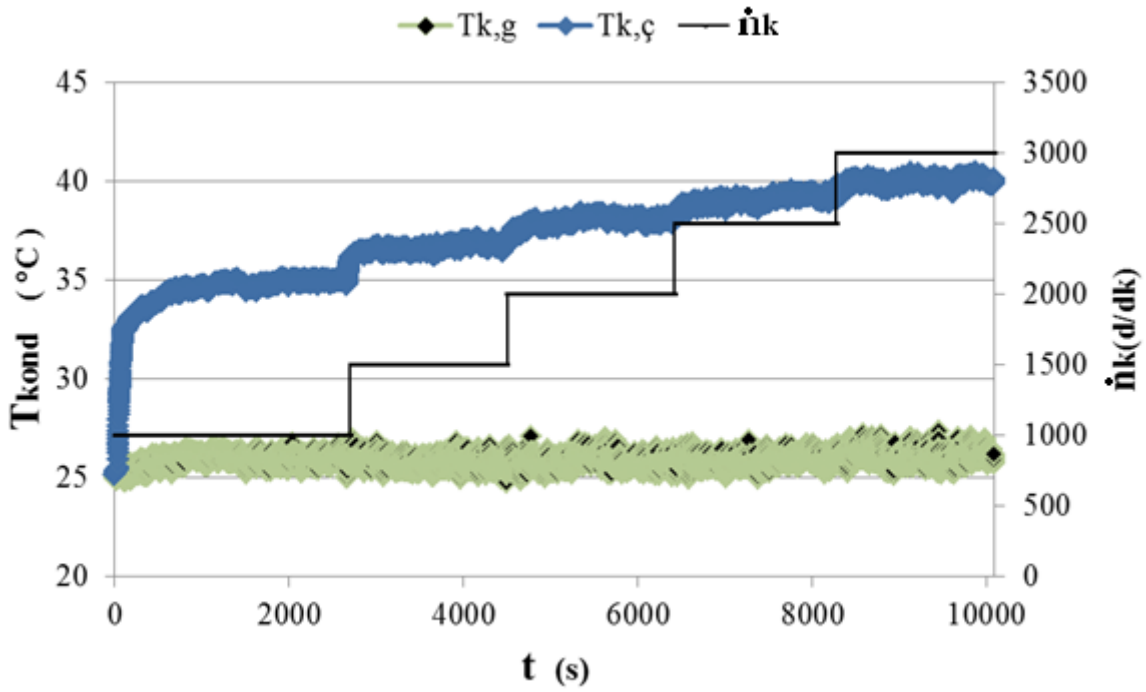


(a)

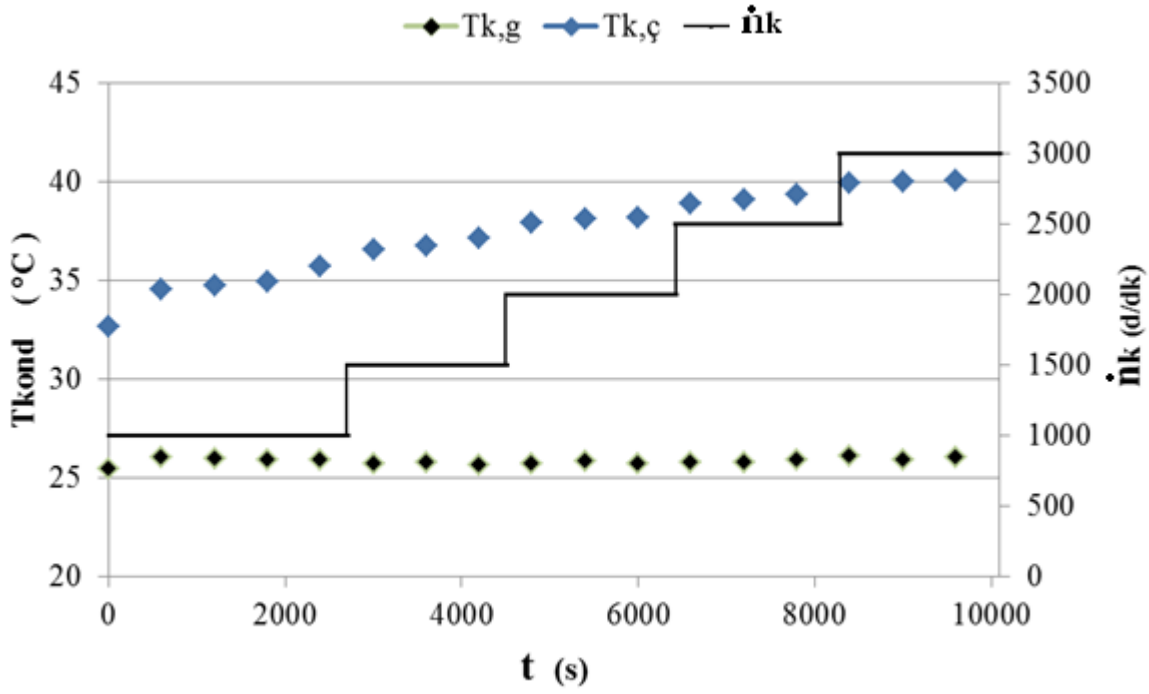


(b)

EK-2.3 Kondenser (yoğuşturucu) giriş kanalı, çıkış kanalı sıcaklığı ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 10 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

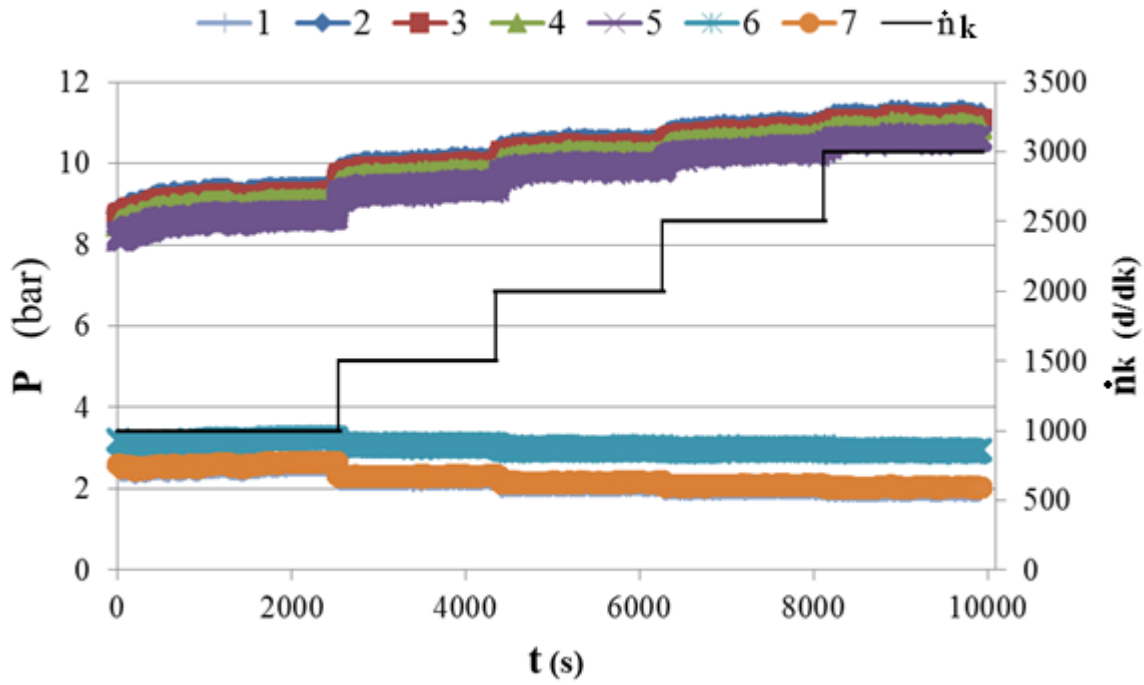


(a)

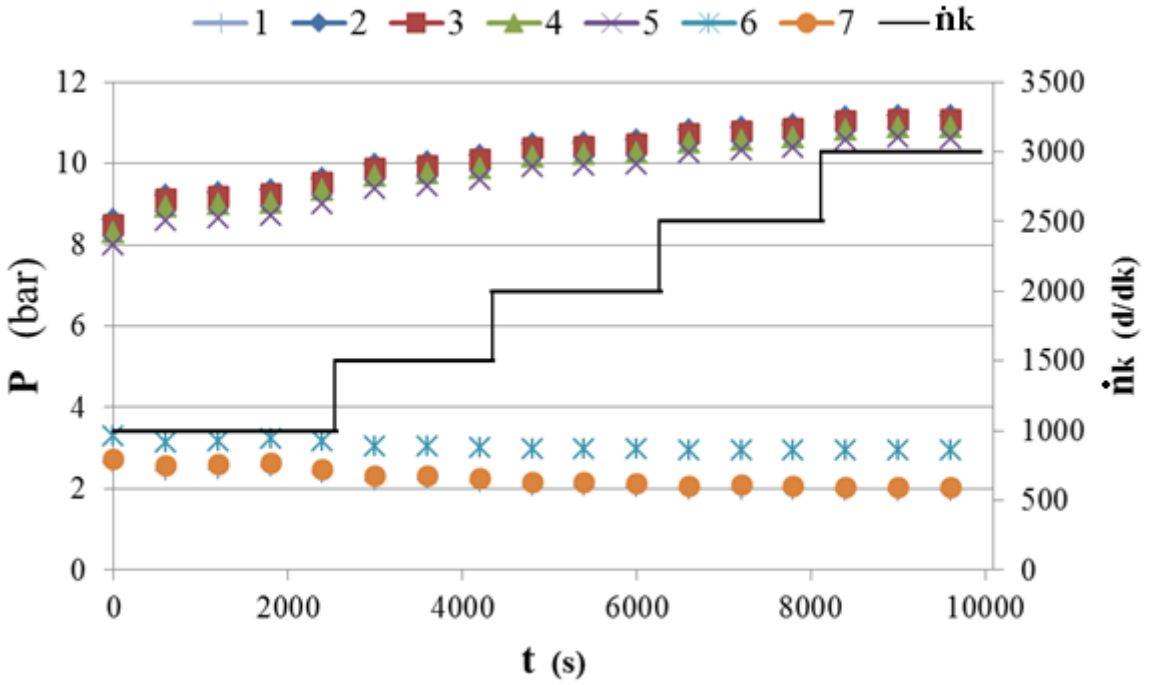


(b)

EK-2.4 Soğutucu akışkan devresi Şekil 3.313' de gösterilen basınç prizleri ölçüm sonuçları ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 10 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

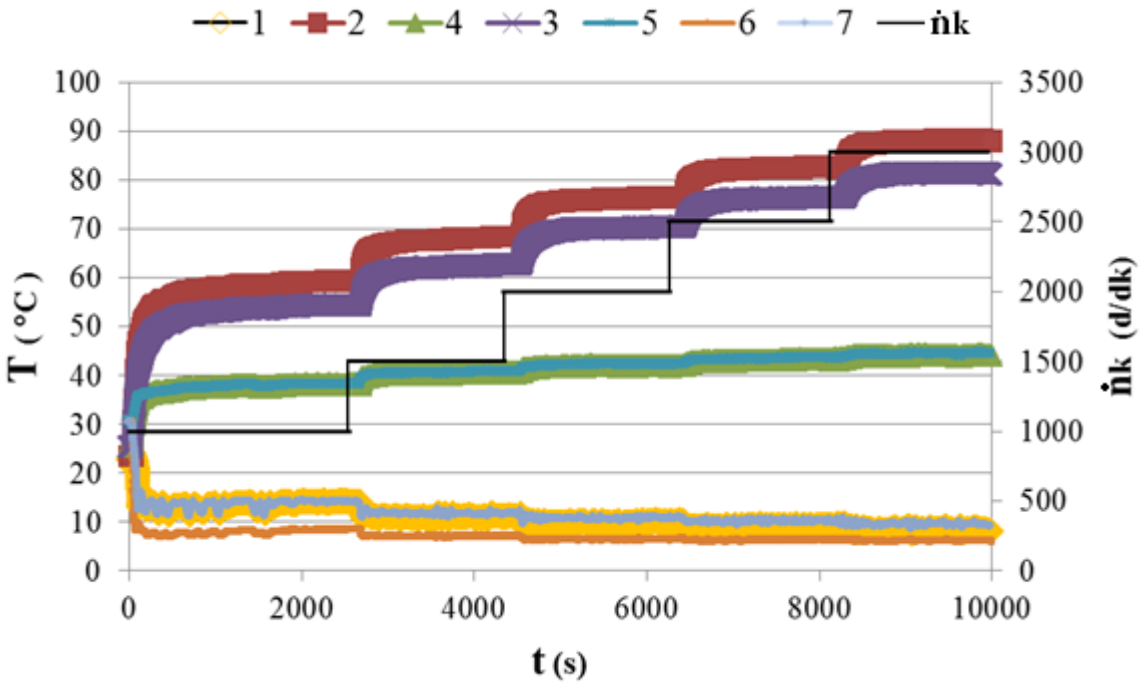


(a)

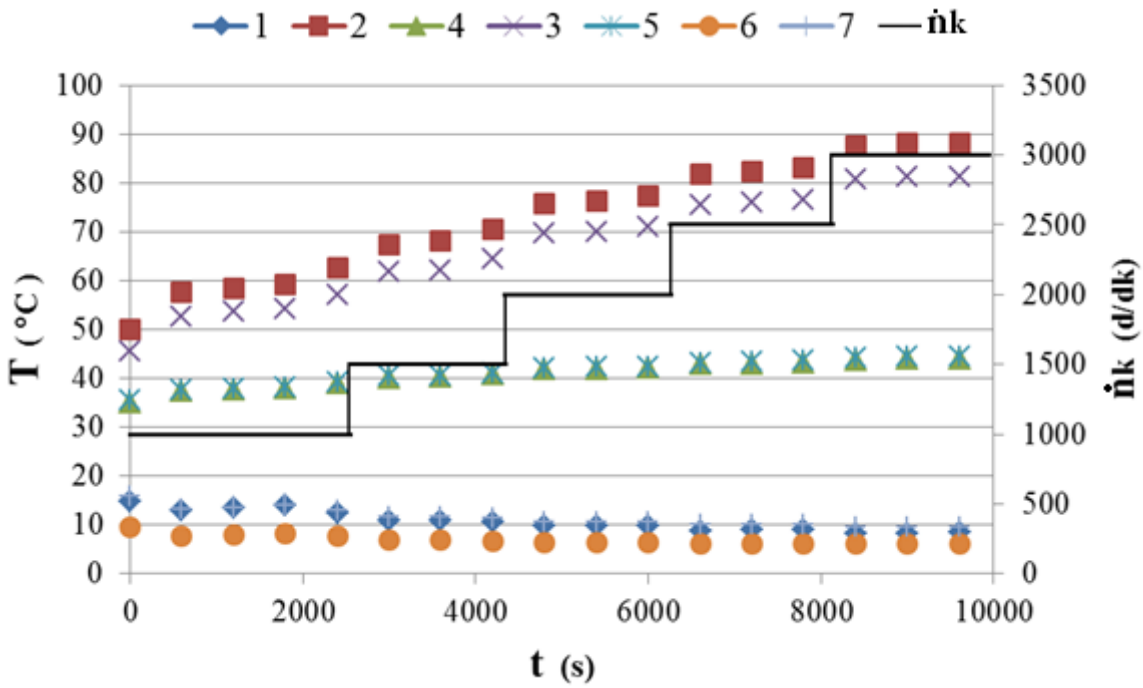


(b)

EK-2.5 Soğutucu akışkan devresi Şekil 3.232' de gösterilen sıcaklık prizleri ölçüm sonuçları ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 10 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

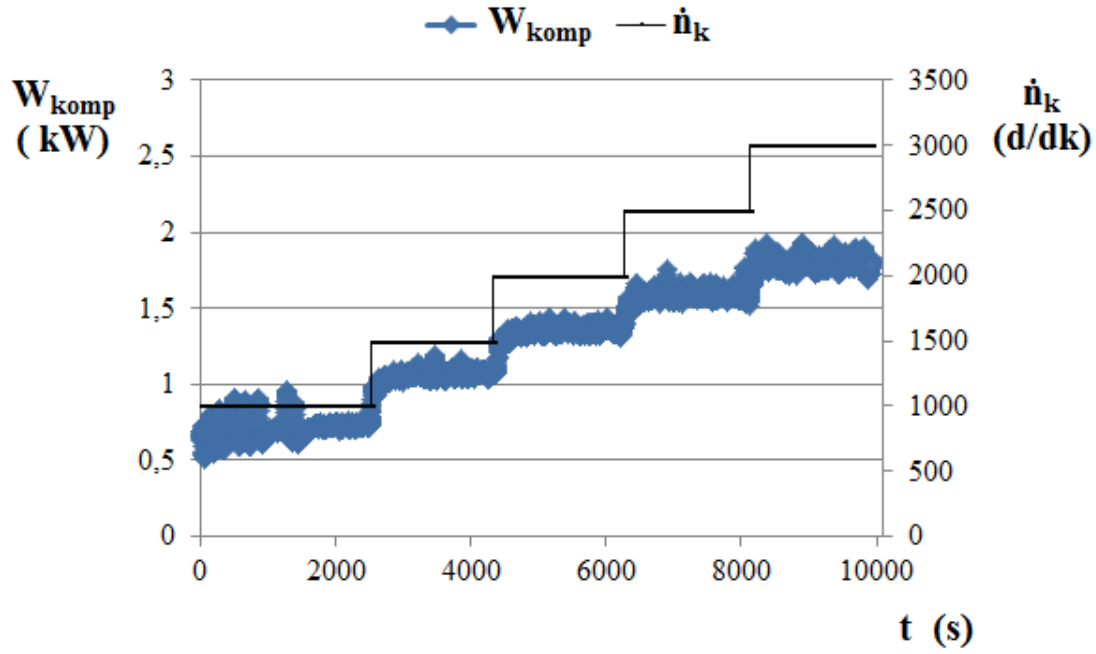


(a)

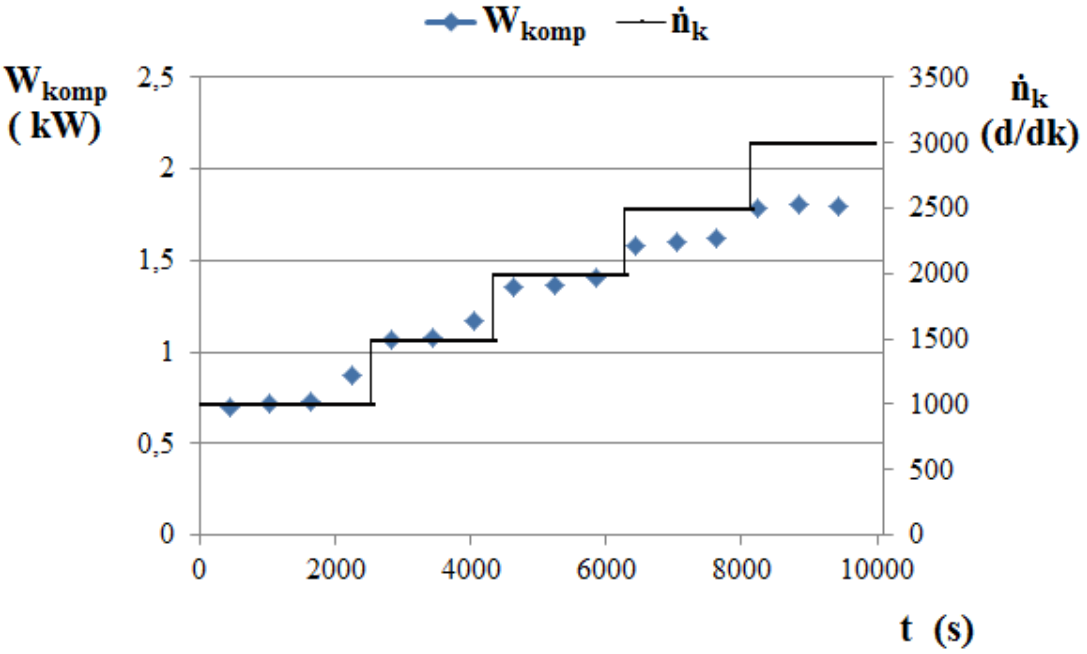


(b)

EK-2.6 Kompresörün tükettiği elektrik enerjisi ve kompresör devrinin ($\mathbf{n_k}$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 10 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

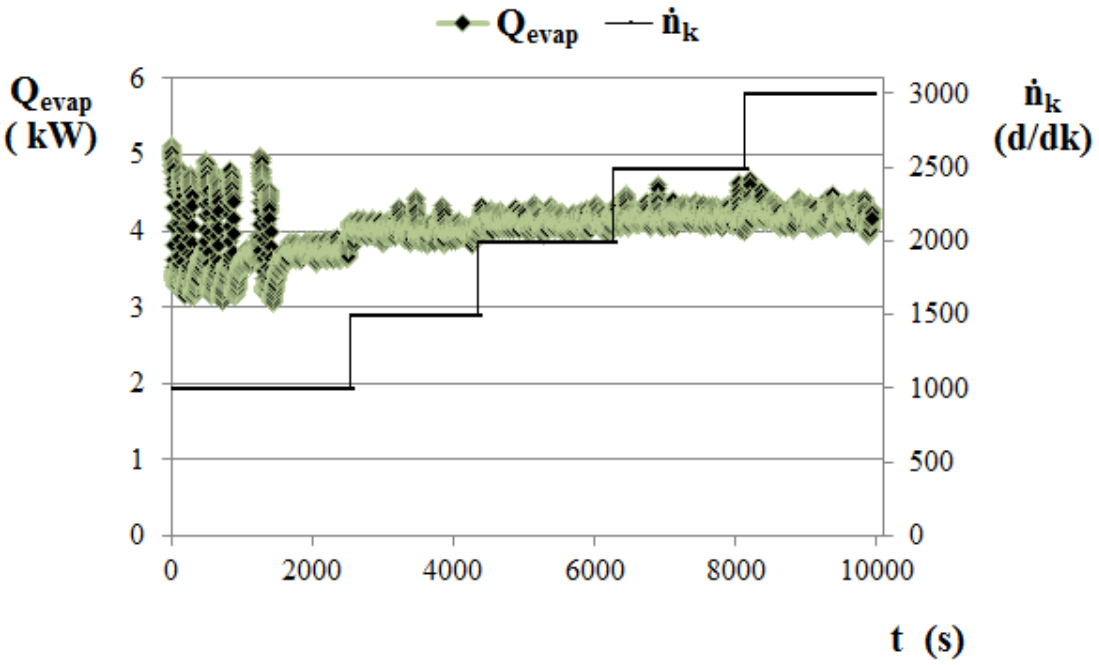


(a)

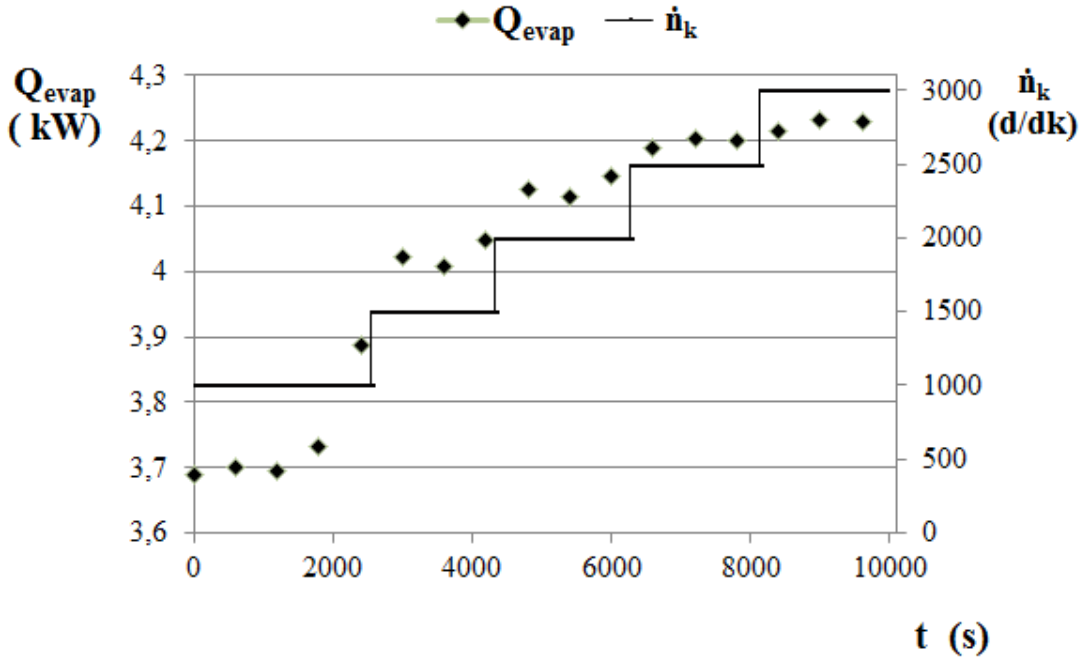


(b)

EK-2.7 Evaporatör kapasitesi ($\dot{Q}_e$) ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 10 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

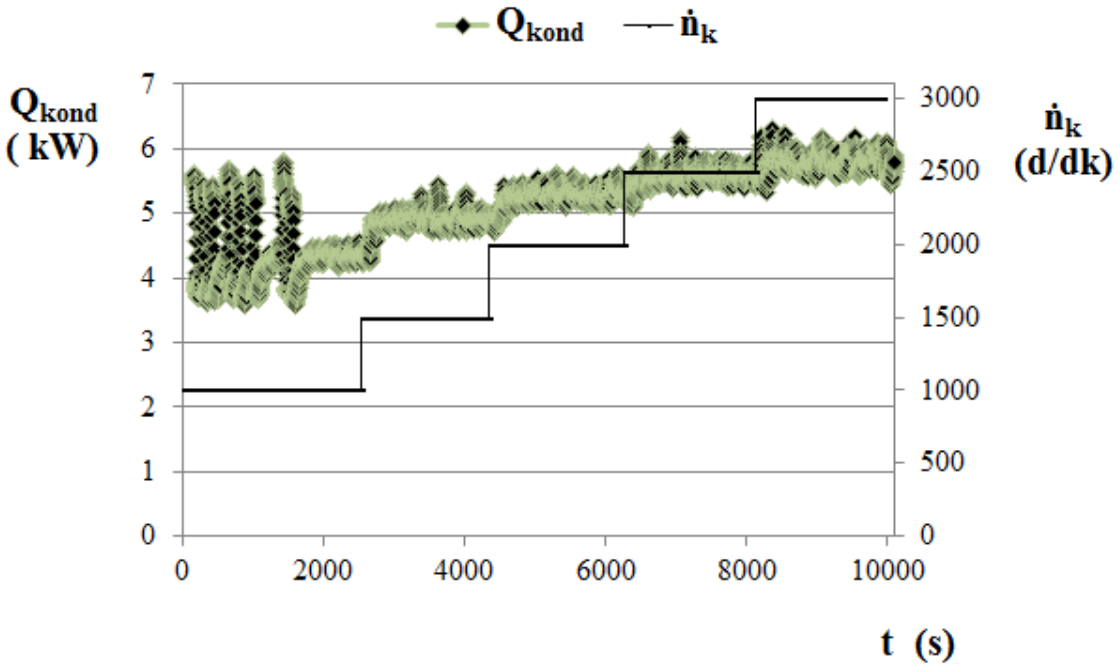


(a)

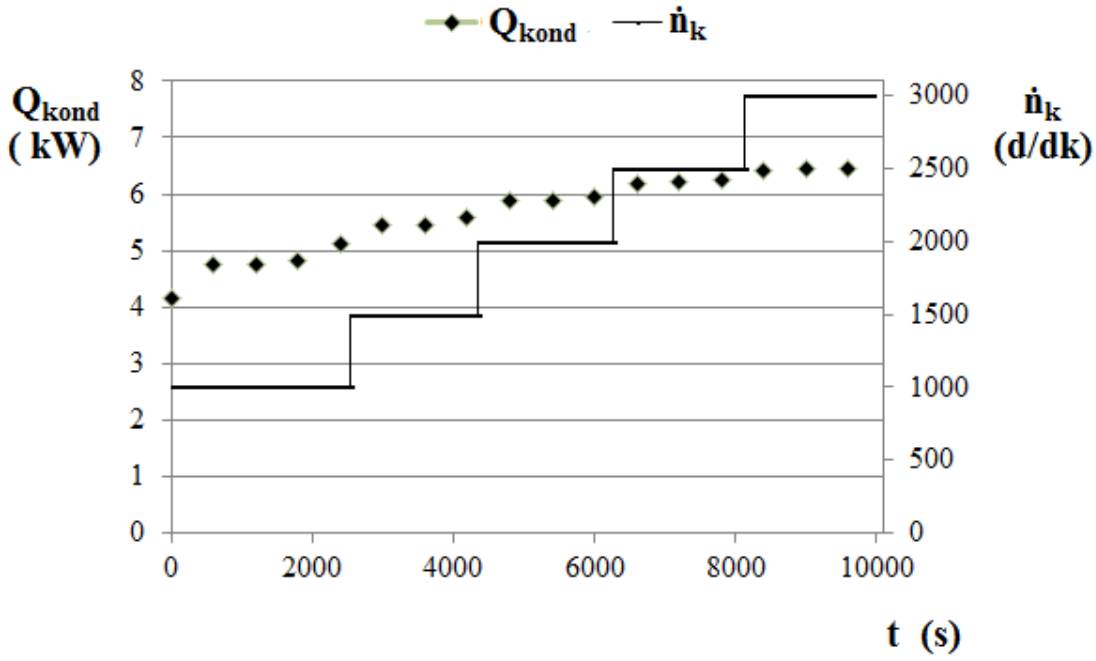


(b)

EK-2.8 Kondenser kapasitesi ($\dot{Q}_k$) ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 10 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişimi ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

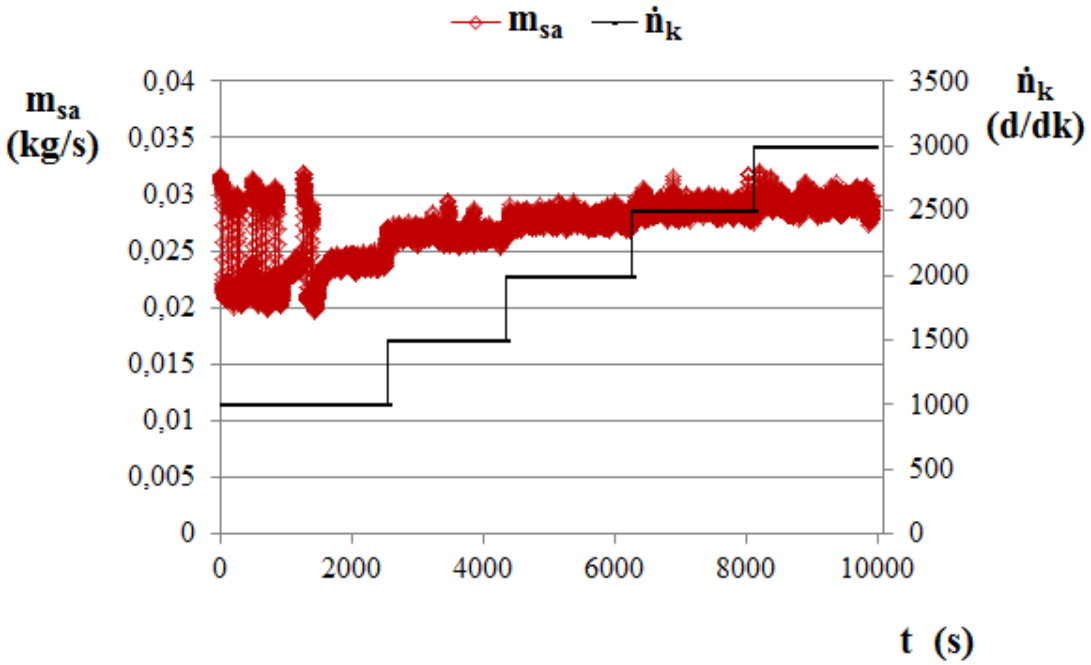


(a)

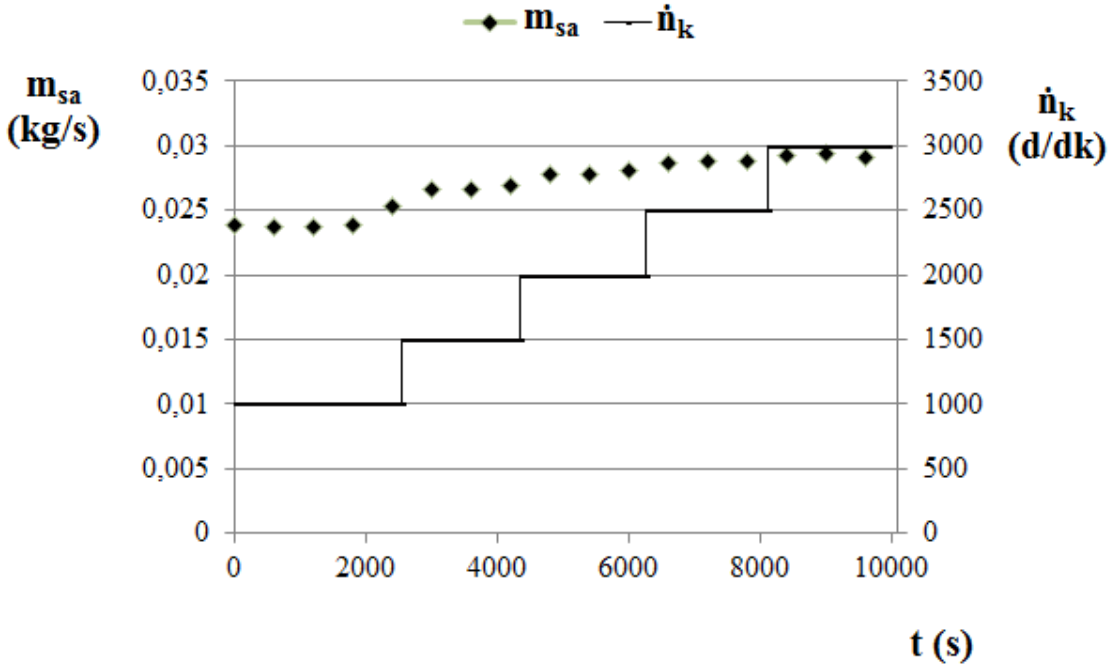


(b)

EK-2.9 Soğutucu akışkan debisi ($\dot{m}_{sa}$) ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 10 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişim ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)

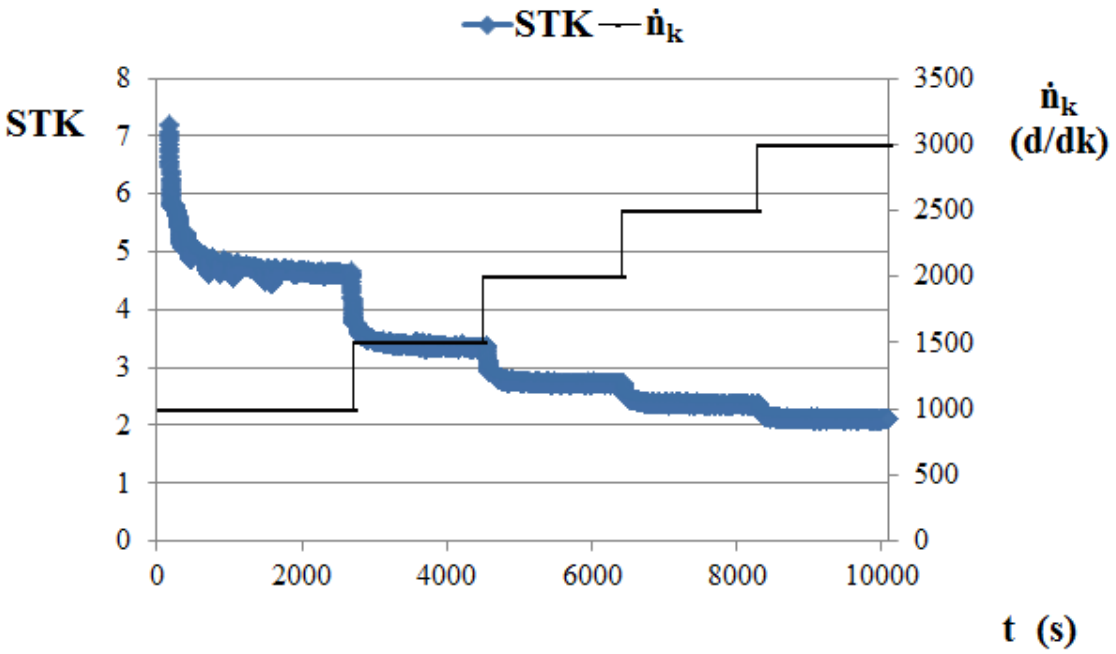


(a)

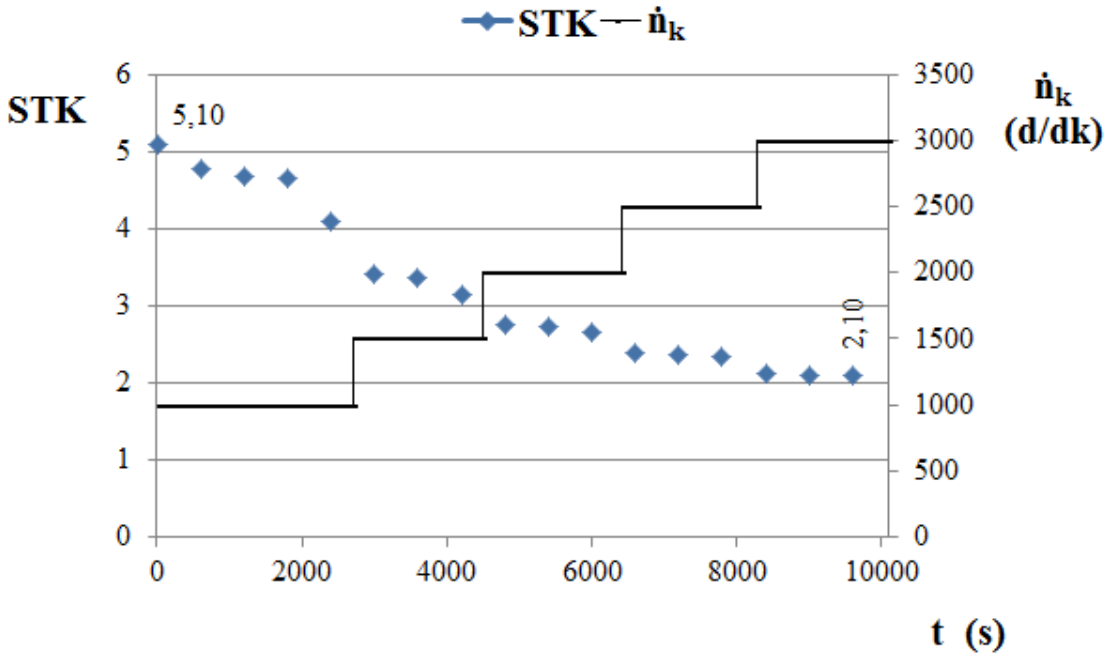


(b)

EK-2.10 Sistemin Soğutma tesir katsayısı (STK) ve kompresör devrinin ($\dot{n}_k$) zamanla değişimi (Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 10 m/s'deki a) dataların 1s aralıkla değişim ve b) dataların 10 dk'lık ortalamalarının değişimi)



(a)



(b)

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	**:**	Refik ÖZMEN
Uyruğu	**:**	TC
Doğum Yeri ve Tarihi	**:**	BARTIN – 20.01.1984
Telefon	**:**	0.533.969.55.63
Faks	**:**	
e-mail	**:**	refikozmenn@gmail.com

EĞİTİM

Derece		**Adı, İlçe, İl**	**Bitirme Yılı**
Lise	:	Teknik Lise, Merkez, BARTIN	2000
Üniversite	:	Selçuk Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi	2004
Yüksek Lisans	:	Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü	2012

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	**Kurum**	**Görevi**
08.2005-12.2006	Aral Limited Şirketi	Halkla İlişkiler
12.2006-02.2009	Merve Eğitim Kurumları	Yönetim Memuru
02.2009-Devam	Obruk Eğitim Kurumları	Halklar İlişkiler

UZMANLIK ALANI

Taşıt sistemleri ve uygulamaları

YABANCI DİLLER

İngilizce

YAYINLAR

1-Muammer ÖZGÖREN, Özgür SOLMAZ, Refik ÖZMEN, Ali ATEŞ, Experimental Investigation of Effects of Variation of Evaporator Air Flow Rate on Automotive Air Conditioning System, International Journal of Arts & Sciences (IJAS), 8-13 Nisan 2012, Almanya.