

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**ISI POMPASI OLARAK ÇALIŞABİLEN R134a SOĞUTUCU  
AKIŞKANLI OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN  
DENEYSEL PERFORMANSI**

**İSMAİL TEKİN**

**KOCAELİ 2015**

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

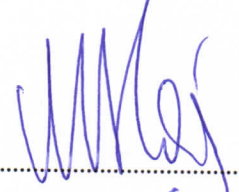
ISI POMPASI OLARAK ÇALIŞABİLEN R134a SOĞUTUCU  
AKIŞKANLI OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN  
DENEYSEL PERFORMANSI

İSMAİL TEKİN

Prof.Dr. Murat HOŞÖZ  
Danışman, Kocaeli Üniv.

Doç.Dr. Cenk SAYIN  
Jüri Üyesi, Marmara Üniv.

Yrd.Doç.Dr. Ertan ALPTEKİN  
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.



Tezin Savunulduğu Tarih: 30.01.2015

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Son yıllarda artmakta olan çevresel sorunların sonucu olarak dünyada iklim değişiklikleri meydana gelmekte ve bu iklim değişikliğine bağlı olarak aşırı sıcak veya aşırı soğuk hava şartlarıyla karşılaşmaktadır. Bu nedenlerden dolayı iklimlendirme sistemlerine olan ihtiyaç sürekli artış göstermektedir. Yakın tarihe kadar klima sistemleri otomobiller için bir lüks olarak düşünülse de, günümüzde bir ihtiyaç haline gelmiştir. Enerjinin etkin ve verimli kullanımı amacıyla yolcu kabini içindeki ısı konforundan taviz vermeden daha az enerji kullanarak çalışabilen ve çevre üzerinde daha az olumsuz etkilere yol açan taşıt klimaları üzerinde araştırmalar yapılması gerekli hale gelmiştir.

Bu çalışmada, R134a kullanan bir otomobil klima sistemi, yaz iklim şartlarında yapılan soğutmaya ilave olarak kış şartlarında ısıtma yapabilecek şekilde çeşitli ekipmanlar ile donatılarak test edilmiştir. Deneyler sonucunda elde edilen veriler, hem yaz hem de kış çalışma şartları için grafikler halinde karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Bu çalışmayı yapma fikrini veren ve çalışma boyunca her türlü yardımı esirgemeyen danışmanım Sn. Prof. Dr. Murat HOŞÖZ'e, deney sisteminin mekanik kısmının kurulmasında yardımcı olan Sn. Öğr. Gör. İsmail SARI'ya, deneysel test sisteminin elektrik-elektronik kısımlarının kurulumuna yardımcı olan Sn. Arş. Gör. Dr. Ali TÜRKCAN'a ve deney setinin kurulumuna yardımcı olan Sn. Arş. Gör. Erkutay TAŞDEMİRCİ'ye teşekkürlerimi sunarım.

Ocak - 2015

İsmail TEKİN

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR .....	i
İÇİNDEKİLER .....	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ii
TABLOLAR DİZİNİ .....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	viii
ÖZET.....	ix
ABSTRACT .....	x
GİRİŞ .....	1
1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....	2
2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ.....	9
2.1. İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi .....	10
2.2. Gerçek Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi .....	12
3. OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİ VE DEVRE ELEMANLARI .....	14
3.1. Kompresör.....	14
3.1.1. Kompresörün çalışma prensibi .....	14
3.1.2. Kompresör çeşitleri.....	15
3.1.2.1. Pistonlu kompresörler.....	15
3.1.2.2. Yalpalı plakalı sabit kapasiteli kompresörler .....	16
3.1.2.3. Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresörler.....	16
3.1.2.4. Paletli tip kompresör.....	17
3.2. Kondenser .....	18
3.2.1. Kondenserin çalışma prensibi ve işleyişi.....	18
3.2.2. Hava soğutmalı kondenserler .....	20
3.3. Evaporatör .....	21
3.3.1. Evaporatörlerin çalışma prensibi ve işleyişi.....	21
3.3.2. Hava soğutmalı evaporatörler.....	23
3.3.2.1. Cebri(Fanlı) konveksiyonlu evaporatörler .....	23
3.4. Termostatik Genleşme Valfi (Kısılma Vanası).....	24
3.4.1. Termostatik genleşme valfinin çalışma prensibi ve işleyişi .....	25
3.4.2. Termostatik genleşme valfinin yapısı ve kullanıldığı yerler .....	27
3.4.3. Termostatik genleşme valfi çeşitleri ve özellikleri.....	27
3.5. Dört Yollu Valf .....	28
4. DENEYSEL OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİ .....	31
4.1. Deneysel Otomobil İklimlendirme Sisteminin Yaz Çalışma Durumu.....	34
4.1.1. Deneyin yapılış yöntemi .....	36
4.1.2. Buhar sıkıştırma soğutma çevriminin yaz çalışma durumu için sisteme uygulanan enerji analizi denklemleri.....	38
4.1.3. Deneysel sisteme uygulanan enerji analizi sonuçları .....	39
4.1.4. Buhar sıkıştırma soğutma çevriminin yaz çalışma durumu için sisteme uygulanan ekserji analizi denklemleri .....	48
4.1.5. Deneysel sisteme uygulanan ekserji analizi sonuçları.....	50
4.2. Deneysel Otomobil İklimlendirme Sisteminin Kış Çalışma Durumu .....	55

4.2.1. Deneyin yapılış yöntemi.....	57
4.2.2. Kış çalışma durumu için sisteme uygulanan enerji analizi denklemleri .....	60
4.2.3. Deneysel sisteme uygulanan enerji analizi sonuçları .....	61
4.2.4. Kış çalışma durumu için sisteme uygulanan ekserji analizi denklemleri .....	69
4.2.5. Deneysel sisteme uygulanan ekserji analizi sonuçları.....	71
4.2.6. Kış çalışma durumu için iç ünite hava çıkış sıcaklığının zamana göre incelenmesi.....	77
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	81
KAYNAKLAR .....	85
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER .....	88
ÖZGEÇMİŞ .....	89

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1.	İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin genel gösterimi ve T-s diyagramı.....	10
Şekil 2.2.	İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevriminin P-h diyagramı.....	11
Şekil 2.3.	Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin genel gösterimi ve T-s diyagramı .....	12
Şekil 3.1.	Otomobil klima kompresörü .....	14
Şekil 3.2.	Yalpalı plakalı sabit kapasiteli kompresörün kesit görünüşü .....	16
Şekil 3.3.	Değişken kapasiteli yalpalı plakalı kompresörün kesit görünüşü ve parçaları .....	17
Şekil 3.4.	Paletli kompresör şekli ve parçaları .....	17
Şekil 3.5.	Paletli kompresörün çalışması .....	18
Şekil 3.6.	Otomobil kondenseri ve fan grubu .....	18
Şekil 3.7.	Kondenserin çalışma prensibi .....	19
Şekil 3.8.	Otomobillerde kullanılan evaporatör çeşitleri .....	19
Şekil 3.9.	Evaporatörlerin çalışma prensibi .....	22
Şekil 3.10.	Termostatik genişleme valfi.....	24
Şekil 3.11.	Genişleme valfinin çalışma prensibi .....	25
Şekil 3.12.	Dört yollu valfin genel görünümü .....	28
Şekil 3.13.	Gazın emme yoluna bağlantı sağlayan plastik kanal .....	29
Şekil 3.14.	Dört yollu valf içerisindeki hareketli piston .....	29
Şekil 3.15.	Pilot basıncı ile sürgünün hareketlenerek akış yönünü değiştirmesi .....	30
Şekil 4.1.	Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin yaz ve kış çalışma durumu için şematik gösterimi.....	31
Şekil 4.2.	Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin görünümü.....	32
Şekil 4.3.	Deneysel sistemde kullanılan kompresör ve elektrik motorunun birbirine bağlı gösterimi.....	33
Şekil 4.4.	Deneysel sistemde termokupllardan gelen sıcaklık değerlerini bilgisayar ortamına aktarılmasını sağlayan data logger .....	34
Şekil 4.5.	Buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.....	40
Şekil 4.6.	Buharlaştırıcı hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi .....	40
Şekil 4.7.	Soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi .....	42
Şekil 4.8.	Kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi.....	42
Şekil 4.9.	Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi.....	43
Şekil 4.10.	Kompresör elektriksel gücünün kompresör devri ile değişimi .....	44
Şekil 4.11.	Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi .....	45
Şekil 4.12.	Elektriksel soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi .....	45
Şekil 4.13.	Buharlaştırıcı hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi .....	46

Şekil 4.14.	Soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi .....	47
Şekil 4.15.	Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi .....	48
Şekil 4.16.	Evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi .....	50
Şekil 4.17.	Kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	51
Şekil 4.18.	Kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi .....	52
Şekil 4.19.	Genleşme valfinde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi .....	53
Şekil 4.20.	Çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi .....	54
Şekil 4.21.	Sistemde yok edilen toplam ekserjinin evaporatör kapasitesine oranı ile kompresör devrinin değişimi.....	54
Şekil 4.22.	Sistemde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi .....	55
Şekil 4.23.	Deneyisel otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası olarak çalışması durumunda şematik gösterimi .....	59
Şekil 4.24.	Yoğuşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi .....	62
Şekil 4.25.	İç üniteden çıkan havanın kuru termometre sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.....	63
Şekil 4.26.	Isıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi .....	64
Şekil 4.27.	Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi.....	64
Şekil 4.28.	Isıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi .....	65
Şekil 4.29.	Sistemin toplam elektriksel gücünün kompresör devri ile değişimi .....	66
Şekil 4.30.	Elektriksel güce göre ısıtma tesir katsayısının kompresör gücüne göre değişimi .....	67
Şekil 4.31.	Dış ünite sıcaklığının sabit ve iç ünite sıcaklığının azaltılarak yapılmış olan deneylerde ısıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi.....	67
Şekil 4.32.	Dış ünite sıcaklığının sabit ve iç ünite sıcaklığının azaltılarak yapılmış olan deneylerde iç ünite hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.....	68
Şekil 4.33.	Dış ünite sıcaklığının sabit ve iç ünite sıcaklığının azaltılarak yapılmış olan deneylerde ısıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi.....	69
Şekil 4.34.	İç üniteye yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	72
Şekil 4.35.	Dış üniteye yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi .....	72
Şekil 4.36.	Kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi .....	74
Şekil 4.37.	Genleşme valfinde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi .....	75
Şekil 4.38.	Çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi .....	75
Şekil 4.39.	Dış ünite sıcaklığının sabit ve iç ünite sıcaklığının azaltılarak yapılmış olan deneylerde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	76
Şekil 4.40.	Dış ünite sıcaklığının sabit ve iç ünite sıcaklığının azaltılarak yapılmış olan deneylerde yok edilen toplam ekserjinin iç ünite kapasitesine oranının kompresör devri ile değişimi.....	77

Şekil 4.41.	İç üniteden çıkan havanın 900 d/d devirde 50 s aralıklar ile ölçülen ortalama hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi .....	77
Şekil 4.42.	İç üniteden çıkan havanın 1300 d/d devirde 50 s aralıklar ile ölçülen ortalama hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi .....	78
Şekil 4.43.	İç üniteden çıkan havanın 1700 d/d devirde 50 s aralıklar ile ölçülen ortalama hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi .....	78
Şekil 4.44.	İç üniteden çıkan havanın 2100 d/d devirde 50 s aralıklar ile ölçülen ortalama hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi .....	79
Şekil 4.45.	İç üniteden çıkan havanın 2500 d/d devirde 50 s aralıklar ile ölçülen ortalama hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi .....	79



## TABLULAR DİZİNİ

Tablo 4.1.	Yaz çalışma durumu için evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklık kombinasyonları.....	37
Tablo 4.2.	Kış çalışma durumu için iç ünite ve dış ünite hava akımı sıcaklık kombinasyonları.....	58

## SİMGELER VE KISALTMALAR

$\dot{E}_d$	: Yok edilen ekserji, (W)
$h$	: Soğutucu akışkanın özgül entalpisi, (kJ kg <sup>-1</sup> )
$\dot{m}$	: Kütleli debi, (g s <sup>-1</sup> )
$s$	: Özgül entropi, (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )
$T$	: Sıcaklık, (°C)
$T_0$	: Mutlak çevre sıcaklığı, (K)
$\dot{Q}_{kond}$	: Kondenserden atılan ısı, (W)
$\dot{Q}_{evap}$	: Soğutma kapasitesi, (W)
$\dot{W}_{komp}$	: Kompresör gücü, (W)

### Kısaltmalar

ITK	: Isıtma Tesir Katsayısı
STK	: Soğutma Tesir Katsayısı
TXV	: Thermostatic Expansion Valve ( Termostatik Genleşme Valfi )

## ISI POMPASI OLARAK ÇALIŞABİLEN R134a SOĞUTUCU AKIŞKANLI OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN DENEYSEL PERFORMANSI

### ÖZET

Bu çalışmada R134a soğutucu akışkanı ile çalışan, termostatik genişleme valfi ve sabit strok hacimli kompresör kullanan deneysel bir otomobil iklimlendirme sistemi, kompakt bir otomobil klimasının orijinal parçalarından oluşacak şekilde laboratuvar ortamında kurulmuştur. Sistem, soğutucu akışkan debisi, hava hızı ve izafi nemi, kompresör devri, evaporatör ve kondenser basınçları ile çeşitli noktalardaki soğutucu akışkan ve hava akımı sıcaklık ölçümleri yapılabilecek şekilde çeşitli mekanik ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır. Sistem, kompresör devri ve hava akımlarının evaporatör ve kondensere giriş sıcaklıkları değiştirilerek test edilmiştir. Ölçüm cihazlarından gelen bilgiler, data toplama sistemi yardımıyla testler süresince bilgisayara kaydedilmiştir. Deneysel veriler yardımıyla sisteme enerji ve ekserji analizi uygulanarak, sistemin yaz çalışma durumunda soğutma kapasitesi, kompresör gücü, kompresör motorunun çektiği elektriksel güç, buharlaşma sıcaklığı, evaporatörden çıkan hava akımının sıcaklığı, kondenserden atılan ısı, soğutma tesir katsayısı (STK), elektriksel kompresör gücüne göre tanımlı soğutma tesir katsayısı ve sistem bileşenlerinde yok edilen ekserjiler belirlenmiştir. Kış çalışma durumunda ısı pompası olarak görev yapan sistemin ısıtma kapasitesi, kompresör gücü, sistemdeki elemanlar tarafından çekilen toplam elektriksel güç, yoğunlaşma sıcaklığı, iç üniteden çıkan hava akımının sıcaklığı, iç üniteden atılan ısı, ısıtma tesir katsayısı (ITK), sistemdeki elemanlar tarafından çekilen toplam elektriksel güce göre tanımlı ısıtma tesir katsayısı ve sistem bileşenlerinde yok edilen ekserjiler, her çalışma durumu için sayısal olarak belirlenmiş ve grafikler halinde sunulmuştur. Sistemin soğutma durumunda çalıştırılırken, kompresör devrinin artması ile soğutma kapasitesinin arttığı, ancak STK'nın azaldığı belirlenmiştir. Evaporatör girişindeki hava akımı sıcaklığında artma olması veya kondensere giren hava akımı sıcaklığında düşme olması durumunda, soğutma kapasitesi ve STK'da artış olduğu tespit edilmiştir. Sistem ısıtma durumunda çalıştırılırken kompresör devrinin artması ile ısıtma kapasitesinin arttığı, ancak ITK'nın azaldığı tespit edilmiştir. İç ünite ve dış üniteye giren hava akımlarının sıcaklıklarının aynı olduğu ve aynı oranda azaltıldığı deneylerde, sıcaklıklarda azalma olduğu zaman ısıtma kapasitesinin azaldığı, ITK'nın ise arttığı belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Isıtma, İklimlendirme, Otomobil, R134a, Soğutma.

## **EXPERIMENTAL PERFORMANCE OF AN AUTOMOBILE AIR CONDITIONING SYSTEM WITH R134a OPERABLE AS HEAT PUMP**

### **ABSTRACT**

An experimental R134a automobile air conditioning system with a thermostatic expansion valve and a fixed capacity compressor was set up using the components of a compact car air conditioning system in the laboratory environment. The system was equipped with various mechanical instruments to measure the refrigerant mass flow rate, air velocity and relative humidity, compressor speed, evaporator and condenser pressures and temperatures of the refrigerant and air streams at various points. The system was tested by changing compressor speed and the temperatures of the air streams entering the evaporator and condenser. The data obtained from the instruments during the tests was gathered by a data acquisition system and recorded on a computer. By applying energy and exergy analysis to the system using the experimental data, the cooling capacity, compressor power, electrical power consumed by the compressor motor, evaporating temperature, air temperature at the evaporator outlet, condenser heat rejection rate, coefficient of performance (COP), coefficient of performance based on compressor electric power and exergy destruction rates in the components of the system were determined when the system operated at the cooling mode. On the other hand, the heating capacity, compressor power, total electrical power consumed by the system components, condensing temperature, air temperature at the outlet of the indoor coil, heat rejection rate at the indoor coil, coefficient of performance for heating, coefficient of performance based on electric power input and exergy destruction rates in the components of the system were evaluated for each test and presented in graphics when the system operated at the heating mode. It was determined that the cooling capacity increased with rising compressor speed but COP decreased with it at the cooling mode operations. Either an increase in the temperature of the air stream entering the evaporator or a decrease in the temperature of the air stream entering the condenser caused an increase in both the cooling capacity and COP of the system. It was determined that the heating capacity increased with rising compressor speed but COP decreased with it at the heating mode operations. When the temperatures of the air streams entering the indoor and outdoor coils were kept equal to each other at the heating mode operations, it was determined that the heating capacity decreased but COP increased with decreasing inlet air temperatures.

**Keywords:** Heating, Air Conditioning, Automobile, R134a, Refrigeration.

## **GİRİŞ**

Günümüzde teknolojik gelişmeler, her alanda olduğu gibi araçlara yönelik konfor kliması uygulamalarında da kendini göstermiş ve seri üretimle maliyetlerin düşmesi, araç klimasına olan talebi arttırmıştır.

Bugün üretilmekte olan birçok araçta klima, standart donanım haline gelmiştir. Genelde araç motorundan tahrikli kompresörlerin yanında, küçük araçlarda hermetik kompresörlerin elektrikle beslendiği klima sistemleri de kullanılmaktadır.

Otomobiller küçük hacimli vasıtalarlardır. Fakat, özellikle sıcak yaz aylarında hareket hâlindeki bir otomobilde konfor şartlarını sağlamak için oldukça büyük soğutma kapasitesine ihtiyaç duyulur. Bu araç hacmine ve taşınan yolcu sayısına göre değişmekle birlikte en az 3,5 kW'dır. Özellikle yaz günlerinde araçlarla yapılan uzun yolculuklarda aşırı sıcak, insan fizyolojisini olumsuz yönde etkilemektedir. Sıcaklığın getirdiği stres, insanda dikkat dağılmasına ve ihmalcı bir yapı oluşmasına neden olmaktadır. Bu da trafikte olabilecek hataları ve neticesinde kazaları artırmaktadır. Bu olumsuz etki, klima kullanılarak büyük ölçüde bertaraf edilebilir.

Klima yalnızca havayı soğutmakla kalmaz; aynı zamanda kurutur ve temizler. Bu da, insana daha iyi bir rahatlama hissi verir. Diğer sağladığı önemli bir fayda ise sıkışık trafikte araçların egzoz gazlarının solunmasını önemli ölçüde önlemesidir.

Araç kliması, ısıtma, soğutma, nem alma ve havalandırma fonksiyonlarını konfor şartlarına uygun şekilde yerine getiren ve soğutma için gerekli olan enerjiyi bir tahrik sistemiyle araç motorundan alan mekanik bir sistemdir.

Açık tip kompresörün kullanıldığı soğutma sistemi; dış hava sıcaklığı, araçtaki insan sayısı ve diğer ısı kaynaklarından oluşan ısı yüklerini karşılayacak şekilde tasarlanmıştır. Kış aylarında yolcular için gerekli ısı, aracın motor soğutma sisteminden (sıcak sudan) alınan ısıyla karşılanırken bazı uygulamalarda soğutma sistemi ters çevrimle ısı pompası gibi kullanılarak da ısıtma gerçekleştirilir.

## 1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Otomobil iklimlendirmesi ve bunun bir alt kolu olan otomobil ısı pompası sistemleri üzerine yapılan araştırma sonuçlarına, bu alanın rekabete ve teknolojiye dayalı bir endüstri olması nedeniyle literatürde nadir olarak rastlanmaktadır.

Tekin ve ark. (2014), ısı kaynağı olarak çevre havası ve soğutucu akışkan olarak ta R134a kullanan bir otomobil klima sisteminin soğutma durumunda çalıştırmışlar ve Termodinamiğin I.Yasası'nı kullanarak sistemin deneysel performansını belirlemişlerdir.

Koç ve ark. (2011), benzinli, LPG ve dizel motorlarda iklimlendirme 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 iklimlendirme sistemi kaynaklı yakıt tüketimlerini ayrı ayrı hesaplamışlardır. Çalışmalarının sonunda elde edilen analiz sonuçlarını vermişler ve sistemlerin termodinamik analizinde enerji verimi yerine ekserji verimi kullanılması gerektiğinin nedenlerini açıklamışlardır.

Ahmed ve ark. (2011), mevcut buhar sıkıştırımalı soğutma çevrimlerinin farklı akışkanlar ile ekserji analizini yapmışlardır. Sistem bileşenlerinde yok edilen ekserjinin, buharlaşma sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığı ve kondenserdeki aşırı soğutmaya bağlı olduğunu belirlemişlerdir. R407a, R600a, R410a ve R134a soğutucu akışkanlarını, ekserji verimliliği açısından analiz etmişlerdir. Buhar sıkıştırımalı sistemlerin ekserji kayıplarının daha çok kompresörlerde olduğunu belirlemişler ve nano-akışkanlar ile nano-yağlayıcıların kullanımı ile kompresördeki bu ekserji kayıplarının önüne geçebileceğini önermişlerdir.

Derbentli (2011), iklimlendirme sistemlerinde son yıllarda ekserji alanında gerçekleştirilen çalışmalarını gözden geçirmiş; yapılan çözümler, uygulanan yöntemler ve gelişmeleri değerlendirmiştir.

Alkan ve Hoşöz (2010), iki farklı tipte genişleme valfi kullanan ve değişken kapasiteli kompresör kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminin deneysel performans analizini gerçekleştirmişlerdir.

Alkan ve ark. (2010a), değişken kapasiteli kompresör kullanan taşıt klima sisteminde genişleme elemanı olarak orifis tüp ve genişleme 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. Genişleme valfli sistemin, orifis tüplü sisteme göre biraz daha fazla soğutma kapasitesine ve STK değerine sahip olduğunu belirlemişlerdir.

Alkan ve Hoşöz (2010b), bir otomotiv iklimlendirme sisteminin sabit ve değişken kapasiteli kompresörler (FCC ve VCC) kullanarak deneysel performanslarını incelemişlerdir. Soğutucu akışkan olarak R134a kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminin orijinal bileşenlerinden oluşan deneysel bir sistem kurarak ölçümler yapmışlardır. Her bir kompresör durumu için kompresör hızı, kondensere ve evaporatöre giren hava akımlarının sıcaklıkları ve hızları değiştirilerek testler yapmışlardır. Deney sisteminin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmişler ve her iki kompresör durumu için sistem performansını belirlemişlerdir. Sonuçlara göre VCC kullanımının genellikle daha düşük soğutma kapasitesine neden olduğu ancak FCC kullanımına göre daha yüksek STK değerleri ile sonuçlandığı tespit edilmiştir. Buna ek olarak, VCC ile çalışma durumunda toplam ekserji yıkımının soğutma kapasitesine oranının, belirli bir kompresör hızından sonra neredeyse sabit kaldığı belirlenmiştir. FCC ile çalışma durumunda ise bu oranın kompresör hızı ile birlikte devamlı olarak artmakta olduğunu belirlemişlerdir. STK değerlerini 1,8 – 3,2 aralığında, ekserji yıkımının soğutma kapasitesine oranının ise 1,7 – 3,3 aralığında olduğunu hesaplamışlardır.

Özgören ve ark. (2009a, 2009b, 2009c, 2010a, 2010b, 2011) yapmış oldukları çalışmalarda taşıt klimasının soğutma yükünün belirlenmesi ve PV sistemi ile bu yükün karşılanması 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 yükün karşılanıp karşılanamayacağı belirlenmiştir. Çalışmalarda maksimum ve minimum soğutma yükünün olduğu 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 d/d motor devri ile 2400 d/d arasında yaklaşık olarak araçta üretilen gücün %9'unun klima sistemi tarafından tüketildiğini bulmuştur.

Bulgurcu ve ark. (2007), taşıt iklimlendirme sistemlerinde R744 (CO<sub>2</sub>) kullanımını araştırmışlar; sistem yapısı, devre elemanlarının özellikleri, kontrolü ve performansını incelemişlerdir.

Özdenal (2006) yapmış olduğu yüksek lisans tezinde, kompresör tarafından tahrik edilen klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemine alternatif bir sistem oluşturmak amacıyla taşıt klima sisteminde, egzoz gazındaki atık ısıyı, temel ısı kaynağı olarak kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemini incelemiştir. İncelenen absorpsiyonlu 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 silindir hacimli motorun farklı devir ve yük değerlerinde ürettiği egzoz gazı atık ısı



enerjisi kullanılarak yapılmıştır. Sonuçta klasik otomobil klima sistemi ve alternatif absorpsiyonlu 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), 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, yoğusturucu ve termostatik genişleme 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 ısı 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/d kompresör hızlarında yapmışlardır. Çeşitli noktadaki 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 kütleli debisi ile çalıştığını belirlemişlerdir.

Kocatürk ve ark. (2006), 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.

Hoşöz ve Direk (2006), ısı pompası olarak çalışabilen bir otomobil klimasının soğutma ve ısıtma modlarındaki performanslarını, deneysel olarak belirlemişlerdir.

Hoşöz (2005), bir otomobil klimasına ekserji analizi uygulayıp, sistem bileşenlerinde yok edilen ekserjileri soğutma kapasitesinin ve kompresör devrinin fonksiyonu olarak belirlemiştir.

Antonijevic ve Heckt (2004), ek bir ön ısıtma sistemi olarak R134a'lı otomobil ısı pompası sistemini değerlendirmişlerdir. Araştırmacılar prototip bir ısı pompası üretmişler ve düşük ortam sıcaklıklarında test etmişlerdir. Prototip ısı pompası sistemi için sonuçlar analiz edilmiştir ve sistem performansı, PTC ısıtıcı ve iç ısıtıcı ile geleneksel ısıtma sistemleri gibi diğer ısıtma sistemleri ile karşılaştırılmıştır. Öne sürülen ısı pompası sisteminin diğer ısıtma sistemlerinden daha iyi oranda ısıtma kapasitesi ve yakıt tüketimi sağladığı sonucuna varmışlardır.

Meyer ve arkadaşları (2004), R134a'lı ısı pompası içeren bir araç üretimi yaptılar ve zamanla yolcu kabini içerisindeki hava sıcaklığının değişimini belirlediler. Temel datalar ile sıcak test sonuçlarını karşılaştırdılar ve ısı pompası ilave ısı sağladığı zaman önemli iyileşmeler elde ettiler. CO<sub>2</sub>'li sistemde transkritik soğutma çevrimi kullandıkları için, ısı pompası olarak çalışabilen CO<sub>2</sub>'li iklimlendirme sistemlerinde oldukça yüksek ITK değerleri elde edilebileceği sonucuna ulaştılar.

Park ve ark. (2002), 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 değişiklikler 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-Ragbhi ve Niyaz (2000), R12 ve R134a soğutucu akışkanları ile şarj edilmiş otomobil iklimlendirme sistemlerinin çeşitli kompresör devirlerindeki performans parametrelerini deneysel olarak elde etmişlerdir. Ulaştıkları sonuçlar, R134a'nın R12'nin yerini alabilecek en iyi alternatif olduğunu göstermiştir.

Lee ve Yoo (2000), bir otomobil iklimlendirme sisteminin her bir elemanının çeşitli işletme koşulları altındaki performansını analiz etmişlerdir. Bu amaçla yoğuşurucu ve buharlaştırıcı ısı geçişleri için ampirik denklemler kullanarak bir simülasyon programı geliştirmişlerdir. Ayrıca yoğuşurucu boyutunun ve soğutucu akışkan şarjının otomobil iklimlendirme sistemi performansına etkisini belirlemişlerdir.

Bhatti (1999), R134a'lı sistemin COP değerini arttırmak için çeşitli imkanlar keşfetmiştir. Geliştirilen stratejiler, kompresör veriminde ve kondenser etkinliğinde artışa, atılan kondens suyunun drenajının iyileştirilmesiyle evaporatörün hava tarafındaki basınç düşüşündeki azalışı ve yağ sirkülasyonundaki azalışı içermektedir. Bu stratejiler ile Bhatti, geliştirilmiş R134'lı sistemin çevresel endişeleri azaltmak için en olumlu otomobil iklimlendirme sistemi olduğunu ifade etmiştir.

Damitroviç ve arkadaşları (1997), soğutucu akışkan olarak R12 ve R134a kullanılması durumları için bir otomobil kliması ve çevre havası kaynaklı ısı pompası sisteminin sürekli rejim soğutma-ısıtma durumlarındaki performanslarını araştırmışlardır. Sabit bir kompresör devri için sistemin soğutma ve ısıtma

kapasitelerinin, soğutma ve ısıtma tesir katsayılarının ve kompresör güç tüketiminin çevre havası sıcaklığı ile değişimini deneysel olarak belirleyip, deneysel sonuçları geliştirdikleri bir simülasyonun sonuçları ile karşılaştırmışlardır. R134a kullanımının R12'ye çok yakın bir performans ile sonuçlandığını, ancak sistemin ısıtma kapasitesinin yetersiz kaldığının gözlemlemişlerdir.

## **2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİMLERİ**

Termodinamiğin uygulama alanlarından birisi olan soğutma, ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilerek yüksek sıcaklıktaki bir ortama atılması olarak tanımlanabilir. Soğutma işlemi, soğutma makineleri veya ısı pompaları ile gerçekleştirilir. Bu makinelerin oluşturduğu çevrimlere soğutma çevrimleri denir. Uygulamada en çok kullanılan çevrim, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi olup bu çevrimde kullanılan akışkan devamlı olarak buharlaşır, yoğunur ve buhar durumunda sıkıştırılır.

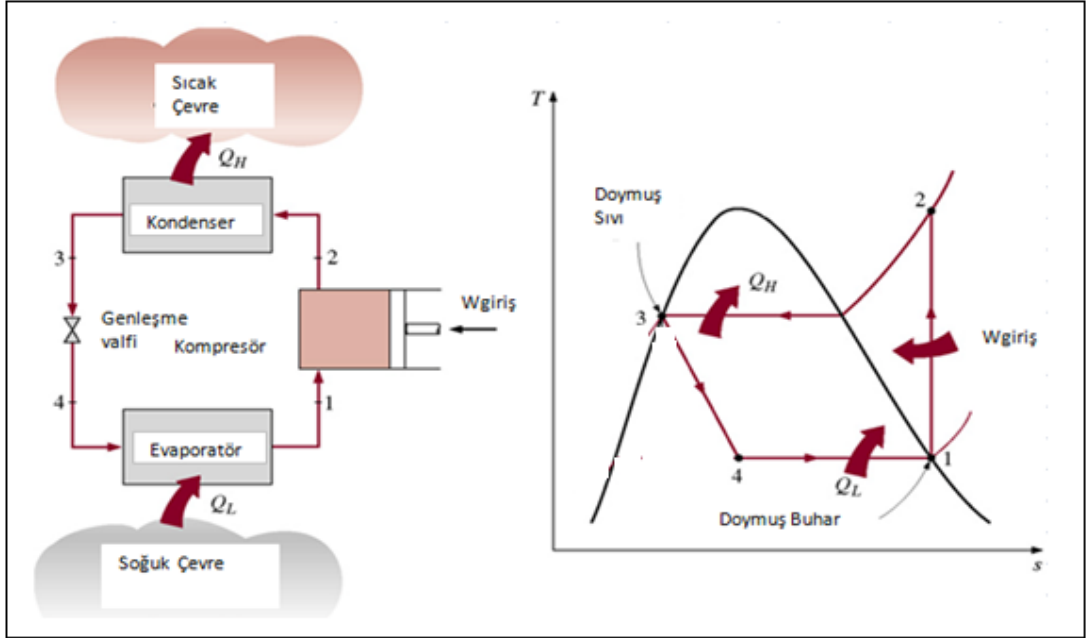
Isı geçişinin sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama doğru olduğu bilinilen bir gerçektir. Fakat bunun tersi olan düşük sıcaklıktaki bir yerden, yüksek sıcaklıktaki bir yere ısı geçişi kendiliğinden olamaz. Bu yönde ısı geçişinin, bir soğutma makinesi kullanılarak yapılması gerekir.

Soğutma makinelerinde düşük sıcaklık ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama ısı geçişini sağlamak için bir kompresöre, basıncı düşürmek için bir genişleme elemanına, buharlaşma işlemi için bir evaporatöre, buharın tekrar sıvı fazına getirilebilmesi için bir kondensere ihtiyaç vardır.

Soğutma makineleri, çeşitli tiplerde olabilen bir çevrime göre çalışır. Soğutma çevriminde kullanılan akışkanlara soğutucu akışkan denir. Pratikte en yaygın kullanma sahip buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde ısı geçişi, soğutucu akışkanın hal değiştirmesiyle meydana gelir. Soğutucu akışkan evaporatörden geçerken, sıvı halden buhar hale gelmek için ısı çeker. Kondenserden geçerken buhar fazından sıvı fazına geçmek için ise ısı açığa çıkarak evaporatörde kazanmış olduğu ısıyı atar. Bu çevrimde, soğutucu akışkanın sıvı halden buhar haline geçmesi için akışkanın basıncını azaltarak buharlaşma sıcaklığını düşüren basınç düşürücü ve yoğunlaştırma için basıncı arttırmak amacı ile kompresör kullanılır(Daly, 2006).

## 2.1. İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

Buhar sıkıştırma ideal soğutma çevriminde, soğutucu akışkan evaporatör ve kondenserden geçerken basınç kaybına uğramadığı, kompresörün tersinir adyabatik olduğu, genişleme elemandaki basınç düşmesi (kısılma) işleminin adyabatik olduğu, bu elemanlar arasındaki bağlantı borularında basınç kaybı olmadığı ve bağlantı boruları ile çevre arasında ısı transferinin olmadığı kabul edilir. Ayrıca, evaporatör çıkışında soğutucu akışkan doymuş buhar olduğu, kondenser çıkışında ise doymuş sıvı olduğu farz edilir. İdeal buhar sıkıştırma çevrimin genel çizimi ve T-s diyagramı Şekil 2.1’de görülmektedir. Bu çevrimi oluşturan hal değişimleri, şeklin altında mevcuttur.



Şekil 2.1. İdeal buhar sıkıştırma çevrimin genel gösterimi ve T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 1989).

2-3: Kondenserden çevreye sabit basınçta ısı geçişi

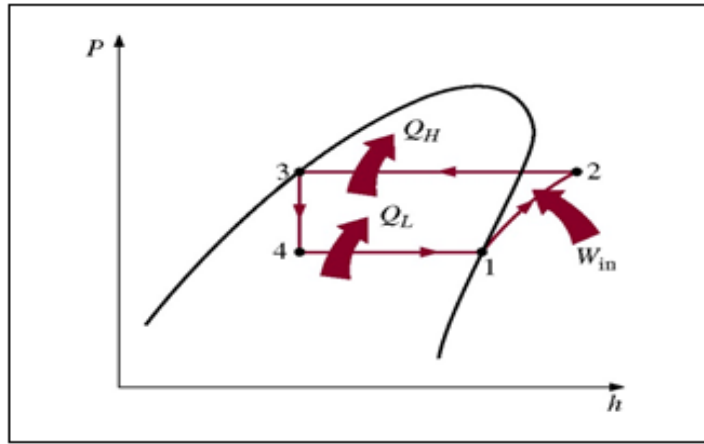
3-4: Kısılma (genişleme ve basıncın düşmesi)

4-1: Evaporatörden akışkana sabit basınçta ısı geçişi

İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak kondenser basıncına kadar sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sonunda, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığının üzerine çıkar.

Soğutucu akışkan daha sonra 2 durumunda kızgın buhar olarak kondensere girer ve kondenserden 3 halinde doymuş sıvı olarak çıkar. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 durumunda çevre sıcaklığının biraz üzerindedir.

Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genişleme valfi, kılcal boru veya benzer bir basınç düşürücüden geçirilerek evaporatör basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 durumunda, kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı - doymuş buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı çekerek tamamen buharlaşır. Soğutucu akışkan evaporatörden doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar.



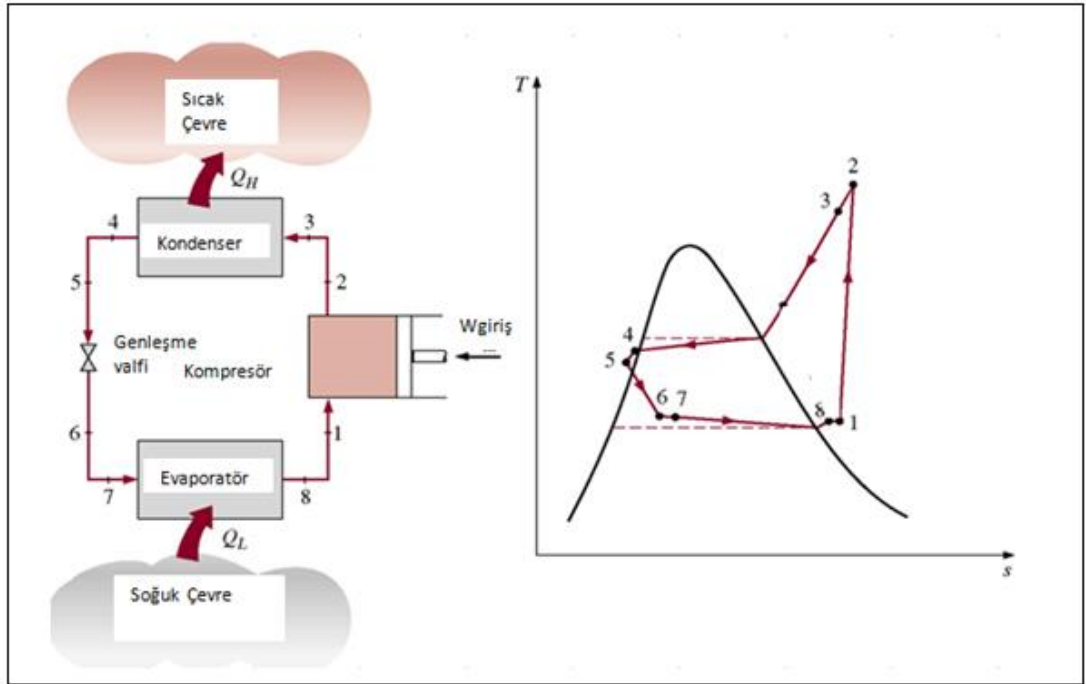
Şekil 2.2. İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevriminin P-h diyagramı (Çengel ve Boles, 1989).

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin anlaşılmasında kullanılan bir başka diyagram da Şekil 2.2'de gösterilen P-h diyagramıdır. Bu diyagramda dört hal değişiminden üçü birer doğru olarak görünmektedir. Ayrıca evaporatörde ve kondenserde olan ısı geçişleri, bu hal değişimlerini gösteren doğruların uzunluklarıyla orantılıdır(Daly, 2006).

## 2.2. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi, ideal çevrimden biraz farklıdır. Bu farklılık, önemli ölçüde gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı vardır. Bunlar basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı transferidir.

Gerçek bir buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı Şekil 2.3 'de görülmektedir.



Şekil 2.3. Gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin genel gösterimi ve T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 1989).

İdeal çevrimde, evaporatörden çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu durum gerçekte uygulanamamaktadır. Bunun nedeni soğutucu akışkanın halinin hassas bir biçimde kontrol edilememesidir. Bundan dolayı sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır. Böylece, akışkanın kompresöre girişinde tümüyle buhar olması sağlanmaktadır.

Ayrıca, evaporatör ile kompresör arasındaki bağlantılar çoğunlukla uzun olup, böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana



olan ısı transferi artmaktadır. Bunların sonucu olarak, soğutucu akışkanın özgül hacmi ve buna bağlı olarak kompresör işi artar.

İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, yani izantropiktir. 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, pratikte soğutucu akışkanın entropisi sıkıştırma işlemi sırasında artar.

İdeal çevrimde kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan, kompresör basma basıncında doymuş sıvı halindedir. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla genişleme elemanı arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkanın genişleme elemanına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması istenir. Doymuş sıvı halini gerçek çevrimde tam bir hassasiyet ile gerçekleştirmek zor olduğundan, kondenser çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Yani, soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulur; başka bir deyişle 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 (Çengel ve Boles, 1989).

### 3. OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİ VE DEVRE ELEMANLARI

#### 3.1. Kompresör

Kompresörünün sistemdeki görevi, sistem içinde bulunan, sıkıştıkça sıvı hâle geçen ve ısınan gazın basıncını arttırarak ısı yüklenmesini, sıvı hâle geçmesini ve bu sıvının sistem içinde dolaşımını sağlamaktır.

##### 3.1.1. Kompresörün çalışma prensibi

Gazın sıkıştırılmasının sebebi, sıvı hâle geçişi sağlayabilmektir. Bu sıkıştırma gaza biraz daha fazla ısı yükler. Şekil 3.1’de, çalışmakta olan bir kompresör görülmektedir.



Şekil 3.1. Otomobil klima kompresörü  
(Megep, 2011)

Kompresörde, yukarı ve aşağı hareketli piston ya da pistonlar vardır. Pistonun aşağı yönlü hareketinde akışkan buharı (gazı) silindir içine alınır. Yukarı yönlü harekette bu gaz sıkıştırılır. Bu arada çek valf gibi çalışan çok ince valfler vardır ki bunlar gazın sıkıştırılması esnasında geldiği yere dönmesini engeller. Bu pistonlar açılıp kapanarak akışkan basıncını istenen düzeye getirir. Sıkıştırılmış sıcak gaz tahmin edebileceğiniz gibi boşaltma kanalına gelir akışkan evaporatöre (soğutucu) doğru yolculuğuna devam eder.

Kompresör tarafından sıkıştırılan gaz ısı kazanarak sıvı hâle gelir kondenser üzerinde bir miktar ısı kaybeden ardından drayer üzerinde nem ve partikülden arınan gaz, kılcal borudan geçip evaporatöre püskürtülen soğutucu akışkan, buharlaşarak ortamın ısını alır.

Böylece evaporatör soğutulmuş olur. Buharlaşan soğutucu akışkan, kompresör tarafından emilir. Gaz bu yolculuğu termostat ayarlanan dereceye gelene kadar tekrar eder. Termostat vasıtasıyla duran kompresör termostatin tekrar uyarısıyla çalışır ve soğutma işlemi böylece kontrollü olarak devam eder.

### **3.1.2. Kompresör çeşitleri**

Otomobil klima sistemlerinde, aşağıda belirtilen türlerde klima kompresörleri kullanılmıştır:

- a. Pistonlu kompresör
- b. Yalpalı plakalı kompresör
- c. Paletli kompresör
- d. Sarmal kompresör
- e. Kanatlı kompresör

Günümüz otomobil klima sistemlerinde ise, bu kompresör tiplerinden en yaygın olarak yalpalı plakalı tip kompresör kullanılmaktadır. Bunların, sabit ve değişken kapasiteli olmak üzere iki çeşidi bulunmaktadır.

#### **3.1.2.1. Pistonlu kompresörler**

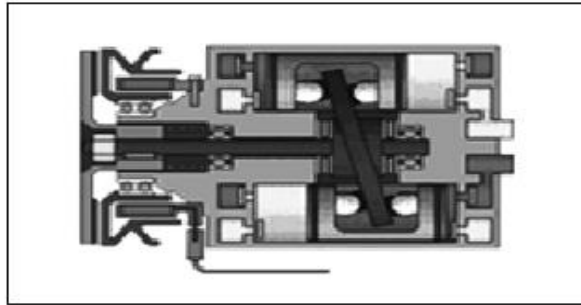
Pistonlu kompresörler pozitif yer değişimi prensibine göre çalışır ve tüm teknik gazları sıkıştırmak için kullanılabilir. 2000 bar'a kadar yüksek sıkıştırma basınçları oluşturabilir. Pistonlu kompresörler, tek silindirli veya çok silindirli ve aynı zamanda tek aşamalı veya çok aşamalı kompresörler olarak mevcuttur. Daha büyük kapasiteler için çok silindirli kompresörler, daha yüksek basınçlar için ise çok aşamalı pistonlu kompresörler kullanılır.

### 3.1.2.2. Yalpalı plakalı sabit kapasiteli kompresörler

Bu tip kompresör, araç klima sistemlerinde en çok kullanılan kompresördür. Şekil 3.2'de görüldüğü gibi, kompresör mili üzerine belli bir açıda monte edilen bir yalpalı plaka, birkaç tane hareketli pistonu geri ve ileriye doğru aksel yönde hareket ettirir.

Bu hareket soğutucu akışkanı toplayıp sıkıştırır. Soğutucu akışkanın toplanması ve dışarı atılması, tümleşik disk valfli madeni plakalar tarafından kontrol edilir.

Kompresörün hareket mili çok yivli hareket kasnağı üzerinden "V" kayışı ile krank mili tarafından çevrilir. Genel olarak 5 bazen de 7 adet piston hareket mili çevresinde 5 ya da 7 silindire aksel olarak yerleştirilmiştir. Pistonlar hareket mili üzerine sabitlenmiş yalpalı plaka tarafından hareket ettirilir. Yalpalı plakalının dönüşü pistonların silindirler içinde ileri ve geri hareket etmesini sağlar. Bu disk, valflerden içeri veya dışarı akan soğutucu akışkanı toplar veya dışarı atar.

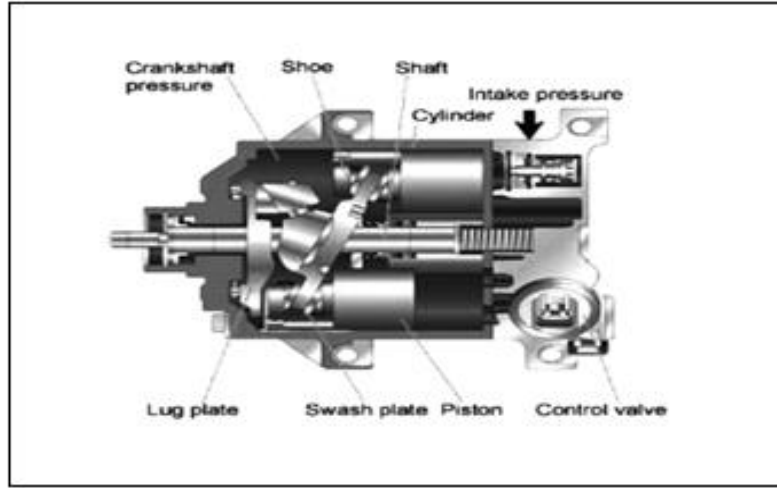


Şekil 3.2. Yalpalı plakalı sabit kapasiteli kompresörün kesit görünüşü (Ramesh ,2009)

### 3.1.2.3. Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresörler

Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresörler, bilinen yalpalı plakalı kompresörlerle aynı ilkelere göre çalışırlar. Bu tip kompresörlerin farkı, açısı değişebilen yalpalı plaka sayesinde piston hareketinin değişken olmasıdır.

Piston hareket mesafesi, evaporatör basıncını sezen valf sayesinde pistonların ön ve arka basınç oranı ile sağlanır. Değişken kapasiteli yalpalı plakalı kompresörün kesit görünüşü ve parçaları Şekil 3.3'de görülmektedir.

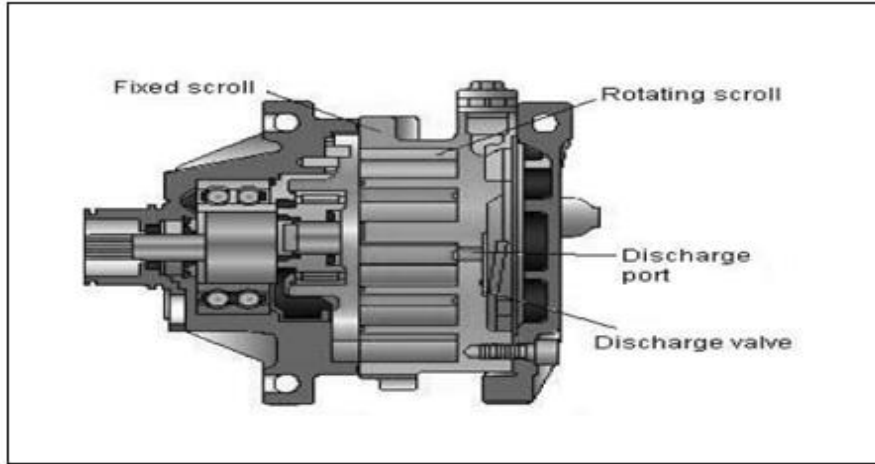


Şekil 3.3. Değişken kapasiteli yalpalı plakalı kompresörün kesit görünüşü ve parçaları (Ramesh ,2009)

#### 3.1.2.4. Paletli tip kompresör

Şekil 3.4’de görülen paletli kompresör diğer kompresör çeşitlerine göre parça sayısı az ve sessiz çalışmaktadır.

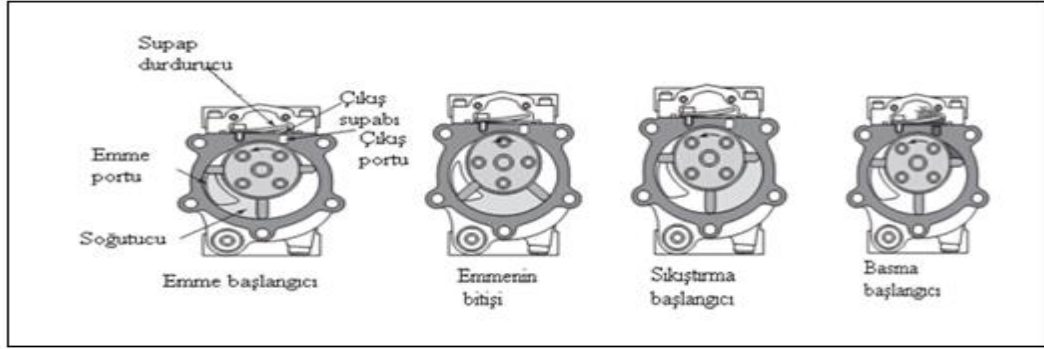
Şekil 3.5’de paletli kompresörün çalışması görülmektedir. Kompresör milinden tahrik edilen döndürme plakasına, oradan da rotora hareket verilir.



Şekil 3.4. Paletli kompresör şekli ve parçaları (Ramesh ,2009)

Rotor emme portunu geçerek soğutucu akışkanın girmesi son bulur. Rotorun hareketini devam ettirmesi sonucu soğutucu akışkan, hacim daralması ile sıkıştırılmaya başlanır.

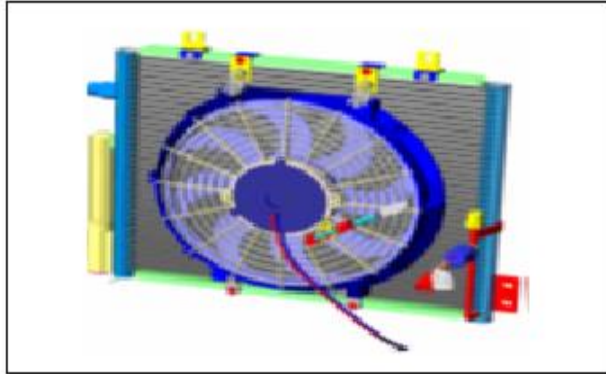
Bunun sonucunda, soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklığı artar. Rotorun devam eden hareketiyle çıkış supabı açılır buradan yüksek basınçlı kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan kondensere gönderilir.



Şekil 3.5. Paletli kompresörün çalışması (Ramesh ,2009)

### 3.2. Kondenser

Kondenser, soğutma çevriminde kompresör tarafından sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı yükseltilmiş olan soğutucu buharından, bu noktada ısı olarak dış ortama bırakan ve böylece buharın yoğuşmasını sağlayan cihazdır. Şekil 3.6'da otomobil kondenseri ve fan grubu bulunmaktadır.



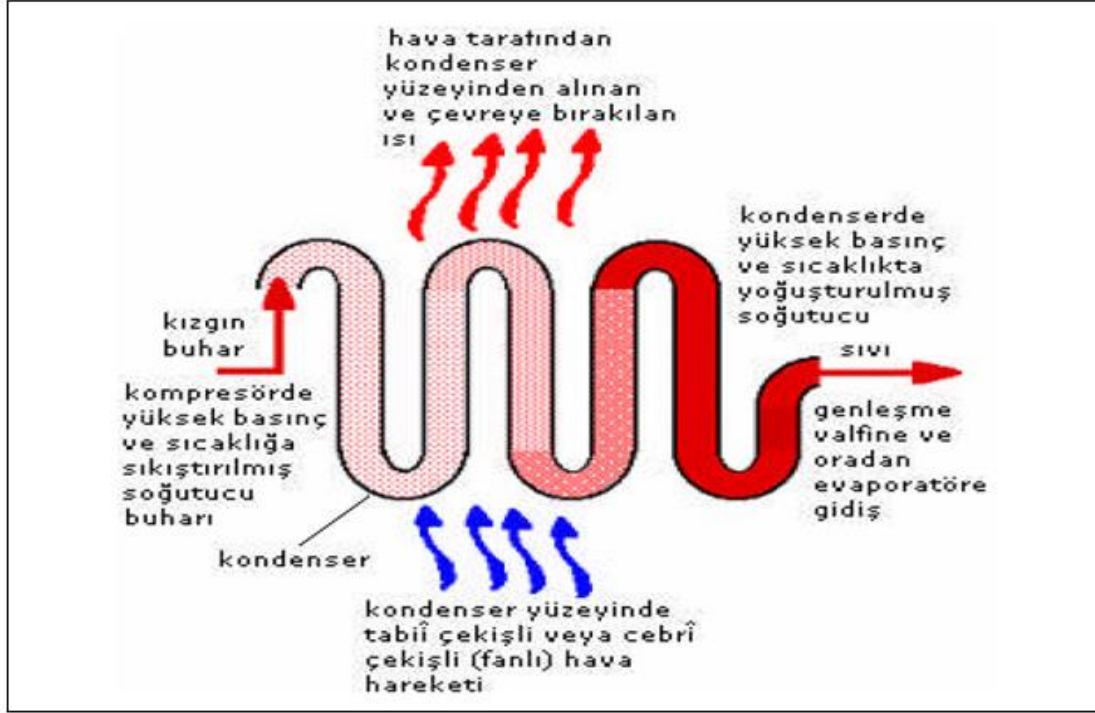
Şekil 3.6. Otomobil kondenseri ve fan grubu (Megep, 2011)

#### 3.2.1. Kondenserin çalışma prensibi ve işleyişi

Kondenserin devredeki temel işlevi, soğutucu buharından gizli yoğuşma ısısını çekerek soğutucu akışkanın sıvılaşmasını sağlamaktır. Şekil 3,7'de kondenserin çalışma şekli ve işleyişi kısaca gösterilmiştir. Uygun şartlar sağlanırsa, kondenserdeki ısının alışverişi üç aşamada gerçekleşir.

Bunlar;

- Kızgınlığın alınması,
- Soğutucu akışkanın yoğuşması ve aşırı soğutma (subcooling).
- Kızgın soğutucu buharını, kondenserde soğutup yoğuşturmak için sistemin büyüklüğüne göre su ya da havanın kullanılması. Soğutucu akışkan buharı, evaporatör ve kompresörden aldığı ısıyı, kondenserde su veya havaya verir.



Şekil 3.7. Kondenserin çalışma prensibi (Megep, 2011)

Kondenserde yoğuşmanın sağlıklı bir şekilde gerçekleşebilmesi için kondenserin birtakım teknik özellikleri taşıması gerekir.

Bu özellikler;

- Bu özelliklerden en önemlisi kondenserin yapısında yer alan malzemelerin (boru, kanatçık veya tellerin) ısı iletkenliği yüksek metallere seçilmiş olması,
- Kondenserin çalışma koşulları ve korozyon ortam şartları da dikkate alınarak, buna göre malzeme seçimi yapılması,

- Verimli sayılabilecek bir kondenserden, birim hacminde, birim zaman da, fazla miktarda ısı transferini gerçekleştirmesi. Bu sebeple ısı transferinin gerçekleştirildiği yüzeyin profil yapısı ile bu yüzeyde soğutma amaçlı kullanılan su veya hava gibi akışkan tipi önem kazanır.

Kondenserler, konstrüksiyon (yapı) özellikleri bir yana bırakılacak olursa genel olarak soğutuldukları akışkanın ismiyle anılırlar:

- Hava soğutmalı kondenserler,
- Su soğutmalı kondenserler,
- Evaporatif, karma (su-hava soğutmalı) kondenserler.

### **3.2.2. Hava soğutmalı kondenserler**

Soğutma sisteminde, soğutucu akışkan buharının hava ile soğutulmuş olarak yoğunlaşmasının sağlandığı kondenser tipine, hava soğutmalı kondenser adı verilir. Soğutucu akışkan buharı, evaporatör ve kompresörden aldığı ısıyı, yüksek basınç ve sıcaklıkta kondenser yüzeyinden havaya verir.

Hava soğutmalı kondenserlerde ısının alış verişi üç aşamada gerçekleşir. Bunlar; kızgınlığın alınması, soğutucu akışkanın yoğunlaşması ve aşırı soğutmadır. Kızgınlığın alınmasında kondenser alanının %5'i bu işlem için kullanılır. Kondenser alanının takriben %85'i yoğunlaştırma olayına hizmet eder ki kondenserin aslı görevi de budur. Kondenser yapısına bağlı olarak aşırı soğutmada (subcooling) kondenser alanının yaklaşık %10'u kullanılır. Hava soğutmalı kondenserlerde yoğunlaşan soğutucu akışkanı kondenserden almak ve depolamak üzere genellikle bir sıvı deposu kullanılması artık usul hâline gelmiştir. Bundan maksat kondenserin faydalı alanını sıvı depolaması için harcamamaktır.

Bu tip kondenserlerin tercih nedenleri (avantajları);

- Basit oluşları,
- Kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü,
- Bakım ve tamirlerinin kolaylığı şeklinde sayılabilir.
- Ayrıca her türlü soğutma uygulamasına uyarlanabilecek yapıdadırlar.



Hava soğutmalı kondenserlerde ısı transferi üç safhada gerçekleşir, bunlar sırasıyla;

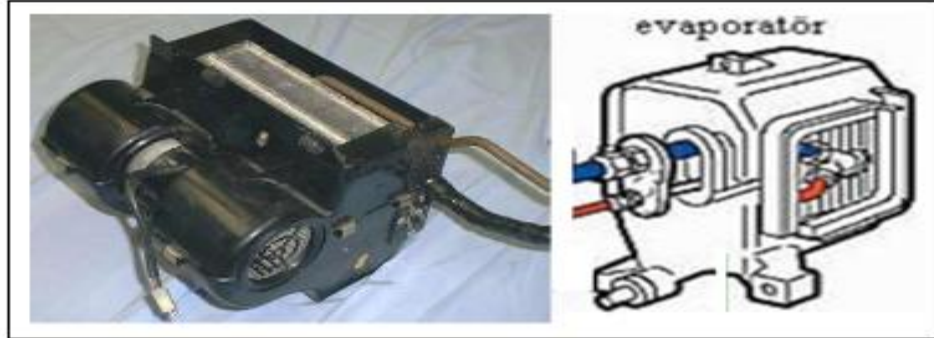
- Kızgın soğutucu buharından kızgınlığın alınması,
- Soğutucu buharından gizli yoğuşma ısını çekerek, yoğuşturma,
- Aşırı soğutma (subcooling) dır.

Hava soğutmalı kondenserlerde yoğuşan soğutucu akışkanı kondenserden almak ve depolamak üzere genellikle bir sıvı deposu (receiver) kullanılır. Bunun amacı, kondenserin faydalı alanını sıvı depolamak için harcamamaktır.

Havalı soğutmalı kondenserler, genellikle bakır boru-alüminyum kanat yapısında, bazen de bakır boru-bakır kanat ve çelik boru-çelik kanat yapısında üretilirler. Son yıllarda alüminyum boru-alüminyum kanat imalâtlarına da rastlamak mümkündür.

### 3.3. Evaporatör

Soğutma devresinde evaporatör, soğutucu akışkanın alçak basınçta buharlaştırıldığı ve bu sırada bulunduğu ortamdan ısı alarak soğutma işinin gerçekleştirildiği cihazdır. Diğer bir ifadeyle evaporatör, soğutma devresinde ısının maddeden çekildiği bölümdür. Şekil 3.8’de otomobillerde kullanılan evaporatör görülmektedir.



Şekil 3.8. Otomobillerde kullanılan evaporatör çeşitleri (Megep, 2011)

#### 3.3.1. Evaporatörlerin çalışma prensibi ve işleyişi

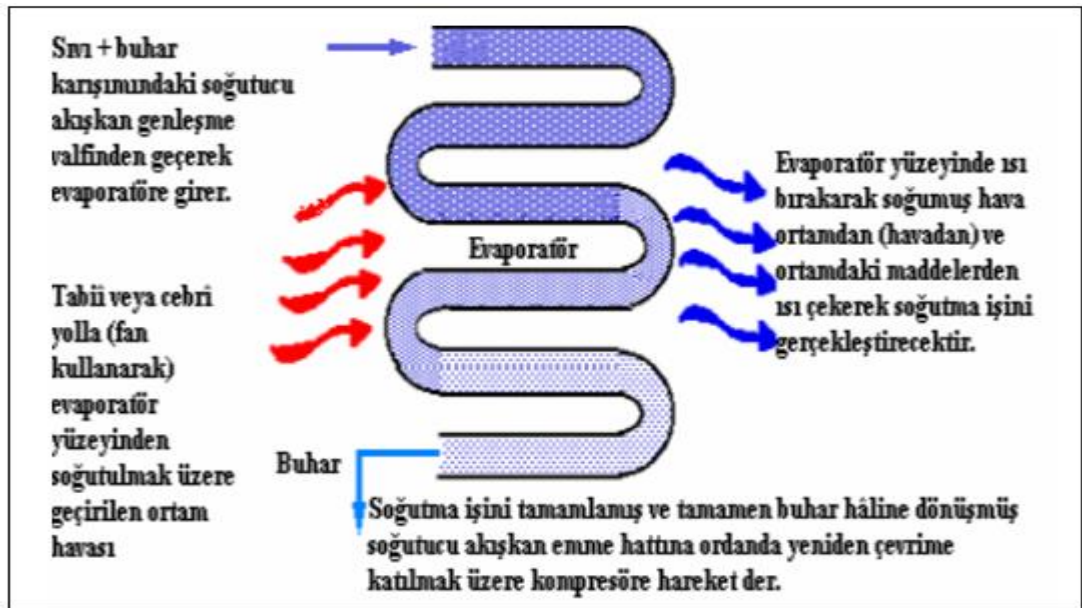
Sıvı hâldeki soğutucu akışkan, evaporatöre girince ısıyı, ortamda bulunan maddeden (havadan, sıvıdan veya katıdan) soğurur. Isıyı soğururken de kaynamaya başlar ve buharlaşır.

Böylece evaporatör, sistemin genel amacını yani soğutma işlemini gerçekleştirmiş olur. Şekil 3.9’da evaporatörün çalışma biçimi ve işleyişi kısaca görülmektedir.

Evaporatörün yapısı; soğutucu akışkanın buharlaşmasını sağlayacak soğutulan maddenin (hava su, salamura, vb.) ısını iyi bir ısı geçişi sağlayarak yüksek bir verim alacak tarzda tasarlanmalıdır. Diğer taraftan soğutucu akışkanın giriş ve çıkıştaki basınç farkını (kayıpları) asgarî seviyede tutacak şekilde olmalıdır. Ancak, bunlardan sonuncusu ilk ikisiyle genellikle ters düşmektedir. Şöyle ki iyi bir ısı geçişi ve iyi bir buharlaşma için gerekli şartlar iç ve dış yüzeylerin daha girintili ve daha kolay ıslanır olmasını gerektirirken bu durum basınç kayıplarını artırmaktadır. Bu nedenle, evaporatör dizaynı geniş tecrübe ve dikkat isteyen, ayrıca deneylere sık sık başvurulmuş bir çalışma şeklini gerektirir.

Evaporatörler, uygulamanın özelliklerine göre üç ana grupta toplanabilir:

- Gaz hâldeki maddeleri soğutmak için kullanılan evaporatörler (genellikle hava)
- Sıvı hâldeki maddeleri soğutmak için kullanılan evaporatörler (su, salamura, antifriz, metilen glikol, kimyasal akışkanlar)
- Katı maddeleri soğutucu evaporatörler (buz, paten sahası, metaller, temas dondurmada metal plakalar)



Şekil 3.9. Evaporatörlerin çalışma prensibi (Megep, 2011)

### 3.3.2. Hava soğutmalı evaporatörler

#### 3.3.2.1. Cebri(Fanlı) konveksiyonlu evaporatörler

Cebri konveksiyon tipi evaporatörler, soğutucu serpantin, hava vantilatörü (fan) ve damlama tavası ile dış muhafaza sacından meydana gelmektedir.

Damlama tavası, çalışma şartlarına bağlı olarak evaporatör yüzeyinde yoğuşan suyun veya defrost sırasında eriyen kar suyunun uzaklaştırılmasında kullanılır. Cebri konveksiyonlu evaporatörleri üç ana grupta toplamak mümkündür.

Bunlar:

- Alçak hızlı soğutucular (hava hızı 1 – 1,5 m/s)
- Orta hızlı soğutucular (2,5 – 4 m/s)
- Yüksek hızlı soğutucular (4 – 10 m/s)

Fazla hava hareketi sakıncalı olan uygulamalarda (çiçek muhafazası, et kesim odası gibi hava hareketinin 1 m/s altında olması gereken hâller) alçak hızlı soğutucular kullanılmalıdır. Orta hızlı soğutucular genel soğutma uygulamalarında en sık kullanılan cihazlardır.

Yüksek hızlı soğutucular ise hızlı soğutma istenen hâllerde örneğin, şok tünellerinde ve özel hızlı soğutma işlemlerinde uygun bir soğutma şekli sağlar. Alçak hızlı soğutucularda fan daha çok üfleyici olarak konulur ve hava tüm evaporatör alanına yayılarak hızı düşer.

Bir soğutulmuş hacimde, sıcaklığın en düşük olduğu yer şüphesiz evaporatörün yüzeyidir. Bu nedenle oda nemi belirli düzeyden yüksek ise, oda havası evaporatör içerisinden geçerken çiğ noktası sıcaklığının altına düşerek içerisindeki nem evaporatör yüzeyinde yoğuşmaya başlayacaktır. Hatta evaporatör yüzey sıcaklığı 0 °C'un altında ise bu nem serpantin yüzeyinde donacaktır.

Bu nedenle, sıfır derecenin altında soğutma yapan evaporatörler kar eritme (defrost) tertibatıyla teçhiz edilmelidir. Aksi hâlde aralarında donan su, kısa sürede hava hareketini azaltıp hatta tamamen durdurarak soğutma işleminin devamına engel olur.

Evaporatörde soğutma etkisi: Soğutma uygulamalarında, uygulamanın türüne göre ısının üründen havaya veya sıvıya ve sonra soğutma serpantinindeki soğutucuya iletimi gerçekleşir. Evaporatörün içinde dolaşırken soğutucunun her kilogramının üründen ve havadan ya da sudan aldığı ısı miktarı, soğutma etkisi olarak adlandırılır. Soğutma serpantinine giren sıvı hâldeki soğutucu akışkan, belli bir sıcaklıkta belli bir ısı (entalpi) miktarına sahiptir. Evaporatör giriş ve çıkışındaki ısı miktarındaki fark, soğutucu akışkanın soğutma serpantininde dolaşırken soğutucunun beher kilogramı başına soğurulan ısı miktarıdır. Bu yüzden soğutma etkisi, dolaşan soğutucuya göre kcal/kg veya kJ/kg olarak bulunur.

Bilindiği üzere, eğer evaporatöre giren soğutucu akışkanın sıcaklığı değişirse soğutma etkisi değişir. Bu, soğutma kapasitesini etkiler ve eğer evaporatördeki havanın sıcaklığı aynı kalırsa emme sıcaklığındaki herhangi bir değişiklik, soğutucu ile hava arasındaki sıcaklık farkını da değiştirmeyecektir. Eğer bu sıcaklık farkı azalır, soğutucunun buharlaştığı oran da azalacaktır.

Eğer evaporatör yüzeyindeki hava akımı azalır, daha az miktardaki hava daha düşük bir sıcaklığa soğuyacağından ve soğutucu ile hava arasındaki sıcaklık farkını azaltacağından, soğutucu akışkanın buharlaşmasında da aynı oranda azalma meydana gelecektir.

#### **3.4. Termostatik Genleşme Valfi (Kısılma Vanası)**

Soğutma işleminin evaporatörde, soğutucu akışkanın alçak basınç ortamında buharlaştırılmasıyla (kaynamasıyla) gerçekleştirildiğini biliyoruz. Soğutucu akışkanın, istenilen soğutma etkisini sağlamak üzere soğutulacak ortamın sıcaklığının yeterince altında bir kaynama noktasında evaporatörde genleştirilmesi gerekir.



Şekil 3.10. Termostatik genleşme valfi (Megep, 2011)

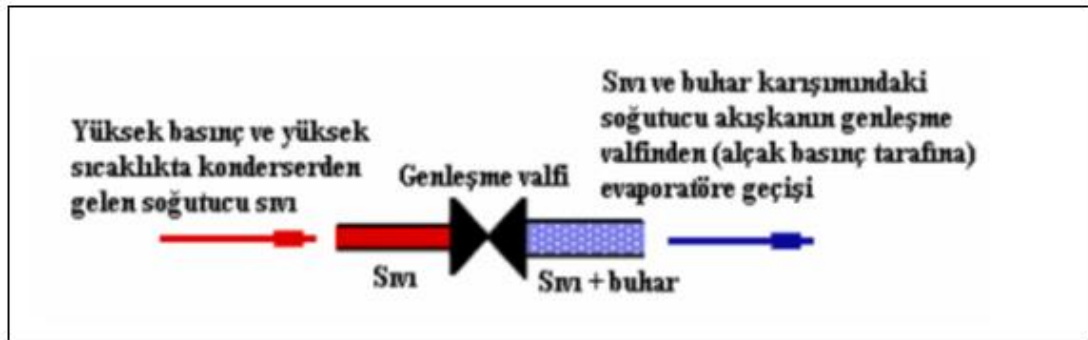
Soğutucu akışkanın evaporatöre bir genişleme, akış kontrol elemanı ya da basınç düşürme elemanı üzerinden girmesi, soğutma sisteminin temel prensiplerindedir. Bu nedenle akış kontrol elemanı ya da basınç düşürme cihazı, soğutma devresinin temel ve vazgeçilmez elemanıdır. Şekil 3.10'da termostatik genişleme valfinin genel görünümü verilmektedir.

Kullanılmasındaki başlıca amaçlar şunlardır:

- İstenilen soğutma yükünü karşılamak için evaporatörde uygun bir basınç ve kaynama (buharlaşma) noktası sağlamak.
- Soğutucu akışkanın evaporatör içine yükten ısı çekmek için gereken miktarda girişini sağlamak.

#### 3.4.1. Termostatik genişleme valfinin çalışma prensibi ve işleyişi

Termostatik genişleme valfinin çalışma prensibini anlatmadan önce bir kez daha aşırı kızdırma ısısını (superheat) tekrar etmek faydalı olacaktır. Bir sıvının kaynama noktasında buhar hâline geldikten sonra, buhara eklenen duyulur ısı miktarına superheat (kızdırma ısısı) adı verilir. Diğer bir ifadeyle superheat, kaynama noktasındaki buharın (4 – 6 °C arasındaki) sıcaklığındaki basit bir artışı belirtir.



Şekil 3.11. Genleşme valfinin çalışma prensibi (Megep, 2011)

Genleşme valfinin çalışması kâğıt üzerinde gerçekte olduğundan daha karmaşık görünmektedir. Şekil 3.11'de termostatik genişleme valfinin çalışma şeklini anlatan resim görülmektedir. Termostatik genişleme valfi, evaporatör serpantinlerindeki soğutucu miktarını kontrol eder.

Emme basıncı düştükçe genleşme valfi, evaporatöre daha fazla soğutucu girmesini sağlar ve emme basıncı yükseldikçe genleşme valfi, basıncı sabit bir seviyede koruyarak evaporatöre daha az miktarda soğutucu akışkan girmesini sağlar.

Valften bu şekildeki soğutucu akışı, ısı yüküne bağlı olmaksızın ünitenin azami seviyede soğutma yeteneğine sahip olmasını sağlar. Genleşme valfi, sistemin yüksek ve alçak basınçlı taraflarını ayırmaktadır.

Eğer valf, soğutucu akışkan akışını boruların boş kalacağı seviyelere kadar düşürürse ısı uzaklaştırma yeteneği bundan etkilenecektir. Evaporatörün taşması ise kapasitenin etkileneceği ve aynı zamanda diğer elemanların zarar görmesi ihtimali olduğundan daha da zararlıdır.

Soğutma tekniğinde kızdırma ısı; termostatik genleşme valfinin evaporatör emme hattı üzerinde bağlı duyar elemanı ile kaynama noktasındaki buharı duyulur ısının eklendiği (buharın kızdırıldığı) nokta arasındaki sıcaklık farkını ifade eder.

Soğutma sistemlerinde soğutma yükleri hiçbir zaman sabit kalmaz. Hiç kimse de dengeleyici ayarlamaları yapmak için sürekli devrenin başında kalmaz. Bu nedenle diğer bir valf tipi, termostatik genleşme valfi geliştirilmiştir.

Termostatik genleşme valfi de otomatik genleşme valfinde olduğu gibi ya körüklü ya da diyaframlı tip olabilir. Her ikisi de bir kılcal boru ve hissedici bir uç ile donatılmıştır. Hissedici uç, takılı olduğu evaporatör çıkışındaki emme buharının bulunduğu sıcaklıktaki basınç değerini, kılcal boru vasıtasıyla valfin körüğüne iletir.

Termostatik valfin kullanımındaki temel amaç, sıvı soğutucunun emme hattına ve kompresöre girmesine meydan vermeden evaporatörde oldukça fazla bir miktar soğutucunun bulunmasını sağlamaktır. Akış ayarı elemanı, termostatik genleşme valfi olduğunda çalışması evaporatörden çıkan kızgın buhara (superheat miktarına) bağlı olacaktır. Çünkü evaporatörün bir kısmı, buharı, buharlaşma basıncına karşılık gelen sıcaklığın 4 – 6 °C üzerinde bir sıcaklığa kızdırılmakta kullanılır.

### 3.4.2. Termostatik genişleme valfinin yapısı ve kullanıldığı yerler

Termostatik genişleme valfleri yapısal olarak 3 ana bölümden oluşur. Bunlar:

- Kapalı, içi soğutucu bir gazla dolu sızdırmaz bir diyafram ya da körüğün kılcal bir boru vasıtasıyla bağlantılı olduğu hissedici uç
- Soğutucu akışkanın giriş ve çıkışının termostatik (sıcaklığa bağlı) olarak körüğün basınç değişimleriyle kontrol edildiği iğne (meme, orifis)
- Kızdırma ısısının (superheat) ayarlarının yapıldığı vidalı yay grubundan oluşur.

Uygulamada termostatik genişleme valfleri, soğutucu akışkanın evaporatöre alçak basınçta püskürtülmesini ayarlar. Püskürtme, soğutucu akışkanın kızdırma ısısı (superheat) ile kontrol edilir. Termostatik genişleme valfleri, özellikle kuru tip evaporatörlere sıvı soğutucu akışkanın basılması için uygundur. Çünkü evaporatör çıkışındaki kızgınlık evaporatör soğutma yükü (soğutma kapasitesi) ile orantısal olarak değişme eğiliminde olur.

### 3.4.3. Termostatik genişleme valfi çeşitleri ve özellikleri

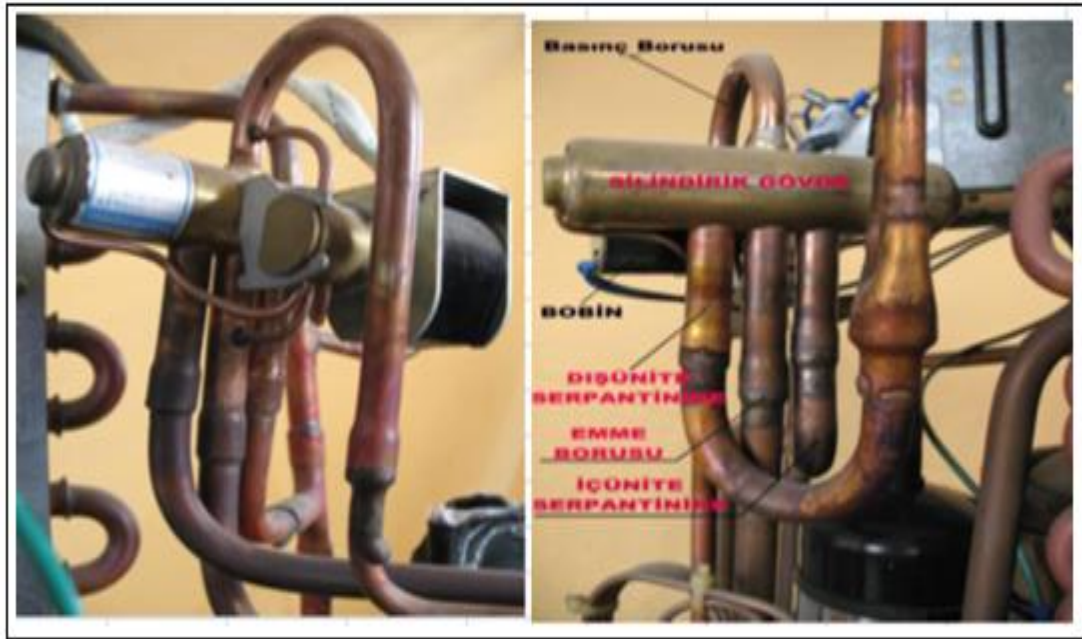
Termostatik genişleme valfleri, içten dengelemeli ve dıştan dengelemeli valfler olarak iki çeşittir. Evaporatördeki basınç düşümünü telafi etmek için dıştan dengelenmiş valf kullanılır. Bu valfte, içten dengeleme memesi çıkarılır ve diyafram altındaki basınç, termostatik hissedici ucun yanındaki evaporatörün çıkışından alınır. Bütün diğer durumlar, içten dengelemeli valf ile aynıdır. Dıştan dengelenmiş valf, çalışma basınçlarını evaporatördeki kızdırma ısısının ölçüldüğü ve evaporatör girişindeki basınçtan hiçbir şekilde etkilenmeyen noktasından sağlar. Ne zaman küçük bir basınç düşümü ile karşılaşılırsa bir dıştan dengelemeli termostatik genişleme valfi kullanılmalıdır.

Termostatik genişleme valflerinin ana işlevi, evaporatörün en verimli şekilde kullanılmasını sağlamak ve kompresöre likit fazında soğutucu akışkanın ulaşmasını engellemektir. Termostatik genişleme valflerinde, evaporatörde emilen ısı ile soğutucu akışkanın tamamının buharlaşabileceği miktarının evaporatöre girmesine izin verilir.

Valf, soğutucu akışkanın kızgınlık (superheat) derecesine ve bu derecedeki değişimlerine göre çalışmakla birlikte, evaporatörün bir kısmını da soğutucu akışkanı kızgınlıktırılmak için kullanır.

### 3.5. Dört Yollu Valf

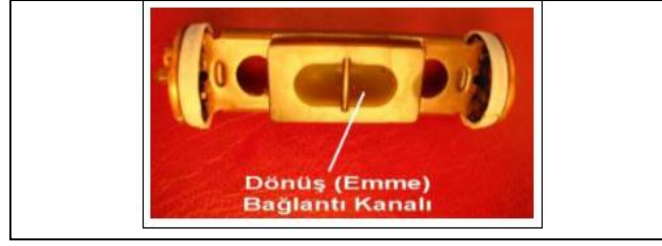
Akış kontrolünün ters yönde veya belirlenen diğer devre elemanları üzerinden geçmesi istendiği klima sistemlerinde çift akış yönü sağlayabilen elemanlara dört yollu valf denir. Şekil 3.12’de dört yollu valfin genel görünümü verilmektedir.



Şekil 3.12. Dört yollu valfin genel görünümü (Megep, 2011)

Dört yollu valflerde tek boru daima kompresörün basma hattına, üçlü borulardan ortadaki daima kompresörün emme hattına bağlanır. Devrede bir akümülatör yer aldığı zaman, bu bağlantı akümülatörün girişine yapılır. Selonoid valfin enerjili ve enerjisiz konumları dört yollu (çift yönlü) valfinin akışkan geçiş yönünü belirler. Yani selonoid valf, ısı transfer yönünü, ısıtma veya soğutma durumunu kumanda eder. Şekil 3.13’de soğutucu akışkanın emme hattına bağlantısını sağlayan plastik kanal görülmektedir.





Şekil 3.13. Gazın emme yoluna bağlantı sağlayan plastik kanal (Megep, 2011)

Şekilden de anlaşılacağı gibi, dört yollu valf iki kısımdan meydana gelmektedir. Bunlardan birincisi soğutucu akışkanın akış yönünü değiştiren gövde silindiri içerisinde çalışan içi delikli pistondan oluşmaktadır. Şekil 3.14’de dört yollu valf içerisindeki hareketli piston görülmektedir.



Şekil 3.14. Dört yollu valf içerisindeki hareketli piston (Megep, 2011)

Diğeri de solenoid valfin enerjilenmesi ile hareket eden nüveye bağlı pilot valfin hareketi ile kılcal borularına basınç farkı yaratarak sürgülü pistonun hareketini sağlayan pilot valfidir.

Burada dört yollunun çalışmasını özetleyecek olursak; solenoid valfin enerjilenmesi ile kılcal boru gaz giriş ağızları ters yönlerden beslenir.

Böylece pistonun sağ ve solunda basınç farkı yaratılarak pistonun hareketi sağlanır. Bu hareket, dört yollu sürgülü valfi, bina dış serpantini (dış ünite) kompresör basmasına ve bina iç serpantini (iç ünite) kompresör emişine açacak şekilde çalışır. Yani dört yollu valfin çalışabilmesi için kompresörün emme ve basınçları farkına da bağlıdır. Valfi çalıştırmak için basınç farkının 6,2 ile 7,9 bar arasında olması gerekmektedir.

Fakat bazı pencere tipi klima cihazlarının soğutma devresine monte edilen dört yollu valflerin pilot kılcalları monte edilmemiş şekilde imal edilenleri de vardır. Yani basma hattı üzerinden basınçlandırma için kılcal ile hat alınmayarak sürgülü pistonun hareketini emiş hattından alınan kılcal ile yön verilerek yapılmaktadır. Burada sürgülü piston yalnız emiş gücü ile hareketi söz konusu olduğundan sürgünün arızalanma ya da takılı kalma ihtimali daha yüksektir.

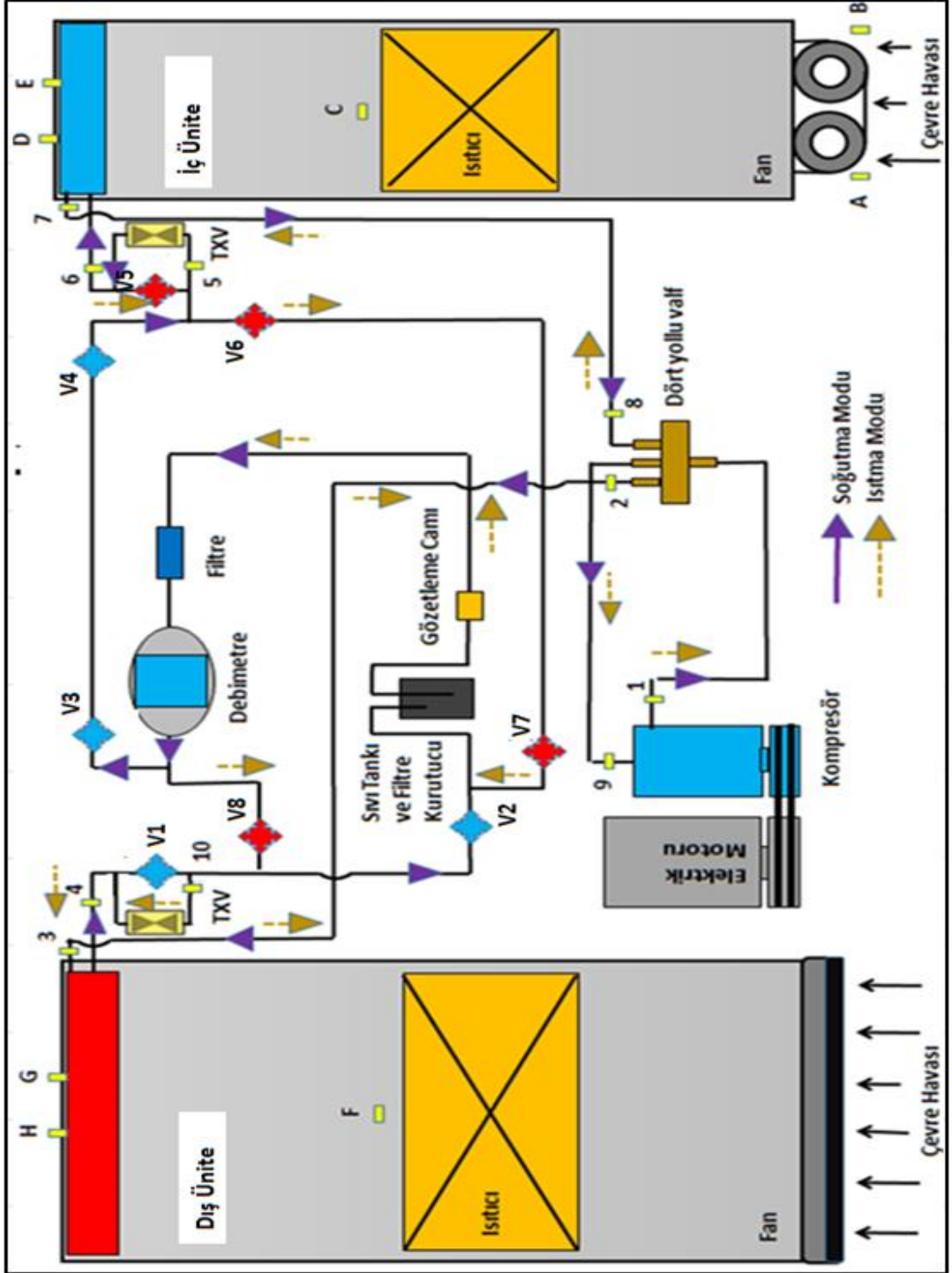
Dört yollu valflerde bağlantı tek boru daima kompresörün basma hattına, üç borulardan ortadaki daima kompresörün emme hattına bağlanır. Dört yollu valfin selonoid bobini enerjili ve enerjisiz konumları dört yollu (çift yönlü) valfin akışkan geçişinin yönünü belirler.



Şekil 3.15. Pilot basıncı ile sürgünün hareketlenerek akış yönünü değiştirmesi (Megep, 2011)

Şekil 3.15’de dört yollu valfin yaz ve kış çalışma durumlarında sürgünün hareketlendirilerek soğutucu akışkanın yön değiştirdiğini gösteren resimler görülmektedir.

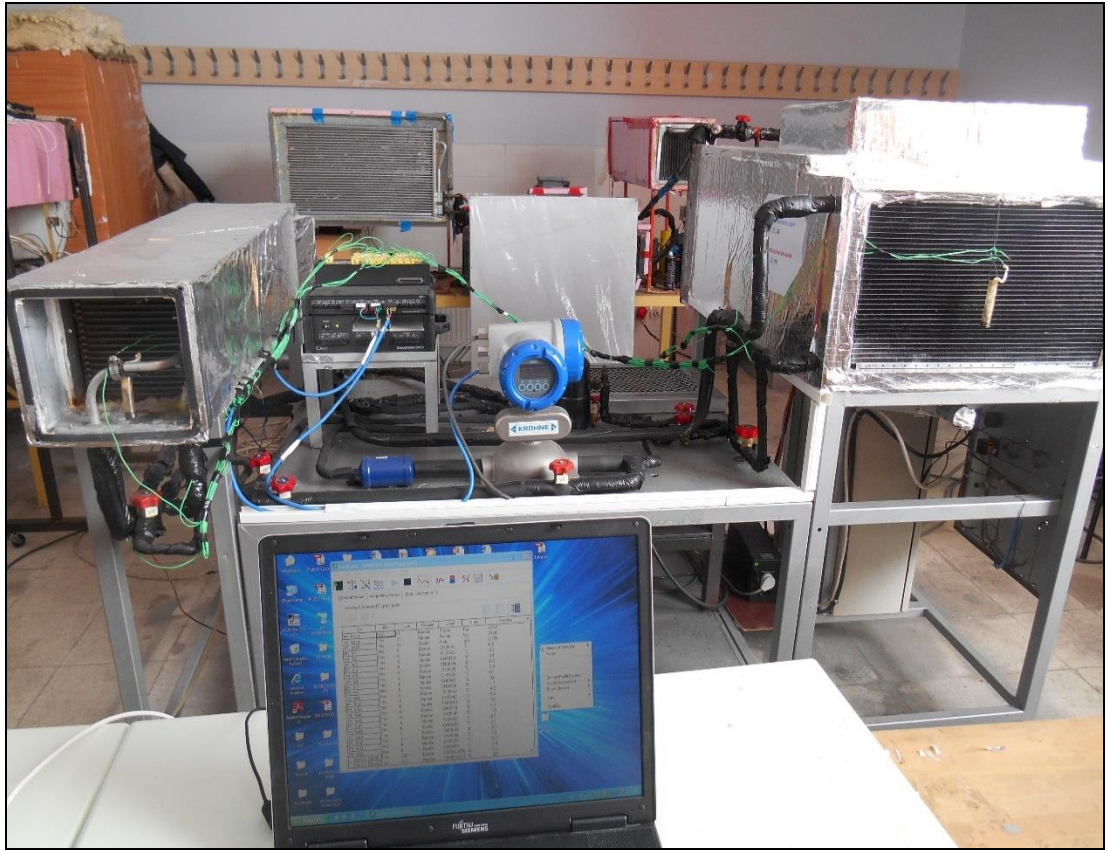
#### 4. DENEYSEL OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİ



Şekil 4.1. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin yaz ve kış çalışma durumu için şematik gösterimi

Deneysel çalışmalar, Kocaeli Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü Taşıt İklimlendirme Laboratuvarında kurulan otomobil kliması ünitesinde yapılmıştır. Deneysel otomobil klima sistemi, Şekil 4.1’de görüldüğü gibi orijinal otomobil kliması elemanlarından, sistemi istenilen şartlarda test etmeye yarayan çeşitli yardımcı elemanlardan ve ölçüm cihazlarından oluşmaktadır. Şekil 4.2’de otomobil iklimlendirme deney tesisatı görülmektedir.

Otomobil klima sistemi sabit stroklu kompresör, kondenser, termostatik genişleme valfi, evaporatör, sıvı tankı ve filtre kurutucu, dört yollu valf, gözetleme camı, K tipi termokupllardan gelen sıcaklık verilerini bilgisayara kaydetmek amacıyla kullanılan data toplama cihazı ve debimetreden oluşmaktadır. Sistemdeki kompresör, 4 kW güce ve maksimum 2850 d/d dönüş hızına sahip olan bir elektrik motoru ile tahrik edilmektedir. Elektrik motoru, potansiyometre ile kontrol edilen bir motor sürücü yardımıyla alternatif akımın frekansı değiştirilerek 2850 d/d hıza kadar istenilen bir devirde çalıştırılabilmektedir.



Şekil 4.2. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin görünümü

Deneysel otomobil klima sisteminin parçalarından olan evaporatör ve kondenser, boyutlarına uygun olarak yapılan kanallar içine yerleştirilmişlerdir. Evaporatör kanalının girişinde, orijinal otomobil klima sisteminin evaporatör fanı bulunmaktadır. Bu kanalı içine, evaporatör girişinde istenilen hava akımı sıcaklığını sağlayabilmek amacıyla 0-2 kW arasında istenilen güçte ısı yayabilen bir ısıtıcı rezistans yerleştirilmiştir. Evaporatör kanalının kanalın kesit alanı 0,054 m<sup>2</sup> olup, uzunluğu 1 m'dir.

Kondenser kanal girişinde, orijinal otomobil klima sisteminin aksel kondenser fanı bulunmaktadır. Bu kanal içine, kondenser girişinde istenilen hava akımı sıcaklığını sağlamak amacıyla 0-6 kW arasında istenilen güçte ısı yayabilen bir ısıtıcı rezistans yerleştirilmiştir. Kondenser kanalının kesit alanı 0,185 m<sup>2</sup> olup uzunluğu 1 m'dir.

Deneysel sistemdeki bağlantılar bakır borular ile yapılmış olup üzerlerine polietilen yalıtım kaplanmıştır. Sisteme 1200 g R134a soğutucu akışkanı şarj edilmiştir. Sistemdeki soğutma çevrimi elemanlarının her birinin giriş ve çıkışına K tipi termokupllar yerleştirilerek, ilgili noktalardaki sıcaklıkların ölçümü ve bilgisayara kaydı data toplama cihazı aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Evaporatör ve kondenser çıkışındaki hava akımlarının hızı, kesit üzerindeki çok sayıda noktadan anenometre ile ölçüm yapılması ve ortalamalarının alınması ile belirlenmiştir. Evaporatör ve kondenser basınçları Bourdon tipi manometrelerden ve basınç transmitterlerinden, sistemde dolaşan soğutucu akışkanın debisi Coriolis tipi debimetreden, kompresör devri ise fotoelektrik takometreden elde edilmiştir.



Şekil 4.3. Deneysel sistemde kullanılan kompresör ve elektrik motorunun birbirine bağlı gösterimi



Şekil 4.4. Deneysel sistemde termokupllardan gelen sıcaklık değerlerini bilgisayar ortamına aktarılmasını sağlayan data logger

#### 4.1. Deneysel Otomobil İklimlendirme Sisteminin Yaz Çalışma Durumu

Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi yaz ve kış çalışma şartlarının her ikisinde de çalışacak biçimde çeşitli ekipmanlarla donatılmış olarak Şekil 4.1’de gösterilmektedir.

Deneysel iklimlendirme sisteminin yaz çalışma durumundan kısaca bahsedelim. Sistemde evaporatör, kondenser, genleşme valfi, kompresör, sıvı tankı, filtre kurutucu, coriolis debimetre, çeşitli noktalarda sıcaklık ölçümünü sağlamak için yerleştirilmiş olan termokupllar ve bu termokupllardan gelen bilgileri bilgisayar ortamına aktarılmasını sağlamak için kullanılan bir data logger ekipmanından oluşmaktadır.

Deneysel sistemde toplamda 8 adet vana bulunmaktadır. Bu vanalardan V1, V2, V3, V4 ile numaralandırılmış olan vanalar yaz çalışma durumunda açık olmaktadır. V5, V6, V7, V8 ile numaralandırılmış vanalar ise kış çalışma durumunda açık olmaktadır. Yaz çalışma durumu için deneysel sistemdeki elemanlara verilen numaraların ve harflendirmelerin tanımları aşağıdaki gibidir:

- 1: Soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığı
- 2: Soğutucu akışkanın dört yollu valften çıkış sıcaklığı
- 3: Soğutucu akışkanın kondensere giriş sıcaklığı
- 4: Soğutucu akışkanın kondenserden çıkış sıcaklığı
- 5: Soğutucu akışkanın genleşme valfine giriş sıcaklığı

- 6: Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş sıcaklığı
- 7: Soğutucu akışkanın evaporatörden çıkış sıcaklığı
- 8: Soğutucu akışkanın dört yollu valfe giriş sıcaklığı
- 9: Soğutucu akışkanın kompresöre giriş sıcaklığı
- A: Evaporatör fanına giren havanın kuru termometre sıcaklığı
- B: Evaporatör fanına giren havanın yaş termometre sıcaklığı
- C: Havanın evaporatör kanalı ortasındaki sıcaklığı
- D: Evaporatörden çıkan havanın kuru termometre sıcaklığı
- E: Evaporatörden çıkan havanın yaş termometre sıcaklığı
- F: Havanın kondenser kanalı ortasındaki sıcaklığı
- G: Kondenserden çıkan havanın kuru termometre sıcaklığı
- H: Kondenserden çıkan havanın yaş termometre sıcaklığı

Deneysel sisteme verilen soğutucu akışkan yaz çalışma durumunda soğutma görevini yerine getirmek için deneysel sistemde izlemesi gereken yollar şu şekildedir.

- İlk olarak yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan kompresörden çıkararak 1 no'lu yolu izler ve daha sonra kış çalışma durumu için kullanacak olduğumuz ve şu anda aktif durumda olmayan dört yollu valfe gelir.
- Dört yollu valf üzerinden geçtikten sonra 2 no'lu yolu izleyerek kondenser girişine gelir.
- Kondenser girişine yüksek basınç ve sıcaklıktaki kızgın buhar halindeki gelen soğutucu akışkan kondesere girer ve burada cevreden gelen hava ile temasa geçerek, çevre havasına ısınıp atar ve kondenserden geçen havanın ısınmasını sağlar ve kendisi de sistemden yüksek basınç ve sıcaklıkta yoğunlaştırılmış sıvı olarak 4 no'lu yolu izleyerek kondenserden çıkar.
- Daha sonra 4 no'lu yol üzerinde ilerleyen soğutucu akışkan yol üzerinde açık şekilde bulunan 1 ve 2 no'lu vanalardan geçerek sıvı tankı ve filtre kurutucuya gelir ve burada akışkan içerisindeki pislikler temizlenir ve akışkan yoluna devam eder.

- Sıvı tankını geçen akışkan gözetleme camından (sıvı içerisinde nem veya yoğuşmamış buhar fazında soğutucu akışkan olup olmadığını anlaşılmasını sağlayan şeffaf eleman) geçer ve soğutucu akışkanın debisini ölçmeye yarayan debimetre üzerinden geçerek 3 no'lu vananın bulunduğu yolu izler.
- 3 no'lu vananın bulunduğu yolu izleyen akışkan yol üzerindeki 4 no'lu vanadan da geçerek termostatik genişleme valfine gelir.
- Termostatik genişleme valfine gelen yüksek basınçtaki sıvı halindeki soğutucu akışkan burada basınç düşümüne uğrayarak sıvı + buhar olarak düşük basınçta genişleme valfini terk eder.
- Daha sonra akışkan 6 no'lu yolu izleyerek evaporatöre girer.
- Evaporatöre giren akışkan burada evaporatör üzerinden geçen havanın ısıasını çekerek ortama soğuk hava verilmesini sağlar ve kendisi de evaporatörden soğutma işlemini tamamlamış ve tamamen buhar haline dönüşmüş olarak 7 no'lu yolu izleyerek çıkar.
- Evaporatörden çıkan akışkan 8 no'lu yol üzerinden devam ederek dört yollu valfin girişine gelir ve buradan 9 no'lu yolu izleyerek tekrardan çevrime devam etmek üzere kompresöre geri döner.

#### **4.1.1. Deneyin yapılış yöntemi**

Yaz ve kış çalışma durumları için farklı deneyler yapılarak deneysel sistem çeşitli çevre havası koşullarında test edilmiştir. Tablo 4.1'de yaz çalışma durumu için evaporatör ve kondensere giren hava akımlarının sıcaklık kombinasyonları verilmiştir.

Deneysel sistem, soğutma işlemini gerçekleştirebilmek için kompresör devri 900 ve 2500 d/d'ler arasında 400 d/d artışlarla değiştirilerek beş farklı devirde test edilmiştir. Her devir için evaporatöre giren hava akımı sıcaklığı (Tevap, hg) 25 °C ile 40 °C arasında 5 °C'lik artışlarla değiştirilmiş; kondensere giren hava akımı sıcaklığı (Tkond, hg) ise evaporatöre giren hava akımı sıcaklığı ile 40 °C arasında 5 °C'lik artışlarla değiştirilmiştir. Bu durumda, yukarıda belirtilen her kompresör devri için evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının aşağıdaki tabloda belirtilen kombinasyonları için toplam 50 adet test yapılmıştır.



Soğutucu akışkanın entalpi değerleri, ölçülen basınç ve sıcaklık değerleri yardımıyla REFPROP programından elde edilmiştir.

Tablo 4.1. Yaz çalışma durumu için evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklık kombinasyonları

Kombinasyon No	Tiç ünite,hg (°C)	Tdış ünite,hg (°C)
1	25	25
2	25	30
3	25	35
4	25	40
5	30	30
6	30	35
7	30	40
8	35	35
9	35	40
10	40	40

Yaz çalışma durumunda deneyler yapılırken kondenserde istenilen hava giriş sıcaklıklarını elde etmek için ısıtıcılar kullanılmaktadır.

Evaporatörde de ısıtıcılar bulunmaktadır. Ancak bu ısıtıcılar, evaporatöre giren havanın istenilen sıcaklık değerine gelmesini sağlamak için havanın kuruması ve neminin düşmesine yol açmaktadır. Bu ise istenmeyen bir durum olduğu için evaporatördeki ısıtıcılar sadece küçük güçlerde çalıştırılmış ve istenilen yüksek sıcaklıklara ulaşabilmek için çevre havası sıcaklığının artması beklenmiştir.

Ayrıca evaporatör ve kondenser önlerine giren çıkan havanın sıcaklıklarını ölçmek için yerleştirilen termokupllara ıslak bir pamuk sararak yağ termometre sıcaklıklarının ölçümü yapılmıştır.

Deneysel sisteme yerleştirilen termokupllar bir data toplama sistemine bağlanarak ölçülen sıcaklıklar bilgisayar ortamına aktarılması ve kaydedilmesi sağlanmıştır.

#### 4.1.2. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin yaz çalışma durumu için sisteme uygulanan enerji analizi denklemleri

Termodinamiğin birinci kanunu ile bir sisteme ait enerjinin korunumu ve bu sisteme ait bazı performans parametreleri yazılabilir. Buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevriminin her bir elemanına, sürekli rejim halinde termodinamiğin birinci kanunu uygulandığında, denklemler aşağıdaki gibi yazılabilir.

Adyabatik kompresörde 1-9 arası yapılan iş:

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}(h_9 - h_1) \quad (4.1)$$

Burada;

$\dot{m}$ , çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi

$h_9$ , kompresörden çıkan soğutucu akışkanın entalpisi

$h_1$ , kompresöre giren soğutucu akışkanın entalpidir.

Kondenserde 3-4 arası atılan ısı:

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (4.2)$$

Burada;

$h_3$ , kondensere giren soğutucu akışkanın entalpisi

$h_4$ , kondenserden çıkan soğutucu akışkanın entalpidir.

Genleşme valfinde 5-6 arası entalpiler:

$$h_5 = h_6 \quad (4.3)$$

Burada;

$h_3$ , genleşme valfine giren soğutucu akışkanın entalpisi

$h_4$ , genleşme valfinden çıkan soğutucu akışkanın entalpidir.

Evaporatörde 6-7 arası çekilen ısı:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}(h_6 - h_7) \quad (4.4)$$

Burada;

$h_6$ , evaporatöre giren soğutucu akışkanın entalpisi

$h_7$ , evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın entalpisidir.

Sistem bir çevrim boyunca çalıştığından, kondenserden atılan ısı miktarı, evaporatörden çekilen ısı ile kompresörde verilen iş miktarına eşit olmalıdır.

Bu durum aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$\dot{Q}_{\text{evap}} + \dot{W}_{\text{komp}} = \dot{Q}_{\text{kond}} \quad (4.5)$$

Soğutma sistemlerinde birinci kanunun etkinlik parametresi, soğutma tesir katsayısıdır. Soğutma sistemlerinde etkinlik parametresi soğutma etkisinin net iş girişine oranı şeklinde tanımlanır. Bu durumda soğutma çevrimi için soğutma tesir katsayısı,

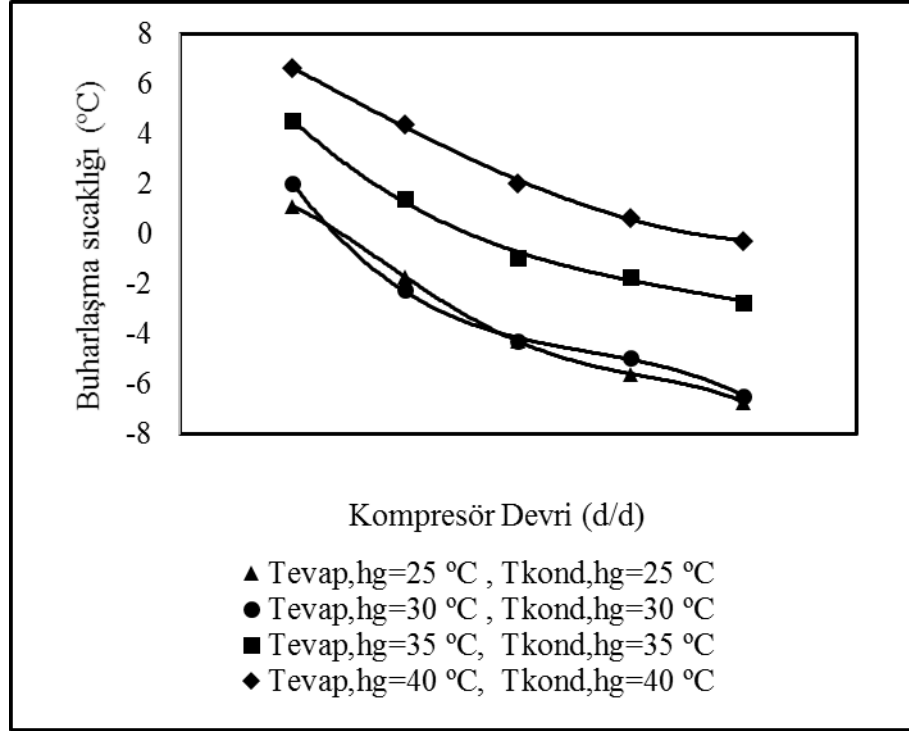
$$\text{STK} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{\text{komp}}} = \frac{(h_6 - h_7)}{(h_9 - h_1)} \quad (4.6)$$

şeklinde yazılabilir.

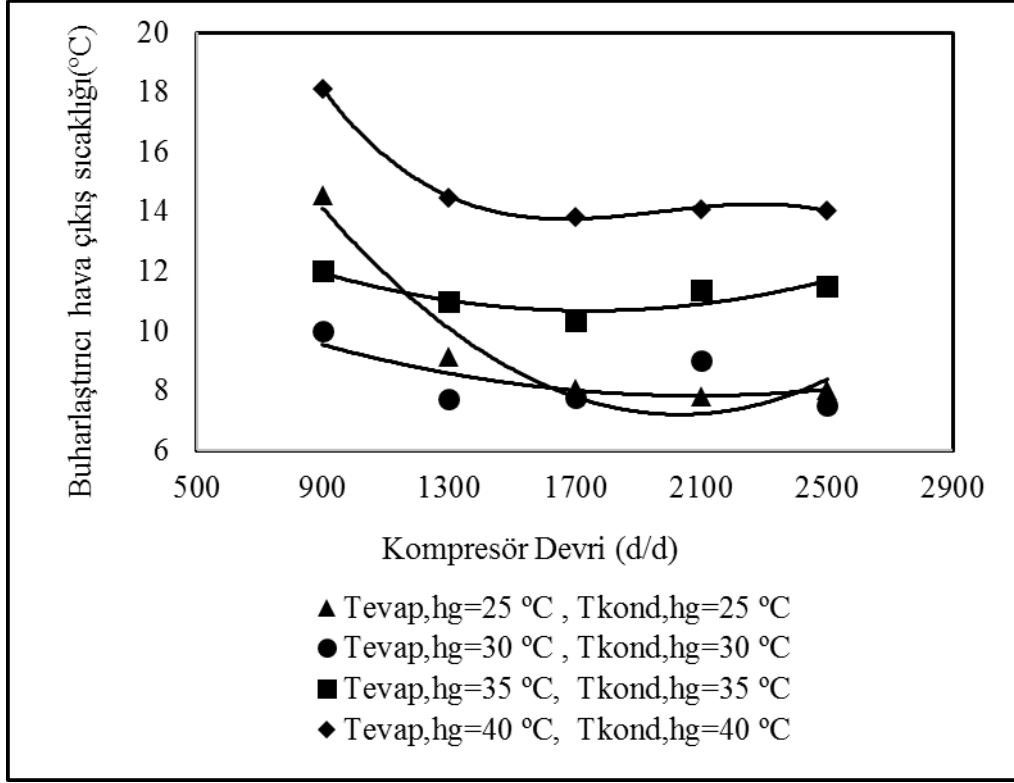
#### **4.1.3. Deneysel sisteme uygulanan enerji analizi sonuçları**

Şekil 4.5’de çeşitli hava akımı giriş sıcaklıkları için evaporatördeki buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Evaporatöre ve kondensere giren hava akımı sıcaklığının artması ile buharlaşma sıcaklığının arttığı gözlenmektedir. Evaporatöre giren hava akımı sıcaklığı arttığında buharlaşma basıncı artmakta, bu ise buharlaşma sıcaklığını artırmaktadır. Kondensere giren hava akımı sıcaklığı yükseldiğinde ise öncelikle kondenser basıncı yükselmekte, bunun etkisi sonucu evaporatör basıncı ve dolayısıyla evaporatör buharlaşma sıcaklığı artmaktadır. Ayrıca, kompresör devrinin artması ile buharlaşma basıncı azalmakta, bunun sonucunda buharlaşma sıcaklığı düşmektedir.

Şekil 4.6’da buharlaştırıcıdan çıkan hava sıcaklığının kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Şekilden görüldüğü üzere, kompresör devrinin artması ile buharlaşma sıcaklığı azalmakta ve buna bağlı olarak buharlaştırıcı hava çıkış sıcaklığı düşmektedir. Buharlaştırıcıya ve yoğuşturucuya giren hava akımlarının sıcaklıklarının azalması ile buharlaştırıcı basıncının ve sıcaklığı azalmakta; bunun sonucunda buharlaştırıcıdan çıkan hava sıcaklığı da azalmaktadır.



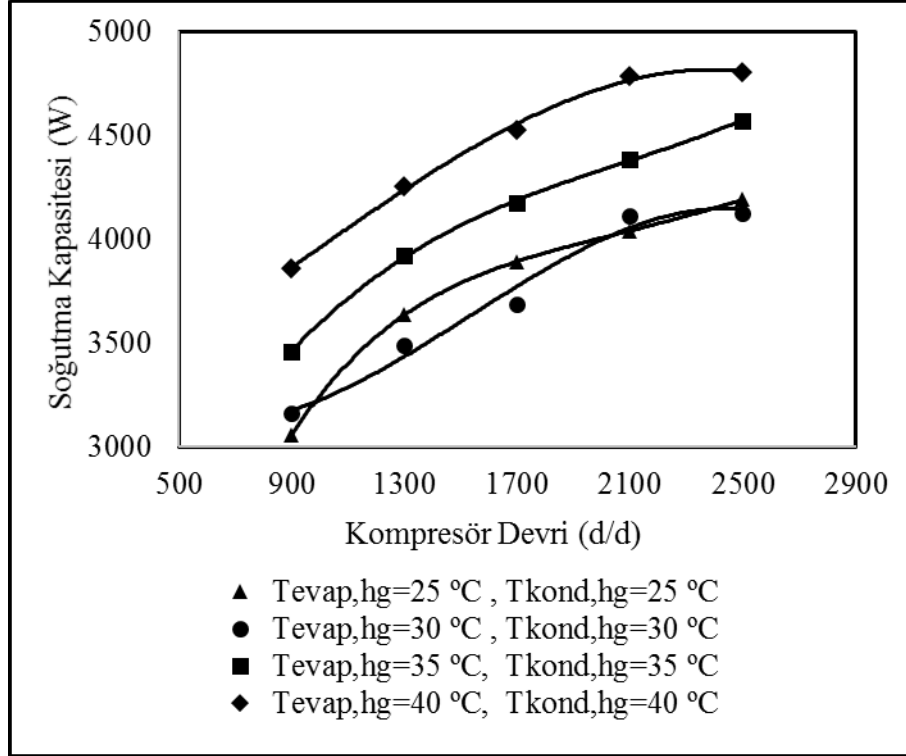
Şekil 4.5. Buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi



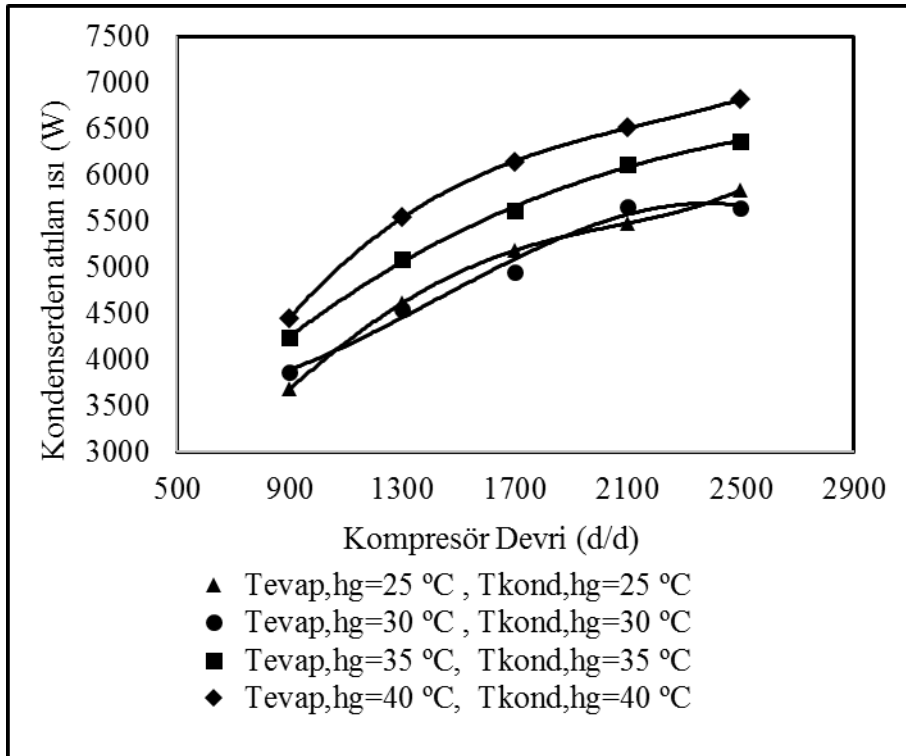
Şekil 4.6. Buharlaştırıcı hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

Şekil 4.7’de çeşitli hava akımı giriş sıcaklıkları için deneysel sistemin soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Kompresör devrinin artmasıyla soğutucu akışkan debisi de artmakta ve bunun sonucunda soğutma kapasitesi büyümektedir. Evaporatöre giren hava akımının sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesinin arttığı, kondensere giren hava akımı sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesinin azaldığı anlaşılmaktadır.

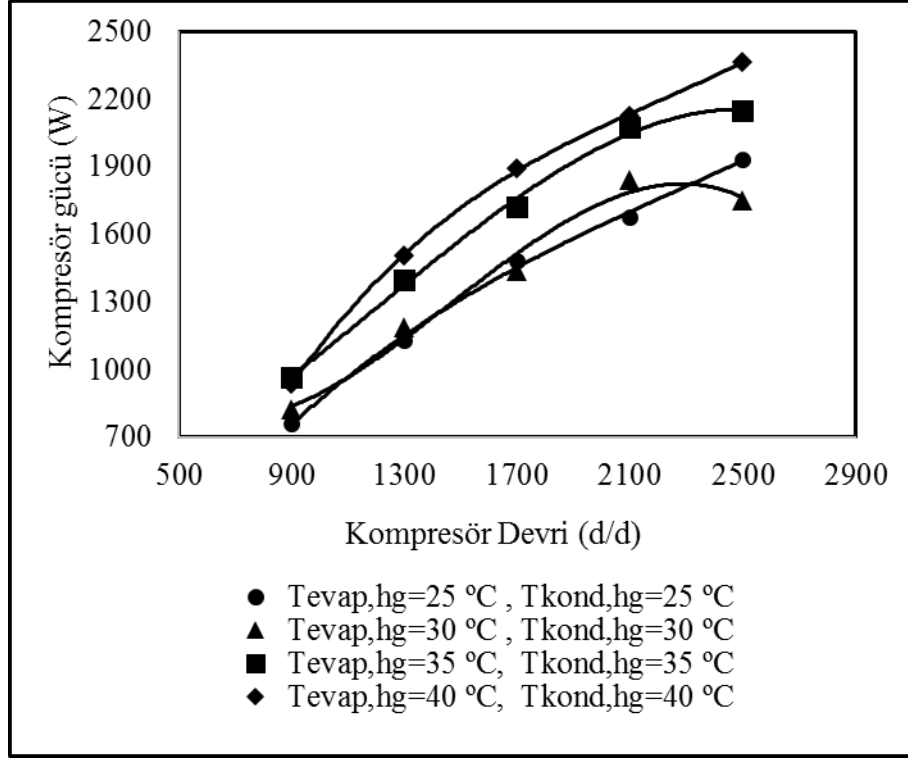
Şekil 4.8’de çeşitli hava akımı giriş sıcaklıkları için deneysel sistemin kondenserinden atılan ısının kompresör devri ile değişimi görülmektedir. Kompresör devrinin artması ya da buharlaştırıcı veya yoğuşturucuya giren hava akımlarının sıcaklığının artmasıyla kondenserden atılan ısının arttığı görülmektedir. Kompresör devrinin artmasıyla hem soğutma kapasitesi hem de kompresör gücü büyümekte; sonuçta bunların toplamından oluşan kondenserde atılan ısı değeri de yükselmektedir. Buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklığındaki artış soğutma kapasitesini artırmakta, yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklığındaki artış ise kompresör gücünü artırmakta ve sonuçta kondenserde atılan ısının büyümesine yol açmaktadır.



Şekil 4.7. Soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi



Şekil 4.8. Kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi

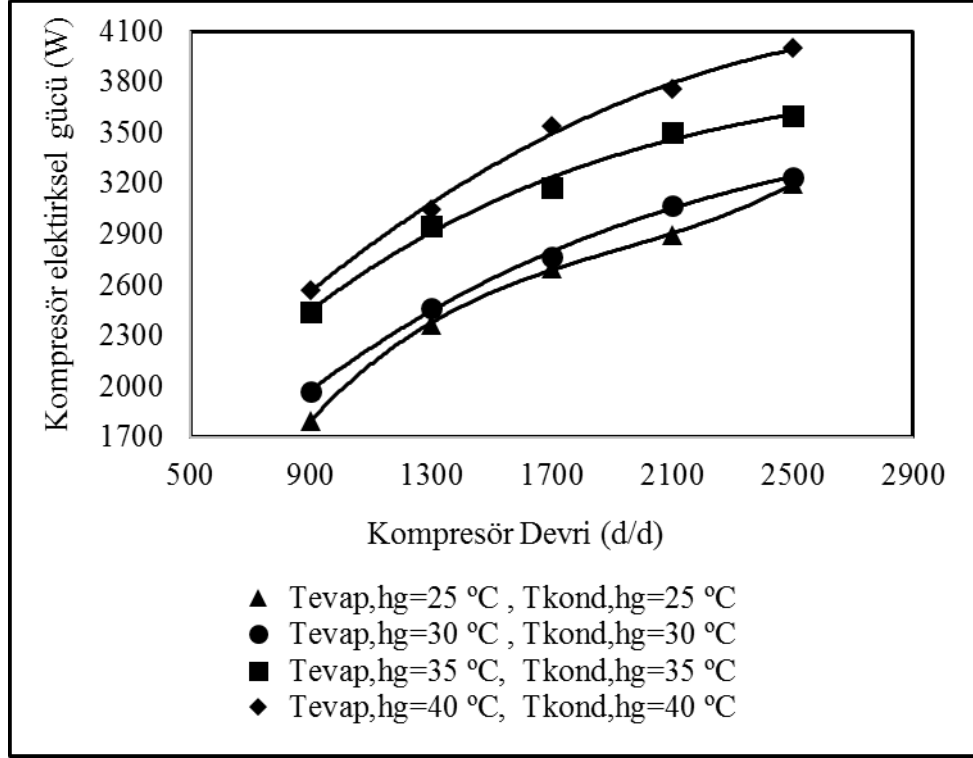


Şekil 4.9. Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi

Şekil 4.9’da çeşitli hava akımı giriş sıcaklıkları için deneysel sistemin kompresöründe soğutucu akışkanın absorbe ettiği gücün kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkanın debisi artmaktadır. Ayrıca, artan devir ile buharlaşma basıncı düşmekte, yoğuşma basıncı ise yükselmektedir. Bunların sonucunda, artan devirle birlikte kompresör gücü de büyümektedir. Evaporatör ve kondensere giren hava akımlarının sıcaklıklarının artması sonucunda da kompresör gücünde artış olmaktadır.

Şekil 4.10’da kompresör elektrik motorunun çektiği elektriksel gücün kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Kompresör devri arttıkça kompresörün soğutucu akışkana verdiği güç arttığında dolayı sayaç üzerinden çekilen elektriksel güçte artış olmaktadır.

Şekil 4.11’de soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Soğutma tesir katsayısı, soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranıdır. Artan kompresör devriyle birlikte soğutma kapasitesi artsa bile, kompresör gücündeki artış hızı, soğutma kapasitesindeki artış hızının üzerinde olmaktadır.

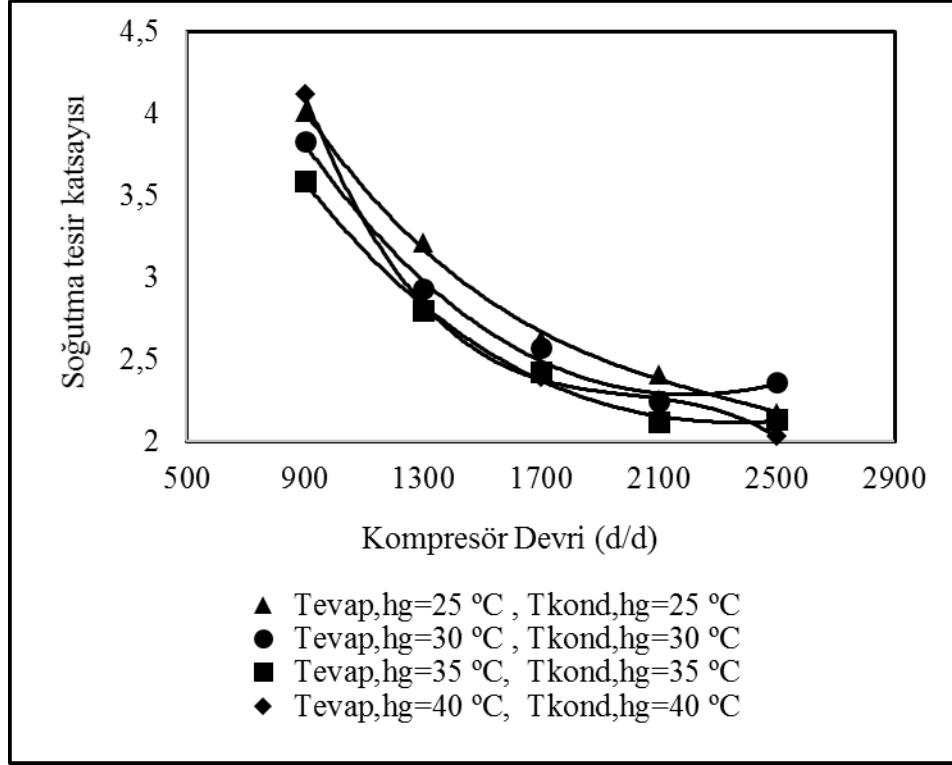


Şekil 4.10. Kompresör elektriksel gücünün kompresör devri ile değişimi

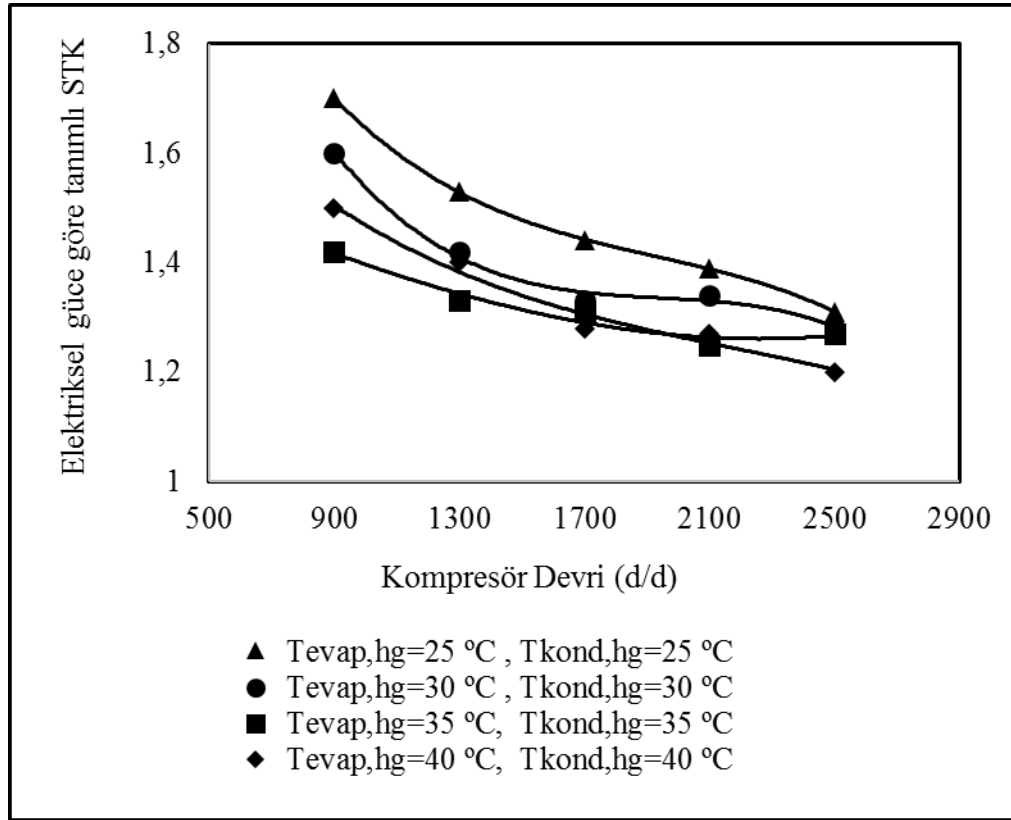
Bunun sonucunda STK, artan kompresör devriyle birlikte azalmaktadır. Yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklığının artması sonucunda soğutma kapasitesinde azalma, kompresör gücünde ise artış olmaktadır. Bunun sonucunda sistemin STK değeri azalmaktadır.

Şekil 4.12’de kompresör elektrik motorunun çektiği elektriksel güce göre tanımlı soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Elektriksel güce göre tanımlı soğutma tesir katsayısı, soğutma kapasitesinin kompresör motorunun çektiği elektriksel gücüne oranıdır. Bu şekilde verilen eğrilerin değişim eğilimi, şekil 4.11’deki STK eğrilerine bir ölçüde benzemektedir. Artan kompresör devriyle birlikte kompresör motorunun çektiği elektriksel güçteki artış, soğutma kapasitesindeki artıştan daha fazla olmakta ve sonuçta artan devirle birlikte elektriksel güce göre tanımlı soğutma tesir katsayısının düştüğü görülmektedir.

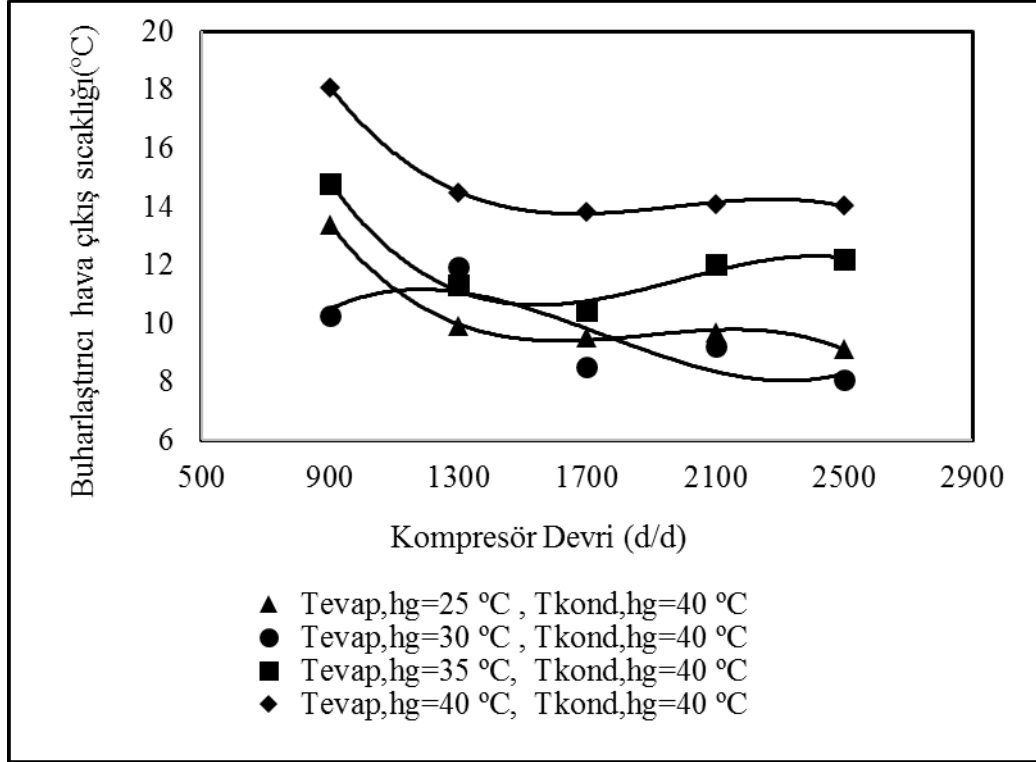




Şekil 4.11. Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi



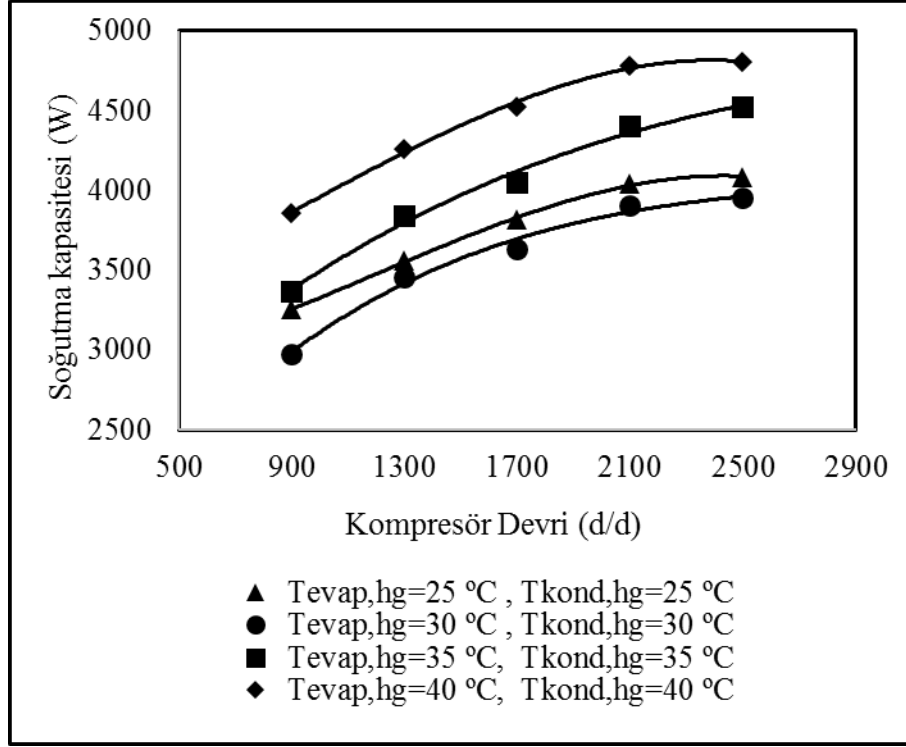
Şekil 4.12. Elektriksel soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi



Şekil 4.13. Buharlaştırıcı hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

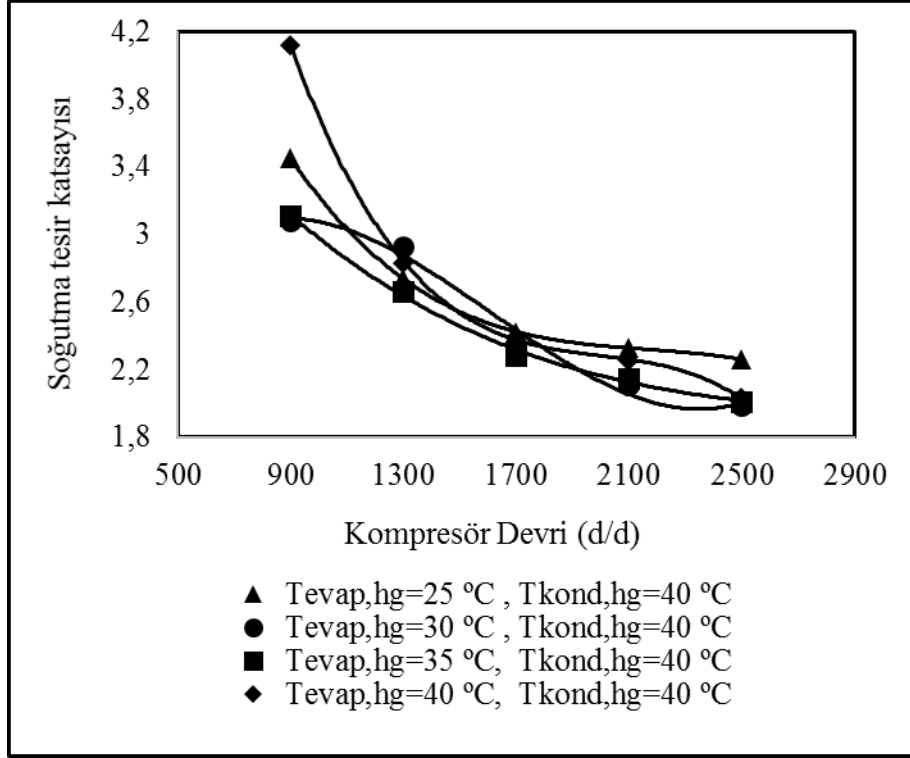
Şekil 4.13’de kondensere giren hava akımı sıcaklığı 40 °C’de sabit tutularak buharlaştırıcı hava çıkış sıcaklığı 25 °C’den başlayarak 5 °C’lik artışlar ile 40 °C’ye kadar çıkartılmıştır. Bu şekilde, sabit kondenser hava giriş sıcaklığında evaporatör hava giriş sıcaklığının değiştirilmesi ile kompresör devrine bağlı olarak evaporatörden çıkan havanın sıcaklık değişimi görülmektedir. Kompresör devri arttıkça buharlaşma basıncının azalması sonucunda buharlaştırıcı hava çıkış sıcaklığında azalma görülmektedir. Yine aynı şekilde evaporatöre giren hava sıcaklığı arttığında buharlaştırıcıdan çıkan hava akımının sıcaklığında artma görülmektedir.

Şekil 4.14’de soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Bu grafikte, kondensere giren hava akımı sıcaklığı 40 °C’de sabit tutulmuş ve evaporatöre giren hava akımının sıcaklığı 25 °C’den başlamak üzere 5 °C’lik artışlarla 40 °C’ye kadar getirilerek karşılaştırmalı olarak sonuçlar gösterilmiştir. Kompresör devri arttıkça sistemdeki soğutucu akışkanın kütleli debisinde artış yaşanmasından dolayı sistemin soğutma kapasitesinde artış olmaktadır. Ayrıca, evaporatöre giren hava akımı sıcaklığı arttıkça soğutma kapasitesi de artmaktadır.



Şekil 4.14. Soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi

Şekil 4.15’de kompresör devrine bağlı olarak sistemin soğutma tesir katsayısının değişimi gösterilmiştir. Kondensere giren hava akımının sıcaklığı 40 °C’de sabit tutularak evaporatör hava akımı giriş sıcaklığı 25 °C’den başlayarak 5 °C’lik artışlarla 40 °C ‘ye çıkartılmıştır. Sistemin soğutma tesir katsayısı, soğutma kapasitesinin kompresör gücüne bölünmesi ile elde edilen bir değerdir. Kompresör devri arttıkça sistemin hem kompresör gücünde hem de soğutma kapasitesinde artış olmaktadır. Fakat kompresör gücündeki artış soğutma kapasitesindeki artıştan daha fazla olduğundan dolayı sistemin soğutma tesir katsayısında, kompresör devri arttıkça azalma görülmektedir.



Şekil 4.15. Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi

#### 4.1.4. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin yaz çalışma durumu için sisteme uygulanan ekserji analizi denklemleri

Sistemdeki tersinmezliklerden dolayı çevrim elemanlarındaki yok edilen ekserjiler entropi dengesi denklemi yardımıyla elde edilebilir.

Bu denklem, aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{dS_{KH}}{dt} = \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_\varphi s_\varphi + \sum \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \dot{S}_{\text{üretilen}} \quad (4.7)$$

Burada sürekli rejimde akış kabulü ile sisteme giren ve çıkan soğutucu akışkanın kütlesi  $\dot{m}_g = \dot{m}_\varphi = \dot{m}$  kabul edilebilir.

Sistemin sürekli rejimde olduğu kabulü ile  $\frac{dS_{KH}}{dt} = 0$  kabul edilir.

Bu durumda Denklem (2.7)'den üretilen entropi terimi çekilirse;

$$\dot{S}_{\text{üretilen}} = \dot{m}(s_\varphi - s_g) - \sum \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \text{ olur.} \quad (4.8)$$

Üretilen entropi ile mutlak çevre sıcaklığı çarpılırsa, yok edilen ekserji denklemini elde edilir ve aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{E}_d = T_0 \dot{S}_{\text{üretilen}} \quad (4.9)$$

Yukarıda denklem her bir elemana uygulanarak bütün soğutma çevrimi elemanlarında yok edilen ekserji bulunabilir.

Bu durumda adyabatik kompresör kabulü ile kompresörde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,\text{komp}} = \dot{m} T_0 (s_1 - s_9) \quad (4.10)$$

Burada  $T_0$ , mutlak olarak çevre havası sıcaklığıdır.

Kondenserde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,\text{kond}} = \dot{m} T_0 \left[ (s_4 - s_3) + \frac{(h_3 - h_4)}{T_F} \right] \quad (4.11)$$

Genleşme valfinden yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,\text{valf}} = \dot{m} T_0 (s_6 - s_5) \quad (4.12)$$

Evaporatörde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,\text{evap}} = \dot{m} T_0 \left[ (s_7 - s_6) + \frac{(h_6 - h_7)}{T_C} \right] \quad (4.13)$$

Burada  $T_C$ , evaporatöre gelen hava akımının kanal ortasındaki mutlak sıcaklığıdır.

Dört yönlü valfde yok edilen ekserji:

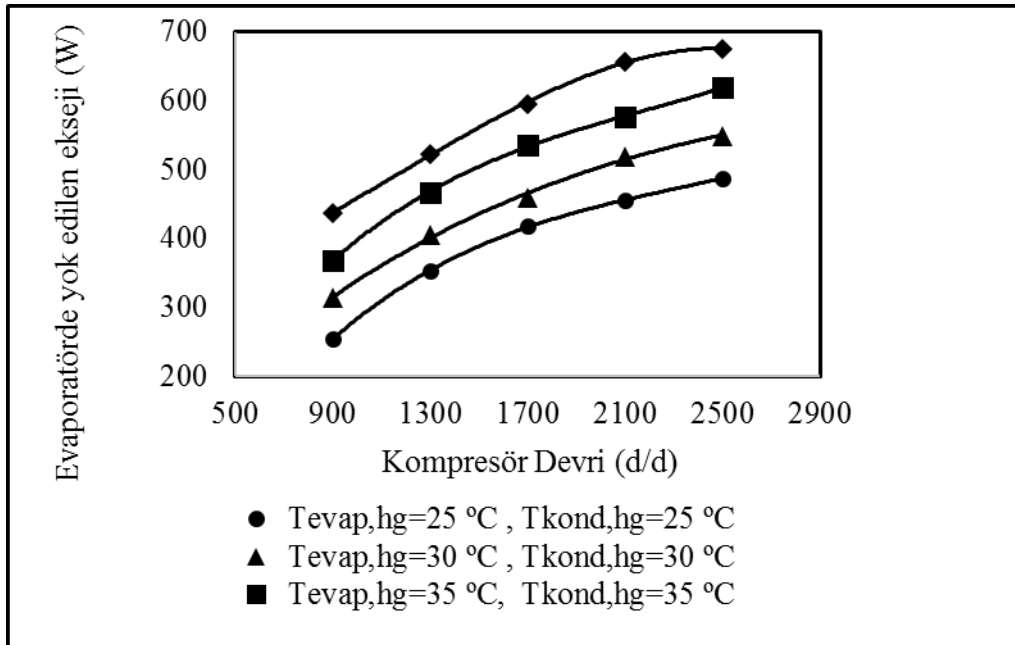
$$\dot{E}_{d,\text{rv}} = \dot{m} T_0 [(s_9 - s_8) + (s_2 - s_1)] \quad (4.14)$$

Sistemde yok edilen toplam ekserji:

$$\dot{E}_{d,\text{total}} = \dot{E}_{d,\text{komp}} + \dot{E}_{d,\text{kond}} + \dot{E}_{d,\text{evap}} + \dot{E}_{d,\text{valf}} + \dot{E}_{d,\text{rv}} \quad (4.15)$$

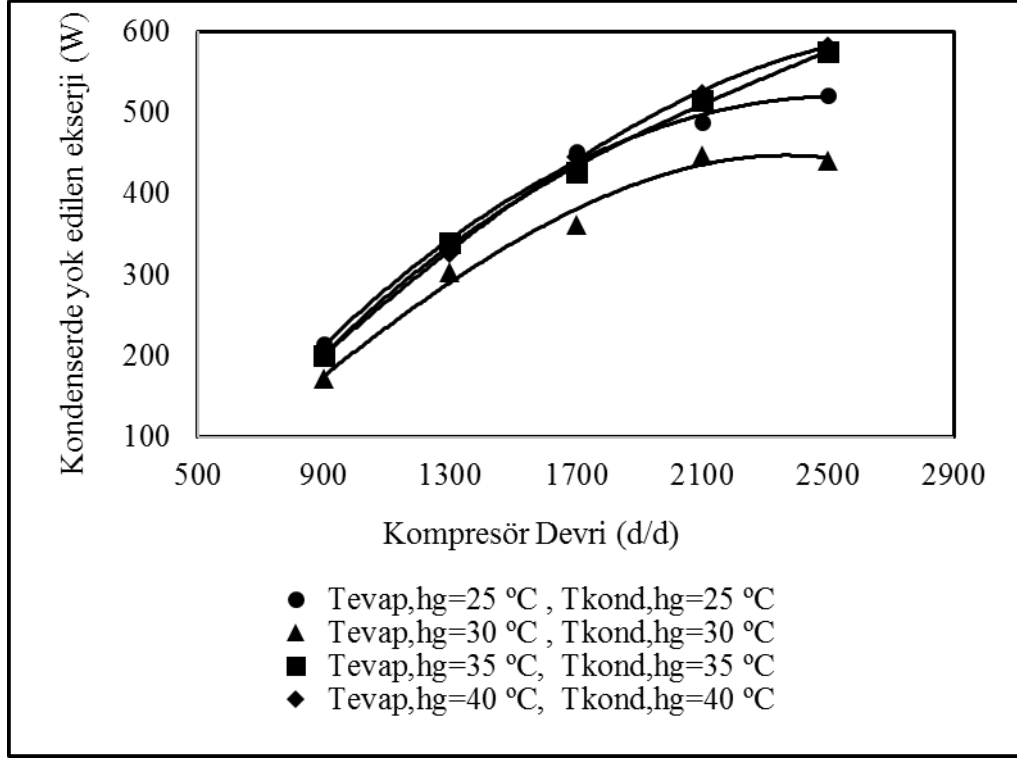
#### 4.1.5. Deneysel sisteme uygulanan ekserji analizi sonuçları

Şekil 4.16'da evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi görülmektedir. Kompresör devri arttıkça evaporatörde yok edilen ekserjinin arttığı görülmektedir. Yine aynı şekilde evaporatöre giren hava akımının sıcaklığı artması ile evaporatörde yok edilen ekserji de artmaktadır. Ayrıca devir arttıkça evaporatörden geçen soğutucu akışkanın sıcaklığı ile evaporatöre giren havanın sıcaklığı arasındaki fark arttıkça yok edilen ekserji artmaktadır. Kompresör devri arttıkça sistemdeki soğutucu akışkanın kütleli debisi arttığından dolayı da evaporatörde yok edilen ekserji de kütleli debi arttığı için artmaktadır.



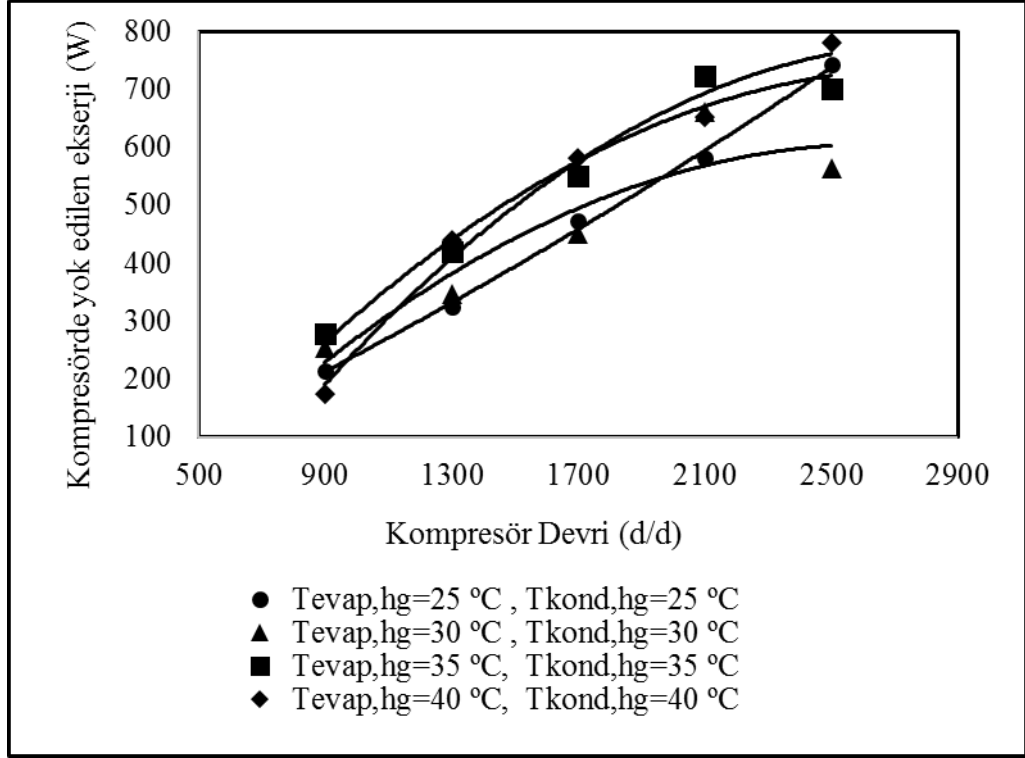
Şekil 4.16. Evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi

Şekil 4.17'de kompresör devri ile kondenserde yok edilen ekserjinin değişimi gösterilmektedir. Kompresör devri arttıkça sistemdeki soğutucu akışkanın sıcaklığı da devrin artışına bağlı olarak artar ve soğutucu akışkan ile hava arasındaki sıcaklık farkı arttığı için kondenserde yok edilen ekserji de artmaktadır. Şekilden de gördüğümüz üzere evaporatöre ve kondensere giren hava akımının sıcaklığının artmasına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserji artmaktadır. Soğutucu akışkanın kütleli debisi, kompresör devri arttıkça arttığından dolayı kondenserde yok edilen ekserjinin artmaktadır.



Şekil 4.17. Kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi

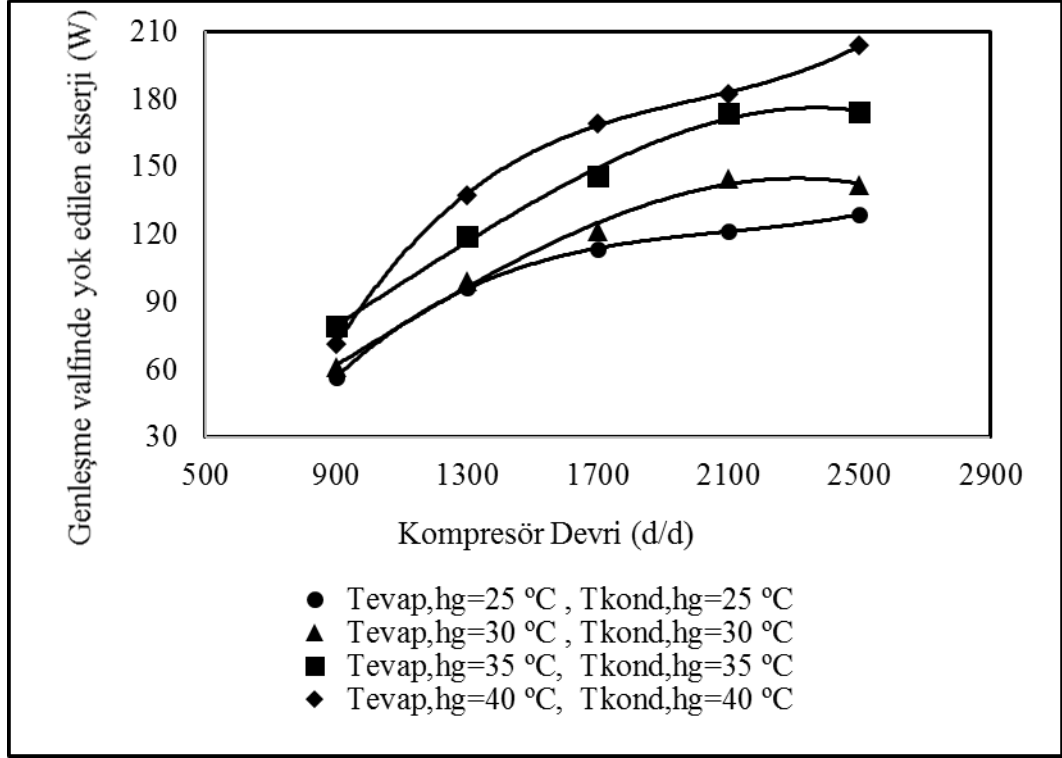
Şekil 4.18'de kompresör devrine bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin değişimi gösterilmektedir. Kompresör devri arttıkça sistemde kompresörde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu görülmektedir. Devir arttıkça sistemdeki soğutucu akışkanın kütsel debi arttığı için de kompresörde yok edilen ekserjide artış olmaktadır. Ayrıca evaporatöre ve kondensere giren hava akımı sıcaklıkları arttıkçada yok edilen ekserjide artış yaşanmaktadır. Kompresöre giren ve çıkan soğutucu akışkanın sıcaklıkları arasındaki farkta hava akımı sıcaklık artışlarına bağlı olarak attığı içinde kompresörde yok edilen ekserji artmaktadır.



Şekil 4.18. Kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi

Şekil 4.19’da kompresör devrine bağlı olarak genişleme valfinde yok edilen ekserjinin değişimi gösterilmektedir. Kompresör devri arttıkça sistemde genişleme valfinde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu gösterilmektedir. Devir arttıkça sistemdeki soğutucu akışkanın kütleli debi arttığı için de genişleme valfindeki yok edilen ekserjide artış olmaktadır. Kütleli debideki bu artış sonucunda kesiti daralan genişleme elemanında akışkanın elemandan geçerken sürtünme yaşar ve bu sürtünme, kütleli debi ile artmaktadır. Bu nedenle de, yok edilen ekserjide artış yaşanmaktadır. Ayrıca, evaporatöre ve kondesere giren hava akımı sıcaklıkları arttıkça da yok edilen ekserjide artış yaşanmaktadır. Genişleme valfine giren ve çıkan soğutucu akışkanın sıcaklıkları arasındaki farkta hava akımı sıcaklık artışlarına bağlı olarak attığı içinde genişleme valfinde yok edilen ekserji artmaktadır. Ayrıca, yok edilen ekserjinin bir diğer nedeni de genişleme valfinde giriş ve çıkış basınçları arasındaki farkın artmasından dolayıdır.



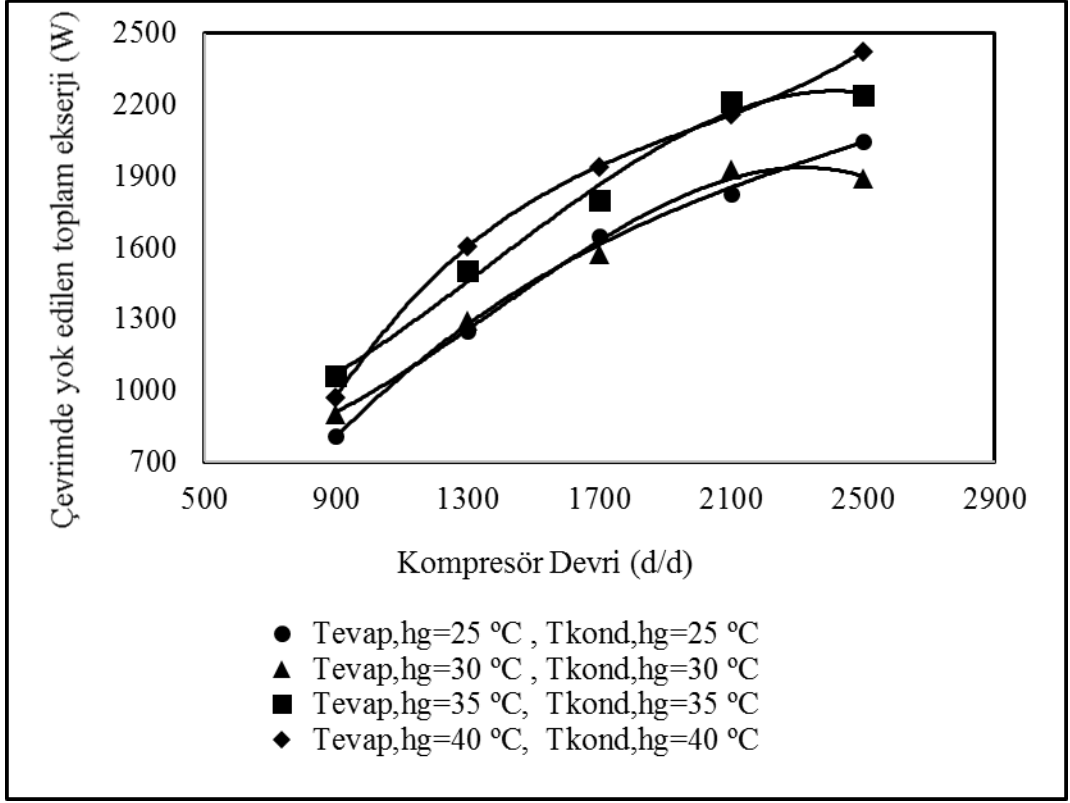


Şekil 4.19. Genleşme valfinde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi

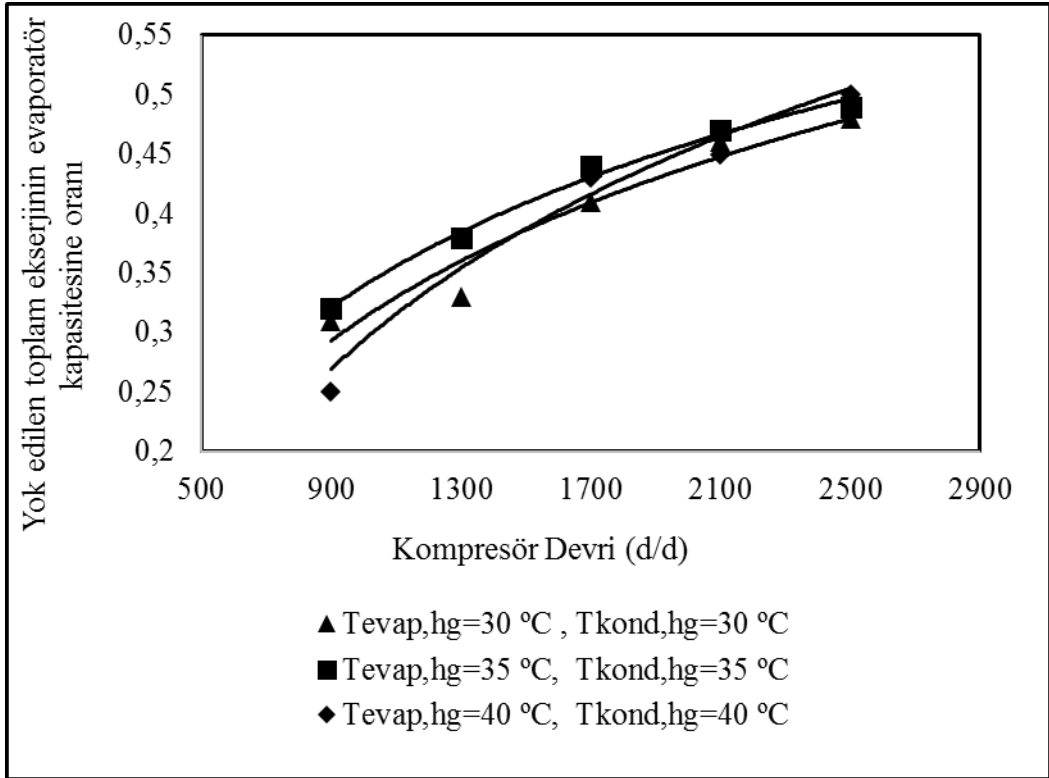
Şekil 4.20’de kompresör devrine bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin değişimini gösterilmektedir. Çevrimdeki en fazla ekserji kaybına, kompresör neden olmakta, onu sırayla evaporatör, kondenser, genleşme valfi ve dört yollu valf izlemektedir. Sonuç olarak, kompresörde yok edilen ekserjinin çevrimde yok edilen ekserjinin artmasına diğerlerine göre daha fazla katkıda bulunduğu gözükmektedir.

Şekil 4.21’de kompresör devri ile çevrimde yok edilen toplam ekserjini evaporatör kapasitesine oranının, kondensere giren hava akımının sıcaklığının sabit tutulması ile değişimi gösterilmektedir. Kondensere giren hava akımının sıcaklığının sabit tutulması ile kompresör devri arttıkça çevrimde yok edilen ekserjinin evaporatör kapasitesine olan oranında da artış olduğu gözükmektedir.

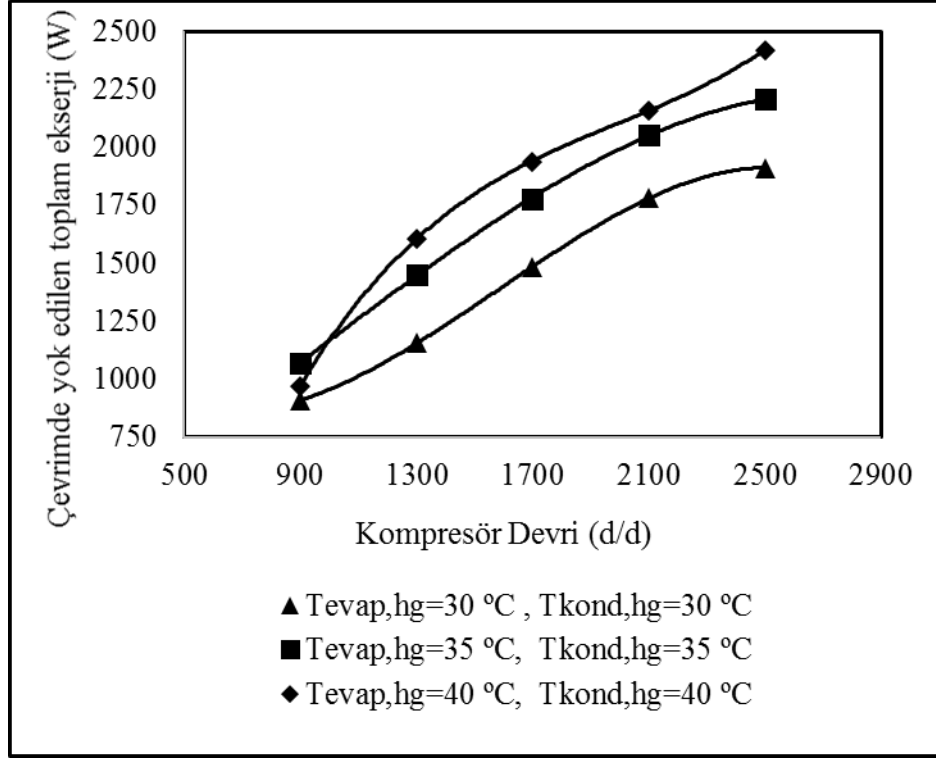
Şekil 4.22’de kompresör devri ile çevrimde yok edilen toplam ekserjinin, kondensere giren hava akımının sıcaklığının sabit tutulması ile değişimi gösterilmektedir. Kondensere giren hava akımının sıcaklığının sabit tutulması ile kompresör devri arttıkça çevrimde yok edilen ekserjide de artış olduğu gözükmektedir.



Şekil 4.20. Çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi



Şekil 4.21. Sistemde yok edilen toplam ekserjinin evaporatör kapasitesine oranı ile kompresör devrinin değişimi



Şekil 4.22. Sistemde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi

#### 4.2. Deneysel Otomobil İklimlendirme Sisteminin Kış Çalışma Durumu

Kış çalışma durumunda yaz çalışmasından farklı olarak sisteme dört yollu valf eklenir. Dört yollu valf burada sistemde akışkanın yönünün değiştirilmesi görevini yüklenir ve bu işlemi yapabilmesi içine dört yollu valfin bobinin enerjilendirilmesi gerekmektedir. Bu şekilde enerjilendirildiği takdirde akışkan normalde soğutma işlemi yaparken kompresörden çıktıktan sonra dış üniteye giderken, ısı pompası durumunda iç üniteye gider. Bu durumda iç ünite kondenser, dış ünite ise evaporatör görevi yapar. Şekil 4.23’de otomobil iklimlendirme sisteminin kış çalışması durumundaki şematik görünümü verilmiştir.

Kış çalışma durumu için deneysel sistemdeki elemanlara verilen numaraların ve harflendirmelerin tanımları aşağıdaki gibidir:

- 1: Soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığı
- 2: Soğutucu akışkanın dört yollu valfe giriş sıcaklığı
- 3: Soğutucu akışkanın dış üniteden çıkış sıcaklığı
- 4: Soğutucu akışkanın dış üniteye giriş sıcaklığı

- 6: Soğutucu akışkanın iç üniteden çıkış sıcaklığı
- 7: Soğutucu akışkanın iç üniteye giriş sıcaklığı
- 8: Soğutucu akışkanın dört yollu valften çıkış sıcaklığı
- 9: Soğutucu akışkanın kompresöre giriş sıcaklığı
- 10: Soğutucu akışkanın genişleme valfine giriş sıcaklığı
- A: İç ünite fanına giren havanın kuru termometre sıcaklığı
- B: İç ünite fanına giren havanın yaş termometre sıcaklığı
- C: Havanın iç ünite kanalı ortasındaki sıcaklığı
- D: İç üniteden çıkan havanın kuru termometre sıcaklığı
- E: İç üniteden çıkan havanın yaş termometre sıcaklığı
- F: Havanın dış ünite kanalı ortasındaki sıcaklığı
- G: Dış ünite çıkan havanın kuru termometre sıcaklığı
- H: Dış üniteden çıkan havanın yaş termometre sıcaklığı

Akışkanın kış çalışma durumunda ısıtma yapabilmesi için izleyecek olduğu yol ise aşağıda detaylı şekilde anlatılmıştır:

- İlk olarak yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan kompresörden çıkarak 1 no'lu yolu izler ve daha sonra kış çalışma durumu için kullanacak olduğumuz ve bobinini enerjilendirmiş olduğumuz dört yollu valfe gelir ve burada normalde dış üniteye gitmekte olan soğutucu akışkan yön değiştirerek iç üniteye gider ve burada iç ünite kondenser görevini yapar.
- Dört yollu valf üzerinden geçtikten sonra 8 no'lu yolu izleyerek 7 no'lu yol üzerinden kondenser gibi davranan evaporatöre gelir.
- İç üniteye yüksek basınç ve sıcaklıktaki kızgın buhar halindeki gelen soğutucu akışkan, iç üniteye çevreden gelen hava akımına ısı atarak iç üniteden geçen havanın ısınmasını sağlar. Soğutucu akışkan, yüksek basınç ve sıcaklıkta sıkıştırılmış sıvı olarak 6 no'lu yolu izleyip iç üniteden çıkar.
- Daha sonra 6 no'lu yol üzerinde ilerleyen soğutucu akışkan yol üzerinde açık şekilde bulunan 6, 7, 8 no'lu vanalardan geçerek sıvı tankı ve filtre kurutucuya gelir ve burada akışkan içerisindeki pislikler temizlenir ve akışkan yoluna devam eder.

- Sıvı tankını geçen akışkan gözetleme camından geçer ve soğutucu akışkanın debisini ölçmeye yarayan debimetre üzerinden geçerek 5 no'lu vananın bulunduğu yolu izler.
- 5 no'lu vananın bulunduğu yolu izleyen akışkan yol üzerindeki 1 nolu kapalı olan vanayı kullanamayacağı için termostatik genişleme valfine gelir.
- Termostatik genişleme valfine gelen yüksek basınçtaki sıvı halindeki soğutucu akışkan burada basınç düşümüne uğrayarak sıvı+ buhar olarak düşük basınçta genişleme valfini terk eder.
- Daha sonra akışkan 4 no'lu yolu izleyerek evaporatör gibi davranan dış üniteye girer.
- Dış üniteye giren akışkan buradan geçen havanın ısını çekerek buharlaşır ve kızgın buhar haline dönüşmüş olarak 7 no'lu yolu izleyip dış ünitiden çıkar.
- Dış ünitiden çıkan akışkan 3 no'lu yol üzerinden devam ederek 2 no'lu yol üzerinden dört yollu valfin girişine gelir ve buradan 9 no'lu yolu izleyerek tekrardan çevrime devam etmek üzere kompresöre geri döner.

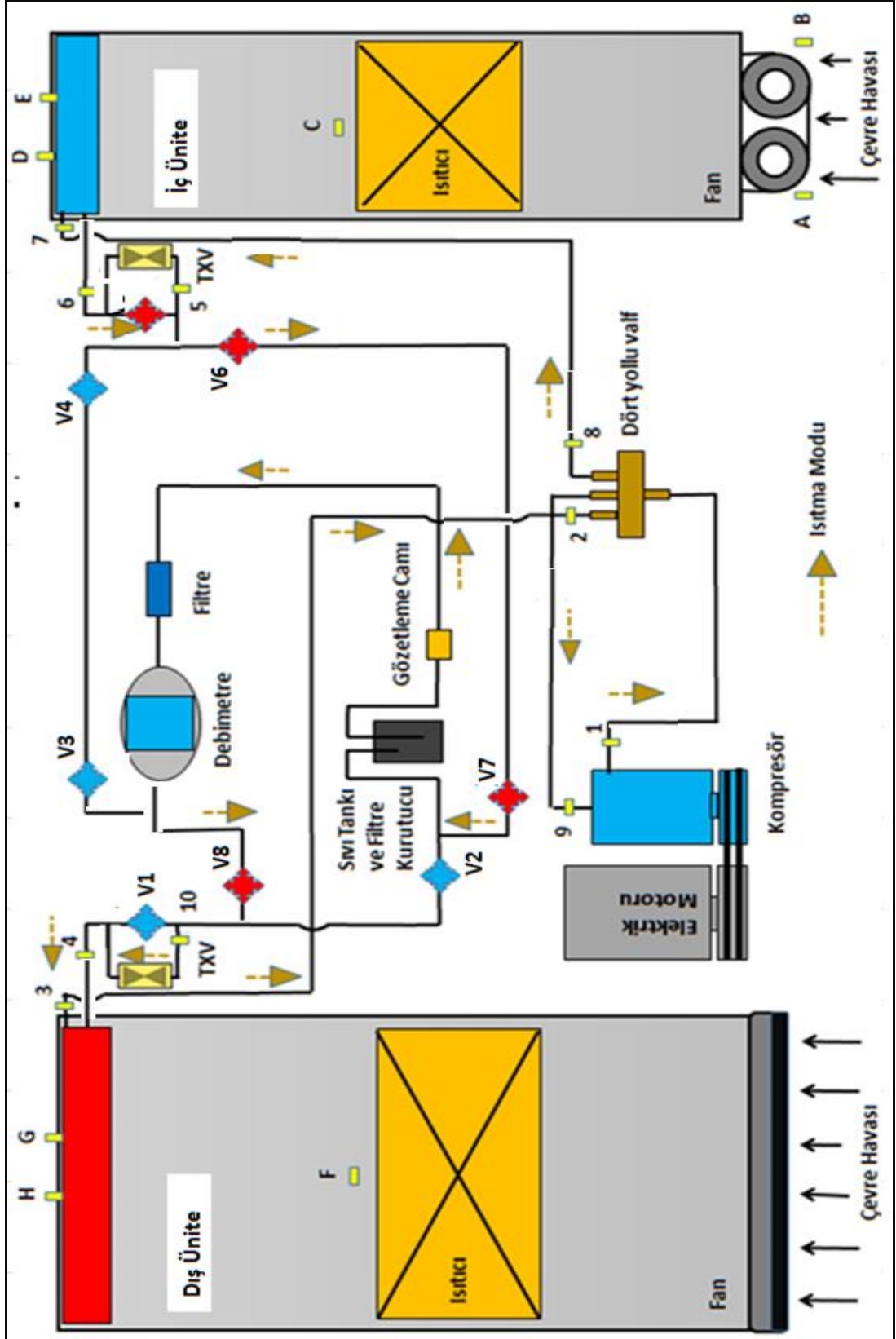
#### **4.2.1. Deneyin yapılış yöntemi**

Deneysel sistem, ısı pompası çalışması durumunda kompresör devri 900 ve 2500 d/d'ler arasında 400 d/d artışlarla değiştirilerek beş farklı devirde test edilmiştir. Her devir için iç üniteye giren hava akımı sıcaklığı ( $T_{iç}$  ünite, hg) 5 °C ile 20 °C arasında 5 °C'lik artışlarla değiştirilmiştir; kondensere giren hava akımı sıcaklığı ( $T_{dış}$  ünite, hg) ise iç üniteye giren hava akımı sıcaklığı ile 15 °C arasında 5 °C'lik artışlarla değiştirilmiştir. Bu durumda, yukarıda belirtilen her kompresör devrinde iç ünite ve dış üniteye giren hava akımı sıcaklıklarının aşağıdaki tabloda belirtilen kombinasyonları için toplam 45 adet test yapılmıştır. Soğutucu akışkanın entalpi değerleri, ölçülen basınç ve sıcaklık değerleri yardımıyla REFPROP programından elde edilmiştir.

Aşağıdaki Tablo 4.2’de kış çalışma durumu için iç ünite ve dış üniteye giren hava akımlarının sıcaklık kombinasyonları verilmiştir.

Tablo 4.2. Kış çalışma durumu için iç ünite ve dış ünite hava akımı sıcaklık kombinasyonları

Kombinasyon No	T <sub>iç ünite</sub> ,hg (°C)	T <sub>dış ünite</sub> ,hg (°C)
1	5	5
2	10	5
3	15	5
4	20	5
5	10	10
6	15	10
7	20	10
8	15	15
9	20	15



Şekil 4.23. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası olarak çalışması durumunda şematik gösterimi

#### 4.2.2. Kış çalışma durumu için sisteme uygulanan enerji analizi denklemleri

Termodinamiğin birinci kanunu ile bir sisteme ait enerjinin korunumu ve bu sisteme ait bazı performans parametreleri yazılabilir. Buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevriminin her bir elemanına, sürekli rejim halinde termodinamiğin birinci kanunu uygulandığında, denklemler aşağıdaki gibi yazılabilir.

Adyabatik kompresörde 1-9 arası yapılan iş:

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}(h_1 - h_9) \quad (4.16)$$

Burada;

$\dot{m}$ , çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi

$h_9$ , kompresöre giren soğutucu akışkanın entalpisi

$h_1$ , kompresörden çıkan soğutucu akışkanın entalpidir.

İç ünite 6 – 7 arası atılan ısı:

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \dot{m}(h_7 - h_6) \quad (4.17)$$

Burada;

$h_7$ , iç üniteye giren soğutucu akışkanın entalpisi

$h_6$ , iç üniteden çıkan soğutucu akışkanın entalpidir.

Genleşme valfinden 4-10 arası entalpiler:

$$h_4 = h_{10} \quad (4.18)$$

Burada;

$h_4$ , genleşme valfinden çıkan soğutucu akışkanın entalpisi

$h_{10}$ , genleşme valfine giren soğutucu akışkanın entalpidir.

Dış ünite 4 -3 arası soğutucu akışkanın çektiği ısı:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (4.19)$$



Burada;

$h_4$ , dış üniteye giren soğutucu akışkanın entalpisi

$h_3$ , dış üniteden çıkan soğutucu akışkanın entalpisidir.

Sistem bir çevrim boyunca çalıştığından, evaporatörden atılan ısı miktarı, kondenserden çekilen ısı ile kompresörde verilen iş miktarına eşit olmalıdır. Bu durum,

$$\dot{Q}_{\text{kond}} + \dot{W}_{\text{komp}} = \dot{Q}_{\text{evap}} \quad (4.20)$$

şeklinde yazılabilir.

Isıtma sistemlerinde birinci kanunun etkinlik parametresi, ısıtma tesir katsayısıdır. Isıtma sistemlerinde etkinlik parametresi ısıtma etkisinin net iş girişine oranı şeklinde tanımlanır.

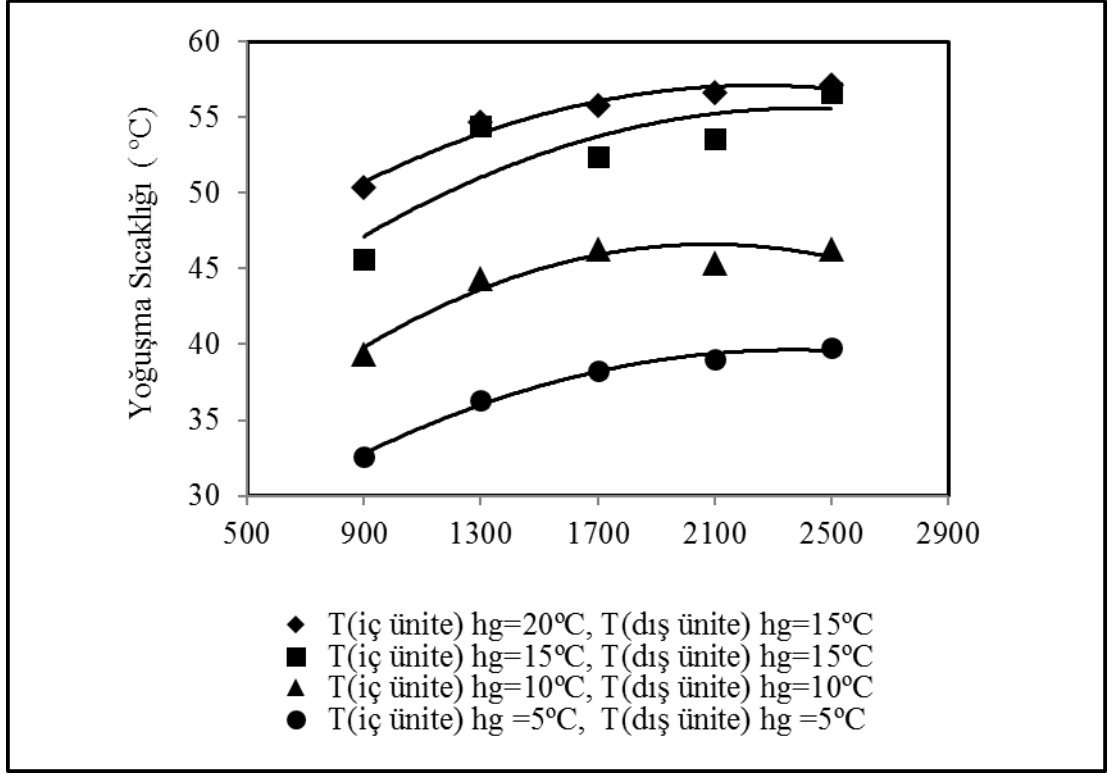
Bu durumda soğutma çevrimi için ısıtma tesir katsayısı,

$$ITK = \frac{\dot{Q}_{\text{kond}}}{\dot{W}_{\text{komp}}} = \frac{(h_7 - h_6)}{(h_1 - h_9)} \quad (4.21)$$

şeklinde yazılabilir.

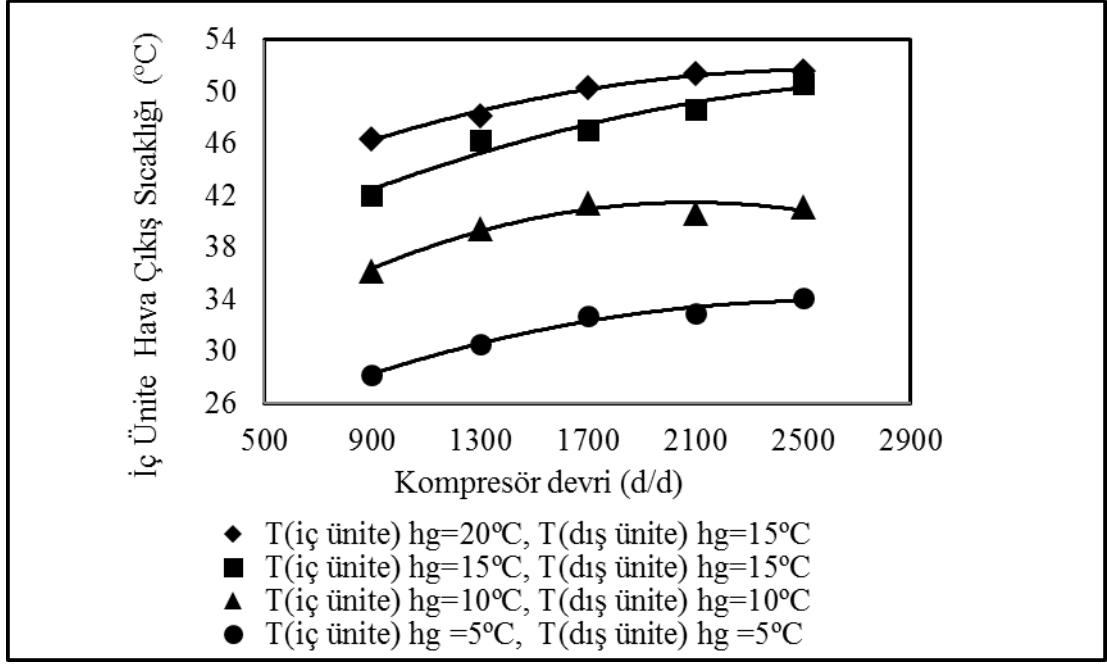
#### **4.2.3. Deneysel sisteme uygulanan enerji analizi sonuçları**

Şekil 4.24'de sistemdeki iç üniteye giren havanın sıcaklığının kompresör devri ile birlikte değişimi görülmektedir. Grafik incelendiğinde, kompresör devrinin artmasıyla yoğuşma basıncının da artması nedeniyle yoğuşma sıcaklığının arttığı gözlenmektedir. Ayrıca, iç üniteye giren havanın sıcaklığının azalmasıyla yoğuşma sıcaklığının da azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.24. Yoğuşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

Şekil 4.25’de iç üniteden çıkmakta olan havanın kuru termometre sıcaklığının kompresör devrinin değiştirilmesi olan ilişkisi gösterilmektedir. Grafik incelendiğinde kompresör devrinin artması ile iç üniteden çıkan havanın kuru termometre sıcaklığının artmakta olduğu gözlenmektedir. Ayrıca, iç üniteye giren havanın sıcaklığının artırılması sonucunda da çıkan havanın kuru termometre sıcaklığının arttığı gözükmektedir. Yapılan deneylerde iç üniteye ve dış üniteye giren havanın sıcaklığının 5 °C olması durumuna bakılacak olursa, kompresör devrinin de artırılması sonucu sistemden çıkan havanın kuru termometre sıcaklığının 900 devirdeki kompresör hızında 27 °C’ye ulaşmış olduğu ve devrin 400 kadar artırılarak yapılmış olduğu diğer deneylerde bu çıkış sıcaklığının sürekli artış gösterdiği ve sonuç olarak en yüksek devre ulaşıldığında çıkan havanın sıcaklığının 34 °C’ye ulaşmış olduğu gözükmektedir. Diğer iç üniteye giriş sıcaklığının 5 °C artırılarak yapılmış olduğu deneylere bakılacak olursa, bunlarda da yine aynı şekilde devri kademeli olarak arttıkça çıkan havanın kuru termometre sıcaklığının da kademeli olarak artış gösterdiği gözükmektedir.

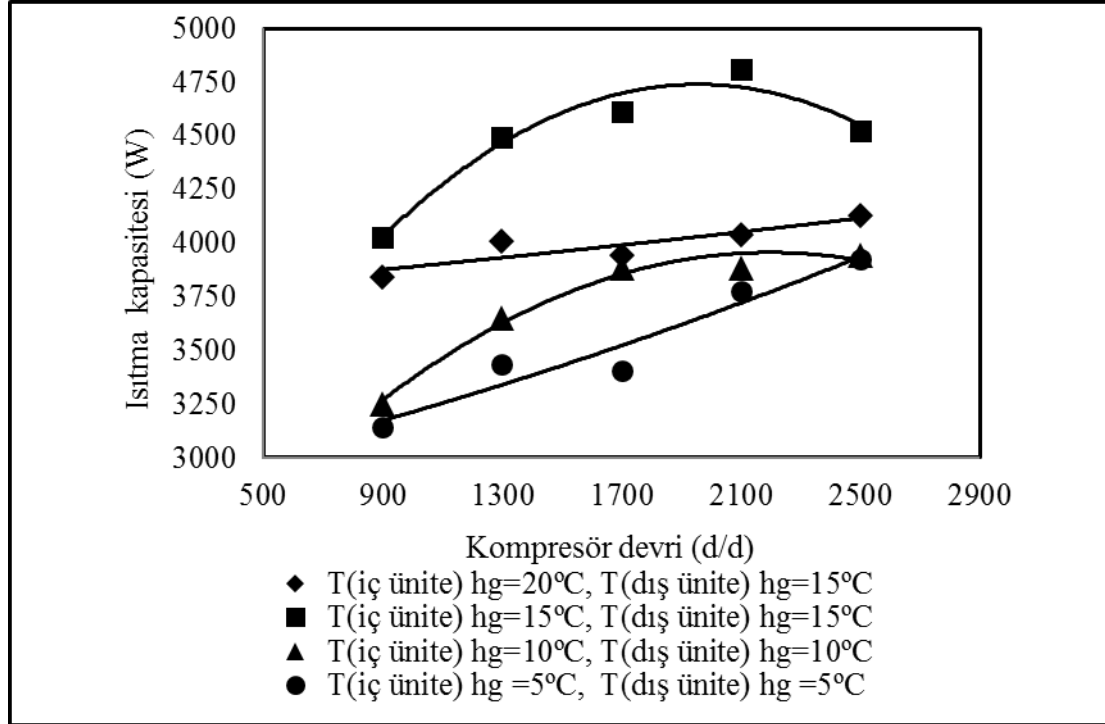


Şekil 4.25. İç üniteden çıkan havanın kuru termometre sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

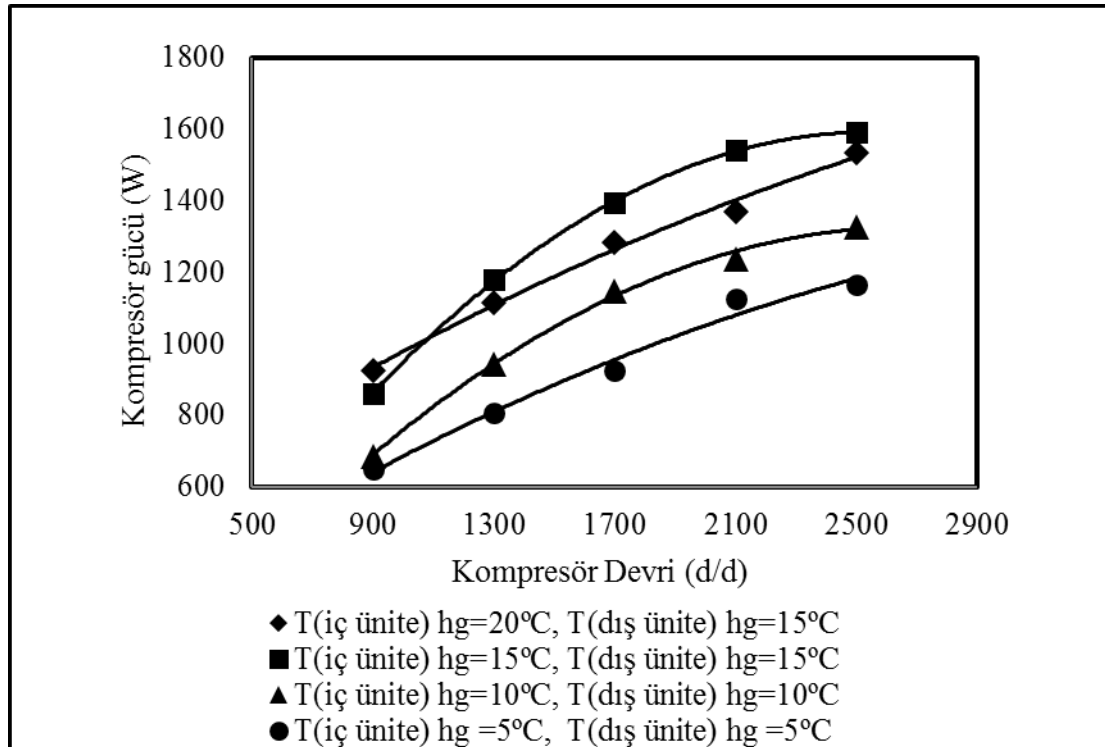
Şekil 4.26'da sistemin iç ünitesinde elde edilen ısıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Burada şekilden de görüldüğü üzere kompresör devrinin artması ile ısıtma kapasitesi artmıştır. Ayrıca, iç üniteye giren havanın sıcaklığının azalması ile sistemin ısıtma kapasitesinin de bu sıcaklık azalışından dolayı azaldığı görülmektedir. Dış üniteye giren hava sıcaklığının sabit tutularak iç üniteye giren hava sıcaklığının azaltılması sonucunda sistemin ısıtma kapasitesinin arttığı, giren havanın sıcaklığının artırılması ile de ısıtma kapasitesinin azaldığı görülmektedir. Giren havanın sıcaklığının artması sonucunda ısıtma kapasitesinin azalma nedeni ise sıcaklıktaki artıştan dolayı sistemdeki soğutucu akışkanın kütleli debisinin azalması olup bu da ısıtma kapasitesinin azalmasına yol açmıştır.

Şekil 4.27'de kompresör gücünün kompresör devrinin artırılması ile olan ilişkisi gösterilmektedir. Kompresör devrinin artırılması ile kompresör gücü artmıştır. İç üniteye giren hava sıcaklığının azalması ile sıcaklıktaki azalışa bağlı olarak da kompresör gücünün azalmış olduğu açıkça belirtilmektedir. Ayrıca, dış üniteye giren hava sıcaklığının sabit tutularak iç üniteye giren hava sıcaklığının azaltılarak yapılmış olduğu deneylerde, sistemdeki sıcaklık azalışından dolayı soğutucu

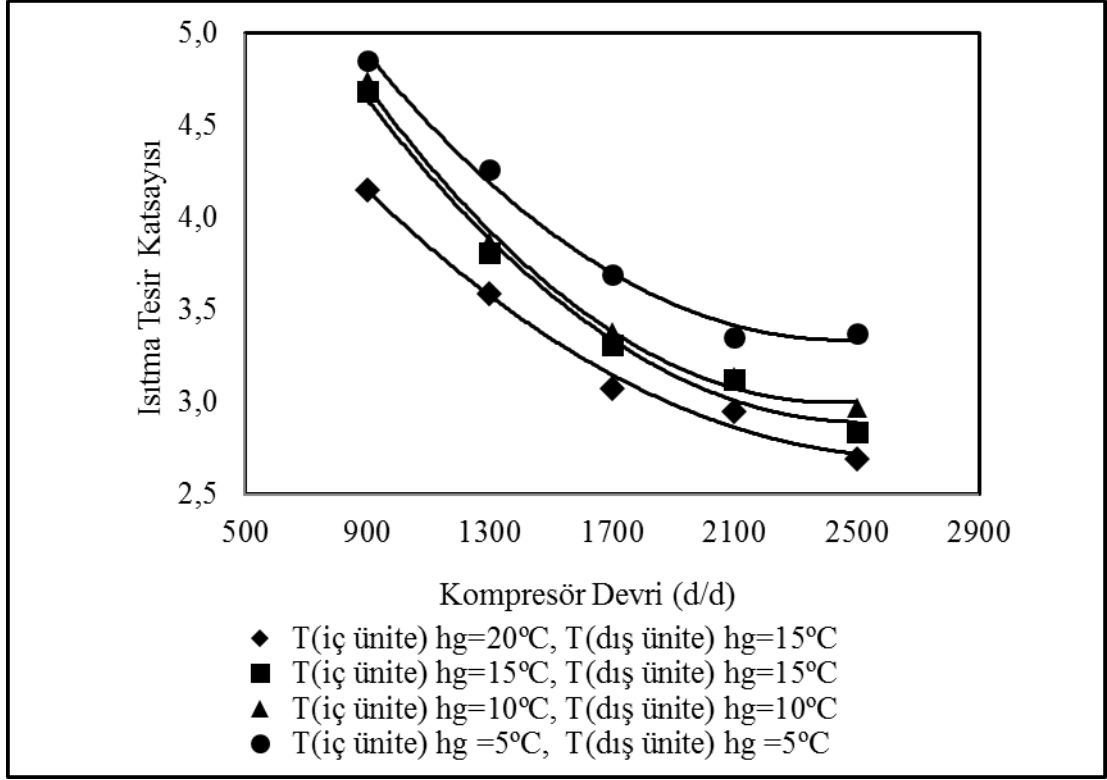
akışkanın kütleli debisi artma göstermekte ve bunun sonucunda da kütleli debi arttığı için kompresör gücü artmaktadır.



Şekil 4.26. Isıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi



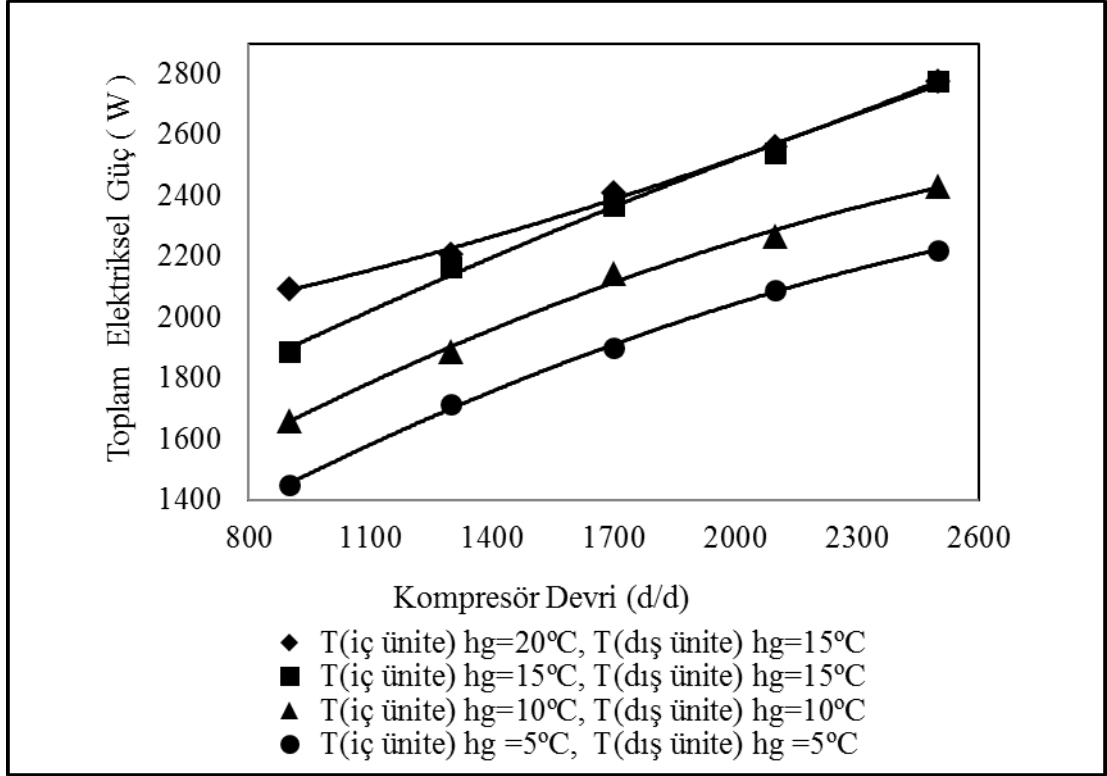
Şekil 4.27. Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi



Şekil 4.28. Isıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi

Şekil 4.28’de ısıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Isıtma tesir katsayısı sistemin iç ünitesinin ısıtma kapasitesinin kompresör gücüne oranı ile bulunmaktadır. İç üniteye ve dış üniteye giren havaların ikisinin de aynı oranda değerlerinin artırılması sonucunda sistemin kompresör gücü artmaktaydı, ısıtma kapasitesi de yine aynı şekilde artmaktaydı. Bu iki değerde artış yaşanmıştır ve bu değerlerden kompresör gücündeki artış iç ünitenin kapasitesindeki artıştan daha fazla olduğu için sistemin ısıtma tesir katsayısı artan sıcaklık ile birlikte azalmıştır. Ayrıca, şekilden de görüldüğü üzere kompresör devri arttıkça sistemin ısıtma tesir katsayısı azalmaktadır. Ayrıca sistemde iç üniteye giren hava sıcaklıklarının azalması ile ısıtma tesir katsayısını arttığı gözlenmektedir.

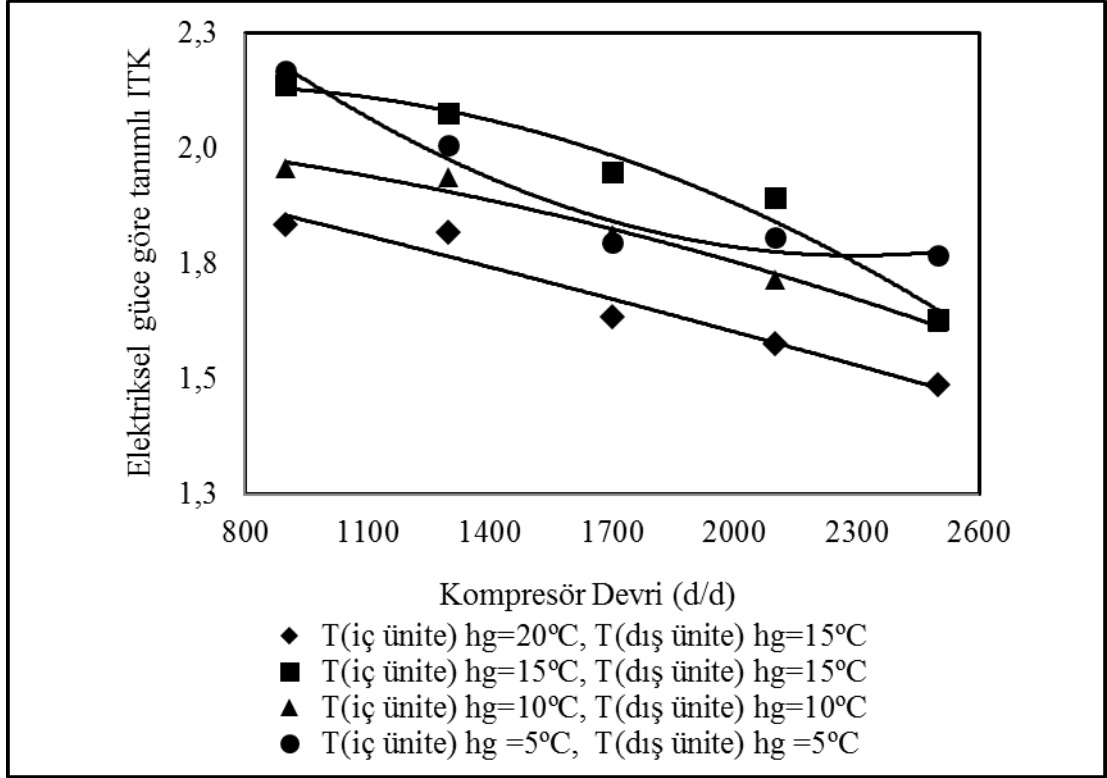
Şekil 4.29’da sistemdeki iç ünite ve dış ünite fanının, elektromanyetik kavrama ve kompresörün çekmiş olduğu toplam elektriksel gücün kompresör devri ile değişimi gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde kompresör devri arttırıldığında sistemdeki elemanlarda harcanan toplam elektriksel gücünde artmış olduğu gözlenmektedir.



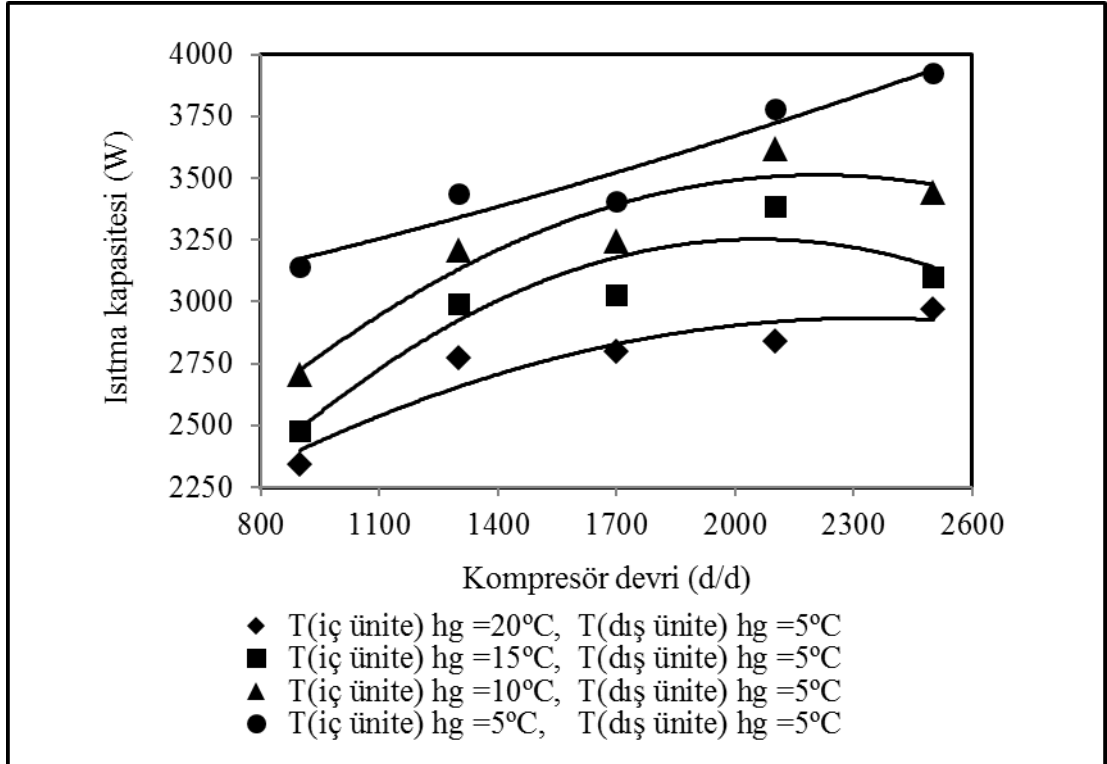
Şekil 4.29. Sistemin toplam elektriksel gücünün kompresör devri ile değişimi

İç üniteye ve dış üniteye giren hava sıcaklıklarının sabit tutulduğu ve kademeli olarak azaltılarak yapılmış olan deneylerde sıcaklık azaldığı için sistemdeki elemanların da harcamış oldukları elektriksel güçte azalış olmuştur. Dış ünitenin sıcaklığının sabit tutularak ve içi ünitenin sıcaklığının azaltılarak yapılmış olduğu deneylerde de, iç ünitenin sıcaklığı azaldığı için burada da toplam elektriksel güçte bir miktar azalma görülmektedir.

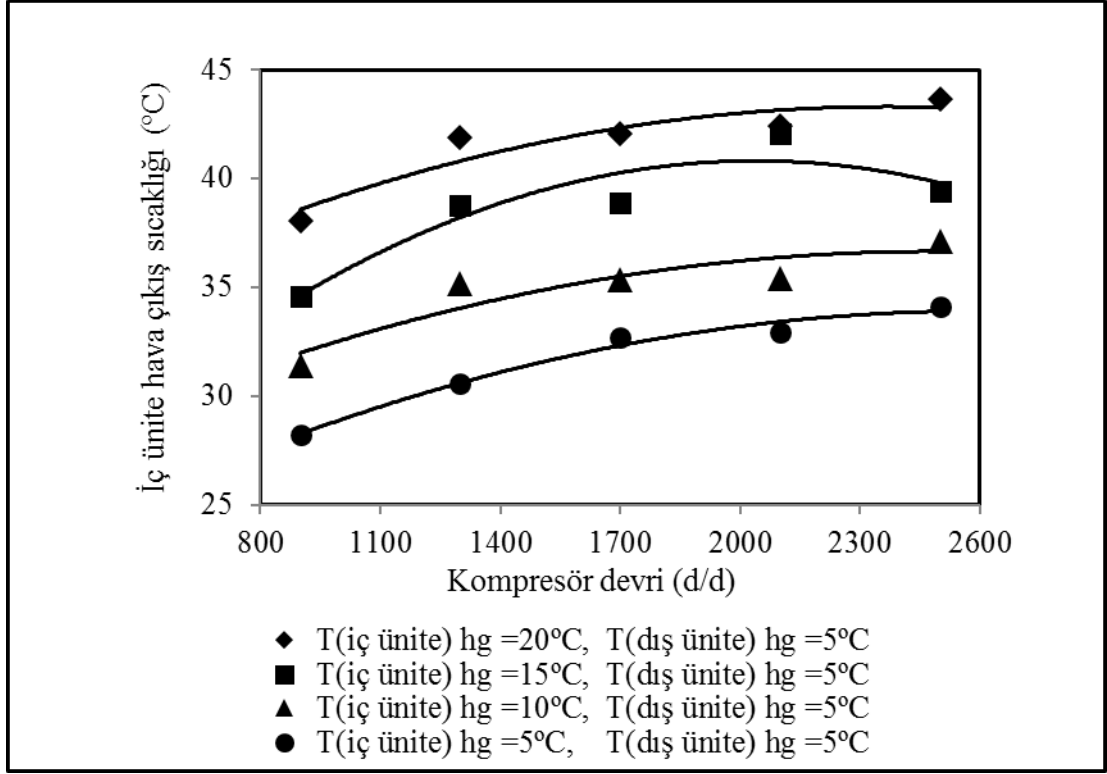
Şekil 4.30'da ise yine sistemdeki elemanlar tarafından tüketilen toplam elektriksel güce göre tanımlı ısıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Kompresör devri arttıkça toplam elektriksel güce göre tanımlı olan ısıtma tesir katsayısı değerinde azalış olmuştur. Ayrıca, iç üniteye giren sıcaklıklar azaldıkça elektriksel güce göre olan ısıtma tesir katsayısı da artmaktadır.



Şekil 4.30. Elektriksel güce göre ısıtma tesir katsayısının kompresör gücüne göre değişimi



Şekil 4.31. Dış ünite sıcaklığının sabit ve iç ünite sıcaklığının azaltılarak yapılmış olan deneylerde ısıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi

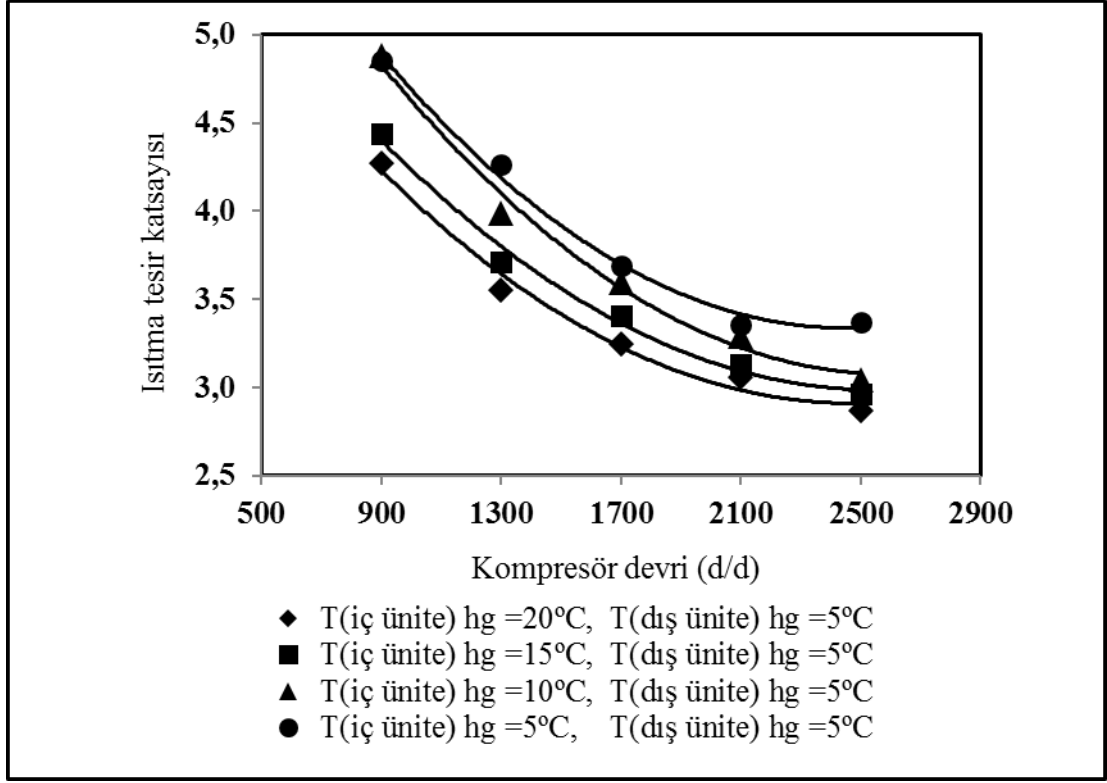


Şekil 4.32. Dış ünite sıcaklığının sabit ve iç ünite sıcaklığının azaltılarak yapılmış olan deneylerde iç ünite hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

Şekil 4.31'de, deneysel sistemdeki dış ünite sıcaklığının 5 °C sabit tutularak, iç ünite sıcaklığının da 5 °C den başlayarak 5 °C artışlarla 20 °C'ye kadar çıkartılarak yapılmış olan deneylerde iç ünitenin ısıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Kompresör devri arttıkça ısıtma kapasitesi artmaktadır. Ayrıca, iç üniteye girmekte olan havanın sıcaklıklarının 5 °C arttırılarak yapılan deneylerde sistemi ısıtma kapasitesinde azalış yaşanmaktadır. Sıcaklık artışında ise dış üniteye buzlanma olmaması için genişleme valfi kısıldığından dolayı yüksek sıcaklıklarda daha az soğutucu akışkan geçişine izin verecektir ve bu sebeple yüksek sıcaklıklarda sistemin ısıtma kapasitesinde azalış, sıcaklığın düşüşüyle birlikte ise ısıtma kapasitesinde artış yaşanmakta olduğu gözlenmektedir.

Şekil 4.32'yi incelediğimizde kompresör devrinin artması ile iç ünite hava çıkış sıcaklığının artmakta olduğunu görmekteyiz. Ayrıca, dış ünite hava sıcaklığının sabit tutulması ile iç ünitenin sıcaklığının azaltılması sonucu iç ünite hava çıkış sıcaklığının azalmakta olduğu görülmektedir.





Şekil 4.33. Dış ünite sıcaklığının sabit ve iç ünite sıcaklığının azaltılarak yapılmış olan deneylerde ısıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi

Şekil 4.33'de sabit bir dış ünite giriş hava akımı sıcaklığı için ısıtma tesir katsayısının iç ünite hava giriş sıcaklığı ile değişimi gösterilmektedir. Kompresör devrinin artması ile ısıtma tesir katsayısının artmakta olduğu görülmektedir. Ayrıca, azalan iç ünite sıcaklıklarında sistemdeki soğutucu akışkanın kütesel debisi artacağından dolayı, sıcaklık azaldıkça ısıtma tesir katsayısında artış yaşanmaktadır.

#### 4.2.4. Kış çalışma durumu için sisteme uygulanan ekserji analizi denklemleri

Sistemdeki tersinmezliklerden dolayı çevrim elemanlarındaki yok edilen ekserjiler entropi dengesi denklemi yardımıyla bulunabilir. Bu denklem,

$$\frac{dS_{KH}}{dt} = \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_ç s_ç + \sum \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \dot{S}_{\text{üretilen}} \quad (4.22)$$

olarak yazılabilir. Burada sürekli rejimde akış kabulü ile sisteme giren ve çıkan soğutucu akışkanın kütlesi  $\dot{m}_g = \dot{m}_ç = \dot{m}$  yazılabilir.

Sistemin sürekli rejimde çalıştığı kabulü ile  $\frac{dS_{KH}}{dt} = 0$  yazılabilir.

Bu durumda Denklem (2.7)'den  $\dot{S}_{\text{üretilen}}$  çekilirse;

$$\dot{S}_{\text{üretilen}} = \dot{m}(s_{\text{ç}} - s_{\text{g}}) - \sum \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \text{ olur.} \quad (4.23)$$

Mutlak çevre sıcaklığı ile  $\dot{S}_{\text{üretilen}}$  çarpılırsa, yok edilen ekserji denklemi elde edilir ve aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{E}_d = T_0 \dot{S}_{\text{üretilen}} \quad (4.24)$$

Yukarıdaki denklem her bir elemana uygulanarak ilgili soğutma çevrimi elemanında yok edilen ekserjiyi bulmamızı sağlayan denklemler elde edilebilir.

Adyabatik kompresör kabulü ile kompresörde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,\text{komp}} = \dot{m}T_0(s_1 - s_9) \quad (4.25)$$

Burada  $T_0$ , mutlak olarak çevre havası sıcaklığıdır.

Dış üniteye yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,\text{evap}} = \dot{m}T_0 \left[ (s_3 - s_4) + \frac{(h_4 - h_3)}{T_F} \right] \quad (4.26)$$

Genleşme valfinden yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,\text{valf}} = \dot{m}T_0(s_4 - s_{10}) \quad (4.27)$$

İç üniteye yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,\text{kond}} = \dot{m}T_0 \left[ (s_6 - s_7) + \frac{(h_7 - h_6)}{T_C} \right] \quad (4.28)$$

Burada  $T_c$ , iç üniteye gelen hava akımının kanal ortasındaki mutlak sıcaklığıdır.

Dört yollu valfde yok edilen ekserji;

$$\dot{E}_{d,rv} = \dot{m}T_0[(s_8 - s_1) + (s_9 - s_2)] \quad (4.29)$$

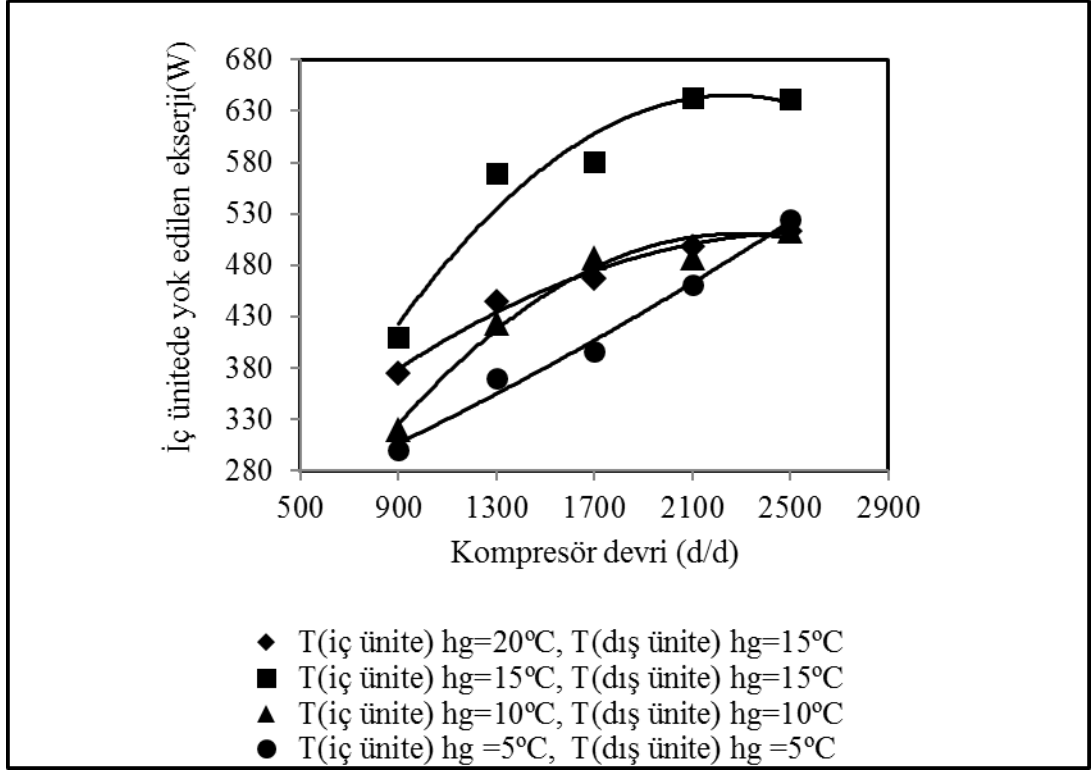
Sistemde yok edilen toplam ekserji;

$$\dot{E}_{d,total} = \dot{E}_{d,komp} + \dot{E}_{d,kond} + \dot{E}_{d,evap} + \dot{E}_{d,valf} + \dot{E}_{d,rv} \quad (4.30)$$

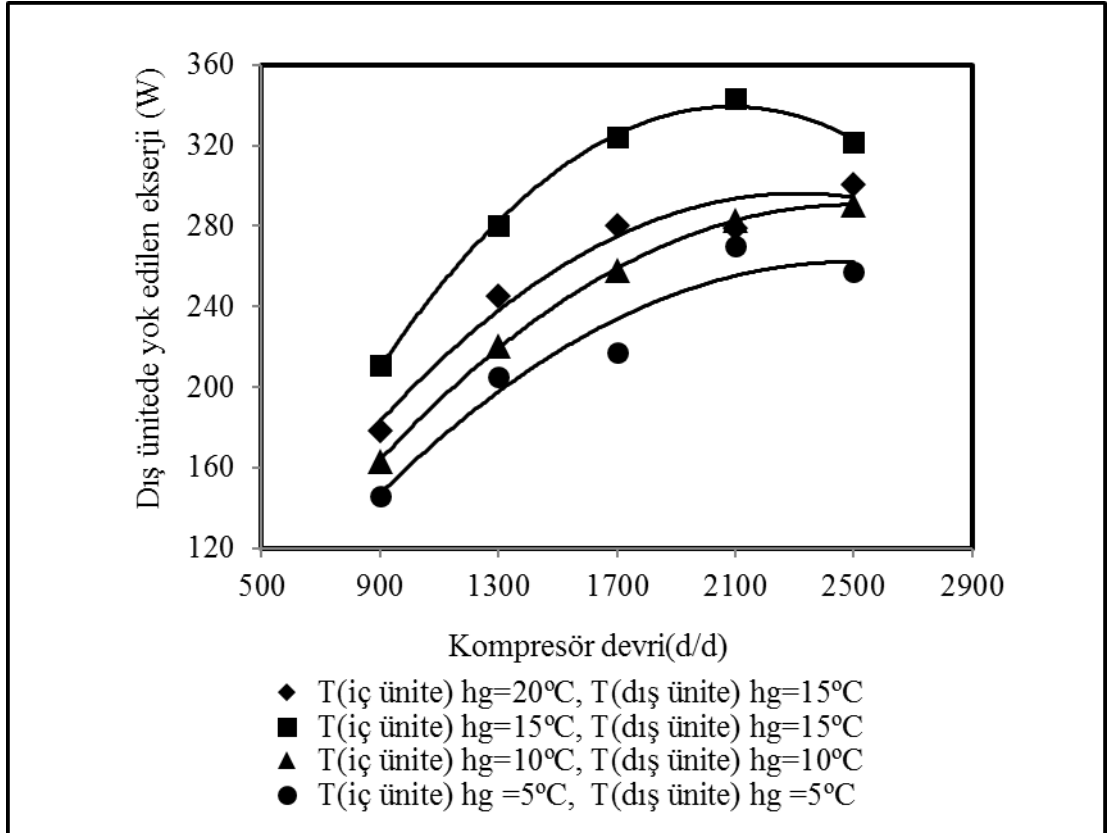
şeklinde yazılabilir.

#### 4.2.5. Deneysel sisteme uygulanan ekserji analizi sonuçları

Şekil 4.34’de iç üniteye yok edilen ekserjinin kompresör devrine bağlı olarak değişimi gözlenmektedir. Kompresör devri arttıkça iç üniteye yok edilen ekserjinin değerinin arttığı gözlenmektedir. Ayrıca iç ünite ve dış üniteye giren havanın sıcaklığındaki azalma yok edilen ekserji değerinin azalmasına yol açmaktadır. Grafikte dış üniteye giren hava sıcaklığının 15 °C de sabit tutularak ve iç üniteye giren hava sıcaklığının 20 °C’den 15 °C’ye düşürüldüğü deneylere bakılırsa; soğutucu akışkanın iç üniteye giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın azaldığı fakat sıcaklık azalınca soğutucu akışkanın kütleli debisi arttığı için sabit dış ünite sıcaklığı ve azalan iç ünite sıcaklıklarında, iç üniteye yok edilen ekserjinin artmakta olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 4.34. İç üniteye yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi



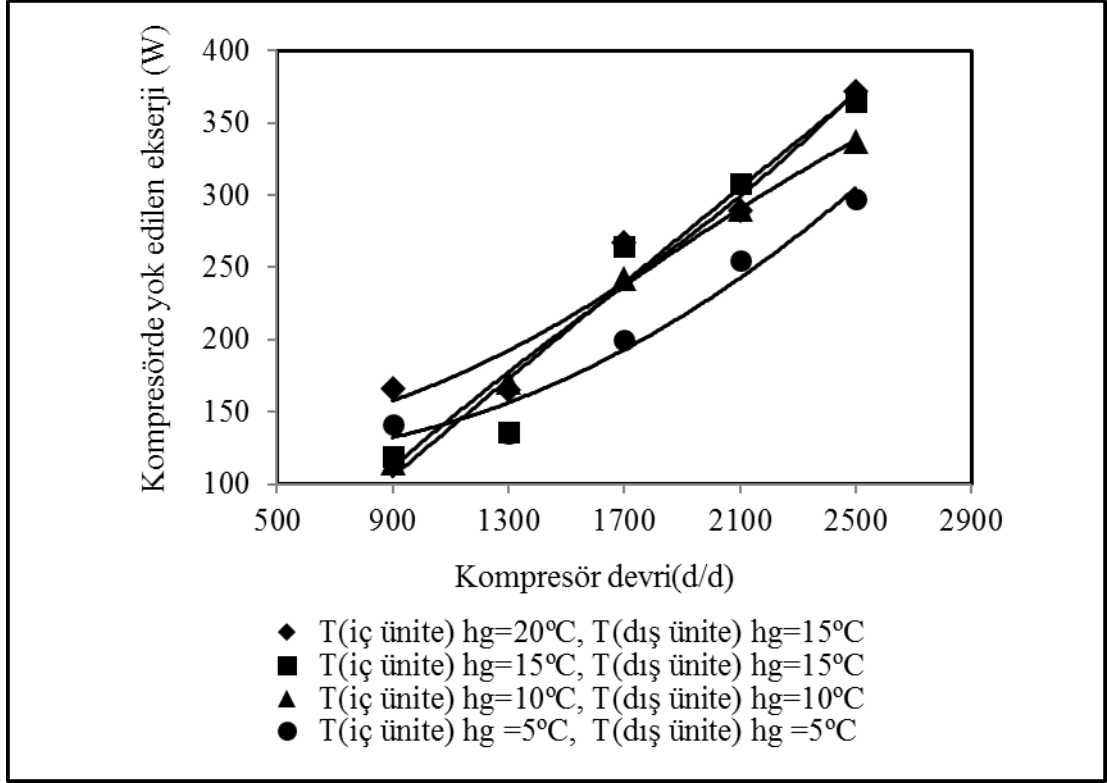
Şekil 4.35. Dış üniteye yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi

Şekil 4.35’de dış üniteye yok edilen ekserjinin kompresör devrindeki artışa bağlı olarak değişimi gösterilmektedir. Kompresör devrinin 900 den 2500 devire çıkması sonucunda dış üniteye yok edilen ekserji değerinin artmakta olduğu gösterilmektedir. Yine iç ve dış üniteye giren aynı değerdeki hava sıcaklıklarındaki sabit azalış ile yok edilen ekserji değerinin de azalmakta olduğu görülmektedir.

İç üniteye yok edilen ekserji değeri ile dış üniteye yok edilen ekserji değerleri karşılaştırılırsa; iç üniteye yok edilen ekserji değerinin iç üniteye sıcaklık farkının daha fazla olmasından dolayı daha büyük olduğu gözükmektedir. Dış üniteye ise sıcaklık değerleri daha düşük olduğundan dolayı buradaki yok edilen ekserji değerleri daha küçük olmaktadır. Sabit dış ünite sıcaklığı ve azalan iç ünite sıcaklıklarındaki yok edilen ekserji değerleri incelenirse; sıcaklıktaki azalış ile birlikte giriş ve çıkıştaki sıcaklıklar arasındaki farkın azaldığı, fakat soğutucu akışkanın kütleli debisi arttığı için yok edilen ekserjinin arttığı anlaşılmaktadır.

Şekil 4.36’da kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devrindeki artışa bağlı olarak değişimi gösterilmektedir. Kompresör devri arttıkça kompresörde yok edilen ekserjide artış olduğu gözükmektedir.

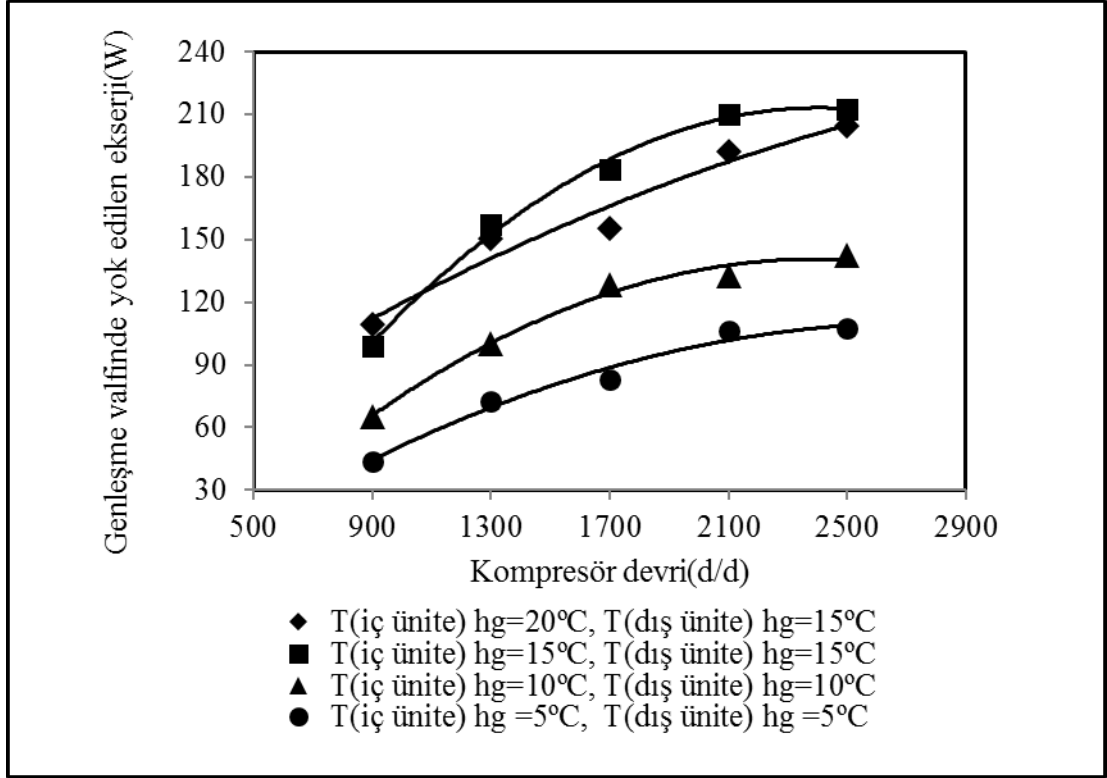
Ayrıca iç ünite ve dış üniteye girmekte olan havanın sıcaklığındaki azalma ile kompresörde yok edilen ekserji azalmaktadır. Yine sabit dış ünite sıcaklığı ve azalan iç üniteye sıcaklıklarında kompresöre giren soğutucu akışkanın sıcaklıkları arasındaki fark azalmakta fakat sıcaklıktaki azalış ile birlikte soğutucu akışkanın kütleli debisi arttığı için kompresörde yok edilen ekserji değeri düşük sıcaklıkta daha fazla olmaktadır.



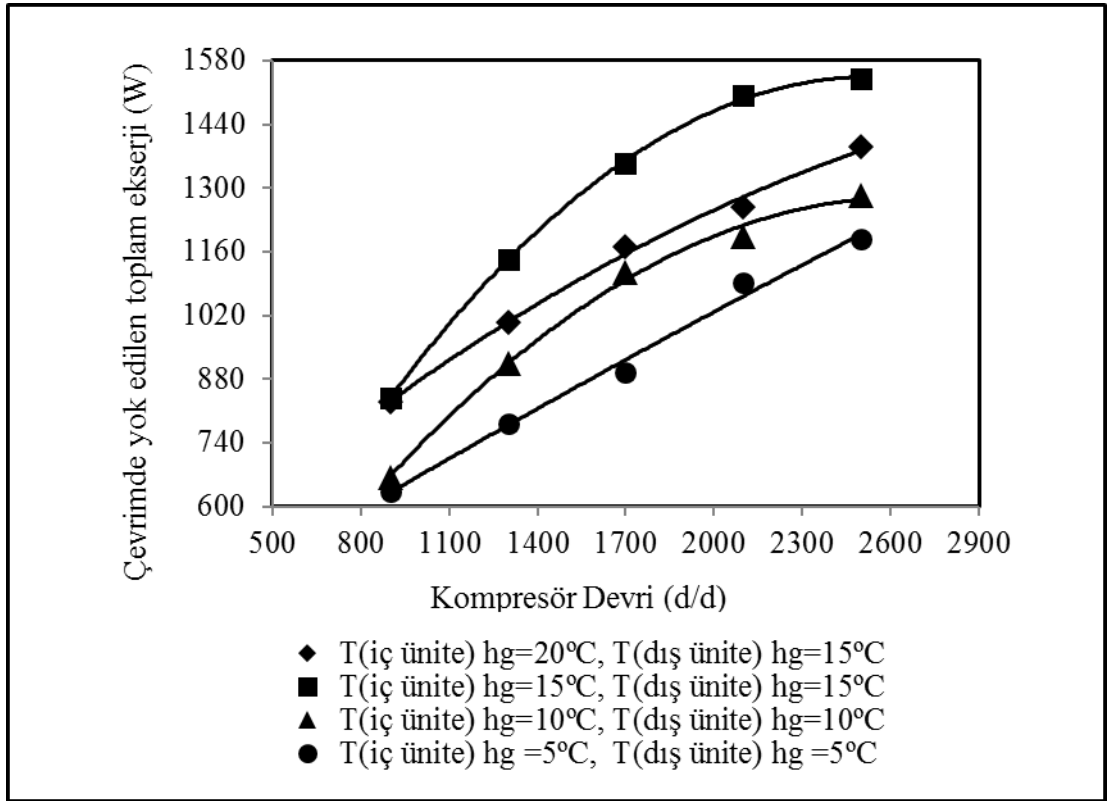
Şekil 4.36. Kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi

Şekil 4.37’de genişleme valfinde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Kompresör devri arttıkça genişleme valfinde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu gözükmektedir. Deneysel sistemde içi ve dış üniteye girmekte olan hava sıcaklıklarının aynı oranda birlikte azaltılması sonucunda genişleme valfinde yok edilen ekserji de azalma görülmektedir. Ayrıca dış üniteye giren hava sıcaklığının sabit tutularak iç üniteye giren hava sıcaklığının değerinin azaltılması sonucunda, iç üniteye giren hava sıcaklıkları arasındaki fark azalmakta fakat soğutucu akışkanın kütleli debisi arttığı için yok edilen ekserji değerinde artış yaşandığı gözükmektedir.

Şekil 4.38’de çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi görülmektedir. Kompresör devri arttıkça çevrimdeki her bir elemanda yok edilen ekserji miktarı artma gösterdiğinden dolayı, çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarı artmaktadır.



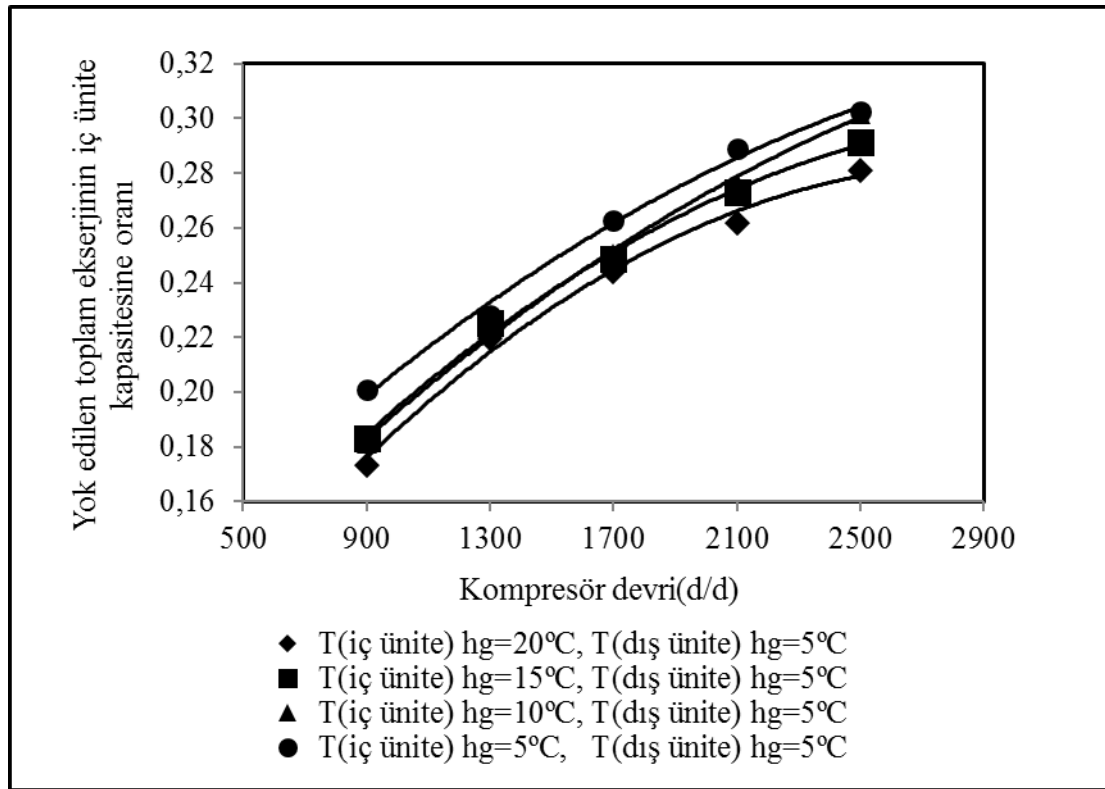
Şekil 4.37. Genleşme valfinde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi



Şekil 4.38. Çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi

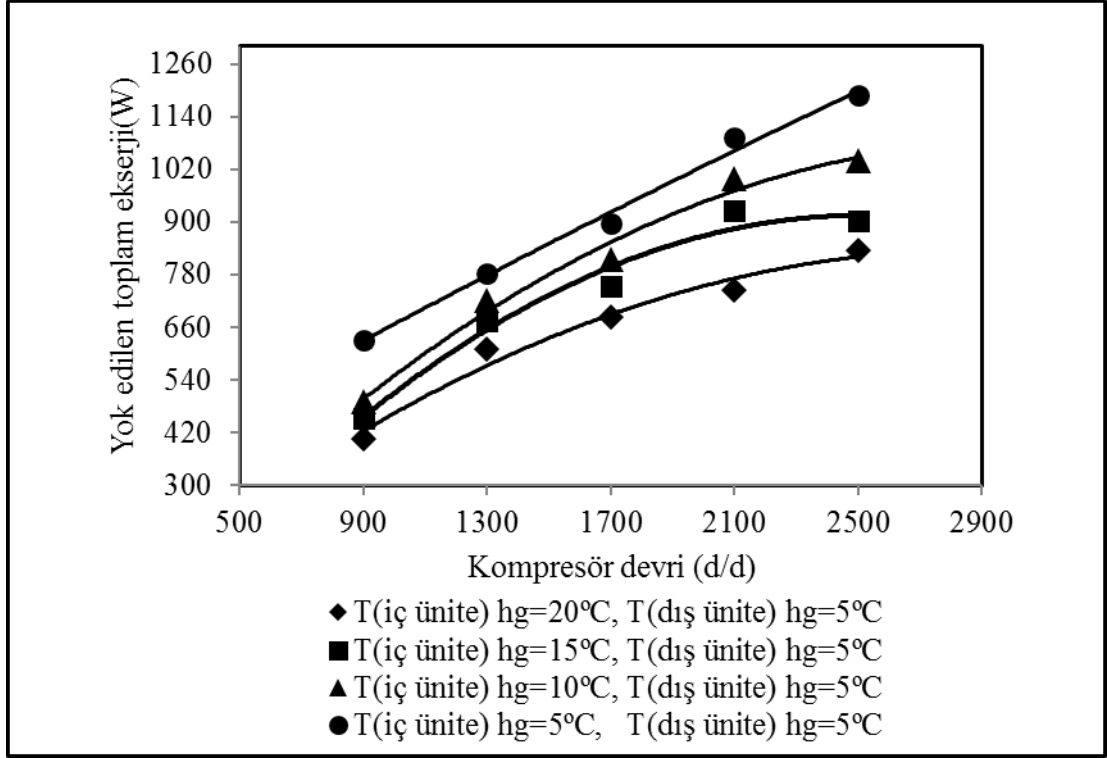
Şekil 4.39’da dış ünite sıcaklığının 5 °C de sabit tutularak ve iç ünite sıcaklığının ise 20 °C’den başlayarak 5 °C’ye kadar düşürülmüş olduğu deneylerde sistemde toplam yok edilen ekserji değerinin iç ünite kapasitesine bölünmesi ile edilen değerin kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Kompresör devrinin artması ile toplam ekserjinin iç ünite kapasitesine olan oranının değerin artmakta olduğu gözükmektedir. İç üniteye giren hava sıcaklığının azaltılması sonucunda ise toplam ekserjinin iç ünite kapasitesine olan oranında artış yaşandığı gözükmektedir.

Şekil 4.40’da dış ünite sıcaklığının 5 °C’de sabit tutularak ve iç ünite sıcaklığının 20 °C’den başlayarak 5 °C’ye kadar azaltıldığı deneylerde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Kompresör devri arttıkça yok edilen toplam ekserjinin arttığı görülmektedir. Ayrıca iç üniteye giren sıcaklık değeri azaldıkça da yok edilen toplam ekserjinin soğutucu akışkanın kütleli debisi arttığı için artış gözlenmektedir.



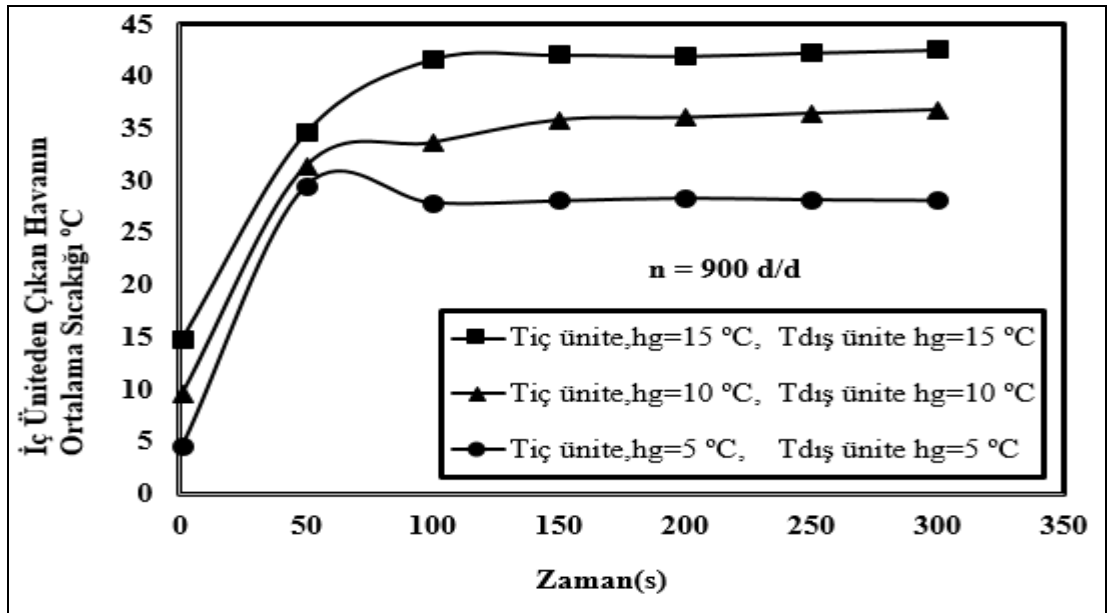
Şekil 4.39. Dış ünite sıcaklığının sabit ve iç ünite sıcaklığının azaltılarak yapılmış olan deneylerde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi



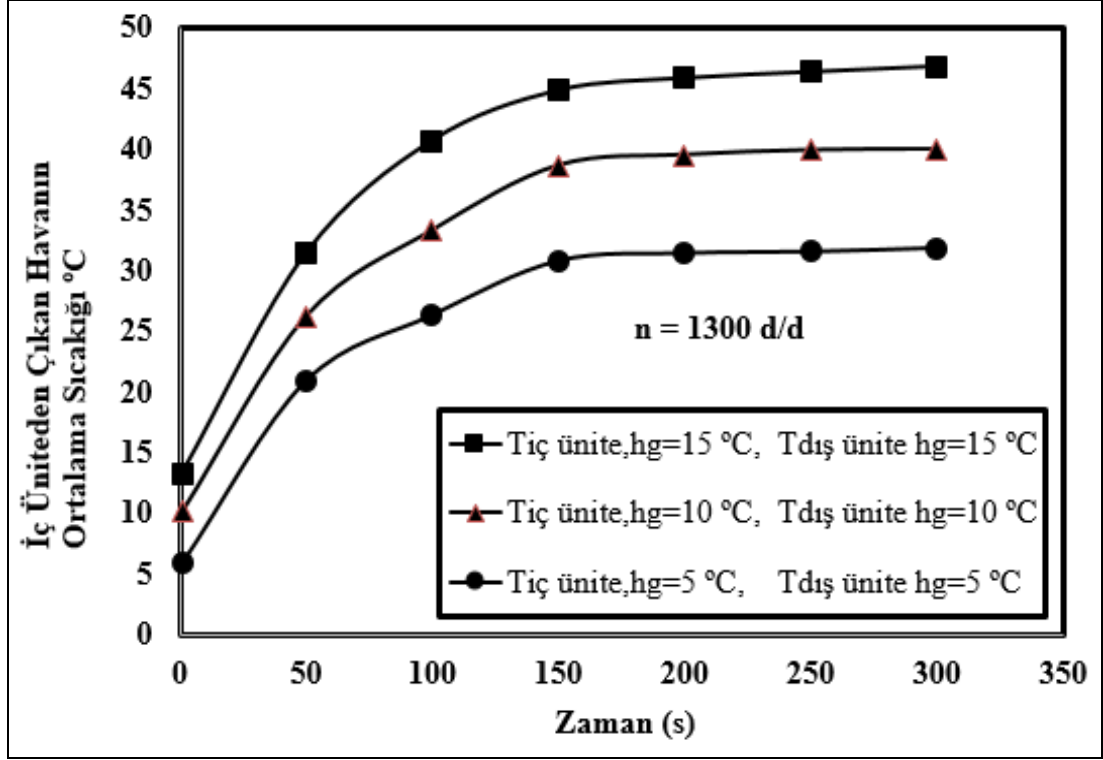


Şekil 4.40. Dış ünite sıcaklığının sabit ve iç ünite sıcaklığının azaltılarak yapılmış olan deneylerde yok edilen toplam ekserjinin iç ünite kapasitesine oranının kompresör devri ile değişimi

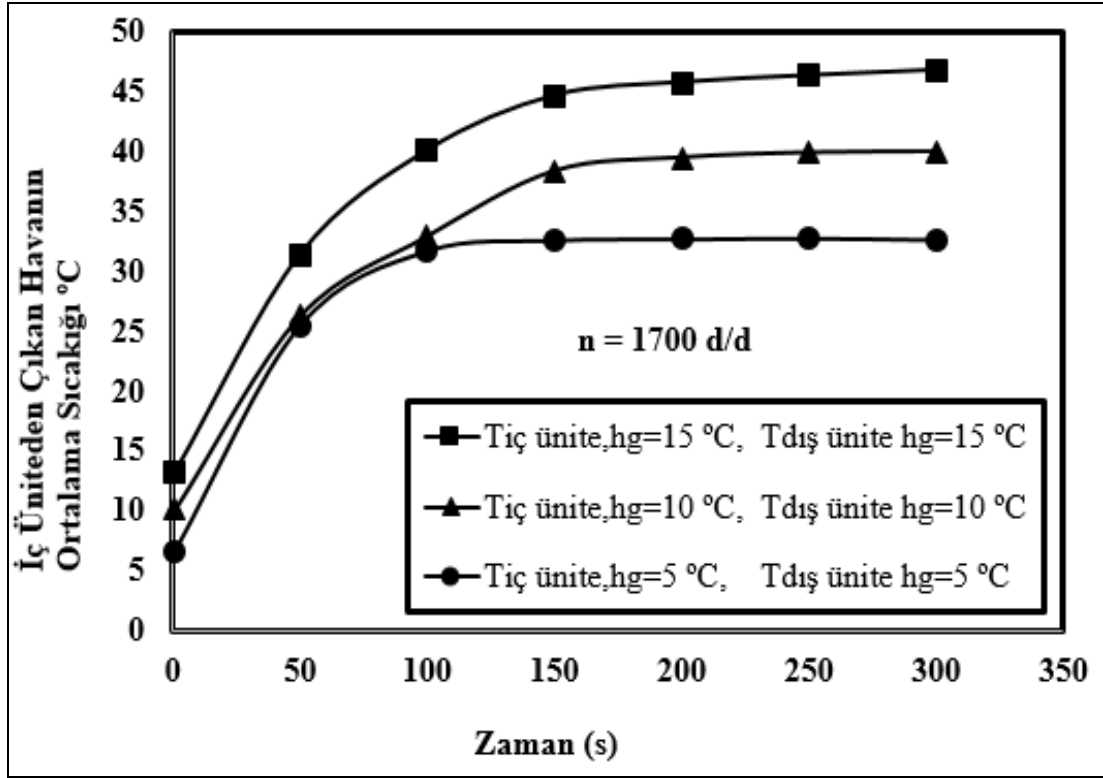
#### 4.2.6. Kış çalışma durumu için iç ünite hava çıkış sıcaklığının zamana göre incelenmesi



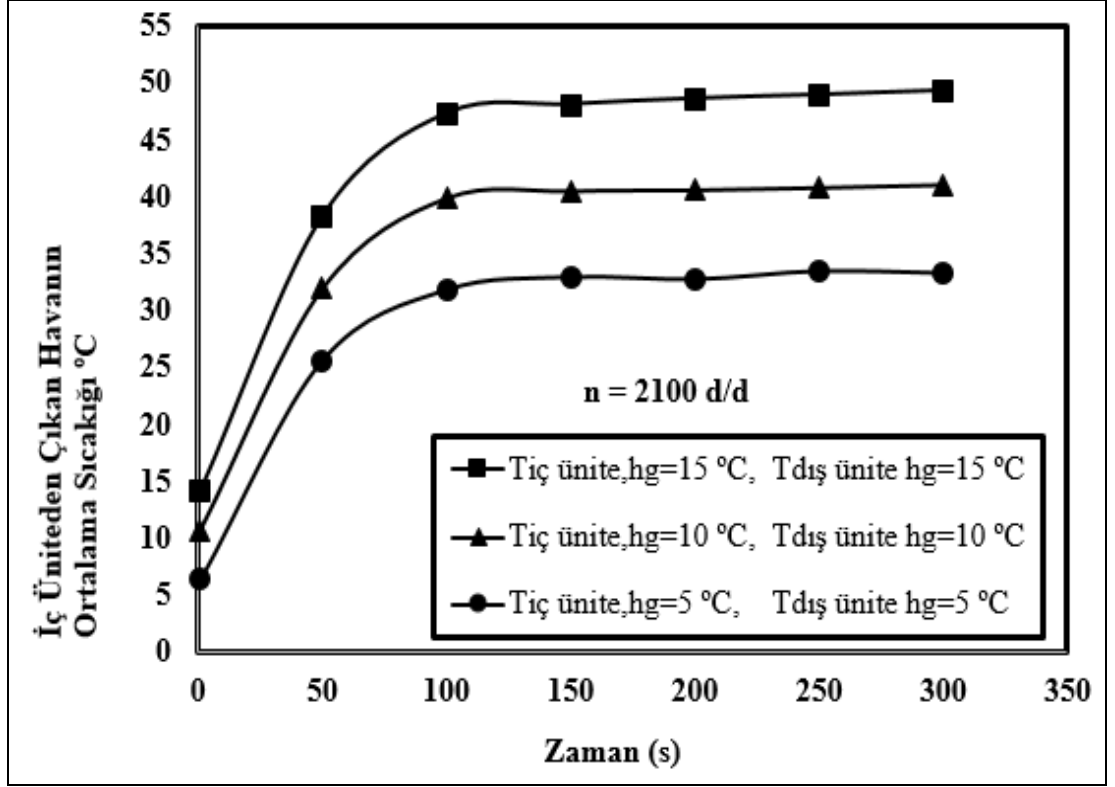
Şekil 4.41. İç ünitelerden çıkan havanın 900 d/d devirde 50 s aralıklar ile ölçülen ortalama hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi



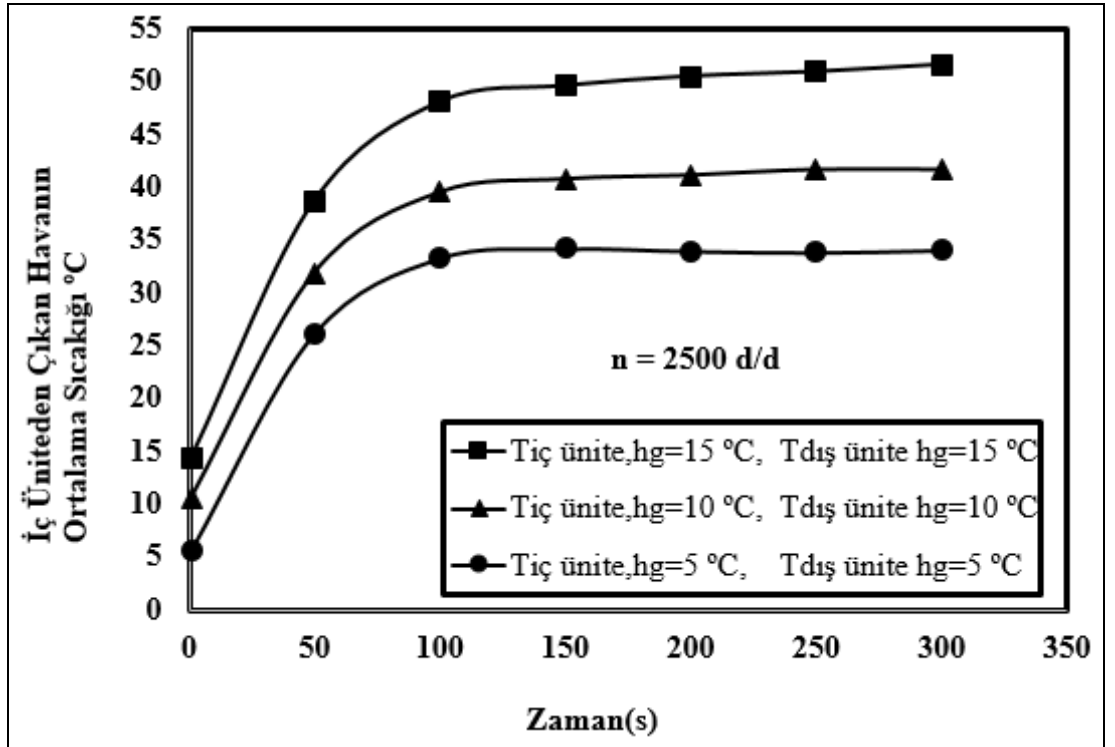
Şekil 4.42. İç üniteden çıkan havanın 1300 d/d devirde 50 s aralıklar ile ölçülen ortalama hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi



Şekil 4.43. İç üniteden çıkan havanın 1700 d/d devirde 50 s aralıklar ile ölçülen ortalama hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi



Şekil 4.44. İç üniteden çıkan havanın 2100 d/d devirde 50 s aralıklar ile ölçülen ortalama hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi



Şekil 4.45. İç üniteden çıkan havanın 2500 d/d devirde 50 s aralıklar ile ölçülen ortalama hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi

Şekil 4.41 ve 4.45 arasında gösterilen grafiklerde iç üniteden çıkan havanın 50 s aralıklar ile alınmış olan ortalama sıcaklığının zamana göre değişimi verilmektedir. Grafikler incelendiğinde, zaman ilerledikçe iç üniteden çıkan hava sıcaklığının her bir grafikte ilk 50 s içerisinde çok hızlı bir şekilde artmakta olduğu, ilk 100 s içerisinde ise bu artışın hızının azalarak devam ettiği ve bu zamandan sonra ise çok ufak değişiklikler olarak arttığı gözlenmektedir. Ayrıca, kompresör devrinin 900 d/d den 2500 d/d ye gelene kadar oluşturulmuş olan grafikleri incelediğimizde, iç ünite ve dış ünite sıcaklığının sabit tutularak yapılmış olduğu deneylerde, her bir devir artışında iç üniteden çıkan hava akımının sıcaklığının yaklaşık olarak 2 °C civarında artmakta olduğunu görmekteyiz. Bu şekilde iç üniteden çıkan hava akımının sıcaklığının artışı kompresör hızın arttıkça kompresörden çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığının devirle orantılı olarak artışından kaynaklanmaktadır. Bu şekilde iç üniteye giren hava sıcaklığı da arttığından dolayı, sonuç olarak iç üniteden çıkan havanın sıcaklığının da artması beklenmektedir.

## 5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada R134a soğutucu akışkanı ile çalışan, termostatik genişleme valfi ve sabit strok hacimli kompresör kullanan deneysel bir otomobil iklimlendirme sistemi, kompakt bir otomobil klimasının orijinal parçalarından oluşacak şekilde laboratuvar ortamında kurulmuştur. Sistem, soğutucu akışkan debisi, hava hızı ve izafi nemi, kompresör devri, evaporatör ve kondenser basınçları ile çeşitli noktalardaki soğutucu akışkan ve hava akımı sıcaklık ölçümleri yapılabilecek şekilde çeşitli mekanik ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır. Sistem, kompresör devri ve hava akımlarının evaporatör ve kondensere giriş sıcaklıkları değiştirilerek test edilmiştir. Ölçüm cihazlarından gelen bilgiler, data toplama sistemi yardımıyla testler süresince bilgisayara kaydedilmiştir. Deneysel veriler yardımıyla sisteme enerji ve ekserji analizi uygulanarak, sistemin yaz çalışma durumunda çalışıyor iken soğutma kapasitesi, kompresör gücü, kompresör motorunun çektiği elektriksel güç, buharlaşma sıcaklığı, evaporatörden çıkan hava akımının sıcaklığı, kondenserden atılan ısı, soğutma tesir katsayısı (STK) ve elektriksel kompresör gücüne göre tanımlı soğutma tesir katsayısı; kış çalışma durumunda ısı pompası olarak görev yaparken ise ısıtma kapasitesi, kompresör gücü, sistemdeki elemanlar tarafından çekilen toplam elektriksel güç, yoğuşma sıcaklığı, iç üniteden ve dış üniteden çıkan hava akımının sıcaklıkları, iç üniteden atılan ısı, ısıtma tesir katsayısı (ITK) ve sistemdeki elemanlar tarafından çekilen toplam elektriksel güce göre tanımlı ısıtma tesir katsayısı her çalışma durumu için sayısal olarak belirlenmiş ve grafikler halinde sunulmuştur.

Sonuç olarak, yaz ve kış çalışma durumlarındaki deneyler ile elde etmiş olduğumuz grafiklerden çıkarmış olduğumuz karşılaştırmalı sonuçlar aşağıdaki gibidir:

- Hem yaz hem de kış çalışma durumlarında kompresör devri arttıkça soğutucu akışkan debisinin de artması nedeniyle soğutma ve ısıtma kapasitelerinde artış olmuştur.

- Yaz soğutma durumunda dış üniteye giren hava sıcaklığı arttığında kondenserde ısı atımının zorlaşmasından dolayı yoğuşma sıcaklığı artmakta, bu nedenle buharlaşma sıcaklığı yükselmektedir. Bunun sonucunda iç üniteye hava akımı ve soğutucu akışkan akımı arasındaki ortalama sıcaklık farkı yükselmekte ve sistemin soğutma kapasitesi azalmaktadır.
- Kış çalışma durumunda iç ve dış ünitelere giren hava akımı sıcaklıkları birlikte azaldığında, sistemin ısıtma kapasitesinin de düştüğü belirlenmiştir. Bunun nedeni, dış üniteden geçen hava akımı sıcaklığı azaldığında, burada buharlaşmakta olan soğutucu akışkanın dış ünite hava akımından çektiği ısının da azalmasıdır. Bunun sonucu olarak soğutucu akışkanın yoğuşurken hava akımına attığı da azalmaktadır.
- Sabit bir dış ünite hava akımı giriş sıcaklığı için iç ünite hava akımı giriş sıcaklığı artırıldığında, iç üniteye yoğuşmakta olan soğutucu akışkan ile hava akımı arasındaki ortalama sıcaklık farkı düştüğünden, hava akımına atılan ısı da düşmekte; bundan dolayı sistemin ısıtma kapasitesi azalmaktadır.
- Yaz çalışma durumunda dış üniteye giren hava akımı sıcaklığı 40 °C’de sabit tutulup iç üniteye giren hava akımı sıcaklığı düşük bir değerden 40 °C’ye kadar artırıldığında, hava akımı ile buharlaşmakta olan soğutucu akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkının artması nedeniyle hava akımında çekilen ısının, yani sistemin soğutma kapasitesinin de arttığı belirlenmiştir.
- Kış çalışma durumunda ise dış üniteye giren hava akımı sıcaklığı 5 °C’de sabit tutulup ve iç üniteye giren hava akımı sıcaklığı yüksek bir değerden 5°C’ye kadar düşürüldüğünde, yoğuşmakta olan soğutucu akışkan akımı ile hava akımı arasındaki ortalama sıcaklık farkı arttığından, hava akımına atılan ısının, yani sistemin ısıtma kapasitesinin arttığı belirlenmiştir.
- Yaz çalışma durumunda, sabit bir dış ünite hava akımı giriş sıcaklığı için iç üniteye giren hava akımı sıcaklığı artırıldığında sistemin soğutma tesir katsayısının arttığı tespit edilmiştir.
- Kış çalışma durumunda, sabit bir dış ünite hava akımı giriş sıcaklığı için iç üniteye giren hava akımı sıcaklığı düşürüldüğünde sistemin ısıtma tesir katsayısının arttığı tespit edilmiştir.

- Yaz ve kış çalışma durumlarında soğutma ve ısıtma tesir katsayılarının kompresör devriyle azaldığı belirlenmiştir. Bunun nedeni, kompresör devri ile soğutma ve ısıtma kapasiteleri artsa bile kompresör işindeki artışın daha büyük oranda olması nedeniyle bunların birbirine bölümü olan soğutma ve ısıtma tesir katsayılarının düşmesidir.
- Yaz çalışma durumunda soğutma tesir katsayısı, iç ve dış ünitelere giren hava akımlarının sıcaklıklarının birlikte artması ile azalma göstermiştir.
- Kış çalışma durumunda ise iç ve dış ünitelere giren hava akımlarının sıcaklıklarının birlikte azalması ile ısıtma tesir katsayısı artmaktadır.
- Yaz çalışma durumunda evaporatördeki yok edilen ekserji miktarı buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkan ile hava akımı arasındaki sıcaklık arttığından dolayı ve kütleli debi de arttığından dolayı artmıştır, kış çalışma koşullarında da iç üniteye yine aynı şekilde kompresör devri arttıkça yok edilen ekserji miktarı , yoğuşturucudaki soğutucu akışkan sıcaklığı ile hava akımı arasındaki sıcaklık farkı arttığından dolayı ve soğutucu akışkanın kütleli debisinin artmasından dolayı artış yaşanmıştır.
- Yaz çalışma durumunda kondenserdeki yok edilen ekserji miktarı da yoğuşturucudaki soğutucu akışkan ile hava akımı arasındaki sıcaklık arttığından dolayı ve kütleli debi de arttığından dolayı artmıştır, kış çalışma koşullarında da dış üniteye yine aynı şekilde kompresör devri arttıkça yok edilen ekserji miktarı, buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkan sıcaklığı ile hava akımı arasındaki sıcaklık farkı arttığından dolayı ve soğutucu akışkanın kütleli debisinin artmasından dolayı artış yaşanmıştır.
- Yaz ve kış çalışma durumlarında genişleme valfindeki yok edilen ekserji miktarı, genişleme valfine girmekte olan soğutucu akışkanın giriş ve çıkış basınçları arasındaki fark arttığından ve soğutucu akışkanın kütleli debisinde artış yaşandığından dolayı artış gözlenmiştir.
- Yaz ve kış çalışma durumlarında kompresörde yok edilen ekserji miktarı, kompresöre giren ve çıkan soğutucu akışkanın sıcaklıkları arasındaki fark devir arttıkça arttığından dolayı artmaktadır.

Otomobil iklimlendirme deney tesisatında elde edilen veriler neticesinde çok sayıda sonuca varılmıştır. Elde edilen sonuçlara bakıldığında literatürde otomobil klima sisteminin ısı pompası olarak çalıştırılması durumu için çok fazla deney yapılmadığı gözlenmiştir.

Deneysel sistemin, otomobil klimasında bulunan mevcut elemanlara ek olarak dört yollu valf koyularak, ısı pompası olarak çalışması sağlanmıştır. Böylelikle ısı pompası durumunda da çalıştırılarak değişik çevre havası şartlarında otomobil klimasının performansı incelenmiştir.

Yapılan deneyler sonucunda mevcut çalışmanın sürekliliği ve üzerinde yapılacak çalışmalara öneriler olarak şunlar verilebilir:

- Deneysel sistemde soğutucu akışkan olarak R134a soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Soğutucu akışkan olarak farklı türde akışkanlar kullanılarak, akışkanların performansları arasındaki ilişki görülebilir.
- Deney sırasında sisteme yüklenen akışkan miktarı değiştirilerek, akışkan miktarının sistemin performansını ne derece etkileyeceği sonucuna varılabilir.
- Deneyler sırasında kullanılan iklimlendirme ünitesi elemanlarında oluşan ekserji kayıplarını minimuma indirebilmek amacıyla sistem üzerindeki çalışmalar devam ettirilebilir. Böylelikle elemanlardaki ekserji kayıpları hesaplanarak, sistemde ne kadar iyileştirme yapılmış olduğu sonucuna varılabilir.



## KAYNAKLAR

Ahamed J. U., Saidur R., Masjuki H. H., A Review on Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration System, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011, **15**(3), 1593-1600.

Al-Rabgh O., Niyaz A. A., Retrofitting R-12 car air conditioner with R-134a refrigerant, *International Journal of Energy Research*, 2000, **24**(6), 467-474.

Alkan A., Hosoz M., Experimental performans of an automobile air conditioning system using a variable capacity compressor for two different types of expansion devices, *Proceeding of the 4th Congress on Automotive Technologies (OTEKON'08)*, Bursa, Turkey, 1-4 June 2008.

Alkan A., Hoşöz M., 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*, 2010a, **52**(1), 160-176.

Alkan A., Hoşöz M., Comparative Performance Of An Automotive Air Conditioning System Using Fixed And Variable Capacity Compressors, *International journal of refrigeration*, 2010b, **33**(3), 487 – 495.

Antonijevic D., Heckt R., Heat pump supplemental heating system for motor vehicles, *International Journal of Automobile Engineering*, 2004, **218**(10), 1111–1115.

Bhatti M. S., Enhancement of R-134a automotive air conditioning system, *SAE Society of Automobile Engineers, International Congress and Exposition*, Detroit, Michigan, 1 - 4 March 1999.

Çengel Y. and Boles M. A., *Thermodynamics on Engineering Approach*, International edition, Mc Graw-Hill Companies, 1989.

Domitrovic R. E., Mei V. C. and Chen F. C., *Simulation of an AHP' ASHRAE Transactions*, 1997, **103**(2), 291- 296.

Daly S., *Automotive Air Conditionig and Climate Control System*, 1st ed., Elsevier, UK, 2006.

Derbentli T., İklimlendirme Sistemlerinde Ekserji Çözümlemesi, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, Türkiye, 13-16 Nisan 2011.

Hoşöz M., Kılıcarslan A., Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples, *Energy Conversion and Management* , 2010, **51**(12), 2947- 2954.

Hosoz M., Exergy analysis of an automobile air conditioning system using R-134a, *Proceeding of the Second International Exergy, Energy and Environment Symposium(IEEES2)* Kos, Greece, 3-7 July 2005.

Hosoz M., Direk M., Performans evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system, *Energy Conversion and Management* 2006, **47**(5), 545-559.

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

Koç E., Soğut M. Z. ve Oktay Z., Araç Klimalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlara Bağlı Ekserji Verimliliklerinin ve Çevresel Etkilerinin İncelenmesi, *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED)*, 2011, **3**(2), 15-25.

Lee G. H., Yoo Y. J., Performans analysis and simulation of automobile air conditioning system, *International Journal of Refrigeration*, 2000, **23**, 243-254.

Meyer J., Yang G., Papoulis E., R134a Heat pump for improved passenger comfort, *Society of Automobile Engineers*. DOI: 10.42171/ 2004-01-1379

T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, *Megep (Mesleki Eğitim ve Öğretimin Güçlendirilmesi Projesi)*, Ankara, 2011.

Özdenal A., Motor Egzoz Gazını Isı Kaynağı Olarak Kullanan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ile Taşıt Kabini Soğutulmasının Teorik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2006, 180306.

Özgören M., Solmaz Ö., Kahraman A., Güneş Panelleri İle Çalışan Taşıt Klimasının Dinamik Performansı:Konya Örneği, *5th International Advanced Technologies Symposium, IATS'09*, Karabük, Turkey, 13-15 Mayıs 2009a.

Özgören M., Solmaz O., Kahraman A., Determination Of Cooling Load Of A Midibus Via Meteorological Data: Case Study For Edirne, *International Scientific Conference, UNITECH09*, Gabrovo, Bulgaria, 20-21 November 2009b.

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

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

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

Özgören M., Solmaz O., Kahraman A., İzmir İli için farklı Soğutucu Akışkan Kullanan Otomobil Klimasının Saatlik Performansının Belirlenmesi, *Teskon 2011 Soğutma Teknolojiler Sempozyumu*, İzmir, Türkiye, 13-16 Nisan 2011.

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

Tekin İ., Hoşöz M., Taşdemirci E., R134a soğutucu akışkanlı deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminin enerji analizi, 2. *Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi (İKSES'14)*, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir, 23-25 Ekim 2014.

Shah Ramesh K., Automotive Air-Conditioning Systems - Historical Developments the State of Technology and Future Trends, *Heat Transfer Engineering*, 2009, **30**, 720-735.

## **KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER**

Hoşöz M., Taşdemirci E., **Tekin İ.**, R134a Soğutucu Akışkanlı Deneysel Bir Otomobil İklimlendirme Sisteminin Enerji Analizi, *2.Ulusal İklimlendirme ve Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi*, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir, 23 - 25 Ekim 2014.

## **ÖZGEÇMİŞ**

1988 yılında Bursa'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini İznik/Bursa'da tamamladı. 2011 yılında Selçuk Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. 2012 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Bölümünde yüksek lisans öğrenimine başladı. Ayrıca 2012 yılında PLASCAM A.Ş. firmasında Proje Mühendisi olarak göreve başladı ve halen aynı firmada çalışmaktadır.