

754959

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ*FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOMOBİL ISI POMPASININ DENEYSEL VE TEORİK
ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tek.Öğrt. Mehmet DİREK

Anabilim Dalı: Makine Eğitimi

Danışman: Yard. Doç. Dr. Murat HOŞÖZ

HAZİRAN 2004

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ*FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOMOBİL ISI POMPASININ DENEYSEL VE TEORİK
ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tek.Öğrt. Mehmet DİREK

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 2 Haziran 2004

Tezin Savunulduğu Tarih : 24 Haziran 2004

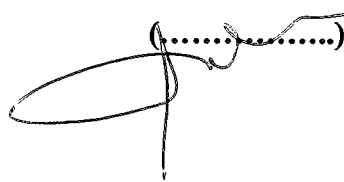
Tez Danışmanı

Yard.Doç.Dr. Murat HOŞÖZ

(......)

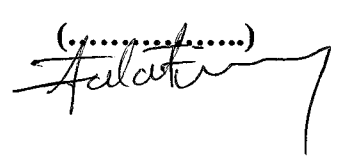
Üye

Doç.Dr. İbrahim KILIÇASLAN

(..........)

Üye

Yard.Doç.Dr. Talat İNAN

(..........)

HAZİRAN 2004

OTOMOBİL ISI POMPASININ DENEYSSEL VE TEORİK ANALİZİ

Mehmet DİREK

Anahtar Kelimeler: Otomobil Kliması , Otomobil Isı Pompası, Soğutma Çevrimi

Özet : Bu çalışmada, Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Otomotiv Laboratuvarında kurulan otomobil ısı pompası / klimasının deneysel ve teorik analizi gerçekleştirilmiştir. Otomobil klimasında bulunan soğutma çevriminin kış şartlarında ters yönde çalıştırılarak ısı pompası görevi yapması ve aracın içine gönderilen havanın, kışın ters çalışma nedeniyle kondenser haline gelmiş ısı değiştiricisinden geçerken ısınması sağlanmıştır. Otomobil ısı pompası / kliması test ünitesinde deneysel çalışmalar, yaz ve kış çalışma durumları için farklı kompresör devirlerinde ve evaporatör sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar tamamlandıktan sonra, deney sistemine enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Deney sisteminin soğutma kapasitesi, ısıtma kapasitesi, soğutma tesir katsayısı, kompresör gücü, soğutucu akışkan debisi v.b. performans parametrelerine buharlaşma sıcaklığı ve kompresör devrinin etkisi, grafikler ile sunulmuştur. Artan evaporatör sıcaklıklarında, sistem iç ünitesinde oluşan ısıtma ve soğutma kapasiteleri ile yaz durumunda sistem soğutma tesir katsayısı (STK), kış durumu için ise sistem ısıtma tesir katsayısı (ITK) değerlerinin yükseldiği gözlenmiştir. Kompresör devrinin artmasıyla, ısıtma ve soğutma kapasitelerinin yükseldiği, sistem STK ve ITK değerlerinin ise azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca evaporatör sıcaklığının artmasıyla birim soğutma veya ısıtma kapasitesi başına sistemde yok edilen toplam ekserjimiktarının azaldığı, artan kompresör devriyle ise yok edilen ekserjinin arttığı gözlenmiştir. Otomobil ısı pompası / kliması sisteminin kış şartlarında ısıtma amaçlı kullanımında, iç ünite çıkışındaki hava akımı sıcaklıklarının, bu havanın gönderileceği otomobil yolcu kabini içinde yeterli ısı konfor sağlayabileceği görülmüştür.

EXPERIMENTAL and THEORETICAL ANALYSIS OF AN AUTOMOTIVE HEAT PUMP

Mehmet DİREK

Key words : Automotive Air Conditioning, Automotive Heat Pump, Refrigeration Cycle

Abstract : In this study, theoretical and experimental analysis of an automotive heat pump / air conditioning system were conducted. The experimental system was set up at Automotive Laboratory of Mechanical Education Department of Kocaeli University. In order to this, a four-way valve was added to the refrigeration cycle of an automotive air conditioning system. Thus, the experimental system had the capability of producing warm or cold air streams at the outlet of the indoor unit depending on the operation mode required. During the experiments, the system operated at various compressor speeds and evaporating temperatures. After completing the experiments, energy and exergy analyses of the experimental set up were carried out. The effects of evaporating temperature and compressor speed on the performance parameters of the system such as refrigeration capacity, heating capacity, coefficient of performance, compressor power, refrigerant mass flow rate, etc. were evaluated and presented in graphs. It was observed that refrigeration and heating capacities of the indoor unit as well as coefficients of performance for the system operating at cooling and heating modes increase with increasing evaporating temperatures. On the other hand, refrigeration and heating capacities increase with increasing compressor speeds while coefficients of performance for both operating modes decrease with them. In addition, it was determined that total exergy destruction rates in the system per unit refrigeration and heating capacity decrease with increasing evaporating temperatures and they increase with increasing compressor speeds. It was observed that the automotive heat pump provides sufficiently high supply air temperatures at the outlet of the indoor unit and this air stream could provide thermal comfort in the conditioned space.

Önsöz ve Teşekkür

Bu çalışmada, yaz ve kış durumlarında çalışarak soğutma ve ısıtma yapabilen bir otomobil kliması / ısı pompası sisteminin deneysel performansı belirlenmiş ve teorik analizi gerçekleştirilmiştir. Yaz şartlarında soğutma durumu için kullanılan bir otomobil klimasının bileşenleri, ısıtma durumunda da kullanılabilir şekilde deney tesisatı haline getirilmiştir. Daha sonra yaz ve kış durumları için deneyler gerçekleştirilmiştir. Yapılan hesaplamalar ve elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

Tez kapsamında yapılan deneysel çalışmalarda kullandığım ekipmanların büyük çoğunluğu, Kocaeli Üniversitesi Araştırma Fonunca desteklenen 2002/37 no'lu ve "Kompresör devrinin ve soğutucu akışkanların otomobil klimalarının performansına etkisinin deneysel ve teorik analizi" isimli araştırma projesi kapsamında sağlanmış cihazlar olup, Üniversitemiz Araştırma Fonuna söz konusu desteğinden dolayı teşekkür ederim.

Bu konuda çalışma imkanı sunan ve otomobil ısı pompası / kliması deney tesisatının kurulum ve deneysel çalışma aşamalarında her an yardım ve destekte bulunan hocam ve danışmanım Sayın Yard.Doç.Dr. Murat Hoşöz'e, deneysel çalışmalarında katkılarından dolayı Arş.Gör.Ali Türkcan'a ve Arş.Gör. Nida Nurbay'a ayrıca desteklerini hiç eksiltmeyen sevgili anne ve babama teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	ii
ABSTRACT.....	iii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR.....	xi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	xiv
TABLolar LİSTESİ.....	xviii
BÖLÜM 1 GİRİŞ.....	1
1.1 Otomobil Isı Pompası Sistemlerinin Tanımlanması ve Gereksinim Nedenleri.....	1
1.2 Otomobil İklimlendirme İşlemleri İle İlgili Litaratür Çalışması.....	4
BÖLÜM 2. İKLİMLENDİRME	7
1.1. İklimlendirmenin Tanımı ve Önemi.....	7
1.2. İklimlendirmenin Temel Unsurları.....	8
1.3. İklimlendirme Sistemlerinin Sınıflandırılması.....	8
3.4.1. Gördüğü fonksiyona göre iklimlendirme sistemleri.....	8
8.1.1.1. Konfor iklimlendirmesi.....	8
8.1.1.2. İşlem (proses) iklimlendirmesi.....	9
8.1.2. Kullanıldığı mevsime göre iklimlendirme işlemleri.....	9
8.1.2.1. Kış iklimlendirme sistemleri.....	9
8.1.2.2. Yaz iklimlendirme sistemleri.....	9
8.1.2.3. Yıl boyu kullanılan iklimlendirme sistemleri.....	9
8.2. İklimlendirmenin Tarihsel Gelişimi.....	10

BÖLÜM 3. BUHAR SIKIŞTIRMALI TEK KADEMELİ SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN İNCELENMESİ.....	11
3.2. Sürekli Rejimde Açık Sistemler İçin Termodinamik Analiz.....	11
3.2. Tek Kademeli Buhar Sıkıştırma İdeal ve Gerçek Sıkıştırma Soğutma Çevrimleri	13
3.2.1. Tek kademeli buhar sıkıştırma ideal ve gerçek soğutma çevrimleri P-h ve T-s diyagramları.....	13
3.2.2. Tek Kademeli Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimleri İçin Termodinamik Analiz.....	15
3.3 Gerçek Soğutma Çevrimleri İçin Termodinamik Analiz.....	16
1.3.1. Ters carnot çevrimi	16
1.3.2. Carnot soğutma makinesi ve ısı pompası.....	17
1.3.3. Gerçek soğutma çevrimleri için 2. kanun uygulaması tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji kayıpları.....	19
BÖLÜM 4. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ İÇİN GEREKLİ TANIMLAR VE PSİKOMETRİ KAVRAMI.....	20
1.1. Soğutma Devrelerinde Basınç ve Sıcaklık Kavramlarının Tanımlanması.....	20
1.1.1. Yüksek taraf / alçak taraf.....	20
1.1.2. Buharlaştırma.....	20
1.1.3. Yoğuşma.....	21
1.1.4. Yoğuşma basıncı.....	21
1.1.5. Yoğuşurma sıcaklığı.....	21
1.1.6. Basma hattı sıcaklığı.....	21
1.1.7. Buharlaştırma basıncı.....	21
1.1.8. Buharlaştırma sıcaklığı.....	22
1.1.9. Soğutma etkisi	22
1.2. Psikometri Kavramı.....	23
1.2.1. Psikrometrik diyagram.....	23
1.2.2. Kuru termometre sıcaklığı (KTS).....	23
1.2.3. Yaş termometre sıcaklığı (YTS).....	24
1.2.4. Çiğ noktası sıcaklığı	24

1.2.5. Bağlı (İzafi) nem (ϕ).....	24
1.2.6. Özgül nem (X).....	24
1.2.7. Özgül hacim (v).....	25
BÖLÜM 5. OTOMOBİL YAZ KLİMA SİSTEMLERİ	26
5.1. Termostatik Genleşme Valfli ve Açık Tip Kompresörlü Soğutma Çevrimi.....	26
5.1.1. Çevrimin çalışma prensibi.....	26
5.1.2. Sıvı kurutucu / filtre.....	28
5.1.3. Termostatik genleşme valfi (TXV).....	29
5.2. Sabit Boğazlı Tüp Kullanılan Soğutma Çevrimi.....	29
5.2.1. Çevrimin çalışma prensibi.....	30
5.2.2. Sabit boğazlı tüp.....	30
5.3. Soğutma Devresinde Bulunan Diğer Elemanlar.....	31
5.3.0. Kompresör.....	31
5.3.1.0. Yalpalı plakalı kompresör.....	32
5.3.0. Manyetik kavrama.....	32
5.3.0. Yoğuşturucu (kondenser).....	33
5.3.0. Evaporatör (buharlaştırıcı).....	33
BÖLÜM 6. OTOMOBİL ISI POMPASI / KLİMA SİSTEMLERİNİN TANITILMASI.....	35
6.1. Temel Isı Pompası Çevrimi.....	35
6.1.1. Hava kaynaklı ısı pompası.....	35
6.2. Otomobil Isı Pompasına Dönüştürülmüş Otomobil Klimaları.....	36
6.2.1. Otomobil ısı pompası / kliması soğutma durumu.....	37
6.2.2. Otomobil ısı pompası / kliması ısıtma durumu.....	38
6.2.3. Otomobil ısı pompasında akışkanın yön değişimi.....	39
6.2.3.1. Dört yollu valf.....	39
1.0.0.0.0. Dört yollu valfin çalışma prensibi.....	39

BÖLÜM 7. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	42
7.1. Deney Tesisatının Tanıtımı.....	43
7.2. Deneysel Ekipmanlar.....	45
7.3. Deney Sistemin Çalıştırılması.....	46
BÖLÜM 8. OTOMOBİL ISI POMPASI / KLİMASI YAZ ÇALIŞMASI DENEYLERİ.....	47
8.1. Otomobil Isı Pompası / Kliması Deneyi Yaz Çalışması Prensip Şeması ve Tanıtılması.....	47
8.2. Otomobil Isı Pompası / Kliması Deneyi Yaz Çalışması Ölçüm Noktaları.....	48
8.2.1. Deney düzeneği yaz çalışması durumunda manometreden okunan özellikler.....	49
1.0. Yaz Çalışması Durumu Enerji Analizi Hesaplamaları.....	49
1.0.0. Evaporatörden (iç ünite) geçen havanın ortalama hızı.....	49
2.0.0. Evaporatörden (iç ünite) geçen havanın hacimsel debisi.....	50
3.0.0. Evaporatörden (iç ünite) geçen havanın kütleli debisi.....	50
4.0.0. Kondenserden (dış ünite) geçen havanın ortalama hızı.....	51
5.0.0. Kondenserden (dış ünite) geçen havanın hacimsel debisi.....	51
6.0.0. Kondenserden (dış ünite) geçen havanın kütleli debisi.....	52
7.0.0. Evaporatörde (iç ünite) çekilen ısı miktarı (soğutma kapasitesi).....	52
8.0.0. Soğutucu akışkan kütleli debisi.....	53
9.0.0. Kondenserde (dış ünite) atılan ısı.....	53
10.0.0. Kompresörde soğutucu akışkana verilen güç.....	54
11.0.0. Dört yollu valfte sıcak akışkandan alınan ısı.....	54
12.0.0. Dört yollu valfte soğuk akışkana verilen ısı.....	54
13.0.0. Sistem soğutma tesir katsayısı (STK).....	55
14.0.0. Kompresörde harcanan elektrik miktarının fonksiyonu olarak soğutma tesir katsayısı (STKel).....	55
2.0. Yaz Çalışması Durumu Ekserji Analizi Hesapları.....	56
1.0.0. Dört yollu valf içinde yok edilen ekserji.....	56
2.0.0. Kompresörde yok edilen ekserji.....	57
3.0.0. Kondenserde (dış ünite) yok edilen ekserji.....	57

4.0.0.	Genleşme valfinde yok edilen ekserji.....	58
5.0.0.	Evaporatörde (iç ünite) yok edilen ekserji.....	58
6.0.0.	Sistemde yok edilen ekserji toplamı.....	59
1.5	Yaz Durumu Deneysel Sonuçlarının Grafiklerle Yorumlanması.....	59
1.5.0.	Yaz durumu deneysel sonuçlarının evaporatördeki buharlaşma sıcaklığının fonksiyonu olacak şekilde performans parametrelerini veren sonuçlar.....	59
1.5.2.	Yaz durumu deneysel sonuçlarının kompresör devrinin fonksiyonu olacak şekilde performans parametrelerini veren sonuçlar.....	64

BÖLÜM 9. OTOMOBİL ISI POMPASI / KLİMASI KIŞ ÇALIŞMASI DENEYLERİ.....70

9.1.	Otomobil Isı Pompası / Kliması Deneyi Kış Çalışma durumu Prensipten Tanıtılması.....	70
1.0.	Otomobil Isı Pompası / Kliması Deneyi Kış Çalışması Ölçüm Noktaları....	71
1.0.0.	Deney düzeneği kış çalışması durumu manometreden okunan özellikler.....	72
1.0.	Kış Çalışması Durumu Enerji Analizi Hesaplamaları.....	72
1.0.0.	Kondenserden (iç ünite) geçen havanın ortalama hızı.....	72
2.0.0.	Kondenserden (iç ünite) geçen havanın hacimsel debisi.....	73
3.0.0.	Kondenser (iç ünite) çıkışında havanın kütleli debisi.....	73
4.0.0.	Evaporatörden (dış ünite) geçen havanın ortalama hızı.....	74
5.0.0.	Evaporatörden (dış ünite) geçen havanın hacimsel debisi.....	74
6.0.0.	Evaporatörden (dış ünite) geçen havanın kütleli debisi.....	75
7.0.0.	Kondenserde (iç ünite) atılan ısı (ısıtma kapasitesi).....	75
8.0.0.	Soğutucu akışkan kütleli debisi.....	76
9.0.0.	Evaporatörde (dış ünite) çekilen ısı miktarı.....	76
10.0.0.	Kompresörde soğutucu akışkana verilen güç.....	77
11.0.0.	Dört yönlü valfte sıcak akışkandan alınan ısı.....	77
12.0.0.	Dört yönlü valfte soğuk akışkana verilen ısı.....	77
13.0.0.	Sistem ısıtma tesir katsayısı (ITK).....	78
14.0.0.	Kompresörde harcanan elektrik miktarının göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısı (ITKel).....	78
2.0.	Kış Çalışması Durumu Ekserji Analizi Hesaplamaları.....	79

1.0.0.	Dört yollu valf içinde yok edilen ekserji.....	79
2.0.0.	Kompresörde yok edilen ekserji.....	79
3.0.0.	Evaporatörde (dış ünite) yok edilen ekserji.....	80
4.0.0.	Genleşme valfinde yok edilen ekserji.....	80
5.0.0.	Kondenserde (iç ünite) yok edilen ekserji.....	81
6.0.0.	Sistemde yok edilen toplam ekserji.....	81
3.0.	Kış Durumu Deneysel Sonuçlarının Grafiklerle Yorumlanması.....	82
1.0.0.	Evaporatördeki (dış ünite) buharlaşma sıcaklığının fonksiyonu olacak şekilde performans parametrelerini veren sonuçlar.....	82
2.0.0.	Kış durumu deneysel sonuçlarının kompresör devrinin fonksiyonu olacak şekilde performans parametrelerini veren sonuçlar.....	87
BÖLÜM 10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....		93
1.0.	Otomobil Isı Pompası / Kliması Deneysel Performans Analizinin Sonuçları.....	93
2.0.	Öneriler.....	95
KAYNAKLAR.....		96
ÖZGEÇMİŞ.....		98

SİMGELER DİZİNİ VE KISALTMALAR

A	: Alan
$\dot{E}d$: Yok edilen ekserji
g	: Yerçekim ivmesi
h	: Entalpi
\dot{m}	: Kütlesel debi
\dot{m}_ϕ	: Çıkan akışkanın kütlesel debisi
\dot{m}_g	: Giren akışkanın kütlesel debisi
\dot{m}_r	: Soğutucu akışkan kütlesel debisi
P	: Basınç
P_{evap}	: Evaporatördeki buharlaşma basıncı
P_{kond}	: Kondenserdeki yoğuşma basıncı
P_s	: Herhangi bir sıcaklık ve nemdeki havanın içindeki su buharının kısmi basıncı
P_{sd}	: Mevcut havadaki doyma noktasındaki (çiğ noktası) suyun doyma basıncı
P_t	: Nemli havanın toplam basıncı
\dot{Q}	: Birim zamanda ısı geçişi
\dot{Q}_H	: Birim zamanda sıcak ortamdan çekilen ısı
\dot{Q}_L	: Birim zamanda soğuk ortamdan çekilen ısı
s	: Entropi
t	: Zaman
T	: Sıcaklık
T_0	: Çevre sıcaklığı

T_e	: Evaporatör giriş havası sıcaklığı
T_{evap}	: Buharlaştırma sıcaklığı
T_{kond}	: Yoğuşma sıcaklığı
T_H	: Yüksek sıcaklıktaki ısı enerjisi kaynağının sıcaklığı
T_L	: Düşük sıcaklıktaki ısı enerjisi kaynağının sıcaklığı
v	: Özgül hacim
\dot{V}	: Hız
\dot{V}_h	: Hacimsel debi
\dot{W}	: Güç, birim zamanda yapılan iş
\dot{W}_{kompel}	: Kompresörde soğutucu akışkana verilen elektrik gücü
X	: Kuruluk derecesi
z	: Yükseklik
ρ	: Yoğunluk
ϕ	: İzafi nem
$\dot{\sigma}$: Göz önüne alınan bileşende üretilen entropi
STK	: Soğutma tesir katsayısı
STKel	: Kompresör motorunun çektiği elektrik enerjisine göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısı
ITK	: Isıtma tesir katsayısı
STKel	: Kompresör motorunun çektiği elektrik enerjisine göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısı
TXV	: Termostatik genişleme valfi
KTS	: Kuru termometre sıcaklığı
YTS	: Yaş termometre sıcaklığı
İndisler:	
ϕ	: Çıkış
evap	: Evaporatör

el	: Elektrik
g	: Giriş
k.h	: Kontrol hacmi
komp	: Kompresör
komp,el	: Kompresörde soğutucu akışkana verilen elektrik
kond	: Kondenser
ort	: Ortalama
valf	: Genleşme valfi
4valf	: Dört yollu valf
4valfso	: Dört yollu valfteki soğuk akışkan
4valfsı	: Dört yollu valfteki sıcak akışkan



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.0.	Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi prensip şeması.....	13
Şekil 3.0.	Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı ideal ve gerçek soğutma çevrimleri için p-h diyagramı.....	13
Şekil 3.0.	Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı ideal ve gerçek soğutma çevrimleri için T-s diyagramı.....	14
Şekil 3.0.	Carnot ısı pompası.....	17
Şekil 4.0.	Psikrometrik diyagram.....	23
Şekil 5.0.	Termostatik genleşme valfli soğutma çevrimi prensip şeması.....	26
Şekil 5.0.	Sıvı kurutucu / filtre	28
Şekil 5.0.	Sabit boğazlı tüp kullanılan soğutma devresi prensip şeması.....	29
Şekil 5.0.	Sabit boğazlı tüp.....	30
Şekil 5.0.	Manyetik kavrama.....	33
Şekil 6.0.	Havadan havaya temel ısı pompası şematik gösterimi.....	36
Şekil 6.0.	Otomobil ısı pompası / kliması soğutma durumu prensip şeması.....	37
Şekil 6.0.	Otomobil ısı pompası / kliması ısıtma durumu prensip şeması.....	38
Şekil 6.0.	Soğutucu akışkan yön değişimin sağlayan dört yollu valfin görünümü.....	39
Şekil 6.0.	Dört yollu valf soğutma durumu prensip şeması.....	40
Şekil 6.0.	Dört yollu valf ısıtma durumu prensip şeması.....	41
Şekil 7.0.	Otomobil ısı pompası / kliması deney tesisatı önden görünüşü.....	42
Şekil 7.0.	Otomobil ısı pompası / kliması deney tesisatının kullanılan kontrol ve ölçüm cihazları ile görünümü.....	43
Şekil 1.0.	Otomobil ısı pompası / kliması deney tesisatı yaz çalışması durumu prensip şeması.....	47

Şekil 2.0.	Evaporatör (iç ünite) çıkışında ölçülen hava akımı hızları.....	50
Şekil 3.0.	Kondenser (dış ünite) çıkışında ölçülen hava akımı hızları.....	51
Şekil 4.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen elektrik türünden güç miktarının değişimi.....	60
Şekil 5.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak soğutucu akışkanın kütleli debisinin değişimi.....	61
Şekil 6.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı değişimi.....	61
Şekil 7.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak sistem soğutma kapasitesinin değişimi.....	62
Şekil 8.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak Kondenserde (dış ünite) atılan ısı miktarı değişimi.....	62
Şekil 9.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak sistemin soğutma tesir katsayısının değişimi.....	63
Şekil 10.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısı değişimi.....	63
Şekil 11.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak yok edilen toplam ekserji / soğutma kapasitesi değişimi.....	64
Şekil 12.0.	Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarının değişimi.....	65
Şekil 13.0.	Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen elektrik türünden güç miktarının değişimi.....	66
Şekil 14.0.	Kompresör devrinin fonksiyonu olarak soğutucu akışkanın kütleli debisinin değişimi.....	66
Şekil 15.0.	Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının değişimi.....	67
Şekil 16.0.	Kompresör devrinin fonksiyonu olarak sistem soğutma kapasitesinin değişimi.....	67
Şekil 17.0.	Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kondenserde (dış ünite) atılan ısı oranının değişimi.....	68

Şekil 18.0.	Kompresör devrinin fonksiyonu olarak sistemin soğutma tesir katsayısının değişimi.....	68
Şekil 19.0.	Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısının değişimi.....	69
Şekil 20.0.	Kompresör devrinin fonksiyonu olarak sistemde yok edilen toplam ekserji / soğutma kapasitesi değişimi.....	69
Şekil 9.0.	Otomobil ısı pompası / kliması kış çalışma durumu deneyi prensip şeması özellikler.....	70
Şekil 9.0.	Kondenser (iç ünite) çıkışında ölçülen hava akımı hızları.....	73
Şekil 9.0.	Evaporatör (dış ünite) çıkışında ölçülen hava akımı hızları.....	74
Şekil 9.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç değişimi.....	83
Şekil 9.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak soğutucu akışkan debisi değişimi.....	83
Şekil 9.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak kompresör çıkış sıcaklığı.....	84
Şekil 9.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak sistem ısıtma kapasitesinin değişimi.....	84
Şekil 9.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak evaporatörde (dış ünite) çekilen ısı değişimi.....	85
Şekil 9.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak ısıtma tesir katsayısının değişimi.....	85
Şekil 9.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısı değişimi.....	86
Şekil 9.0.	Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak yok edilen toplam ekserji / ısıtma kapasitesi değişimi.....	86
Şekil 9.0.	Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç değişimi.....	88
Şekil 9.0.	Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen elektrik türünden güç miktarının değişimi.....	88

Şekil 9.0. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak soğutucu akışkan debisi değişimi.....	89
Şekil 9.0. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör çıkış sıcaklığı değişimi.....	89
Şekil 9.0. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak sistem ısıtma kapasitesi değişimi.....	90
Şekil 9.0. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak evaporatörde (dış ünite) çekilen ısı miktarının değişimi.....	90
Şekil 9.0. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak sistem ısıtma tesir katsayısının değişimi.....	91
Şekil 9.0. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısı değişimi.....	91
Şekil 9.0. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak yok edilen toplam ekserji miktarının sistem ısıtma kapasitesine oranının değişimi.....	92
Şekil 9.0. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kondenser çıkışındaki hava akımı sıcaklıklarının değişimi	92

TABLULAR DİZİNİ

Tablo 8.1. Deneý düzeneđi yaz çalıřması durumu termokupl pozisyonları.....	48
Tablo 8.2. Deneý düzeneđi yaz çalıřması durumunda Termistörden okunan özellikler.....	49
Tablo 8.3. Deneý düzeneđi yaz çalıřması durumunda anemometreden okunan özellikler.....	49
Tablo 9.1. Deneý düzeneği kış çalışması durumu termokupl pozisyonları.....	71
Tablo 9.2. Deneý düzeneđi kış çalıřması durumunda termistörden okunan özellikler.....	72
Tablo 9.3. Deneý düzeneđi kış çalıřması durumunda anemometreden okunan ...	72

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1 Otomobil Isı Pompası Sistemlerinin Tanımlanması ve Gereksinim Nedenleri

Bir klima cihazı yazın şartlandırılan ortamdaki istenmeyen ısıyı dışarıya atarak içerisini serinletir. Bu sırada havanın fazla nemli alınır, içeride gerekli hızda hava dolaşımı sağlanır ve hava filtre edilir. Cihazın ısı pompası özelliği de varsa, kışın yaz çalışmasının tersine çalışarak dışarıdan aldığı ısıyı ortama vererek ısıtma da sağlar.

Isı pompaları, ısıyı bir ortamdaki başka bir ortama taşır. Soğutma makinelerinden tek farkı; ısıyı her iki yönde taşıma kabiliyetinin olmasıdır. Tipik bir ısı pompası, kışın dışarıdan absorbe etmiş olduğu ısıyı, ısıtılacak mekana taşıyarak ısıtmayı temin ederken, bu işlem yazın tersine işler ve aynı mekandaki ısı dışarıya taşınır. Isı pompalarında ilave olarak bulunan eleman dört yönlü valftir.

Isı yüksek sıcaklık kaynağından düşük sıcaklık kaynağına kendiliğinden geçer. Kış aylarında yüksek sıcaklık kaynağı ortamın içi, yaz aylarında ise dış havadır. Isı akışının tamamen engellenmesi mümkün olmadığı için, kışın mahal içerisinden düşük sıcaklık kaynağına (dış havaya), yazın ise yüksek sıcaklık kaynağından (dış hava) mahal içerisine doğru ısı transferi olacaktır. Sıcaklığın kış ve yaz aylarında sabit kalabilmesi için iş görme esasına dayanan bir sistemle kışın hacmin kaybolan ısıyı yerine ısı ilavesi yapılarak, yazın ise kazanılan ısıyı yüksek sıcaklık kaynağına taşıyarak ısı dengesi korunabilir. Bu sistem, sıcaklığın yanında havanın hızı, nemli, tazeliğini istenilen değerlerde tutma özelliğine de sahip olabilir.

Otomobillerde yolcu kabini içine gönderilen havanın şartlandırılması (soğutulması ve neminin alınması), yaz mevsiminde buhar sıkıştırımlı soğutma prensibi şekline göre çalışan otomobil kliması ile yapılmakta; kışın ise ısıtma amacıyla motor soğutma suyundan çekilen ısıdan faydalanılmaktadır. Ancak bu durumda ısıtma ve soğutma amaçları için ayrı iki ısı değiştiricisi (evaporatör ve kalorifer peteği)

kullanılmakta; bu ise taşıtın ağırlığını arttırdığı gibi başka amaçlar için kullanılabilecek faydalı hacmi azaltmaktadır. Ayrıca taşıtın harekete geçmesi esnasında motor soğuk olduğundan ilk andaki ısıtma ihtiyacı karşılanamamakta, motor soğutma suyu sıcaklığı yükselene kadar yolcular yeterli düzeyde ısınmamaktadır. Bunun yanında özellikle soğuk havalarda taşıtın yüksek hızlarda seyir halinde olduğu durumlarda motor soğutma suyu sıcaklığı düştüğü için, yine taşıt içinde ısıl konforun gerektirdiği sıcaklıklara çıkılamamaktadır.

Otomobil klimasında bulunan soğutma çevriminin kış şartlarında ters yönde çalıştırılarak ısı pompası görevi yapması ve aracın içine gönderilen havanın, yaz klimasında evaporatör görevi gören ancak kışın ters çalışma nedeniyle kondenser haline gelmiş değiştiriciden geçerken ısınması sağlanmaktadır. Soğutma çevriminden kışın ısı pompası olarak faydalanılması, araçlarda motor soğutma suyu ile çalışan ısıtıcı peteğin kullanılmasını kısmen veya tamamen ortadan kaldırılabılır. Isı pompası özelliğine sahip araçlarda ısıtıcı peteğin bulunması durumunda motor soğutma sıcaklığını sezen bir termostat, su sıcaklığının düşük olduğu aracın ilk hareket anında ve düşük sıcaklık-yüksek seyir hızı durumlarında ısı pompasının çalışmasını sağlarken, su sıcaklığının yeterince yüksek olduğu durumlarda ısı pompası sistemini devre dışı bırakarak sadece kalorifer peteğini devrede tutabilir.

Bu çalışma, otomobil yolcu kabinlerinin kış mevsiminde ısıl konfor sağlayacak şekilde ısıtılmasında kullanılacak alternatif bir metot önermektedir. Bu metotta, taşıtlarda kullanılan klasik ısıtma sistemi ya tamamen kullanılmayacak, yada araç motor suyunun sıcaklığı yeteri kadar yükseldiğinde kullanılacaktır. Böylece aracın çalışmaya başladığı andan itibaren çok kısa bir süre içinde kabin içinde istenilen sıcaklık şartlarına ulaşılabilecektir. Bu amaçla yazın kullanılan taşıt klimasından faydalanılmakta ve klima soğutma çevrimine maliyeti düşük birkaç elemanın ilavesi ile sistem ısıtma amacıyla kullanılabilir.

Bu amaçla yapılan otomobil ısı pompası / kliması deney çalışması iki aşamalı olarak gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmanın ilk aşamasını oluşturan yaz çalışması durumunda deneysel düzenek, soğutma çevrimi prensibine göre düzenlendi. Kompresörde sıkıştırılan yüksek basınç ve kızgın buhar haldeki soğutucu akışkan

dört yollu valf tarafından kondensere (dış ünite) yönlendirilerek ısı kondenserdeki (dış ünite) sabit basınçta yoğuşma sırasında dış çevre havasına bırakılır. İç ortamdan çekilen sıcak hava ise evaporatör (iç ünite) yüzeyinden geçirilmekte ve buradaki soğutucu akışkanın sabit basınçtaki buharlaşması esnasında soğutulmaktadır.

Otomobil ısı pompası / kliması deneysel çalışmalarının ilk aşaması bitirildikten sonra ikinci aşama deneylerine geçilmiştir. Dört yollu valf tersine çalıştırılarak sistem kış çalışma şartlarına uygun hale getirildi. Bu aşamada, kompresörden çıkan soğutucu akışkan dört yollu valften ters yönde geçirilerek kış çalışma durumunda kondenser haline getirilen iç üniteye gönderilmiştir. Böylece yoğuşmakta olan soğutucu akışkandan atılan ısı ile iç üniteden geçen ve normalde şartlandırılan ortama gönderilecek hava akımının ısıtılması sağlanmıştır.

Otomobil ısı pompası / kliması deneysel çalışmalarından sonra, deneysel veriler kullanılarak otomobil ısı pompası / kliması sistemine yaz ve kış çalışma durumları için enerji analizi (Termodinamiğin Birinci Kanunu) uygulanmıştır. Yaz ve kış çalışması durumları için evaporatörde çekilen ısı, kondenserde atılan ısı, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç, kompresörde harcanan elektrik miktarı, kütleli debi, kompresör çıkış sıcaklığı, soğutma tesir katsayısı (STK), ısıtma tesir katsayısı (ITK), kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısı (STKel), kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısı (ITKel) gibi performans parametreleri hesaplanmıştır. Daha sonra, evaporatör sıcaklıkları ve kompresör devirlerinin performans parametrelerine etkisi grafikler halinde Bölüm 8 ve Bölüm 9'da sunulmuştur.

Otomobil ısı pompası / klimasına, enerji analizi yanında ekserji analizi de uygulanmıştır. Yaz ve kış çalışması durumları için, soğutma / ısıtma çevriminin her bir bileşenlerinde yok edilen ekserji ile sistem elemanlarındaki yok edilen toplam ekserjinin yaz durumunda soğutma kapasitesine oranının, kış durumunda ise ısıtma kapasitesine oranının evaporatör sıcaklıkları ve kompresör devirleri ile değişimleri, Bölüm 8 ve Bölüm 9'da sunulmuştur.

1.2 Otomobil İklimlendirme İşlemleri ile İlgili Litaratür Çalışması

(Halimic and Ross, 2003), R12 Soğutucu akışkanı kullanan, otomobil klima sistemlerinde soğutma kapasitesi ve STK parametrelerini, R12'ye alternatif soğutucu akışkanlar olan R401a, R290 ve R134a kullanılması durumları ile karşılaştırdılar. R12 ye en yakın STK değerlerini veren alternatif akışkanın R401a, soğutma kapasitesi en yüksek akışkanın R290 ve en az çevresel zarara yol açan akışkanın ise R290 olduğunu belirlediler.

(Brown et al., 2001), otomobil klima sistemleri için R134a soğutucu akışkanının ve R134a için alternatif olabilecek CO₂ akışkanının kullanıldığı çevrim modelleri üzerinde karşılaştırmalar yaptılar. R134a soğutucu akışkanı kullanılan çevrim kompresör, kondenser, genişleme cihazı ve evaporatörden, CO₂ kullanılan sistemi ise bunlara ek olarak ısı değiştirgeci ilave ederek düzenlediler. Yaptıkları analizler sonucu, R134a soğutucu akışkanı kullanılan otomobil kliması değiştirilerek CO₂ kullanılır hale getirildiğinde, ilk R134a'lı çevrimden daha iyi STK değerlerine sahip olduğunu tespit ettiler. STK'daki bu farkın kompresör devrine ve çevre sıcaklığına dayalı değiştiğini, kompresör devrinin ve çevre sıcaklığının yükselmesiyle sistem STK değerindeki farkın da yükseldiğini belirlediler. Entropi üretimi karşılaştırmasında ise, CO₂ ihtiva eden sistemin daha yüksek entropi ürettiğini tespit ettiler.

(Khalid et al., 2003), ideal otomobil klima sistemlerinde çeşitli soğutucu akışkanların çalışma performansı karşılaştırmasını ve simülasyon modeli hazırladılar. Bu modelle R12' ye alternatif soğutucu akışkanlar olan R134a, R290, R600a ve bir propan ve isobütan karışımı olan R290/R600a akışkanlarının sıkıştırma basıncı, enerji tüketimi ve STK değerlerinin birbirleri üzerine etkisini araştırdılar.

(Lundberg, 2002), R134a kullanılan bir soğutma sistemin performans analizini gerçekleştirip kondenser çapının düşürülmesi ile R134a akışkanının miktarının azaltılabileceğini belirleyerek, R134a akışkanının yerine çevreye daha az zararlı bir akışkan olan CO₂ gazı kullanımının avantajlarını tespit etti.

(Kiatsiriroat and Euakir, 1996), bir otomobil yaz klima sistemi için R22/R124/R152a soğutucu akışkanlarından oluşan bir karışımın performans analizini gerçekleştirdiler. Her bir bileşen için matematiksel metod geliştirerek R22 soğutucu gazını kütleli yoğunluğunun STK değerini düşürdüğünü tespit ettiler.

(Ronald et al., 1993), bir otomobil ısı pompası / klimasının simülasyonu ve matematiksel modelini gerçekleştirdiler. Bu model üzerinde R12 ve R134a soğutucu akışkanlarını kullanarak soğutma ve ısıtma halleri için ısıtma ve soğutma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarı değişimi, soğutma durumundaki sistem STK değerleri ile, ısıtma durumundaki ITK değerini, ayrıca iki farklı durum için kompresör devrinin performansa etkisini belirlediler. Soğutma durumunda artan çevre sıcaklığı ile sistem STK değerinin azaldığını, ısıtma durumunda ise ITK değerinin arttığını tespit ettiler. R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının ısıtma ve soğutma durumları için deneysel analizlerinde, birbirine yakın sonuçlar elde ettiler. Otomobil ısı pompası / klimasında ısıtma durumunda buldukları sistem ITK değerinin, soğutma durumunda buldukları sistem STK'sından daha yüksek olduğunu gözlemlediler.

(Mager, 2002), soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanılan bir ısı pompası / kliması sisteminin deneysel performans analizi gerçekleştirdi. Sistem soğutma ve ısıtma performansı, yakıt tüketimi, uzun süreli kullanım parametreleri için R134a ve CO₂ gazlarının üstünlüklerini tespit etti. CO₂ gazının otomobil ısı pompası / kliması için kullanımında R134a'ya kıyasla daha iyi soğutma performansı, daha düşük yakıt tüketimi ve daha yüksek ısıtma performansı sonuçları verdiğini tespit etti.

(Kaynaklı and Horuz, 2003), bir otomobil kliması sisteminin detaylı deneysel analizini gerçekleştirdiler. Evaporatör, kondenser ve çevre sıcaklıkları ile kompresör devrinin fonksiyonu olarak soğutma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç, akışkan debisi, sistem STK'sı, minimum ve maksimum sistem basıncındaki değişimlerini belirlediler. Kondenser sıcaklığı ve kompresör devrinin artmasıyla sistem soğutma kapasitesinin arttığını, fakat bundan dolayı kompresörün soğutucu akışkana verdiği güç değerinin de arttığını, buna karşılık sistem STK'sının düştüğünü, kondenser sıcaklık ve basıncının evaporatör sıcaklık ve basıncına göre

daha etkin olduğunu tespit ettiler. Soğutucu akışkan debisinin fonksiyonu olarak kondenser, evaporatör ve çevre sıcaklıklarındaki değişimleri gözlemlediler. Evaporatöre üflenen hava sıcaklığının artmasıyla ve evaporatör yüzey sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki farkın yükselmesiyle, soğutma kapasitesindeki (3.5 kW üstü durumları için) artışın kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarından daha yüksek oranda olmasından dolayı sistemin STK değerinin yükseldiğini tespit ettiler.



BÖLÜM 2. İKLİMLENDİRME

2.1. İklimlendirmenin Tanımı ve Önemi

İklimlendirme, kapalı bir ortam içindeki havanın sıcaklık, nem ve temizlik ile ortamdaki hava dolaşımını, insan sağlık ve konforuna veya yapılan endüstriyel işleme en uygun seviyelerde tutmak üzere bu kapalı ortamdaki havanın şartlandırılmasıdır.

İklimlendirme işlemi gerçekleştirilen klima cihazı, yazın içerideki istenmeyen ısıyı dışarıya atarak içerisini serinletir. Bu sırada havanın fazla nemi alınır, içeride gerekli hızda hava dolaşımı sağlanır ve hava filtre edilir. Cihazın ısı pompası özelliği varsa, kışın yaz çalışmasının tersine çalışarak dışarıdan aldığı ısıyı içeriye vermek suretiyle ısıtma da sağlar.

Yapılan araştırmalara göre, insanlar belli bir sıcaklık, nem ve temiz havalı ortamlarda rahat etmektedirler. Bu aralık konfor bölgesi olarak tanımlanmıştır. Bu bölge izafi nemin %30 ile %60, kuru termometre sıcaklığının 20-27 °C arasında olduğu bölgedir. Sıcaklığın gereğinden fazla veya az olmasının rahatsız edici olduğu açıktır. Nem düzeyinin az olması boğaz kuruluğu, gözlerde yanma gibi rahatsızlıklara yol açar. Aşırı nem ise terlemeye ve bunaltıcı bir sıcaklık hissine neden olur. Ayrıca ortamın havası temiz ve taze olmalıdır. Bu amaçla toz, duman, polen ve diğer zararlı maddelerin filtre edilmesi ve insanın fark etmeyeceği ancak temiz havayı getirip kirli havayı götürecek bir hava dolaşımı gereklidir.

Bir insanın konfor halinde bulunması, sadece havanın sıcaklığına bağlı değildir. Havanın nemi, hareketi, temizliği ve civar yüzeylerinin ortalama sıcaklığı konfora etki eder. Yaz aylarında bağıl nemin %6 artması insan vücudunu tarafından 1°C sıcaklık artışı olarak algılanır. Hava hızı arttığında ise insanlarda üşüme hissi oluşur.

2.2. İklimlendirmenin Temel Unsurları

Sıcaklık, tanım olarak iki cisim temas halinde buldukları zaman birinden diğerine ısı enerjisi aktarılıyorsa, birinci cismin sıcaklığı, ikincisinden daha yüksektir denir. Ortam sıcaklığı, konfor şartlarını sağlamalıdır. Bu şartlar insan konforu için 18 – 27 °C arasında değişmektedir.

İzafi nem, belirli bir sıcaklıktaki hava içindeki su buharı kütlesinin, bu havanın aynı sıcaklıkta doymuş hale getirilmesi durumunda hava içinde bulunacak su buharı kütlesine oranı olarak tanımlanır. İzafi nem kuru ve yaş termometre sıcaklıklarının ölçülmesiyle bulunur. Konfor açısından, havanın yazın vücut terinin soğuracak kadar kuru olabilmesi için, izafi nem değerinin uygun olması gerekir. Kışın, havanın fazla kuru olması gerekmez. İzafi nem, İnsan konforu için %30 - %70 arasında tutulmalıdır.

Temizlik, havanın içindeki partikül madde (PM) ve zararlı gazların (SO₂, CO₂ vb.) filtrelenmesi gerekir.

Hava hareketi, konfor için yaz aylarında daha fazla, kış aylarında nispeten daha düşük hava hareketi gereklidir. Konfor bölgesi, 0.07 ile 0.13 m/s hız aralığında hava hareketlerine izin verir.

2.3. İklimlendirme Sistemlerinin Sınıflandırılması

2.3.1. Gördüğü fonksiyona göre iklimlendirme sistemleri

2.3.1.1. Konfor iklimlendirmesi

Konfor iklimlendirmesi, şartlandırılan ortamdaki sakinlerin konfor ihtiyaçlarını, havanın sıcaklığını, nemini, temizliğini ve dolaşımını karşılamak üzere havanın özelliklerinin kontrol işlemidir.

2.3.1.2. İşlem (proses) iklimlendirmesi

İşlem iklimlendirmesi ise, üretilen ürünlerin kalitesini arttırmak için gerekli ortam özelliklerinin sağlanmasıdır.

2.3.2. Kullanıldığı mevsime göre iklimlendirme işlemleri

2.3.2.1. Kış iklimlendirme sistemleri

Kış mevsiminde istenen sıcaklık, izafi nem, hava dolaşım hızı ve temizlik değerlerini sağlayan sistemlerdir. Kış iklimlendirmesinde temel problemler, havanın ısıtması ve havanın izafi neminin artırılarak kabul edilebilir bir değere getirilmesidir. Şartlandırılan ortama konfor elde edebilmek için gönderilen havanın kış mevsiminde nemlendirilmesi gerekir.

2.3.2.2. Yaz iklimlendirme sistemleri

Yaz iklimlendirmesinde temel problemler, havanın soğutulması ve hava içindeki aşırı nemin alınmasıdır. Havanın soğutulması, mekanik soğutma ile sağlanır. Hava içindeki nemin alınması ise, hava içindeki su buharının soğuk ünite yüzeylerinde yoğuşması ile sağlanır. Burada ünite, içinden soğuk yada sıcak bir akışkanın geçtiği, ısı transferi sağlamak amacıyla kullanılan ve genelde üzerinde kanatçıklar bulunan, çok sayıda kıvrımlardan oluşmuş boru (serpantin) anlamındadır.

2.3.2.3. Yıl boyu kullanılan iklimlendirme sistemleri

Bu sistemler, hem ısıtma hem de soğutma cihazlarına sahiptirler. Söz konusu sistemler, içlerinde bulunan otomatik kontrol elemanları sayesinde hem yaz hem de kış mevsimlerinde iklimlendirme işlemlerini sağlar.

2.4. İklimlendirmenin Tarihsel Gelişimi

Mekanik soğutma, 1900'lü yılların başında ticari olarak kullanılmaya başlandıktan sonra, 1917 yılında Carrier hava-su buharı karışımlarını incelemiş ve bazı kurallar ortaya koymuştur. Modern iklimlendirmenin kurucusu olarak bilinen Carrier'in geliştirdiği bu kurallar, psikrometri biliminin doğmasına yol açmıştır. Psikrometri bilimi yardımıyla iklimlendirme sistemleri ile ilgili hesaplamalar yapılabilmiş ve bilimsel bir tabana bağlı olarak iklimlendirme uygulamaları gerçekleştirilmiştir.

Isı pompalarına dönüştürülmüş iklimlendirme üniteleri, ilk defa 1852'de Lord Kelvin tarafından geliştirilmiştir.

1918 yılında Kelvinatör firması ilk otomatik buz dolabını üretmiştir. Hermetik kompresörlü soğutma çevrimi, iklimlendirme amacıyla ilk olarak 1927'de kullanılmaya başlanmıştır.

1930'lu yıllardan itibaren, otomobillerde iklimlendirme sistemleri (klima) kullanılmaya başlanmıştır.

BÖLÜM 3. BUHAR SIKIŞTIRMALI TEK KADEMELİ SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN İNCELENMESİ

Soğutma, düşük sıcaklıkta tutulması istenen ortamdan ısının sürekli olarak çekilerek ortamda düşük sıcaklığın korunmasıdır. Mekanik soğutma ise, bir sıvının halini değiştirerek ısısının bir yerden başka bir yere iletilmesidir.

Mekanik soğutma oluşturulabilmesi için bir kompresöre, basıncı düşürmek için bir basınç düşürücüye (genleşme valfine), buharlaşma işlemi için bir buharlaştırıcıya (evaporatöre), buharın tekrar sıvı fazına getirilebilmesi için bir yoğusturucuya (kondensere) ihtiyaç vardır.

Soğutma sisteminde çevrim, ancak dışarıdan bir iş vermek şartıyla çalıştırılabilir. Bu iş sıkıştırma işlemi için harcanan iş olup kompresörler tarafından çevrime verilir. Kompresörler çoğunlukla elektrik motorları ile bazen de içten yanmalı motorlarla tahrik edilir.

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde ısı transferi, soğutucu akışkanın hal değiştirmesiyle meydana gelir. Sıvı soğutucu akışkan bir buharlaştırıcıdan geçerken, buharlaşma gizli ısısı kazanarak sıvı halden buhar hale dönüşür. Buhar haldeki soğutucu akışkan, yoğusturucudan geçerken buharlaşma gizli ısısı açığa çıkar ve buhar halinden sıvı hale dönüşür. Bu çevrimde, soğutucu sıvı halden buhar haline ve sonra da buhar halinden tekrar sıvı hale dönerken ısıyı da istenen yere taşımış olur.

3.1. Sürekli Rejimde Açık Sistemler İçin Termodinamik Analiz

Sürekli rejimde açık bir sisteme kütle korunumu prensibi uygulanırsa,

$$\sum \dot{m}_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{g=0} \quad (3.1)$$

Buna göre sürekli rejimde çalışan açık bir sistem için Enerjinin Korunum Kanunu,

$$\sum \dot{m}_{\phi} \left(h_{\phi} + \frac{V^2}{2} + g z_{\phi} \right) + \dot{W}_{k.h} - \dot{Q}_{k.h} - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V^2}{2} + g z_g \right) = 0 \quad (3.2)$$

Bir sistemde üretilen entropi her zaman 0'dan büyük ve 0'a eşittir. Buna göre sürekli rejimde açık bir sistem için entropi üretimi:

$$\dot{\sigma} = \sum \dot{m}_{\phi} s_{\phi} - \sum \dot{m}_g s_g - \sum \left(\frac{\dot{Q}_{k.h}}{T} \right) \geq 0 \quad (3.3)$$

şeklinde yazılabilir.

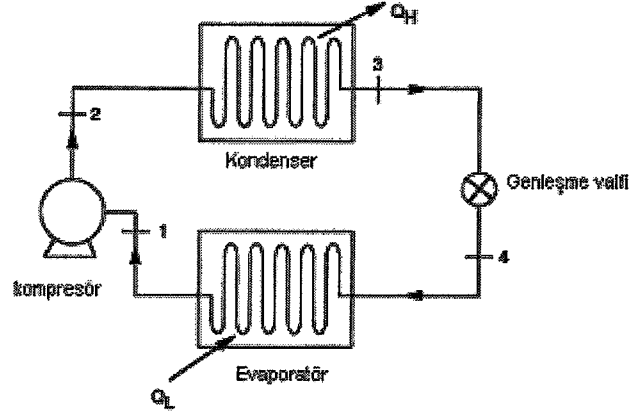
Sistemde tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji yıkımı (yok edilen ekserji) ise bir sistemde üretilen toplam entropi miktarının çevre sıcaklığı ile çarpılması ile hesaplanır. Buna göre sürekli rejimde açık bir sistem için ekserji yıkımı:

$$\dot{E}d = T_0 (\dot{\sigma}) \quad (3.4)$$

$$\dot{E}d = T_0 \left[\sum \dot{m}_{\phi} s_{\phi} - \sum \dot{m}_g s_g - \sum \left(\frac{\dot{Q}_{k.h}}{T} \right) \right] \quad (3.5)$$

şeklinde yazılabilir. (Shamsul and Syed, 1992)

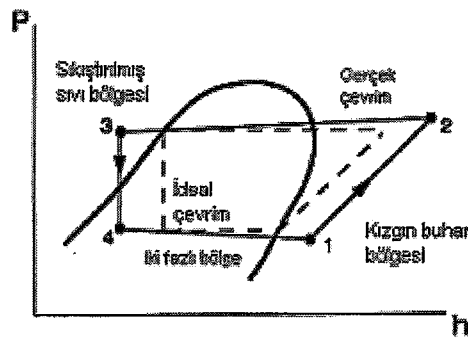
3.2. Tek Kademeli Buhar Sıkıştırma İdeal ve Gerçek Sıkıştırma Soğutma Çevrimleri



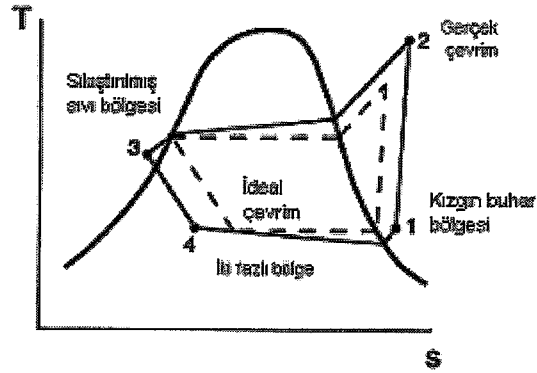
Şekil 3.1. Tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrimi prensip şeması.

Tek kademeli buhar sıkıştırma ideal bir soğutma çevriminde buharlaştırıcıda ve yoğuşturucudaki ısı geçişlerinde basınç kayıplarının olmadığı, kompresörün tersinir adyabatik (izentropik) olduğu, genişleme valfindeki basınç düşmesi olayının adyabatik olduğu, bu elemanlar arasındaki boru donanımlarında herhangi bir basınç kaybının olmadığı ve boru donanımı ile çevre arasında ısı geçişinin olmadığı kabul edilir.

3.2.1. Tek kademeli buhar sıkıştırma ideal ve gerçek soğutma çevrimleri P-h ve T-s diyagramları



Şekil 3.2. Tek kademeli buhar sıkıştırma ideal ve gerçek soğutma çevrimleri için p-h diyagramı.



Şekil 3.3. Tek kademeli buhar sıkıştırımlı ideal ve gerçek soğutma çevrimleri için T-s diyagramı

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde düşük basınçta düşük sıcaklıkta ve doymuş olarak buharlaştırıcıdan 1 noktasında çıkan soğutucu akışkan, bu noktada kompresöre girerek, tersinir ve adyabatik (izentropik) olarak sıkıştırılır. Yüksek sıcaklıkta ve kızgın bir halde 2 noktasında kompresörden çıkan soğutucu akışkan buharı, bu noktada yoğunlaştırıcıya girerek önce sabit basınçta kızgınlığını atar, sonrada yoğunlaşır.

Yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı olarak 3 noktasında yoğunlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan, bu noktada adyabatik (sabit entalpide) genişleme işleminin olduğu genişleme valfine girer. Düşük sıcaklıkta, düşük basınçta ve küçük bir kuruluk derecesinde 4 noktasında genişleme valfinden çıkan soğutucu akışkan, bu noktada sabit basınçta buharlaşma işleminin olduğu buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıdaki işlem, soğutucu akışkanın 1 şartlarında kızgın buhar elde edilmesine kadar devam eder.

Diyagramları Şekil 3.2. ve 3.3'de verilen tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde gerçek çevrim ile ideal çevrim arasındaki farklar şunlardır.:

- 1- Genleşme valfinden içten tersinir olmayan işlem,
- 2- Kompresörde tersinir olmayan sıkıştırma,
- 3- Kondenser ve evaporatördeki basınç kayıpları.

3.2.2. Tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrimleri için termodinamik analiz

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

$$1-2 \text{ Kompresörde yapılan iş } \dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.6)$$

$$2-3 \text{ Yoğuşturucuda atılan ısı oranı } \dot{Q}_{kond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3.7)$$

$$3-4 \text{ Genleşme valfindeki entalpiler } h_3 = h_4 \quad (3.8)$$

$$4-1 \text{ Buharlaştırıcıda çekilen ısı } \dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3.9)$$

Akışkan hızlarının ve soğutucu elemanlar arasındaki yükseklik farkının küçük olması nedeniyle, sürekli rejim halinde yazılan bu denklemlerde kinetik enerji ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilmiştir. Sistem bir çevrim boyunca çalıştığından, yoğuşturucuda atılan ısı miktarı, buharlaştırıcıda çekilen ısı ile kompresörde verilen iş miktarına eşit olmalıdır. Bu durum,

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{komp} = \dot{Q}_{kond} \quad (3.10)$$

şeklinde yazılabilir.

Termodinamiğin birinci kanunu (Enerjinin Korunumu Prensipli), sistemi oluşturan elemanların analizlerinin ve dizaynlarının yapılabilmesine imkan sağlar. Soğutma sistemlerinde birinci kanunun etkinlik parametresi, soğutma tesir katsayısıdır (STK). Soğutma sistemlerinde etkinlik parametresi soğutma etkisinin net iş girişine oranı

şeklinde tanımlanır. Bu durumda tek kademeli kompresörlü ideal bir soğutma çevrimi için soğutma tesir katsayısı, denklem 3.6 ve 3.9 yardımı ile

$$STK = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.11)$$

şeklinde yazılabilir. (Ashrae, 1996)

3.3. Gerçek Soğutma Çevrimleri İçin Termodinamik Analiz

3.3.1. Ters carnot çevrimi

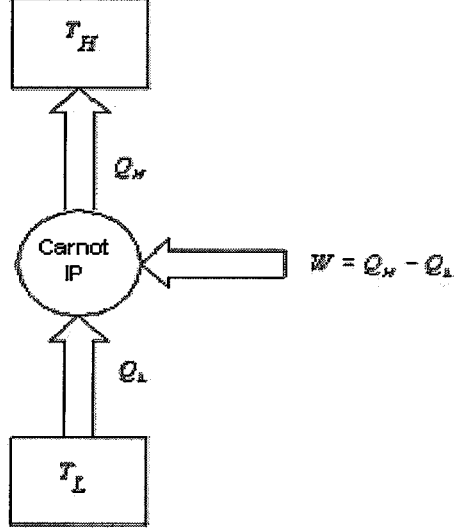
Soğutma çevrimlerinin termodinamiğin ikinci kanunu analizi ile, (1) sisteme giren işin minimum olma kriteri altında, buhar sıkıştırılmalı bir soğutma çevrimi için ters Carnot çevriminin ideal bir çevrim olduğu; (2) akışkandaki sürtünmeler ve ısı geçişinin sonlu sıcaklık farkında olması nedeniyle, bu ideal durumdan ayrılımlar olduğu ve kullanılabilir enerjide azalmalar olduğu; (3) ideal durumdan olan bu ayrılımların, ideal durumda gerekli olan minimum işten daha büyük bir işin gerçek durumda gerekli olduğu, sonuçlarını vermektedir. (Ashrae, 1996)

Soğutulan ortam sıcaklığı ile atmosfer sıcaklığı verildiğinde, bu sıcaklıklar arasında çalışan ters carnot çevrimi gibi herhangi bir termodinamik tersinir çevrimin soğutma tesir katsayısı en yüksektir. Şekil 3.1'e göre soğutma tesir katsayısı eşitliği düzenlenirse

$$STK = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{Q_L}{W} = \frac{T_L \Delta s}{T_H \Delta s - T_L \Delta s} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (3.12)$$

şeklinde ifade edildiği gibi, soğutulan ortamın T_L mutlak sıcaklığı ile atmosferin T_H mutlak sıcaklığının bir fonksiyonudur.

3.3.2. Carnot soğutma makinesi ve ısı pompası



Şekil 3.4. Carnot ısı pompası.

Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi veya ısı pompası, Carnot soğutma makinesi veya Carnot ısı pompası diye adlandırılır. Bir soğutma makinasının ve ısı pompasının etkinlik katsayısı, aşağıdaki denklemlerden bulunabilir.

Soğutma tesir katsayısı:

$$STK_C = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} \quad (3.13)$$

Isıtma tesir katsayısı:

$$ITK_C = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} \quad (3.14)$$

Bu arada \dot{Q}_L , soğuk ortamdan çekilen ısı çekilen ısı, \dot{Q}_H 'de sıcak ortama verilen ısıdır. İdeal durumda,

$$\frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = \frac{T_L}{T_H} \quad (3.15)$$

olduğundan, Carnot soğutma tesir katsayısı:

$$STK_C = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (3.16)$$

Carnot ısıtma tesir katsayısı:

$$ITK_C = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (3.17)$$

Bu değerler, T_L ve T_H sıcaklıkları sınırları arasında çalışan makinesi veya ısı pompasının etkinlik katsayılarının alabilecekleri en yüksek değerlerdir. T_L ve T_H sıcaklıkları arasında çalışan tüm gerçek makineleri ve ısı pompalarının etkinlik katsayıları daha düşük olacaktır. Hiçbir soğutma makinesi aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tersinir bir soğutma makinesinden daha yüksek bir STK değerine sahip olamaz. Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan gerçek ve tersinir (Carnot) soğutma makinelerinin etkinlik katsayıları aşağıda karşılaştırılmıştır.

$$STK \begin{cases} < STK_C \text{ tersinmez ısı makinesi} \\ = STK_C \text{ tersinir ısı makinesi} \\ > STK_C \text{ imkansız} \end{cases}$$

Tersinir bir soğutma makinesinin veya ısı pompasının STK_C değerleri verilen sıcaklık sınırları arasında olabilecek en yüksek değerlerdir. Soğutma makinelerinin

ve ısı pompalarının STK değerleri, T_L düştükçe azalır. Başka bir deyişle, daha soğuk bir ortamdan ısı çekmek için daha çok iş yapmak gerekir.

3.3.3. Gerçek soğutma çevrimleri için tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji kayıpları

Sistemdeki tersinmezliklerden dolayı yok edilen ekserji miktarları çeşitli çevrim elemanları için denklemler,

Kompresörde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}d_{komp} = \dot{m}T_0 (s_2 - s_1) \quad (3.18)$$

Kondenserde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}d_{kond} = \dot{m}T_0 \left[(s_3 - s_2) + \frac{h_2 - h_3}{T_0} \right] \quad (3.19)$$

Genleşme valfinde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}d_{valf} = \dot{m}T_0 (s_4 - s_3) \quad (3.20)$$

Evaporatörde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}d_{evap} = \dot{m}T_0 \left[(s_1 - s_4) + \frac{h_1 - h_4}{T_e} \right] \quad (3.21)$$

şeklinde yazılabilir. (Shamsul and Syed, 1992)

BÖLÜM 4. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ İÇİN ÇEŞİTLİ TANIMLAR VE PSİKROMETRİ KAVRAMI

4.1. Soğutma Devrelerinde Basınç ve Sıcaklık Kavramlarının Tanımlanması

4.1.1. Yüksek taraf / alçak taraf

Kompresör ve genişleme cihazı aynı sistemde yüksek basınç ve alçak basınç bölgeleri olmak üzere iki farklı bölge oluştururlar.

Kompresör çıkışından itibaren basma borusu, kondenser, sıvı tankı, sıvı borusu ve genişleme valfi girişine kadar olan kısım yüksek basınç tarafıdır. Kompresör soğutucu akışkanı düşük basınç ve sıcaklıkta alır ve bu akışkanı sıkıştırır. Kompresör çıkışı sistemin yüksek basınç tarafıdır. Yüksek basınç tarafındaki borular, bu sıcak akışkanı, kondensere (yoğuşturucu) taşır. Buna sıcak gaz hattı denir. Yoğuşturucu, yoğuşturucuyu genişleme cihazına bağlayan sıvı hattı ile birlikte yüksek basınç tarafındadır. Soğutucu genişleme cihazına yüksek basınç ve sıcaklıkta girer ve düşük basınç ve sıcaklıkta terk eder.

Genişleme valfi çıkışından itibaren soğutucu ünite, emme borusu ve kompresörün emişine kadar olan kısım düşük basınç tarafını oluşturur. Genişleme cihazının girişi yüksek basınç tarafındadır. Ancak çıkışı alçak basınç tarafındadır. Buharlaştırıcıyı kompresör girişine bağlayan hat ise emme hattı olarak isimlendirilir. Kompresörün emme veya giriş ağzı, sistemin alçak tarafının son noktasıdır.

4.1.2. Buharlaşma

Sıvı haldeki soğutucu akışkan, buharlaştırıcıya gereken debide gönderilir. Basıncındaki ani düşüş sonucu soğutucu akışkan kaynar ve buharlaşır. Bu süreç esnasında

etrafından ısı çekerek dış yüzeyinden geçen hava akımını soğutur. Buharlaştırıcı etrafından geçen soğutulmuş hava, daha sonra şartlandırılan ortama gönderilir.

4.1.3. Yoğuşma

Klima sistemlerinde kompresörde sıkıştırılmış ve sıcaklığı arttırılmış ısıtılmış kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, geniş ısı transferi yüzeyine sahip kondenserden geçer. Kondenserden geçen soğuk dış hava, soğutucu akışkanın ısı atarak yoğuşmasını sağlar.

4.1.4. Yoğuşma basıncı

Yoğuşma basıncı soğutma devresinin yüksek taraf basıncı olup, kompresör çıkışından itibaren genleşme valfi girişine kadar basıncın yoğuşma basıncına eşit olduğu kabul edilir.

4.1.5. Yoğuşurma sıcaklığı

Kondenserde yoğuşma durumundaki soğutucu akışkanın, yoğuşma esnasında sabit kalan sıcaklığıdır.

4.1.6. Basma hattı sıcaklığı

Basma hattı sıcaklığı yoğuşma sıcaklığından farklıdır. Kompresörden basma hattına gönderilen soğutucu akışkanın kompresör çıkışındaki sıcaklığına basma hattı sıcaklığı denir.

4.1.7. Buharlaşma basıncı

Evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkanın basıncına buharlaşma basıncı denir. Buharlaşma basıncı, evaporatör ısı transfer yüzeyi ile soğutulan hava akımının sıcaklığına göre değişir. Soğutucu ünite ısı transfer yüzeyinin belirli bir değeri için, hava akımının sıcaklığının daha düşük değerler alması halinde buharlaşma basıncı

düŖer. Soğutulacak hava akımının sıcaklığının artması, buharlaşma basıncını da artırır.

4.1.8. Buharlaşma sıcaklığı

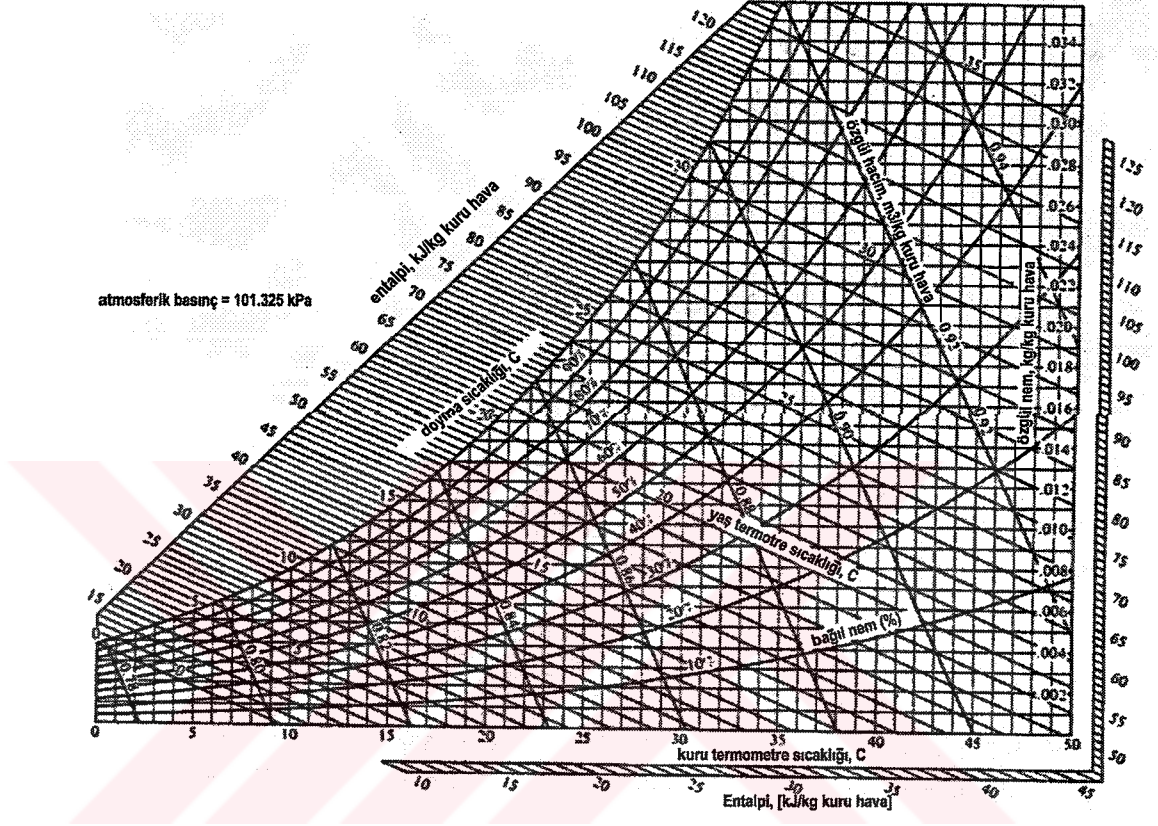
Her soğutucu akışkanın, buharlaşma basıncına bağılı olarak belirli bir buharlaşma sıcaklığı vardır. Buharlaşma sıcaklığı düŖtükçe buharlaşma basıncı da düŖecektir.

4.1.9. Soğutma etkisi

Bir soğutucu akışkanın 1kg'mın evaporatörde buharlaşırken soğutulacak hava akımından absorbe ettiğı ısı miktarı soğutma etkisi (tesiri) olup, bu miktar o soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısına eşittir. Ancak bu karşılaştırma, soğutucu akışkanın sıvı durumundaki sıcaklığı ile, buharlaşma durumundaki sıcaklığının birbirine eşit olması haline göre yapılmıştır. Uygulamada, soğutucu akışkanın sıvı durumundaki sıcaklığı buharlaşma sıcaklığından daima yüksektir. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan geçen soğutulacak hava akımından ısı absorbe etmeden önce, sıcaklığı buharlaşma sıcaklığına düŖürülür. Bu sebeple, soğutucu akışkanın sadece belirli bir kısmı evaporatörde buharlaşır.

4.2. Psikrometri Kavramı

4.2.1. Psikrometrik diyagram



Şekil 4.1. Psikrometrik diyagram

Diyagram üzerindeki yatay çizgiler özgül nem değerlerini, dikey çizgiler kuru termometre sıcaklıklarını göstermektedir. Sağa az eğik çizgiler yaş termometre sıcaklıklarını, fazla eğik olan seyrek çizgiler ise özgül hacim eğrilerini göstermektedir.

4.2.2. Kuru termometre sıcaklığı (KTS)

Hava içindeki su buharı ve güneş ışınımının etkisi olmadan, haznesi kuru bir termometre ile gölgede yapılan ölçüm sonucu bulunan sıcaklıktır.

4.2.3. Yaş termometre sıcaklığı (YTS)

Haznesine ıslak pamuk fitili sarılan ve havanın yeterli hızda aktığı bir ortama yerleştirilen bir termometreden okunan sıcaklıktır. Ortamdaki havanın izafi nemi oranı bu fitildeki buharlaşma (soğuma) hızını etkilediğinden, kuru termometre ile yaş termometre sıcaklıkları arasındaki farktan, bir cetvel yardımıyla ortamın bağıl nemi bulunabilir.

4.2.4. Çiğ noktası sıcaklığı (Tçiğ)

Belirli özelliklerdeki, havanın yavaş yavaş soğutulması esnasında, içindeki su buharının yoğunlaşmaya başladığı sıcaklıktır.

4.2.5. Bağıl (İzafi) nem (ϕ)

Havanın içindeki su buharının kısmi basıncının, aynı sıcaklıktaki doymuş suyun doyma basıncına oranıdır.

$$\phi = \frac{P_s}{P_t} 100 \quad (4.1)$$

P_s : Herhangi bir sıcaklık ve nemdeki havanın içindeki su buharının kısmi basıncı [Pa]

P_{sd} : Mevcut havadaki doyma noktasındaki (çiğ noktası) suyun doyma basıncı [Pa]

4.2.6. Özgül nem (X)

1 kg kuru havanın içinde kg veya g cinsinden nem miktarına denir.

X = nem kütlesi / kuru hava kütlesi

$$X = 0.622 \frac{P_s}{P_t - P_s} \quad [\text{kg/kg kuru hava}] \quad (4.2)$$

P_s : Su buharının kısmi basıncı [Pa]

P_t : Nemli havanın toplam basıncı (deniz seviyesinde $P_t=101.3$ kPa)

4.2.7. Özgül hacim (v)

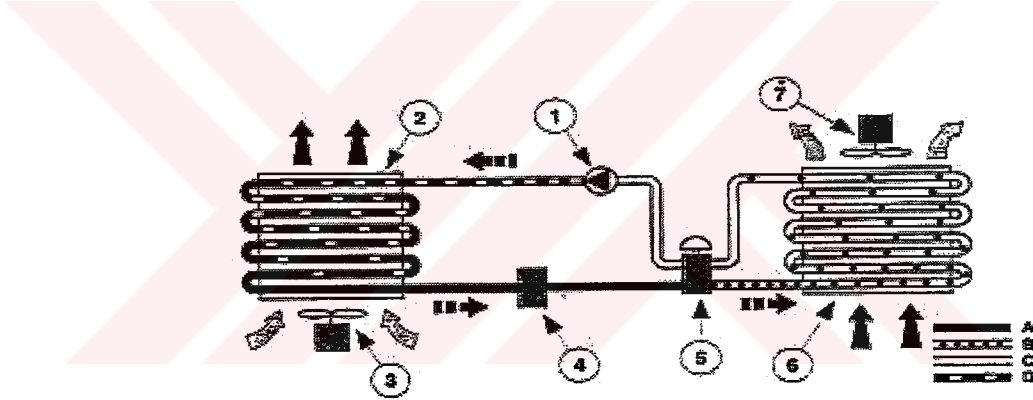
Kuru hava ve su buharı karışımında 1 kg kuru hava ve beraberindeki su buharının işgal ettiği hacimdir. [m^3/kg]

BÖLÜM 5. OTOMOBİL YAZ KLİMA SİSTEMLERİ

5.1. Termostatik Genleşme Valfli ve Açık Tip Kompresörlü Soğutma Çevrimi

Termostatik genleşme valfli ve açık tip kompresörlü soğutma çevriminde buharlaşma alçak basınç tarafında yoğuşma ise yüksek basınç tarafında gerçekleşir. Çevrimin yüksek basınç tarafında bir kurutucu filtre kullanılarak, genleşme valfinden sadece içinde nem bulunmayan sıvı soğutucu akışkanın geçmesi sağlanır.

5.1.1. Çevrimin çalışma prensibi



Şekil 5.1. Termostatik genleşme valfli ve açık tip kompresörlü soğutma çevrimi prensip şeması

- 1- Kompresör
 - 2- Kondenser
 - 3- Yardımcı fan
 - 4- Sıvı kurutucu / filtre
 - 5- Termostatik genleşme valfi
 - 6- Evaporatör
 - 7- Fan
- A- Yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı

- B- Düşük basınçta doymuş buhar- doymuş sıvı karışımı
- C- Düşük basınçta kızgın buhar
- D- Yüksek basınçta kızgın buhar

Kompresör (1) tarafından sıkıştırılmış yüksek basınçta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanın kondenserde (2) önce kızgınlığı alınır sonra yoğuşturulduktan sonra, sıvı kurutucu / filtreye (4) ulaşır. Filtre, soğutucu akışkan için bir hazne vazifesi görerek soğutucu akışkan içindeki nemi alır.

Sıvı haldeki soğutucu akışkan, sıcaklık ve basınç kontrollü termostatik genişleme valfi (5) içinden evaporatöre (6) püskürtülür. Bu işlem sonucu basınç hızla düşer ve sıvı soğutucu etrafından ısıyı emerek sabit basınçta buharlaşır.

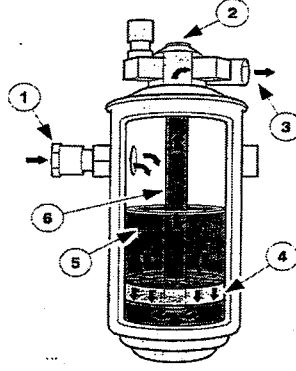
Gaz halindeki soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan ayrıldıktan sonra, tekrar kompresör tarafından sıkıştırılır.

Yukarıdaki şekilde gösterilen bu sistemde termostatik genişleme valfi (TXV), soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığını ve evaporatör basıncını sezer. Evaporatör basıncına karşılık gelen sıcaklığa doyma sıcaklığı adı verilir. Soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığı ile evaporatördeki doyma sıcaklığı arasındaki farka ise kızgınlık (superheat) derecesi adı verilir.

Termostatik genişleme valfi, evaporatör üzerindeki ısıl yük ne olursa olsun, soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki kızgınlığı sabit bir değerde kalacak şekilde evaporatör içine soğutucu akışkan bırakır. Örneğin evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı yükselip bunun sonucunda kızgınlık biraz artarsa, TXV daha fazla açılarak daha büyük debide soğutucu akışkanın evaporatöre gitmesine izin verilir. Bunun sonucunda akışkanın evaporatör çıkışındaki kızgınlığı normal değerlere düşer. Evaporatör üzerindeki ısıl yük azalır ve bunun sonucu olarak kızgınlık düşerse, TXV kısılarak içinden geçen akışkanın debisini azaltır. Bu ise evaporatör çıkışındaki kızgınlığı tekrar normal değerine getirir.

5.1.2. Sıvı kurutucu / filtre

Yüksek basınç tarafında kondenser ile genişleme valfi arasındadır.



Şekil 5.2. Sıvı kurutucu / filtre

- 1- Kondenserdan gelen giriş hattı
- 2- Gözleme camı
- 3- Genleşme valfine çıkış hattı
- 4- Kurutma elemanı
- 5- Sıvı halindeki soğutucu akışkan
- 6- Yükseltici

Yüksek basınçtaki sıvı haldeki soğutucu akışkan kondenserdan geçerek giriş hattı (1) üzerinden sıvı kurutucu / filtreye geçer. Kurutucu elemanı (4), soğutucu akışkandaki nemi emer ve yabancı maddeleri süzer. Soğutucu akışkan, yükseltici (5) üzerinden çıkış hattına (3) geçer ve sonra genişleme valfine gider.

Basınç düşürücü olarak genişleme valfi kullanan klimalarda kullanılır. Kondenser çıkışı ile genişleme valfi arasına monte edilir. Yükün az olduğu ve bunun sonucu olarak termostatik genişleme valfinin kısılarak geçen akışkan debisinin azalttığı durumlarda, çevrimde kullanılmayan soğutucu akışkanı depolar.

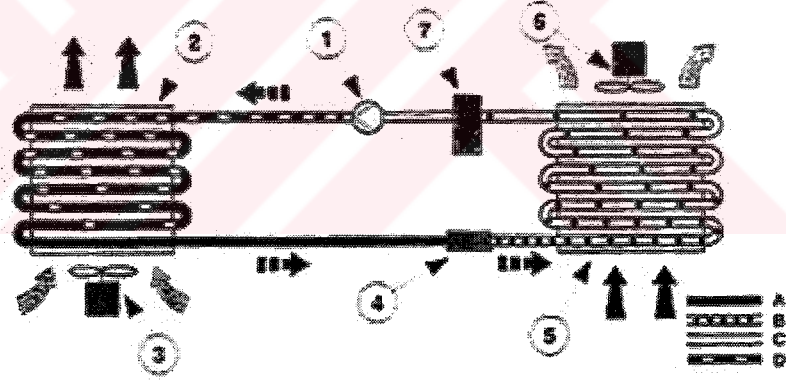
Sıvı haldeki soğutucu akışkan için bir hazne vazifesi görerek, sadece sıvı haldeki soğutucu akışkanın geçmesine izin verir.

5.1.3. Termostatik genişleme valfi (TXV)

Termostatik genişleme valfleri, soğutma yüküne göre çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisini azaltıp artırabilirler. Bu özellik, termostatik genişleme valflerinde akışkanın içinden geçirilerek basıncının düşürüldüğü kesitin, valfin kısılması veya açılması yoluyla değiştirilmesinden kaynaklanır. Bu tip valfler evaporatör çıkışındaki akışkanın kızgınlık derecesini, bütün yük durumlarında sabit tutmaya çalışırlar.

5.2 Sabit Boğazlı Tüp Kullanılan Soğutma Devresi

Sabit boğazlı tüp, sabit kesitli bir uç olup, soğutucu akışkanı buharlaştırıcıya enjekte eder. Sabit boğazlı tüp, yüksek basınç tarafı ile alçak basınç tarafını birbirinden ayıran bir köprü görevi görür. Soğutucu akışkanın buharlaşması alçak basınç tarafında, yoğuşması ile yüksek basınç tarafında kontrol edilir.



Şekil 5.3. Sabit boğazlı tüp kullanılan soğutma devresi prensip şeması

- 1- Kompresör
- 2- Kondenser
- 3- Yardımcı fan
- 4- Sabit boğazlı tüp
- 5- Evaporatör
- 6- Fan
- 7- Sıvı kurutucu / filtre

- A- Yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı
- B- Düşük basınçta doymuş buhar- doymuş sıvı karışımı
- C- Düşük basınçta kızgın buhar
- D- Yüksek basınçta kızgın buhar

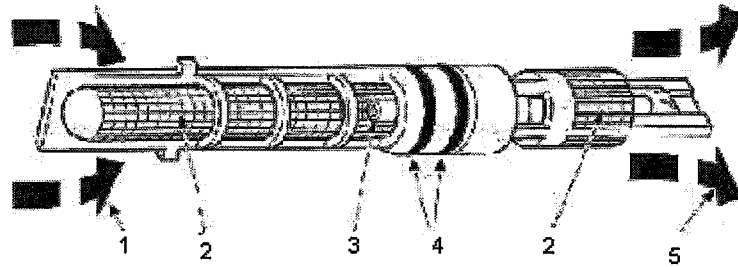
5.2.1. Çevrimin çalışma prensibi

Kompresörde (1) sıkıştırılarak yüksek basınçta kızgın buhar halinde (2) kondensere gelen soğutucu akışkan, burada fan vasıtası ile oluşturulan hava akımına sabit basınç ve sıcaklıkta ısı atarak yoğuşur.

Soğutucu akışkan, daha sonra sabit kesiti olan bir sabit boğazlı bir tüpten (4) geçerek basıncı hızla azalır. Soğutucu akışkan, sabit boğazlı tüp çıkışında sabit basınç ve sıcaklıkta buharlaşma işleminin gerçekleştiği evaporatöre (5) girer. Burada ortama gönderilecek hava akımından ısı çekerek buharlaşan akışkan, tam bir çevrimi tamamlamış olur. Soğutulmuş ve kurutulmuş hava, fan (6) yardımı ile klima dağıtım sisteminden aracın içine üflenir. Buhar halindeki soğutucu akışkan, sıvı kurutucu / filtreden (7) geçer. Bu işlem kompresöre sıvı soğutucu akışkan girmesini engeller.

5.2.2. Sabit boğazlı tüp

Sabit boğazlı tüp, soğutma devresinde kondenser (yoğuşturucu) ile evaporatör (buharlaştırıcı) arasındaki hat üzerine yerleştirilir.



Şekil 5.4. Sabit boğazlı tüp

- 1- Yüksek basınç tarafı girişi

- 2- Filtre elemanı
- 3- Sabit boğazlı t p i apı
- 4- Lastik halka
- 5- Düşük basınç tarafı ıkışı

Sıvı haldeki soğutucu akışkan, yüksek basınçta kondenserden sabit boğazlı tüpün (1) girişine doğru akar. İki adet lastik halka (4), soğutucu akışkanın sabit boğazlı tüpün etrafından geçişini engeller.

Sabit boğazlı tüpün giriş ve çıkışındaki iki adet filtre elemanı (2), soğutucu akışkan içindeki yabancı maddeleri temizler. ıkış tarafındaki filtre elemanı, aynı zamanda soğutucu akışkanın daha ince atomize olmasını sağlar.

Sabit boğazlı tüpün iç çapından (3) akacak soğutucu akışkan miktarı, basınç ile tespit edilir. Bu ap akacak soğutucu akışkan miktarını sınırlar.

5.3. Soğutma Devresinde Bulunan Diğer Elemanlar

5.3.1. Kompresör

Kompresör, düşük basınç bağlantısı ile sıvı kurutucu / filtreden (sabit boğazlı devrede) veya evaporatörden (genleşme valfli devrede) gelen soğutucu akışkanı toplar.

İdeal şartlar altında, kompresör soğutucu akışkanı yaklaşık 2 Bar ‘dan 12-18 Bar’a kadar sıkıştırır. Bu işlem esnasında 0°C den yaklaşık 70-110°C ye kadar akışkanın sıcaklığını arttırır. Bu basınç ve sıcaklık değerleri, normal şartlar altında çalışan bir sistem içindedir.

Otomobil klimasında alçak basınç tarafındaki basınç, 1.2 ile 3 Bar arasındadır. Normal şartlarda yüksek basınç yaklaşık 14-20 bar’dır. Ekstra durumlarda yüksek basınç anahtarı sistemi kapatana kadar (yaklaşık 28 bar) yükselmeye devam eder. Soğutucu akışkanın sıcaklığı, özellikle kompresör çıkışında 125°C kadar çıkabilir.

Kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, yüksek basınç ve sıcaklıkta kondensere pompalanır. Kompresör sadece buhar halinde soğutucu akışkanı sıkıştırabilir.

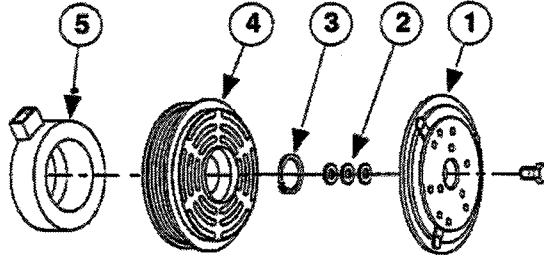
5.3.1.1. Yalpalı plakalı kompresör

Şaft üzerine belli bir açıda monte edilen bir yalpalı plaka, birkaç bir kaç tane çift hareketli pistonu geri ve ileri doğru aksel yönde hareket ettirir. Bu hareket soğutucu akışkanı toplayıp sıkıştırır. Soğutucu akışkanın toplanıp dışarı atılması tümleşik disk valfi madeni plakalar tarafından kontrol edilir.

Kompresörün hareket mili, çok yivli hareket kasnağı üzerinden 'V' kayışı ile krank mili tarafından çevrilir. Örneğin 5 adet çift piston hareket mili çevresinde 10 silindire aksel olarak yerleştirilmiştir. Pistonlar, hareket mili üzerine sabitlenmiş yalpalı plaka tarafından hareket ettirilir.

5.3.2. Manyetik kavrama

Kompresör, manyetik kavrama vasıtası ile krank milinden hareket alır. Motor çalıştırılınca, kompresör hareket mili üzerindeki kayış kasnağı (4) boşa döner. Klima düğmesine basılınca, alan sargısından (5) akım geçer ve manyetik alan yaratır. Bunun sonucunda kompresör hareket miline sıkıca tutturulmuş hareket plakası (1), kayış kasnağına doğru çekilir. Kavrama kapanır ve kompresör motor hızına bağlı olarak hızlanır. Akım sargısından akım geçmediği zaman hareket plakası geri dönüş yayları yardımı ile kayış kasnağından ayrılır.



Şekil 5.5. Manyetik kavrama

- 1- Hareket plakası
- 2- Kavrama hava boşluğu ayarı için aralık pulları
- 3- Segman
- 4- Çok yivli kayış kasnağı
- 5- Alan sargısı

5.3.3. Yoğuşturucu (kondenser)

Sabit boğazlı tüplü devrede yüksek basınç tarafında kompresör ile sabit boğazlı tüp arasında, genişleme valfli devrede ise yüksek basınç tarafında kompresör ile kurutucu / filtre arasındadır. Görevi, soğutucu akışkanın önce kızgınlığını almak, sonra da yoğuşturmasıdır.

Kompresör, 70 ve 110 C° arasındaki sıcaklıktaki soğutucu akışkanı kondenser üzerindeki giriş hattına pompalar. Sıcak akışkan borular içinde aktıkça soğur ve böylece yoğuşur. Bu işlemde soğutucu akışkandan çıkan ısı, dış havaya geçer.

5.3.4. Evaporatör (buharlaştırıcı)

Soğutma Devrelerindeki Konumu:

Sabit boğazlı tüp devrede düşük basınç tarafında sabit boğazlı tüp ile sıvı kurutucu / filtre arasında, genişleme valfli devrede ise düşük basınç tarafında genişleme valfi ile kompresör arasındadır. Görevi, havayı soğutmak, kurutmak ve temizlemektir

Buharlaştırıcı, buharlaştırıcı bölgesindeki kalorifer / klima fanının arkasındadır. Çok sayıda kanatçıklı borudan oluşan bir ısı değiştiricidir.

Genişleme valfi veya sabit boğazlı tüp tarafından debisi ayarlanmış soğutucu akışkan buharlaştırıcıya püskürtülür. Soğutucu akışkan soğutma borularının iç yüzeyine temas ettiğinde, basınçtaki düşme sonucu sabit basınç ve sıcaklıkta buharlaşır. Bu işlem sırasında soğutma borularından ısı emer. Bu esnada boruların dış yüzeyinden geçen hava akımı soğutulur. Soğutucu akışkan, daha sonra kompresör tarafından hızla emilir.

Buharlaştırıcıdan geçen hava soğur, kurur ve kalorifer / klima fanı vasıtasıyla ile yolcu bölmesine gönderilir.

Bu işlemde hava içindeki nem buharlaştırıcı peteklerinde yoğuşur. Yoğuşan nem, boşaltma hattından dışarı atılır. Nemli buharlaştırıcıya yapışan toz, iek tozu vs. de temizlenmiş olur. Bu işlem havayı temizler ve kurutur.



BÖLÜM 6. OTOMOBİL ISI POMPASI / KLİMASI SİSTEMLERİNİN TANITILMASI

6.1. Temel Isı Pompası Çevrim

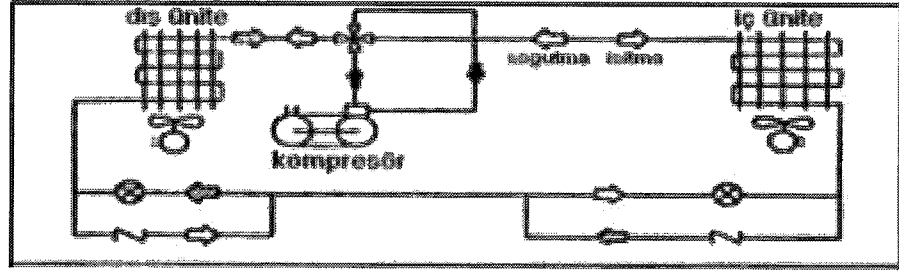
Klasik soğutma çevrimlerinde ısı, şartlandırılan ortamdaki evaporatör (iç ünite) tarafından emilip, kondenser (dış ünite) tarafından çevre havasına verilmektedir. Bu aksam ters çevrildiğinde, buhar halindeki soğutucu akışkan dört yönlü valf tarafından kondenser haline getirilmiş iç ünite serpentine gönderilmek suretiyle burada sabit basınç ve sıcaklıkta yoğunlaşması ve şartlandırılan ortama ısısını bırakması sağlanır.

Bu işlem şartlandırılan ortama ısı temin etmek için geliştirilen alternatif bir ısıtma yöntemidir. Belirtilen işlem, evaporatörün ve kondenserin ters çevrilmesi dışında, klasik soğutma çevrimi sisteminin yaptığı ile aynıdır. Dört yönlü valf ile, sistemde dolaşan soğutucu akışkanın şartlandırılan ortam ısıtılacak veya soğutulacak şekilde yönlendirilmesi sağlanmaktadır.

Soğutucu akışkanın dolaşım yönünü değiştirmek için kompresör ve iki serpantin arasına dört yönlü valf ile yaz ve kış kullanım durumlarına göre devrede akışkanı yönlendiren çek valfler kullanılır.

6.1.1. Hava kaynaklı ısı pompası

Temel çevrimin çalışabilmesi, 'havadan havaya' tipinde ısı pompası olarak isimlendirilen bir sistem yardımıyla açıklanabilir. Evaporatör (iç ünite) yaz çalışması durumunda şartlandırılan ortamdaki ısıyı çeker ve bu ısıyı kondensere (dış ünite) pompalayıp burada çevreye ısı atar. Kış çalışma durumunda ise evaporatör (dış ünite) bir fan vasıtasıyla kendisine itilen dış çevre havasından ısı çeker. Bu ısıyı kondenserde (iç ünite) ısıtılacak ortama atar.



Şekil 6.1. Havadan havaya temel ısı pompasının şematik gösterimi

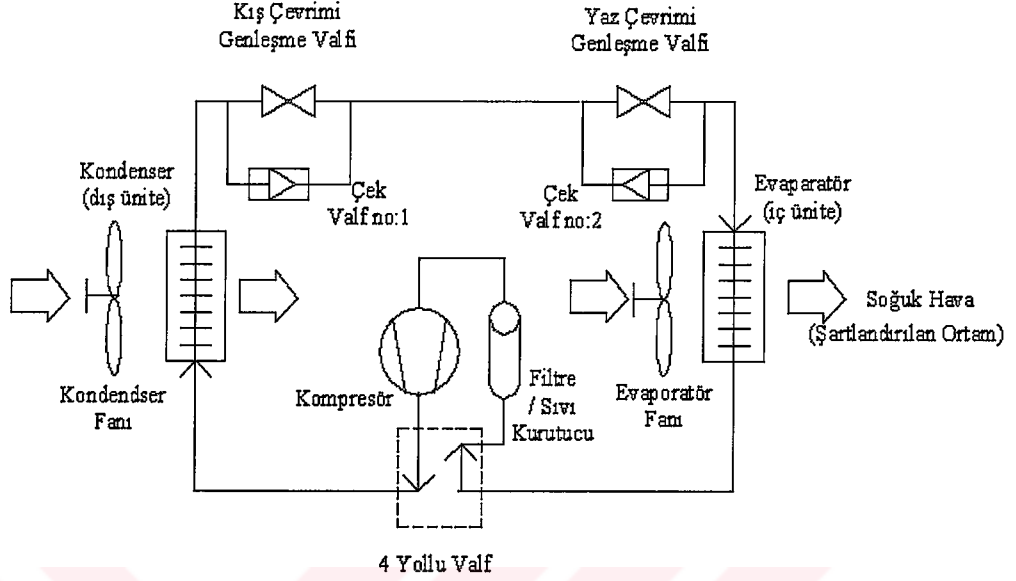
6.2. Otomobil Isı Pompasına Dönüştürülmüş Otomobil Klimaları

Isı pompaları, ısıyı bir ortamdan başka bir ortama taşırlar. Soğutma makinelerinden tek farkı; ısıyı her iki yönde taşıma kabiliyetinin olmasıdır. Isı pompalarında farklı bir eleman, dört yollu valflerdir.

Isı pompaları, kışın dışarıdan absorbe etmiş olduğu ısıyı, ısıtılacak mekana taşıyarak ısıtmayı temin ederken, bu işlem yazın tersine işler ve aynı mekandaki ısı dışarıya taşınır. Konstrüksiyon ve görünüş olarak sadece soğutma yapan bir cihaz ile ısı pompası arasında yön değiştirme valfi haricinde hiçbir fark yoktur.

Otomobil klimasında bulunan soğutma çevriminin kış şartlarında ters yönde çalıştırılarak ısı pompası görevi yapması durumunda, aracın içine gönderilen havanın, yaz klimasında evaporatör görevi gören ancak kışın ters çalışma nedeniyle kondenser haline gelmiş olan serpantinden geçerken ısınması sağlanmaktadır.

6.2.1. Otomobil ısı pompası / kliması soğutma durumu prensip şeması



Şekil 6.2. Otomobil ısı pompası / kliması soğutma durumu prensip şeması

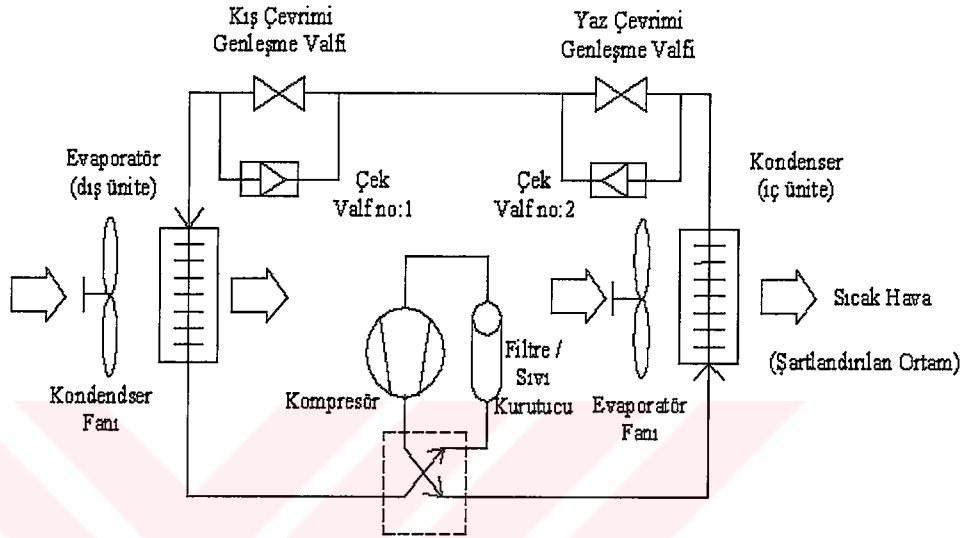
Şekil 6.2.'de kompresör, kondenser, evaporatör ve genleşme valfli genel bir soğutma devresine ilave edilmiş dört yollu valf, ısıtma durumu için kullanılacak bir genleşme valfi (TXV) ve çek valfler içeren, hem ısıtma hem de soğutma durumları için kullanılabilir bir ısı pompasının çevriminin yaz mevsimi kullanımına ait prensip şeması görülmektedir.

Soğutma durumunda yüksek basınç ve kızgın buhar halinde kompresörden çıkan soğutucu akışkan, çıkışında yüksek basınçta aşırı soğutulmuş sıvı haline dönüştüğü kondensere (dış ünite) yönlendirilir. Kondenser çıkışına bağlı basınç düşürücü cihazı by-pass eden çek valf açık olduğundan, soğutucu akışkan basınç düşürücü cihazın (TXV) etrafından dolaşır.

Soğutucu akışkan, daha sonra evaporatöre (iç ünite) bağlı basınç düşürücü cihazına gider. Basınç düşürücü cihazı by-pass eden çek valf kapalı olduğundan, soğutucu akışkan, basınç düşürücü (TXV) cihazın içinden akmaya zorlanır. Bu durumda gerekli basınç düşüşü sağlanarak, evaporatörde (iç ünite) şartlandırılan ortamdan ısı

çeker. Daha sonra dört yöllü valften ve sıvı kurutucudan / geçerek kompresöre gelir ve çevrim tamamlanmış olur.

6.2.2. Otomobil ısı pompası / kliması ısıtma durumu prensip şeması



Şekil 6.3. Otomobil ısı pompası / kliması ısıtma durumu prensip şeması

Şekil 6.3.'de, dört yöllü valfi ters yönde çalıştırarak, kış şartlarında kondensere (iç ünite) dönüştürülen serpantine, kompresörde sıkıştırılmış kızgın buharı göndermek suretiyle şartlandırılmış ortama ısı atmasını sağlayan ısı pompası çevrimin kış şartlarında ısıtma amaçlı kullanımına ilişkin prensip şeması görülmektedir.

Isıtma çevriminde dört yönlü valfin konumu, soğutucu akışkanın akışını değiştirecek şekilde değiştirilmiştir. Kompresörden gelen yüksek basınç ve yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkan, dört yöllü valften geçerek kondenser haline dönüştürülmüş iç ünite serpantinine gider. Burada iç ünite, soğutucu akışkanı, yoğunlaştırır. Bu esnada şartlandırılan ortamdan alınan hava akımı ısıtılır. Soğutucu akışkan, daha sonra yüksek basınçta aşırı soğutulmuş sıvı olarak genişleme valfine gelir.

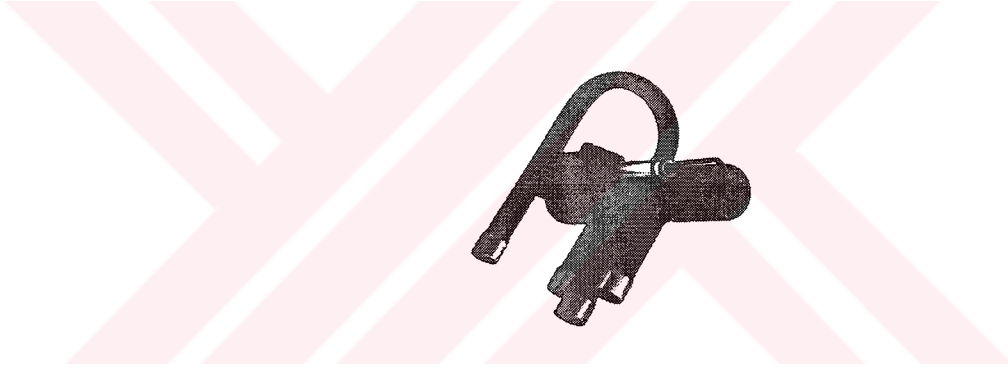
İç üniteye bağlı genişleme valfini (TXV) by-pass eden çek valfi açık olduğundan, soğutucu akışkan çek valften geçer. Sıvı hattında yoluna devam eden sıvı soğutucu

akışkan, basınç düşürücü cihazla paralel bağlı çek valfin kapanmasıyla, evaporatör (dış ünite) halini getirilen serpantinın basınç düşürücü cihazına girer. Düşük basınç düşük sıcaklıktaki sıvı-buhar karışımına dönüştürülen soğutucu akışkan evaporatörden (dış ünite) geçerek dış çevre havasından ısı çeker ve kızgın buhar haline gelir. Soğutucu akışkan daha sonra dört valften ve sıvı kurutucudan / filtreden geçerek kompresöre gider. Böylece çevrim tamamlanmış olur.

6.2.3. Otomobil ısı pompasında akışkanın yön değişimi

6.2.3.1. Dört yollu valf

Dört yollu valfin 2 giriş ve 2 çıkış bağlantısı olur, genel görünümü aşağıda verilmiştir.



Şekil 6.4 Soğutucu akışkan yön değişimin sağlayan dört yollu valfin görünümü

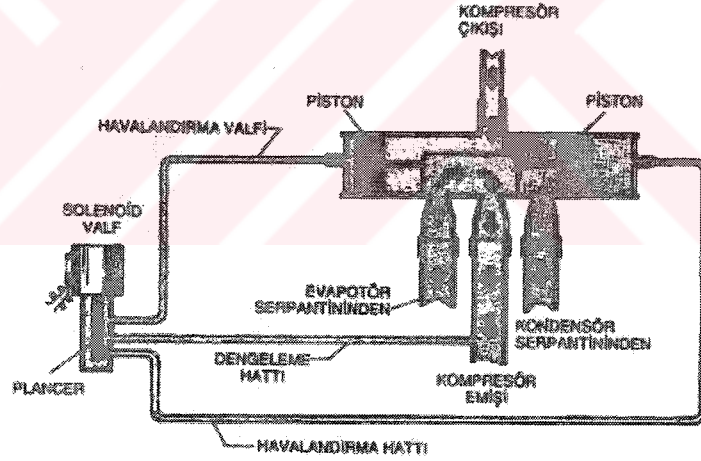
6.2.3.1.1. Dört yollu valfin çalışma prensibi

Isı değiştirgecinin ısı alma (evaporatör) veya ısı verme (kondenser) fonksiyonlarından hangisini yerine getireceği, dört yollu valfin hareketi ile belirlenir. Fiziksel olarak, tipik bir dört yollu valf dıştan Şekil 6.4. deki gibidir. İçten ise, iki delikli kayan bir kütle veya silindire bağlı iki pistonun oluşmuştur. Şekil 6.5' de soğutma durumundaki konumu, Şekil 6.6'da piston tertibatının ısıtma durumundaki konumunu gösterilmiştir.

Pistonun hareketi, hangi çalışma moda ihtiyaç duyulduğuna bağlı olarak, pistonu sola veya sağa hareket ettirmek için yüksek basınçlı kompresör boşaltım buharını

kullanan bir solenoid valf tarafından kontrol edilir. Kompresör boşaltımı doğrudan piston yuvasının merkezine bağlı olarak, her piston ucunun iç yüzeyine eşit basınç uygulamaktadır. Hareketi yaratmak için, silindir basıncını kompresör emiş tarafına akıtarak piston uçlarında bir basınç farkı oluşturulur.

Akma hareketi, iki-yönlü solenoid valfin hareketi ile kontrol edilir. Şekil 6.5’de solenoid valfin enerjisi alınmış ve kontrol hareketi göbek (mil) dip konumda hareketsizdir. Dipteki ağız kapalıdır ve üst ağız ortadaki ortak ağza doğru açıktır. Böylece üst çıkış hattı dengeleyici hatta açıktır. Meydana gelen hareket, sol silindir yuvasından basıncın akmasıdır. Bu yuvada basınç, piston uçlarındaki pistonu hareket ettiren basınç farkına neden olacak kadar düşürüldüğünde, piston sola gitmiştir. Bu, valf sürgüsünün sol kontrol ağızını merkez ağzına doğru ve sağ kontrol ağızını da piston basıncını açmasına sebep olmuştur. Bu konumda, kompresör boşaltım buharı kondensere ve evaporatöre gelen buhar da kompresör emişine gider.

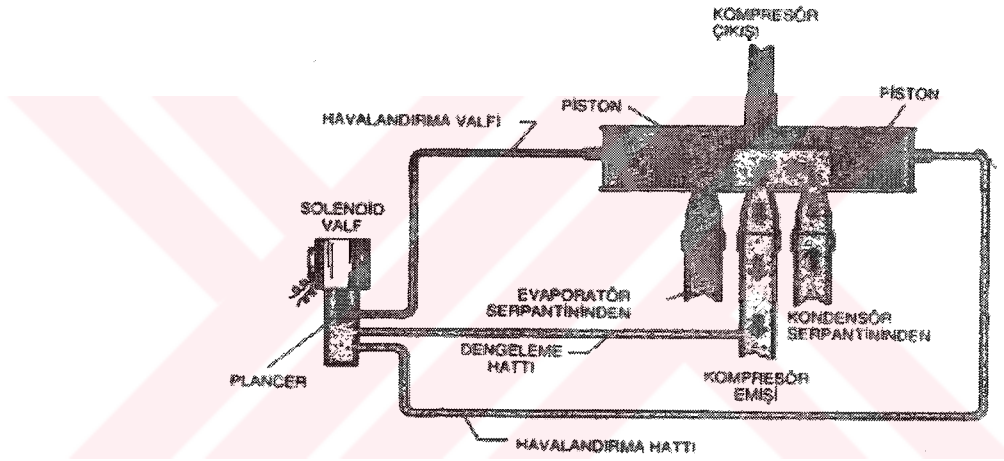


Şekil 6.5. Dört yollu valf soğutma durumu prensip şeması

Şekil 6.6’da, solenoid valf serpantini harekete geçirilmiştir ve hareketli göbek (mil) yukarı kalkmıştır. Bu hareket, piston sol ucundan çıkış hattını kapatmış ve piston sağ ucundan çıkış hattını açmıştır. Pistonun sağ ucundaki basınç yeterince düştüğünde, pistonun uçlarındaki basınç farkı pistonu aşırı derecede sağ uca itecektir.

Bu hareket, sürgülü valfi, dış serpantin kompresör boşaltımına ve iç serpantin emişini açacak şekilde hareket ettirir. Sistem şimdi standart bir iklimlendirme sistemi gibi çalışmaktadır. İki çizimde gösterilmemesine rağmen, piston ucundaki bir çıkıntı, silindirden gelen sıcak buharın piston akış deliğinden geçerek akış çıkış hattına sürekli by-pass olmasını önlemek için bir yuva içersine kapanır.

Piston çıkış deliği, yüksek-basınç gazının pistonun hareket hızını düzenlemek üzere içinden geçerek yavaşça yolunu bulabildiği küçük bir deliktir. Üstten geçmeli bir harekette basınçtaki çok hızlı bir değişim, sistemde şoka ve aşırı gürültüye neden olabilir.



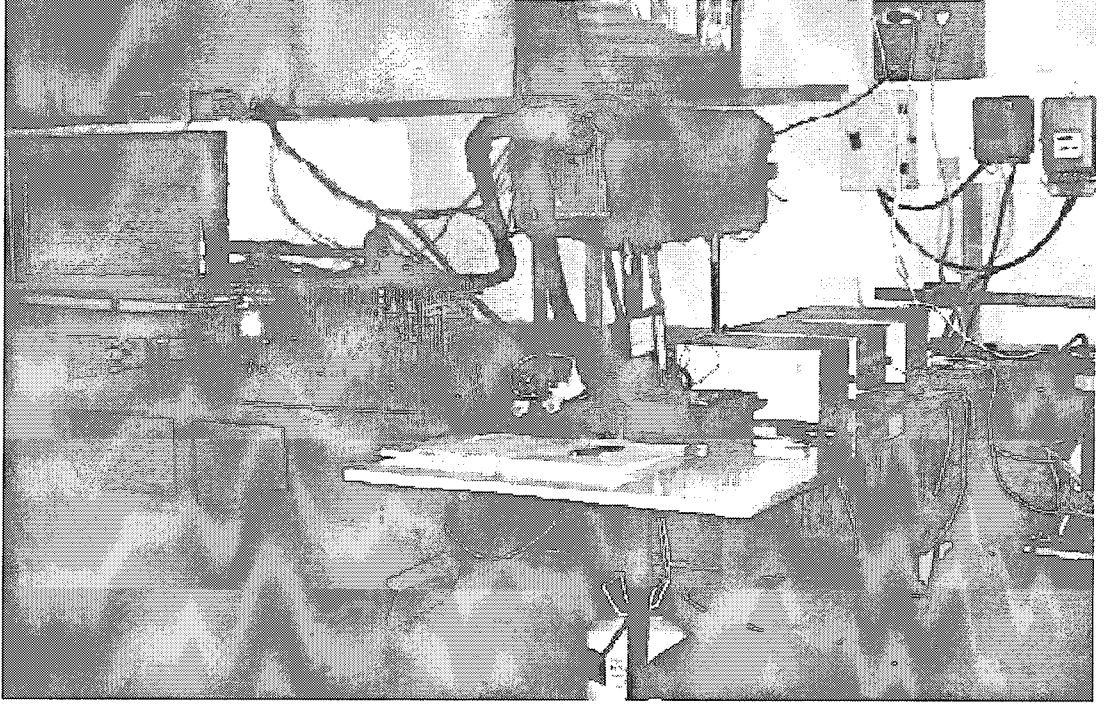
Şekil 6.6. Dört yollu valf ısıtma durumu prensip şeması

BÖLÜM 7. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneysel çalışmalar, Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Laboratuvarında kurulan otomobil ısı pompası / kliması test ünitesinde yapılmıştır. Test ünitesi ile ilgili görüntüler Şekil 7.1 ve 7.2’de verilmiştir.



Şekil 7.1. Otomobil ısı pompası / kliması deney tesisatı önden görünüşü



Şekil 7.2. Otomobil ısı pompası / kliması deney tesisatının kullanılan kontrol ve ölçüm cihazları ile görünümü

7.1. Deney Tesisatının Tanıtımı

Otomobil ısı pompası / kliması deney düzeneği, kompresör, kondenser, evaporatör, genişleme valfi, filtre / kurutucudan oluşan temel otomobil kliması sistemine dört yollu valf, genişleme valfi, filtre kurutucu ve iki farklı durum için soğutucu akışkan akışını düzenleyen 4 adet çek valf ilavesi yapılarak yaz ve kış durumları için iki farklı çalışma yönü sağlayacak şekilde hazırlandı. Deney düzeneği tüm bileşenleri bakır borular vasıtasıyla birleştirildi. Bakır boru dış yüzeyleri elastomerik boru yalıtım malzemesiyle yalıtıldı.

Deney düzeneğinde kompresörün çalıştırılması, kayış-kasnak mekanizması aracılığıyla 3 fazlı akımla çalışan 4 kW gücünde asenkron elektrik motoru tarafından sağlanmıştır. Devreye bağlanan frekans dönüştürücü ile motor hızı ve dolayısıyla kompresör devrinin, gerçek çalışma koşullarındaki devirlerle aynı olması

sağlanmıştır. Kompresör devri, frekans dönüştürücüsüne bağlı potansiyometre devresi aracılığı ile istenilen herhangi bir değere ayarlanmıştır.

Deneysel düzenekte yaz durumunda üzerine ısı çeken evaporatör, kışın ise üzerinden ısı atan kondenser vazifesi gören iç ünite serpantini, kesiti 24x24cm ve boyu 100cm olan bir hava kanalının çıkış bölümüne yerleştirildi. Yaz durumunda evaporatörde istenilen buharlaşma sıcaklıkları kış durumunda ise ters çalışma neticesinde kondenser vazifesi gören iç ünite serpantininde istenilen yoğuşma sıcaklıkları, hava kanalı içersine 2 kW güce sahip elektrikli ısıtıcı bağlanarak sağlandı. Hazırlanan bir dimmer devresi ile elektrikli ısıtıcının kontrolü yapıldı. Kanalda yeterli hava akış hızı, kanal girişine 200W gücünde sabit devirli santrifuj fan bağlanarak sağlandı. Ayrıca kanal içinde hava akışını üniform yapmak amacıyla, iç üniteden önce bir delikli plaka montaj edildi. Kanal çevresinin izolasyonu, 4 cm kalınlığında taş yünü malzemesi ile yapıldı.

Deneysel düzenekte yaz durumunda üzerinden ısı atan kondenser, kış durumunda ise üzerine ısı çeken evaporatör görevi gören dış ünite serpantini, kesiti 40x65cm ve boyu 100cm olan bir hava kanalı çıkış bölümüne yerleştirildi. Yazın kondenserdeki yoğuşma basınçlarına karşılık gelen farklı yoğuşma sıcaklıkları, kışın ise evaporatördeki buharlaşma basınçlarına karşılık gelen farklı buharlaşma sıcaklıklarının temini için kanal içersine ikiz fan tertibatı montaj edildi. Fanların kontrolleri, çıkış voltajları değiştirilebilen doğru akım güç kaynakları ile yapıldı. Bu kanal içine de, hava akışını üniformlaştıran bir delikli plaka monte edildi. Kanal dış çevresi, köpük yalıtım malzemesiyle yalıtıldı.

Potansiyometre yardımıyla frekans dönüştürücü çıkış frekansı değiştirilerek, kompresör devrinin istenilen değere gelmesi sağlanmış ve devir ölçümü fotoelektrik takometre ile yapılmıştır.

7.2. Deneysel Ekipmanlar

Kompresör: Visteon marka kapasite kontrollü kompresör kullanıldı. Kütlesel debi kontrol valfi (MFCV) bileşeni ile kompresör emiş hattı basıncının belirli bir değerin altına inmesi engellenerek, evaporatörde (iç ünite) buharlaşan soğutucu akışkan sıcaklığının belirli bir değerden sonra sabit kalması sağlanmıştır. Evaporatördeki (iç ünite) buharlaşma sıcaklığı, kapasite kontrol sistemi tarafından -2.5 °C değerinin altına düşürülmemiş, böylece evaporatör (iç ünite) serpantini üzerinde oluşacak buzlanma önlenmiştir. Ayrıca enerji tasarrufu da sağlanmıştır.

Elektrik Motoru: Sistemde kompresörün kayış kasnak mekanizması vasıtasıyla çalıştırılmasında kullanıldı.

Güç: 4 KW Nominal devir: 1425 d/dak Voltaj: 380V

Frekans Değiştirici: Elektrik motoru hız kontrolü için kullanıldı.

Tip: Micromaster Giriş Voltajı : 380 ± 10 V

Wattmetre: Sistemdeki birim zamandaki elektrik tüketimini hesaplamak için kullanıldı.

Tip: Analog Wattmetre

Basınç Ölçerler: Evaporatör ve kondenser de oluşan basınç ve buharlaşma / yoğuşma sıcaklıklarını ölçmek için Bourdon Tüpü manometreler kullanıldı.

Termokupl: K tipi termokupllar kullanıldı. Belirlenen 12 ayrı noktadan termokupl ile sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Ayrıca termokupldan ölçülen sıcaklıklara ek olarak, bazı noktalardan termistör cihazı kullanılarak kontrol amaçlı sıcaklık ölçümü yapılmıştır.

Anemometre: İ ve dış üniteler üzerinden geçen hava akımlarının hızlarını ve debilerini belirlemek için kullanılmıştır.

Santrifüj Fan: Evaporatör (İ nite) kanalına yeterli hızda hava akışı sağlamak amacıyla 200W gücünde, Anma Debisi : 0.25 m³ / s olan sabit devirli santrifüj fan kullanıldı.

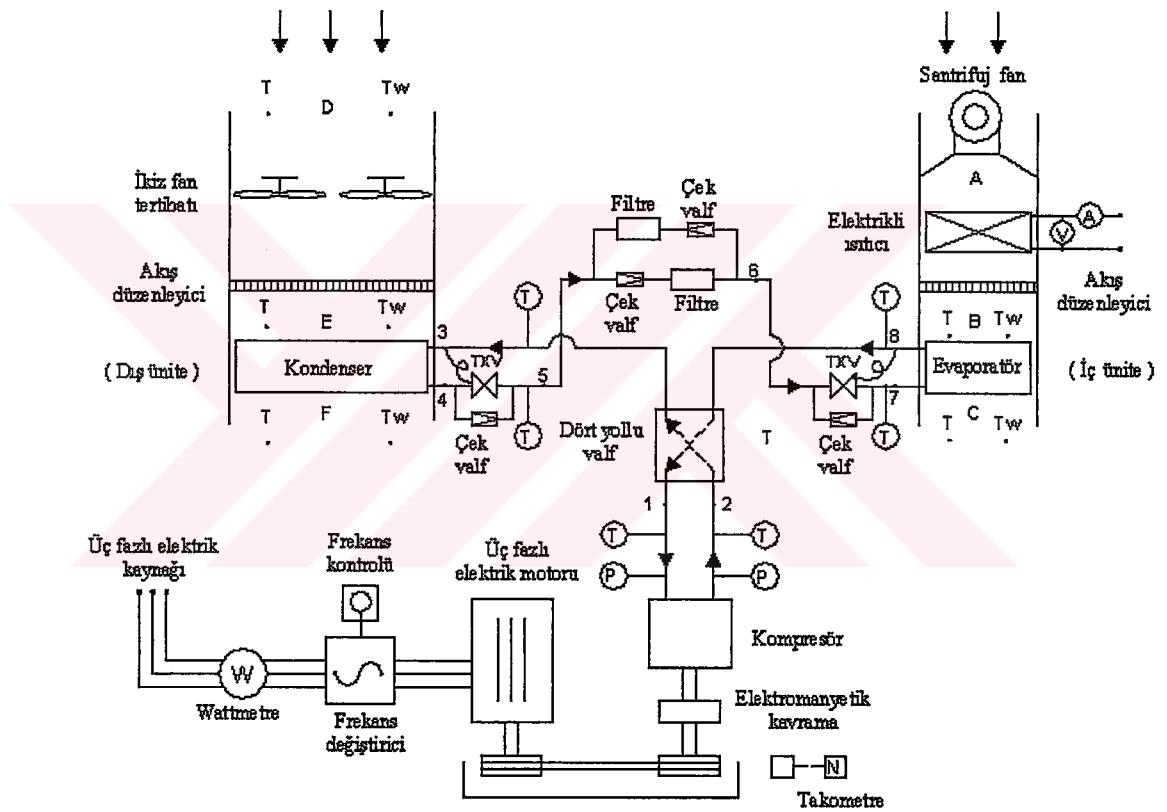
İkiz Fan Tertibatı: Kondenser (dış ünite) kanalı içersine kondenserde farklı istenilen yoğuşma sıcaklık ve basınçlarını elde etmek için ikiz fan tertibatı kullanılmıştır. Doğru akım güç kaynakları ile fan motorlarına uygulanan voltaj değerleri yükseltip azaltılarak istenilen yoğuşma basınçları elde edildi.

7.3. Deney Sistemin alıştırılması

Enerji uygulandığında, elektromanyetik kavrama bobininin alan sargısından akım geçerek manyetik alan yaratır. Bunun sonucunda kompresör hareket miline sıkıca bağlanmış hareket plakası kayış kasmağına doğru çekilir. Kavrama kapanır ve kompresör motor hızına bağlı olarak hızlanır. Soğutucu akışkan kompresör tarafından basılarak sistemde dolaşmaya başlar. Evaporatör ve kondenser fanları çalıştırılır ve istenilen yoğuşma sıcaklıkları için kondenser kanalındaki ikiz fan tertibatına uygulanan voltajlar uygun değerlere getirilir. Evaporatör kanalında kullanılan fan devri sabittir. Ölüm cihazları çalıştırılır ve sistem sürekli rejime girene kadar beklenir. Sistemin sürekli rejime girdiği, sistem içinde belirlenen bira kritik noktada özelliklerinin değişmeyip sabit kalmasından anlaşılır. Buna termodinamik denge hali de denir. Böyle bir denge hali için sistemin her noktasında tüm özellikler llebilir veya hesaplanabilir.

BÖLÜM 8 OTOMOBİL ISI POMPASI / KLİMASI YAZ ÇALIŞMASI DURUMU DENEYLERİ

8.1. Otomobil Isı Pompası / Kliması Deneyi Yaz Çalışması Prensi Şeması ve Tanıtılması



Şekil 8.1. Otomobil ısı pompası / kliması deney tesisatı yaz çalışması durumu prensip şeması

Otomobil ısı pompası / kliması deney tesisatının yaz çalışması, klasik bir klima sisteminin çalışması ile prensip olarak aynıdır. Kompresörde sıkıştırılan yüksek basınç ve sıcakta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan dört yollu valf tarafından kondensere (dış ünite) gönderilerek, kondenserdeki sabit basınçta yoğunlaşma sırasında

dış çevre havasına ısı atılır. Otomobil ısı pompası / kliması deney tesisatı yaz çalışması durumunda klasik soğutma sistemlerine benzer olarak iç ortama gönderilecek hava akımı, ısını evaporatördeki (iç ünite) buharlaşan soğutucu akışkana verir.

8.2. Otomobil Isı Pompası / Kliması Deneyi Yaz Çalışması Ölçüm Noktaları

Deney düzeneği yaz çalışması durumu için belirlenen noktalardan ölçülen özellikler tablolar halinde verilmiştir. Buna göre deney düzeneği termokupl pozisyonları ve ölçülen özellikler Tablo 8.1’de, termistörden ve anemometreden okunan özellikler ile ölçüm noktaları da Tablo 8.2 ve 8.3’de sunulmuştur.

Tablo 8.1. Deney düzeneği yaz çalışması durumu termokupl pozisyonları

Termokupl no	Ölçüm noktası	Ölçülen özellik
T1	Kompresör giriş	Soğutucu akışkan
T2	Kompresör çıkış	Soğutucu akışkan
T3	Kondenser giriş	Soğutucu akışkan
T4	Kondenser çıkış	Soğutucu akışkan
T5	Filtre giriş	Soğutucu akışkan
T6	Filtre çıkış - TXV giriş	Soğutucu akışkan
T7	Evaporatör giriş	Soğutucu akışkan
T8	Evaporatör çıkış	Soğutucu akışkan
T9	Evaporatör giriş (B noktası)	Hava KTS
T10	Evaporatör çıkış (C noktası)	Hava YTS
T11	Evaporatör çıkış (C noktası)	Hava KTS
T12	Kondenser giriş (E noktası)	Hava KTS

Tablo 8.2. Deney düzeneği yaz çalışması durumunda termistörden okunan özellikler

Termistör no	Ölçüm noktası	Ölçülen özellik
T13	Evaporatör çıkış (C noktası)	Hava KTS
T14	Kondenser çıkış (F noktası)	Hava KTS

Tablo 8.3. Deney düzeneği yaz çalışması durumunda anemometreden okunan özellikler

Ölçüm no	Ölçüm noktası	Ölçülen özellik
T15	Çevre havası (D noktası)	Hava KTS
$\phi 1$	Çevre havası (D noktası)	Çevre havası izafi nemi
T16	Kondenser çıkış (F noktası)	Hava KTS
$\phi 2$	Kondenser çıkış (F noktası)	Çevre havası izafi nemi

8.2.1. Deney düzeneği yaz çalışması durumunda manometreden okunan özellikler

Evaporatördeki (iç ünite) buharlaşma basıncına karşılık gelen buharlaşma sıcaklığı (T_{evap}) ve kondenserdeki (dış ünite) yoğuşma basıncına karşılık gelen yoğuşma sıcaklığı (T_{kond}) değerleri, manometreden ölçülen basınçlara karşılık gelen doyma sıcaklıkları olarak yine manometre üzerine işlenmiş sıcaklık skalasından elde edildi.

8.3. Yaz Çalışması Durumu Enerji Analizi Hesaplamaları

8.3.1. Evaporatörden (iç ünite) geçen havanın ortalama hızı

Yaz durumunda evaporatör (iç ünite) çıkışındaki (C noktası), Şekil 8.2’de gösterilen 9 noktada anemometre kullanılarak hava akımı hızları ölçüldü. Ölçülen hava akımı

hızlarının ortalaması alınarak evaporatörden geçen havanın ortalama hızı ($V_{ort,evap}$) bulundu.

3.0m/s	3.0m/s	3.0m/s	0.205 m
2.7m/s	2.7m/s	2.4m/s	
2.2m/s	2.2m/s	2.1m/s	
0.215 m			

Şekil 8.2. Evaporatör (iç ünite) çıkışında ölçülen hava akımı hızları

$$V_{ort,evap} = 2,588 \text{ m / s}$$

8.3.2. Evaporatörden (iç ünite) geçen havanın hacimsel debisi

Bulunan $V_{ort,evap}$ hızı evaporatör (iç ünite) yüzey alanıyla çarpılarak evaporatörden geçen havanın hacimsel debisi bulundu.

$$\dot{V}_{h,evap} = A \times V_{ort,evap} \quad (8.1)$$

$$\dot{V}_{h,evap} = (0,205 \times 0,215) \times V_{ort,evap}$$

$$\dot{V}_{h,evap} = 0,1141 \text{ m}^3/\text{s}$$

8.3.3. Evaporatörden (iç ünite) geçen havanın kütleli debisi

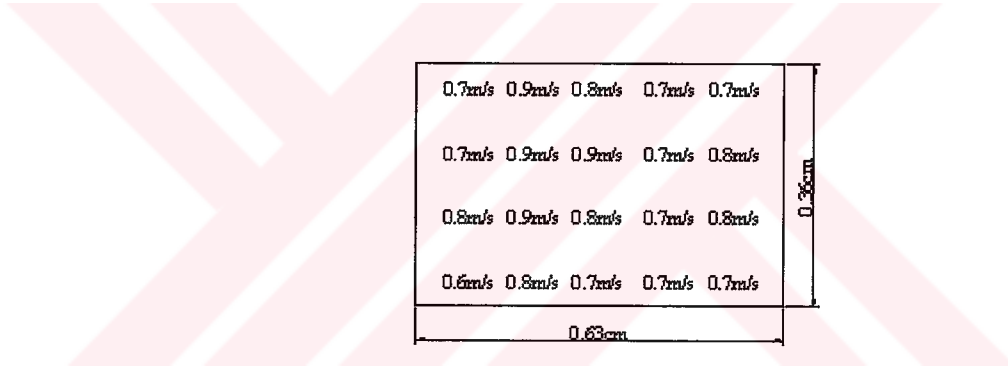
Yaz durumu çalışması yapılan her deney için dış çevre havasının A noktasındaki özellikleri ile D noktasında ölçülen özellikler eşit kabul edildi. Anemometreden okunan havanın D noktasındaki sıcaklığı (T15) ve izafi nemi (ϕ 1) özelliklerinin fonksiyonu olarak, 'Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator' psikrometrik

programından havanın A noktasındaki yoğunluğu ($\rho_{A,evap}$) bulundu. Sonrada aşağıdaki denklemden havanın kütleli debisi elde edildi.

$$\dot{m}_{h,evap} = \dot{V}_{h,evap} \times \rho_{A,evap} \quad (8.2)$$

8.3.4. Kondenserden (dış ünite) geçen havanın ortalama hızı

Kondenser (dış ünite) çıkışındaki F noktasındaki, Şekil 8.3’de gösterilen 20 noktada anemometre kullanılarak hava akımı hızları ölçüldü. Ölçülen hava akımı hızlarının ortalaması alınarak kondenserden geçen havanın ortalama hızı ($V_{ort,kond}$) bulundu.



Şekil 8.3. Kondenser (dış ünite) çıkışında ölçülen hava akımı hızları

$$V_{ort,kond} = 0.765 \text{ m / s}$$

8.3.5. Kondenserden (dış ünite) geçen havanın hacimsel debisi

Bulunan $V_{ort,kond}$ hızı, kondenser (dış ünite) yüzey alanıyla çarpılarak, kondenserden geçen havanın hacimsel debisi bulundu.

$$\dot{V}_{h,kond} = A \times V_{ort,kond} \quad (8.3)$$

$$\dot{V}_{h,kond} = (0.63 \times 0.36) \times V_{ort,kond}$$

$$\dot{V}_{h,kond} = 0.1735 \text{ m}^3 / \text{s}$$

8.3.6. Kondenserden (dış ünite) geçen havanın kütleli debisi

Yaz durumu çalışması deneyleri için D noktasında anemometreden okunan çevre havasının kuru termometre sıcaklığı (T15) ve izafi nemi (ϕ 1) değerlerinin fonksiyonu olarak, 'Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator' psikrometrik programından, havanın D noktasındaki yoğunluğu ($\rho_{D,kond}$) bulundu. Daha sonra aşağıdaki denklemlerden kütleli debi elde edildi.

$$\dot{m}_{h,kond} = \dot{V}_{h,kond} \times \rho_{D,kond} \quad (8.4)$$

Bulunan bu debi, maksimum hızda çalışma durumu için kullanıldı.

8.3.7. Evaporatörde (iç ünite) çekilen ısı miktarı (soğutma kapasitesi)

Anemometreden okunan çevre havasının kuru termometre sıcaklığı (T15) ve izafi nem (ϕ 1) değerlerinin fonksiyonu olarak, 'Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator' psikrometrik programından A noktasındaki (A noktası = D noktası kabul edildi) havanın özgül nemi (X_A) bulunur. Evaporatör girişi B noktasında ısınan havanın özgül nemi $X_B = X_A$ eşit olarak kabul edilir. B noktasında havanın özgül nemi (X_B) ve kuru termometre sıcaklığı (T9) değerlerinin fonksiyonu olarak, yukarıda bahsedilen bilgisayar programından B noktasındaki entalpi (h_B) değeri bulundu.

Evaporatör çıkışı olan C noktasındaki yaş termometre sıcaklığı (T10) ve kuru termometre sıcaklığı (T11) değerlerinin fonksiyonu olarak, yukarıda bahsedilen

bilgisayar programından C noktasındaki entalpi (h_C) değeri bulundu. h_B ve h_C aşağıdaki denklemde yerine koyularak evaporatörde (iç ünite) çekilen ısı miktarı (soğutma kapasitesi) bulundu.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_h (h_B - h_C) \quad (8.5)$$

8.3.8. Soğutucu akışkanın kütleli debisi

T7 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından evaporatör (iç ünite) girişindeki h_7 entalpisi belirlendi. Manometreden okunan evaporatördeki (iç ünite) buharlaşma sıcaklığı (T_{evap})'ın fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından evaporatördeki (iç ünite) buharlaşma basıncı (P_{evap}) bulundu. P_{evap} basıncı ve evaporatör (iç ünite) çıkışındaki T8 sıcaklığının fonksiyonu olarak 'Coolpack' programından h_8 entalpisi bulundu. Bulunan değerler denklem 8.7'de yerine konularak soğutucu akışkanın kütleli debisi bulundu.

$$\dot{m}_r = \dot{Q}_{evap} / (h_8 - h_7) \quad (8.6)$$

8.3.9. Kondenserde (dış ünite) atılan ısı

Kondenserdeki (dış ünite) yoğuşma basıncı (P_{kond}) ve soğutucu akışkanın kondensere (dış ünite) girişindeki T3 sıcaklığının fonksiyonu olarak 'Coolpack' programından h_3 entalpisi bulundu. Kondenser (dış ünite) çıkışında T4 sıcaklığındaki doymuş sıvının fonksiyonu entalpisi, 'Coolpack' programından h_4 entalpisi olarak elde edildi. Bu durumda kondenserde (dış ünite) atılan ısı denklem 8.6'dan bulundu.

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_r (h_3 - h_4) \quad (8.7)$$

8.3.10. Kompresörde soğutucu akışkana verilen güç

Evaporatördeki (iç ünite) buharlaşma basıncı (P_{evap}) ve soğutucu akışkanın kompresör girişindeki T1 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından h_1 entalpisi bulundu. Kondenserdeki (dış ünite) yoğuşma basıncı (P_{kond}) ve soğutucu akışkanın kompresör çıkışındaki T2 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından h_2 entalpisi bulundu. Bulunan değerler denklem 8.8'de yerlerine konularak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç hesaplandı.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (8.8)$$

8.3.11. Dört yollu valfte sıcak akışkandan alınan ısı

Kondenserdeki (dış ünite) yoğuşma basıncı (P_{kond}) ve soğutucu akışkanın kondenser (dış ünite) girişindeki T3 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından soğutucu akışkanın h_3 entalpisi bulunarak, dört yollu valfte sıcak akışkandan alınan ısı aşağıdaki denklemden elde edildi.

$$\dot{Q}_{4valfsc} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (8.9)$$

8.3.12. Dört yollu valfte soğuk akışkana verilen ısı

Evaporatördeki (iç ünite) buharlaşma basıncının (P_{evap}) ve soğutucu akışkanın evaporatörden (iç ünite) çıkışındaki T8 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından h_8 entalpisi bulunarak, dört yollu valfte soğuk akışkanın kazandığı ısı denklem 8.10'daki gibi bulundu.

$$\dot{Q}_{4valfso} = \dot{m}_r (h_1 - h_8) \quad (8.10)$$

8.3.13. Sistem soğutma tesir katsayısı (STK)

Sistem STK'sı, evaporatörde (iç ünite) çekilen ısı miktarının kompresörde soğutucu akışkana verilen güce bölünmesiyle bulundu.

$$STK = \dot{Q}_{evap} / \dot{W}_{komp} \quad (8.11)$$

8.3.14. Kompresörde harcanan elektrik miktarının fonksiyonu olarak soğutma tesir katsayısı (STKel)

Kompresörde soğutucu akışkana verilen elektrik gücü (\dot{W}_{kompel})'in hesaplanması:

Deneyde kullanılan sayacın diskinin 240 dönüşü 1 kW-h'e karşılık gelmektedir.

$$240 \text{ dönüş} = 1 \text{ kW-h} = 3.6 \times 10^6 \text{ J}$$

Bir dönüşün J biriminden karşılığı,

$$\frac{3.6 \times 10^6}{240} = 15000 \text{ J}$$

Deneyler esnasında diskin 5 dönüşü için geçen süre, kronometre kullanılarak belirlenmiştir. Kompresörü çalıştıran elektrik motorunun çektiği güç,

$$\dot{W}_{kompel} = \frac{15000}{t/5} = \frac{75000}{t} \quad (8.12)$$

Her deney için sistem rejime girdikten sonra diskin 5 turu için geçen t süresi okunmuş ve denklem 8.12'den \dot{W}_{kompel} bulunmuştur. Bu durumda elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısı, aşağıdaki denklemden bulundu.

$$STK_{el} = \dot{Q}_{evap} / \dot{W}_{kompel} \quad (8.13)$$

8.4. Yaz Çalışması Durumu Ekserji Analizi Hesapları

Yapılan kabuller.

- 1- Sistem sürekli rejim halinde
- 2- Kinetik ve potansiyel enerji etkileri ihmal edilebilir.

Her bir bileşende yok edilen ekserji:

$$\dot{E}d = \dot{\sigma}T_0 \quad (8.14)$$

$\dot{\sigma}$ = Göz önüne alınan bileşende üretilen entropi

T_0 = Çevre havası sıcaklığı

8.4.1. Dört yollu valf içinde yok edilen ekserji

Evaporatörden (iç ünite) düşük basınçta - kızgın buhar olarak çıkan ve 1 noktasında kompresöre giren düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan, 2 noktasında kompresörden yüksek basınç-kızgın buhar olarak çıkıp 3 noktasında kondensere (dış ünite) girmektedir. Soğutucu akışkan bu esnada dört yollu valften geçerken, giden ve gelen soğutucu akışkan akımları arasındaki sıcaklık farkından dolayı ısı transferi oluşur.

Oluşan bu ısı transferi ile yok edilen ekserji miktarı T1 ve T8 sıcaklıkları ile evaporatördeki (iç ünite) buharlaşma basıncı (P_{evap})'ın fonksiyonu olarak 'Coolpack' programından s_1 ve s_8 özelliklerinin bulunması, ayrıca T2 ve T3 sıcaklıklarının ve kondenserdeki (dış ünite) yoğuşma basıncı (P_{kond})'un fonksiyonu olarak 'Coolpack' programından s_2 ve s_3 entropilerinin bulunması ile hesaplandı. Bu durumda dört yollu valfte yok edilen ekserji, denklem 8.15'den bulundu.

$$\dot{E}d_{4valf} = \dot{m}_r T_0 (s_3 + s_1 - s_2 - s_8) \quad (8.15)$$

8.4.2. Kompresörde yok edilen ekserji

Evaporatördeki (iç ünite) buharlaşma basıncı (P_{evap}) ve soğutucu akışkanın kompresör girişindeki T1 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından 1 noktasındaki soğutucu akışkan entropi değeri s_1 bulundu. Kondenserdeki (dış ünite) yoğuşma basıncı (P_{kond}) ve soğutucu akışkanın kompresöre çıkışındaki T2 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından 2 noktasındaki soğutucu akışkanın entropi değeri s_2 bulundu. Bu durumda kompresörde yok edilen ekserji, aşağıdaki denklemden hesaplandı.

$$\dot{E}d_{komp} = \dot{m}_r T_0 (s_2 - s_1) \quad (8.16)$$

8.4.3. Kondenserde (dış ünite) yok edilen ekserji

Kondenserdeki (dış ünite) yoğuşma basıncı (P_{kond}) ve T3 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 3 noktasında soğutucu akışkan için entropi değeri s_3 ile entalpi değeri h_3 bulundu. 6 noktasındaki akışkanın doymuş sıvı halinde olduğu kabul edilerek, T6 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından s_6 ve h_6 değerleri bulundu. Bu durumda kondenserde (dış ünite) yok edilen ekserji aşağıdaki denklemlerden bulundu.

3 ve 6 noktaları arasında atılan ısı,

$$\dot{Q}_{63} = \dot{m}_r (h_3 - h_6) \quad (8.17)$$

Kondenserde (dış ünite) yok edilen ekserji ise,

$$\dot{E}d_{kond} = \dot{m}_r T_0 \left((s_6 - s_3) - \frac{\dot{Q}_{63}}{T_0} \right) \quad (8.18)$$

8.4.4. Genleşme valfinde yok edilen ekserji

7 noktasında doymuş buhar – doymuş sıvı halindeki soğutucu akışkanın s_7 entropisi, ‘Coolpack’ programı yardımıyla hesaplandı. Genleşme valfinde yok edilen ekserji denklem 8.19’ dan bulundu.

$$\dot{E}d_{valf} = \dot{m}_r T_0 (s_7 - s_6) \quad (8.19)$$

8.4.5. Evaporatörde (iç ünite) yok edilen ekserji

Evaporatördeki (iç ünite) buharlaşma basıncı (P_{evap}) ve T8 sıcaklığının fonksiyonu olarak soğutucu akışkan için s_8 entropisi ve h_8 entalpisi ile s_7 entropisi ve h_7 entalpi özellikleri, yine Coolpack programından bulunarak 7 ve 8 noktaları arasında atılan ısı,

$$\dot{Q}_{78} = \dot{m}_r (h_8 - h_7) \quad (8.20)$$

Evaporatörde yok edilen ekserji ise,

$$\dot{E}d_{evap} = \dot{m}_r T_0 \left((s_8 - s_7) - \frac{\dot{Q}_{78}}{T_9} \right) \quad (8.21)$$

denklemlerinden hesaplandı

8.4.6. Sistemde yok edilen ekserji toplamı

Tüm bileşenlerdeki ekserji kayıpları toplanarak, sistemin toplam ekserji kaybı denklem 8.22'deki gibi bulunur.

$$\dot{E}d_{Toplam} = \dot{E}d_{4valf} + \dot{E}d_{komp} + \dot{E}d_{kond} + \dot{E}d_{valf} + \dot{E}d_{evap} \quad (8.22)$$

Deneylerden alınan datalar, Visual Basic programında yukarıda belirtilen denklemlerin düzenlenmesiyle hazırlanan bir programa girilmiş ve hesaplamalar bu program yardımıyla yapılmıştır.

8.5. Yaz Durumu Deneysel Sonuçlarının Grafiklerle Yorumlanması

Otomobil ısı pompası yaz durumu uygulaması için deney sonuçları, evaporatör (iç ünite)'deki buharlaşma sıcaklığı ve kompresör devrinin fonksiyonu olacak şekilde grafikler halinde sunuldu.

8.5.1. Yaz durumu çalışmasında evaporatördeki buharlaşma sıcaklığının fonksiyonu olacak şekilde performans parametrelerini veren sonuçlar

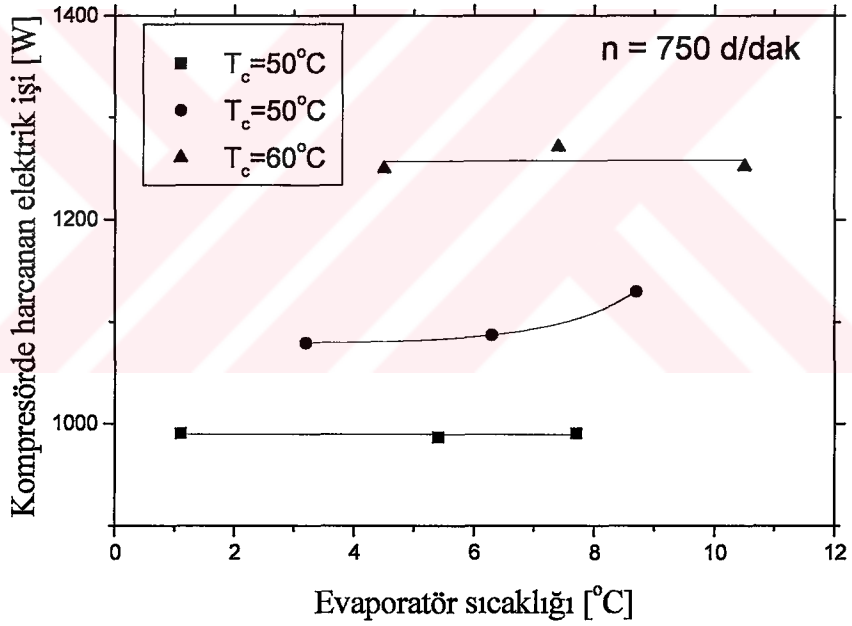
Yaz durumu deneysel çalışması evaporatördeki (iç ünite) buharlaşma sıcaklığının performans parametrelerine etkisi, Şekil 8.4 ve 8.11 arası grafiklerde gösterildi. Deneyler 50, 55 ve 60 °C olan farklı sabit kondenser sıcaklıklarında 25, 30 ve 36 °C olan 3 farklı çevre koşulunda, kompresör devri 750 d/dak değerinde sabit tutularak yapıldı.

Evaporatör sıcaklığının artmasıyla, Şekil 8.4'de görüldüğü gibi kompresör motoruna verilen elektrik işi yükselmekte ve buna bağlı olarak soğutucu akışkan kütledebisinin de arttığı, Şekil 8.5'de verilmektedir. Ayrıca artan evaporatör sıcaklıklarında, kompresör çıkış sıcaklığının düştüğü Şekil 8.6'da incelenebilir. Soğutucu akışkan kütledebisinin yükselmesiyle artan evaporatör sıcaklıklarında,

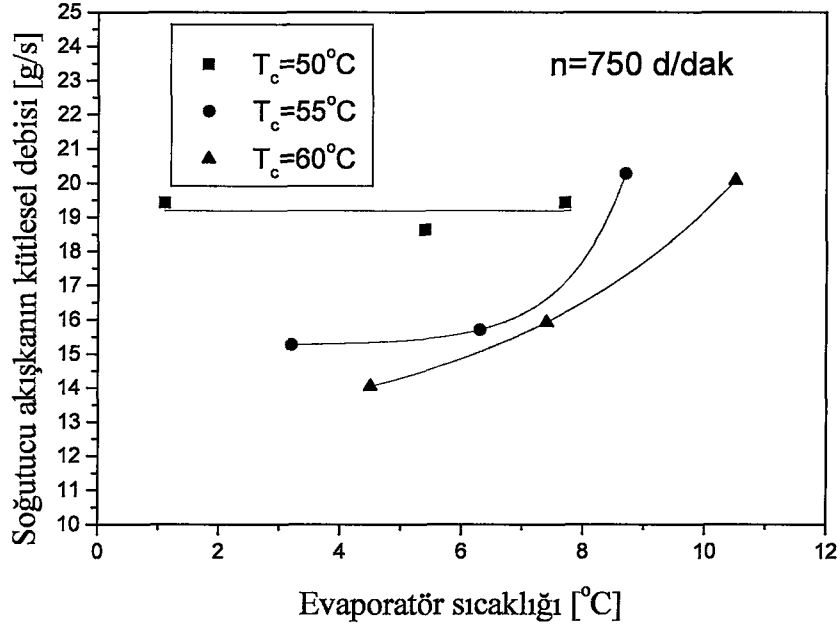
soğutma kapasitesinin ve kondenserde atılan ısının yükseldiği, Şekil 8.7 ve 8.8'de görülmektedir.

Evaporatör sıcaklığının yükselmesiyle sistemin STK'sı ve kompresör motorunun çektiği elektrik enerjisine göre tanımlanmış STKel, soğutma kapasitesinin, kompresörde harcanan güçten bir miktar daha fazla artmasından dolayı, artan evaporatör sıcaklıkları için yükseldiği Şekil 8.9 ve 8.10'da görülmektedir.

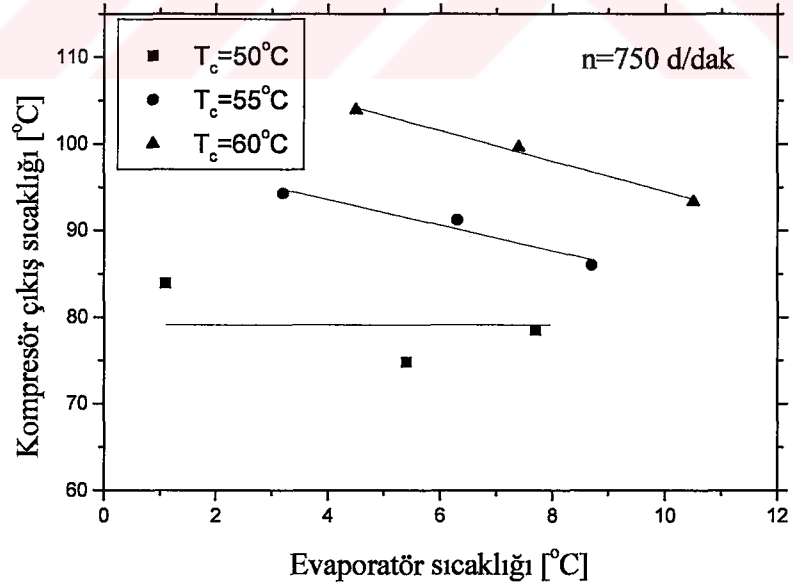
Evaporatör sıcaklığının artmasıyla, birim soğutma kapasitesi başına sistemde yok edilen toplam ekserji miktarının azaldığı Şekil 8.11'de görülmektedir.



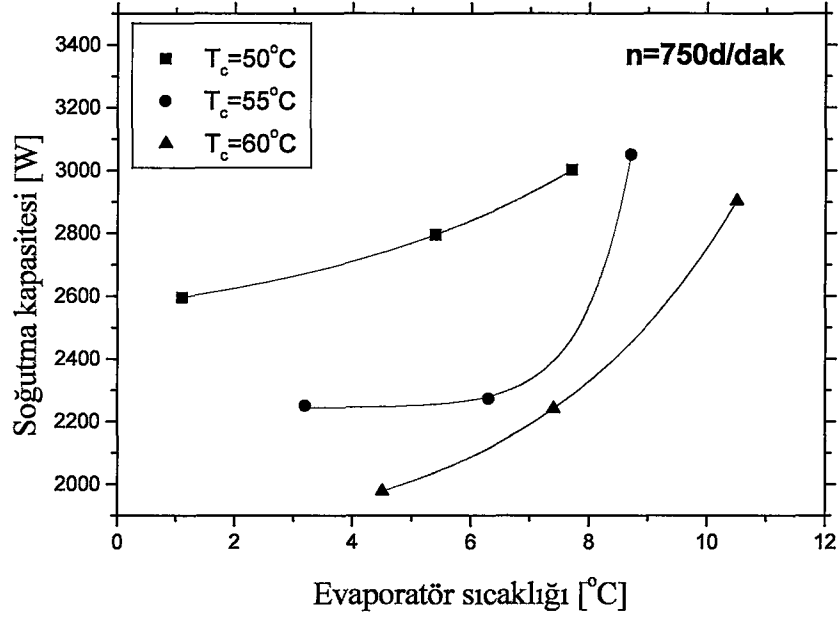
Şekil 8.4. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen elektrik türünden güç miktarının değişimi



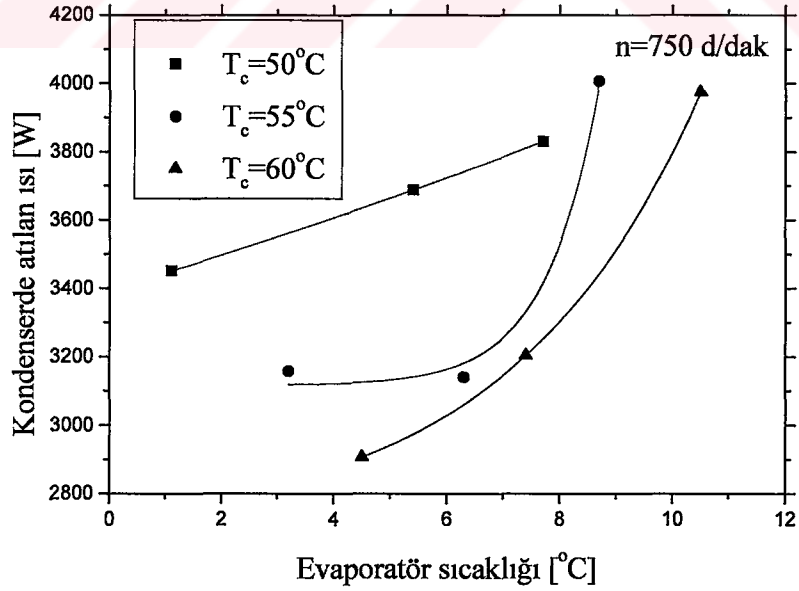
Şekil 8.5. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak soğutucu akışkanın kütleli debisinin değişimi



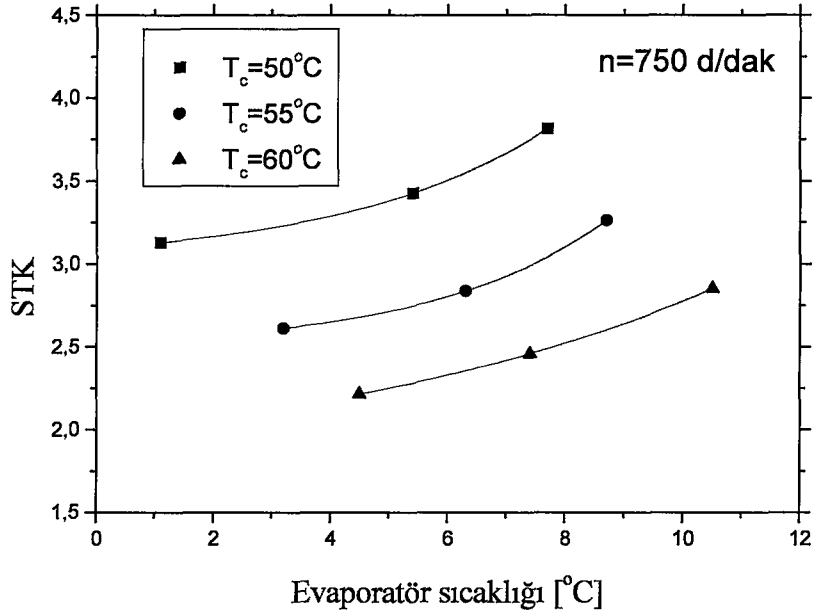
Şekil 8.6. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı değişimi



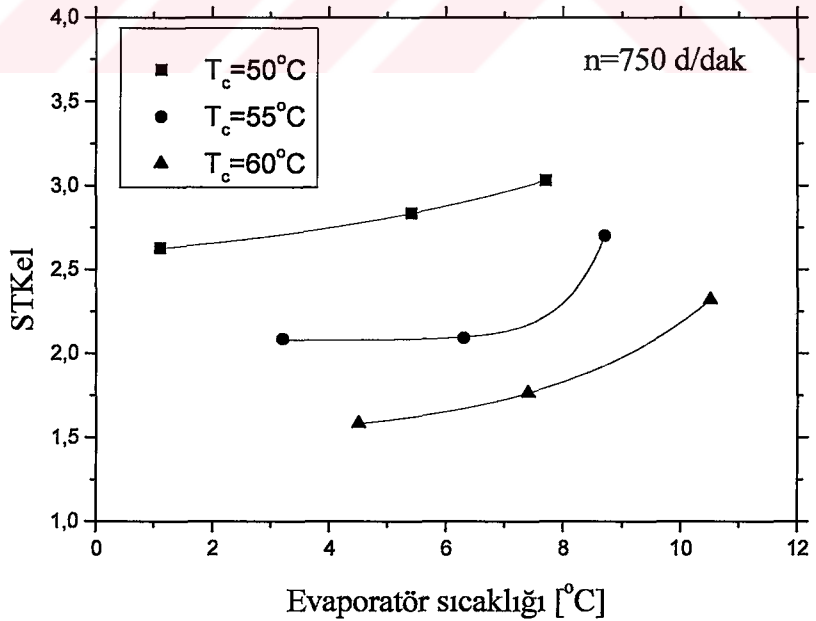
Şekil 8.7. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak sistem soğutma kapasitesinin değişimi



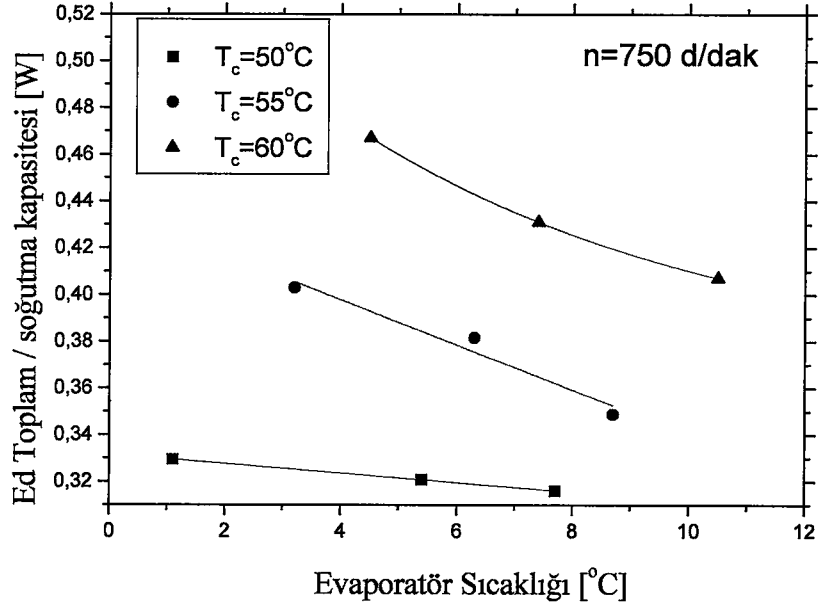
Şekil 8.8. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak Kondenserde (dış ünite) atılan ısı miktarı değişimi



Şekil 8.9. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak sistemin soğutma tesir katsayısının değişimi



Şekil 8.10. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısı değişimi



Şekil 8.11. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak yok edilen toplam ekserji / soğutma kapasitesi değişimi

8.5.2. Yaz durumu deneysel sonuçlarının kompresör devrinin fonksiyonu olacak şekilde performans parametrelerini veren sonuçlar

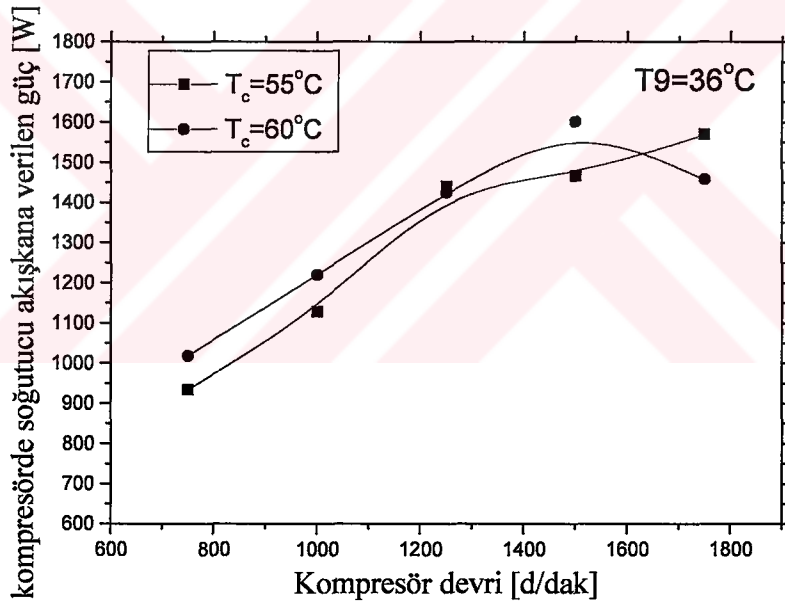
Şekil 8.12 ve 8.20 arası grafiklerinde kompresör devrinin performans parametrelerine etkisi görülmektedir. Deneysel çalışmalar boyunca çevre sıcaklığı 36°C olarak sabit tutuldu. Kompresörün devrinin 750-1750 d/dak arasındaki çeşitli değişen değerlerinde, sürekli rejimde deneyler yapıldı.

Kompresör devrinin artmasıyla, Şekil 8.12 ve 8.13'de görüldüğü gibi kompresörde soğutucu akışkana verilen güç ile kompresör motoruna verilen elektrik işinin yükselmekte bundan dolayı soğutucu akışkan kütleli debisi ile kompresör çıkış sıcaklığı da Şekil 8.14 ve 8.15'de görüldüğü gibi artmaktadır. (Kütleli debi, 1250 d/dak kompresör devrinden sonra kapasite kontrolünün devreye girmesinden dolayı düşmüştür.)

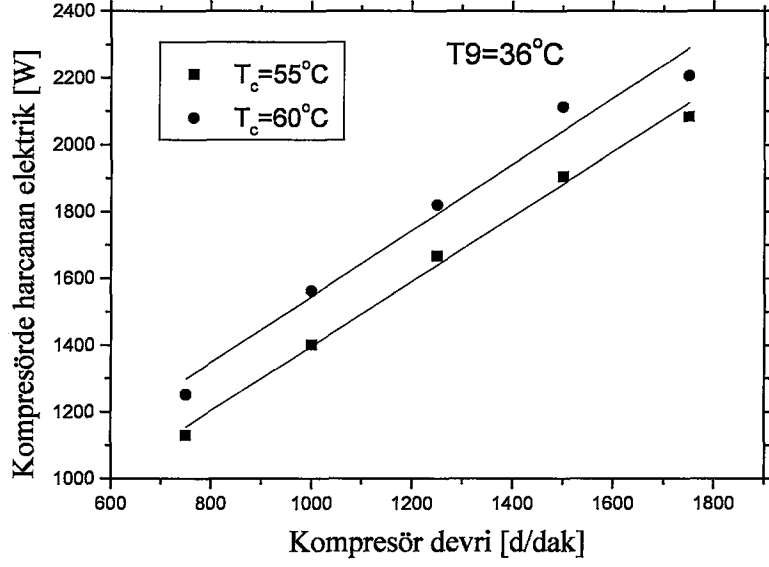
Soğutucu akışkan kütleli debisinin yükselmesiyle evaporatördeki soğutma kapasitesi ve kondenserde atılan ısı, 1250 d/dak kompresör devrine kadar yükseldikten sonra kapasite kontrol sisteminin devreye girmesiyle düşme eğilimi gösterdiği, Şekil 8.16 ve 8.17’de görülmektedir.

Şekil 8.18 ve 8.19’da görüldüğü gibi, artan kompresör devirleriyle kompresörde soğutucu akışkan verilen güç miktarındaki artışın, evaporatörde soğutma kapasitesinden yüksek olmasından dolayı sistem STK ve STKel değerleri azalmıştır.

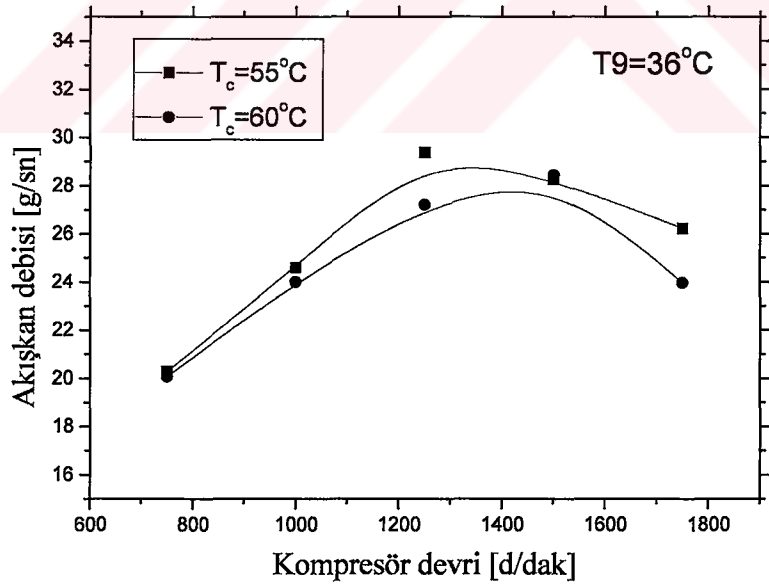
Ayrıca artan kompresör devriyle, birim soğutma kapasitesi başına sistemde yok edilen toplam ekserji miktarının yükseldiği Şekil 8.20’de görülmektedir.



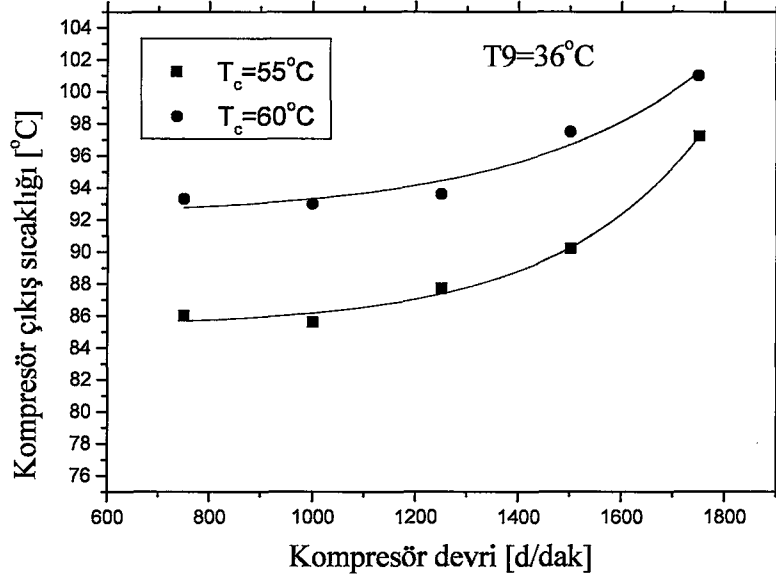
Şekil 8.12. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarının değişimi



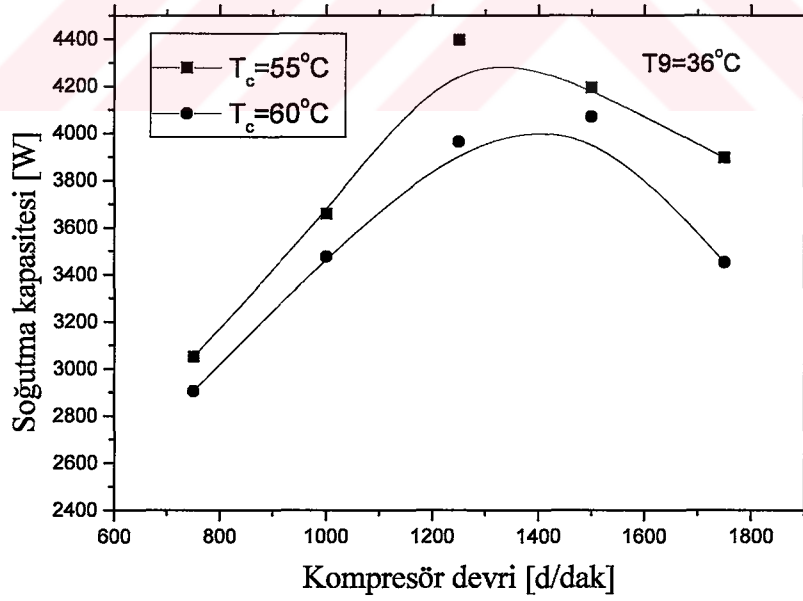
Şekil 8.13. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen elektrik türünden güç miktarının değişimi



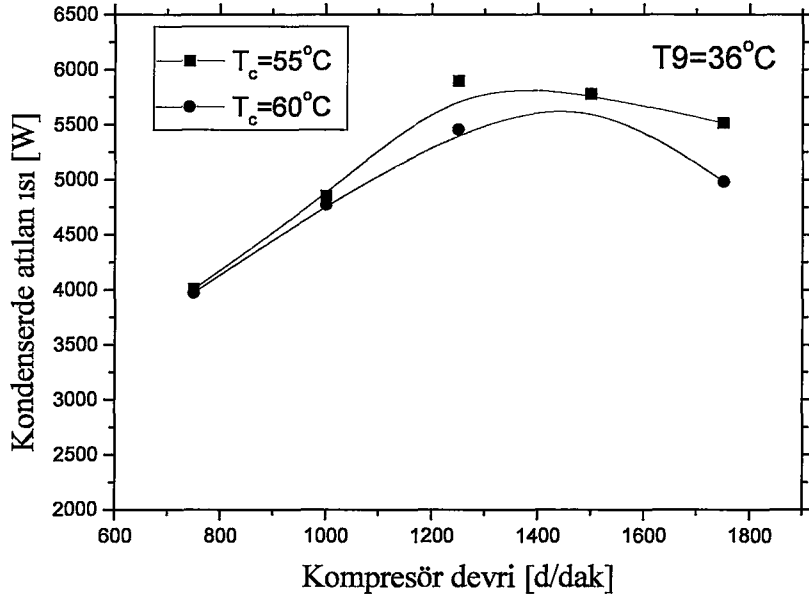
Şekil 8.14. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak soğutucu akışkanın kütleli debisinin değişimi



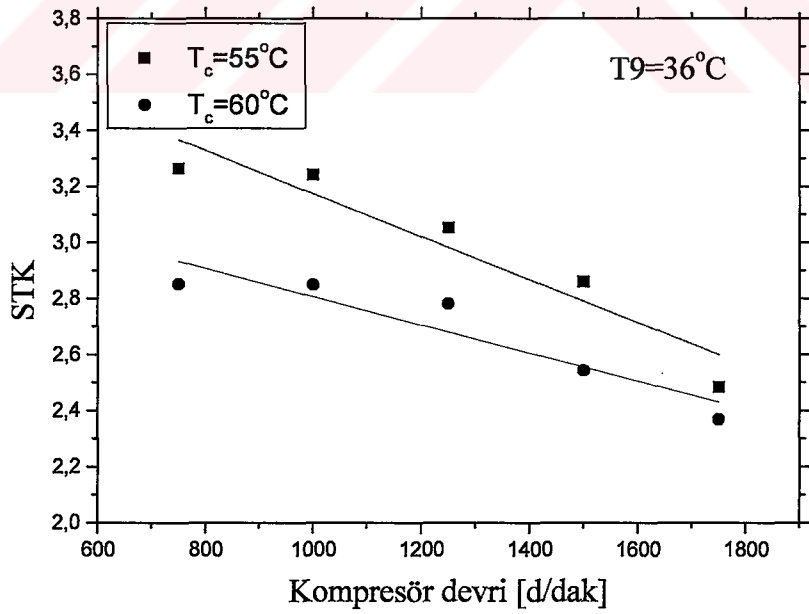
Şekil 8.15. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının değişimi



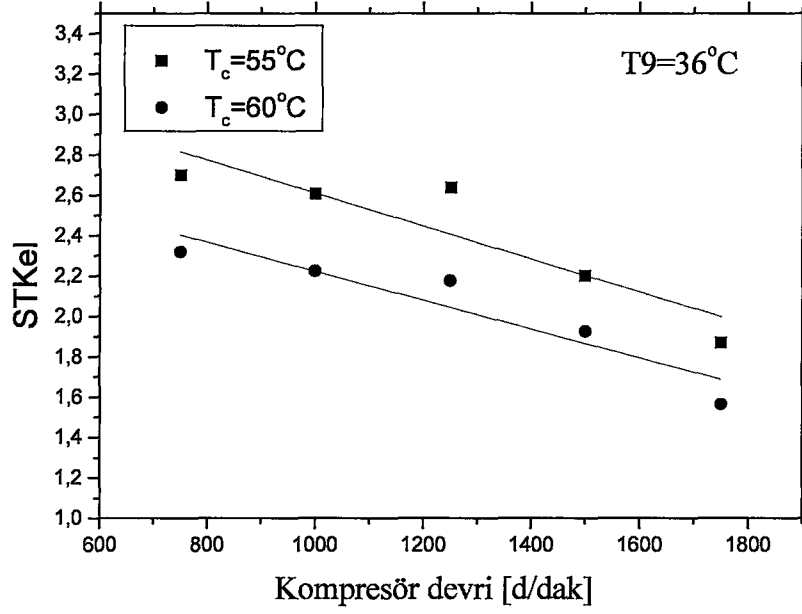
Şekil 8.16. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak sistem soğutma kapasitesinin değişimi



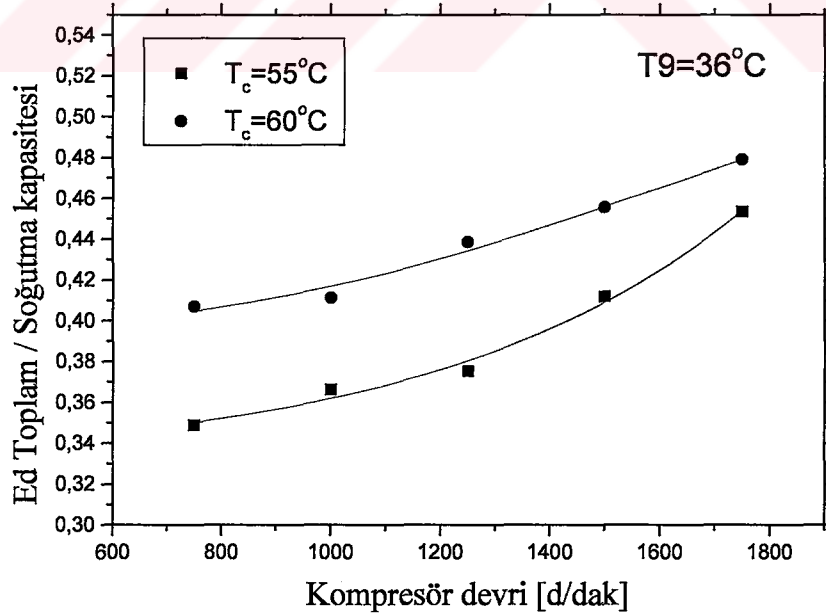
Şekil 8.17. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kondenserde (dış ünite) atılan ısı oranı değişimi



Şekil 8.18. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak sistemin soğutma tesir katsayısının değişimi



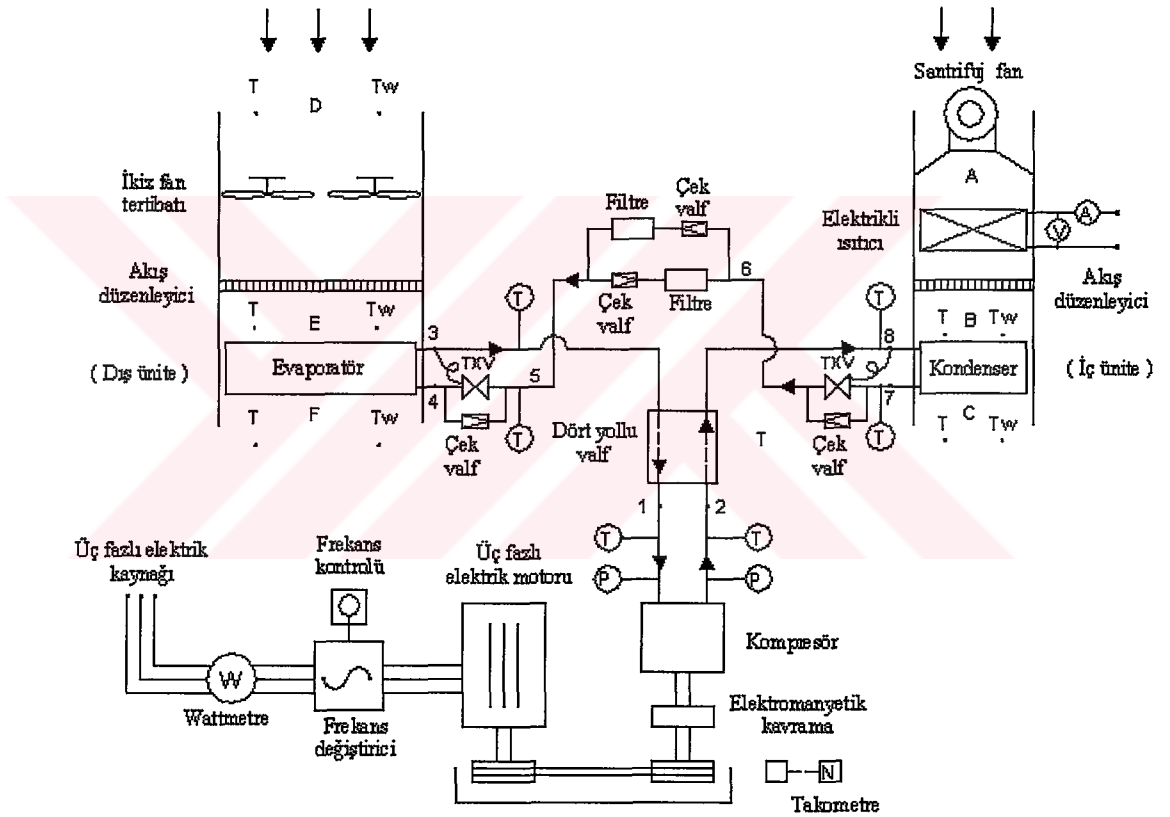
Şekil 8.19. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısının değişimi



Şekil 8.20. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak sistemde yok edilen toplam ekserji / soğutma kapasitesi değişimi

BÖLÜM 9. OTOMOBİL ISI POMPASI / KLİMASI DENEYİ KIŞ ÇALIŞMA DURUMU DENEYSEL HESAPLAMALARI VE SONUÇLARI

9.1. Otomobil Isı Pompası / Kliması Deneyi Kış Çalışma Durumu Prensiptir Şeması ve Tanıtılması



Şekil 9.1. Otomobil ısı pompası / kliması kış çalışma durumu deneyi prensip şeması

Otomobil ısı pompası / kliması deney tesisatı yaz durumu deneyleri bitirildikten sonra kış durumu deneylerine geçildi. Kış durumun deneylerinde dört yollu valf konum değiştirilerek, kompresörde sıkıştırılan yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, dört yollu valf tarafından kondenser haline getirilen iç ünite serpantinine gönderilerek buradaki sabit basınçta yoğuşma sırasında

şartlandırılan ortama ısı atması ve ısıtma yapması sağlandı. Evaporatör haline getirilen dış ünite serpantininde ise, sabit basınçtaki buharlaşma esnasından dış ortamdan ısı çekildi.

9.2. Otomobil Isı Pompası / Kliması Deneyi Kış Çalışması Ölçüm Noktaları

Deney düzeneği kış çalışması durumu enerji ve ekserji analizleri hesaplamaları için belirlenen noktalardan ölçülen özellikler tablolar halinde verilmiştir. Buna göre deney düzeneği termokupl pozisyonları Tablo 9.1’de, termistörden ve anemometreden okunan özellikler ile ölçüm noktaları da Tablo 9.2 ve 9.3’de sunulmuştur.

Tablo 9.1. Deney düzeneği kış çalışması durumu termokupl pozisyonları

Termokupl no	Ölçüm noktası	Ölçülen özellik
T1	Kompresör giriş	Soğutucu akışkan
T2	Kompresör çıkış	Soğutucu akışkan
T3	Evaporatör çıkış	Soğutucu akışkan
T4	Evaporatör giriş	Soğutucu akışkan
T5	TXV giriş	Soğutucu akışkan
T6	Filtre giriş	Soğutucu akışkan
T7	Kondenser çıkış	Soğutucu akışkan
T8	Kondenser giriş	Soğutucu akışkan
T9	Evaporatör giriş (B noktası)	Hava KTS
T10	Evaporatör çıkış (C noktası)	Hava YTS
T11	Evaporatör çıkış (C noktası)	Hava KTS
T12	Kondenser giriş (E noktası)	Hava KTS

Tablo 9.2. Deney düzeneği kış çalışması durumunda termistörden okunan özellikler

Termistör no	Ölçüm noktası	Ölçülen özellik
T13	Evaporatör çıkış (C noktası)	Hava KTS
T14	Kondenser çıkış (F noktası)	Hava KTS

Tablo 9.3. Deney düzeneği kış çalışması durumunda anemometreden okunan özellikler

Ölçüm no	Ölçüm noktası	Ölçülen özellik
T15	Çevre havası (D noktası)	Hava KTS
$\phi 1$	Çevre havası (D noktası)	Çevre havası izafi nemi
T16	Kondenser çıkış (F noktası)	Hava KTS
$\phi 2$	Kondenser çıkış (F noktası)	Çevre havası izafi nemi

9.2.1. Deney düzeneği kış çalışması durumu manometreden okunan özellikler

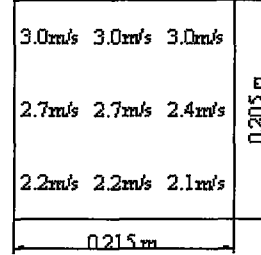
Evaporatördeki (dış ünite) buharlaşma basıncına karşılık gelen buharlaşma sıcaklığı (T_{evap}) ve kondenserdeki (iç ünite) yoğuşma basıncına karşılık gelen yoğuşma sıcaklığı (T_{kond}) değerleri, manometreden ölçülen basınçlara karşılık gelen doyma sıcaklıkları olarak yine manometre üzerine işlenmiş sıcaklık skalasından elde edildi.

9.3. Kış Çalışması Durumu Enerji Analizi Hesaplamaları

9.3.1. Kondenserden (iç ünite) geçen havanın ortalama hızı

Kış durumunda kondenser (iç ünite) çıkışında C noktasındaki Şekil 9.2’de gösterilen 9 noktada anemometre kullanılarak geçen hava akımı hızları ölçüldü. Ölçülen hava

akımı hızlarının ortalaması alınarak kondenserden (iç ünite) geçen havanın ortalama hızı ($V_{ort,kond}$) bulundu.



Şekil 9.2. Kondenser (iç ünite) çıkışında ölçülen hava akımı hızları

$$V_{ort,kond} = 2,588 \text{ m / s}$$

9.3.2. Kondenserden (iç ünite) geçen havanın hacimsel debisi

Bulunan $V_{ort,kond}$ hızı, kondenser (iç ünite) yüzey alanıyla çarpılarak kondenserden geçen havanın hacimsel debisi bulundu.

$$\dot{V}_{h,kond} = A \times V_{ort,kond} \quad (9.1)$$

$$\dot{V}_{h,kond} = (0,205 \times 0,215) \times V_{ort,kond}$$

$$\dot{V}_{h,kond} = 0,1141 \text{ m}^3/\text{s}$$

9.3.3. Kondenser (iç ünite) çıkışında havanın kütleli debisi

Kış durumu çalışması yapılan her deney için dış çevre havasının A noktasındaki özellikleri ile D noktasında ölçülen özellikler eşit kabul edildi. Anemometreden okunan havanın A noktasındaki sıcaklığı (T15) ve izafi nemi (ϕ 1) özelliklerinin fonksiyonu olarak, 'Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator' psikrometrik

programından havanın A noktasındaki yoğunluğu ($\rho_{A,kond}$) bulundu. Sonra da denklem 9.2'den havanın kütleli debisi elde edildi.

$$\dot{m}_{h,kond} = \dot{V}_{h,kond} \times \rho_{A,kond} \quad (9.2)$$

9.3.4. Evaporatörden (dış ünite) geçen havanın ortalama hızı

Evaporatör (dış ünite) çıkışındaki C noktasında Şekil 9.3'de gösterilen 20 noktada anemometre kullanılarak hava akımı hızları ölçüldü. Ölçülen hava akımı hızlarının ortalaması alınarak, evaporatör yüzeyinden geçen havanın ortalama hızı ($V_{ort,evap}$) bulundu.



Şekil 9.3. Evaporatör (dış ünite) çıkışında ölçülen hava akımı hızları

$$V_{ort,evap} = 0.765 \text{ m/s}$$

9.3.5. Evaporatörden (dış ünite) geçen havanın hacimsel debisi

Bulunan $V_{ort,evap}$ hızı, evaporatör (dış ünite) yüzey alanıyla çarpılarak, evaporatörden geçen havanın hacimsel debisi bulundu.

$$\dot{V}_{h,evap} = A \times V_{ort,evap} \quad (9.3)$$

$$\dot{V}_{h,evap} = (0.63 \times 0.36) \times V_{ort,evap}$$

$$\dot{V}_{h,evap} = 0.1735 \text{ m}^3/\text{s}$$

9.3.6. Evaporatörden (dış ünite) geçen havanın kütleli debisi

D noktasında anemometreden okunan çevre havasının kuru termometre sıcaklığı (T15) ve izafi nemi (ϕ 1) değerlerinin fonksiyonu olarak, 'Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator' psikrometrik programından, havanın D noktasındaki yoğunluğu ($\rho_{D,evap}$) bulundu. Daha sonra denklem 9.4'den evaporatörden (dış ünite) geçen havanın kütleli debi elde edildi.

$$\dot{m}_{h,evap} = v \dot{V}_{h,evap} \times \rho_{D,evap} \quad (9.4)$$

Bulunan bu debi, maksimum hızda çalışma durumu için kullanıldı.

9.3.7. Kondenserde (iç ünite) atılan ısı (ısıtma kapasitesi)

Anemometreden okunan dış çevre havasının kuru termometre sıcaklığı (T15) ve izafi nem (ϕ 1) değerlerinin fonksiyonu olarak, 'Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator' psikrometrik programından A noktasındaki (A noktası = D noktası) havanın özgül nemi (X_A) bulunur. Bulunan nem değeri kondensere (iç ünite) giriş B noktasında ısınan havanın özgül nemine ($X_B = X_A$) eşit olarak kabul edilir. B noktasında havanın özgül nemi (X_B) ve T9 sıcaklığının fonksiyonu olarak 'Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator' psikrometrik programından B noktasının entalpi h_B değeri bulundu.

Kondenserde (iç ünite) çıkışı olan C noktasındaki yaş termometre sıcaklığı (T10) ve kuru termometre sıcaklığı (T11)'in fonksiyonu olarak, 'Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator' psikrometrik programından C noktasındaki entalpi değeri

h_C bulundu. h_B ve h_C değerleri denklem 9.5’de yerlerine konularak kondenserde (iç ünite) çekilen ısı miktarı (ısıtma kapasitesi) bulundu.

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_h (h_B - h_C) \quad (9.5)$$

9.3.8. Soğutucu akışkan kütleli debisi

T7 sıcaklığının fonksiyonu olarak, ‘Coolpack’ programından kondenser (iç ünite) çıkışındaki h_7 entalpisi belirlendi. P_{kond} basıncı ve kondenser (iç ünite) girişindeki T8 sıcaklığının fonksiyonu olarak, ‘Coolpack’ programından h_8 entalpisi bulundu. Bulunan değerler denklem 9.7’de yerlerine konularak soğutucu akışkanın kütleli debisi bulundu.

$$\dot{m}_r = \dot{Q}_{kond} / (h_8 - h_7) \quad (9.6)$$

9.3.9. Evaporatörde (dış ünite) çekilen ısı miktarı

Evaporatör (dış ünite) buharlaşma basıncı (P_{evap}) ve soğutucu akışkanın Evaporatör çıkışındaki T3 sıcaklığının fonksiyonu olarak, ‘Coolpack’ programından h_3 entalpisi bulundu. Evaporatör (dış ünite) girişindeki T4 sıcaklığındaki doymuş sıvının fonksiyonu entalpisi ‘Coolpack’ programından h_4 entalpisi olarak elde edildi. Sonra da evaporatörden çekilen ısı denklem 9.6’dan bulundu.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r (h_3 - h_4) \quad (9.7)$$

9.3.10. Kompresörde soğutucu akışkana verilen güç

Evaporatördeki (dış ünite) buharlaşma basıncı (P_{evap}) ve soğutucu akışkanın kompresöre girişindeki T1 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından h_1 entalpisi bulundu. Kondenserdeki (iç ünite) yoğuşma basıncı (P_{kond}) ve soğutucu akışkanın kompresör çıkışındaki T2 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından h_2 entalpisi bulundu. Bulunan değerler denklem 9.8'de yerlerine konularak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç hesaplandı.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (9.8)$$

9.3.11. Dört yollu valfte sıcak akışkandan alınan ısı

Kondenserdeki (iç ünite) yoğuşma basıncı (P_{kond}) ve soğutucu akışkanın kondenser girişindeki T8 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından h_8 entalpisi bulundu. Sonrada denklem 9.9'dan dört yollu valfte sıcak akışkandan alınan ısı elde edildi.

$$\dot{Q}_{4valfsc} = \dot{m}_r (h_2 - h_8) \quad (9.9)$$

9.3.12. Dört yollu valfte soğuk akışkana verilen ısı

Evaporatördeki (dış ünite) buharlaşma basıncı (P_{evap}) ve soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki T3 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından soğutucu akışkanın h_3 entalpisi bulunarak, dört yollu valfte soğuk akışkana verilen ısı aşağıdaki denklemden elde edildi.

$$\dot{Q}_{4valfso} = \dot{m}_r (h_1 - h_3) \quad (9.10)$$

9.3.13. Sistem ısıtma tesir katsayısı (ITK)

Sistem ITK'sı, kondenserde (iç ünite) atılan ısı miktarının kompresörde soğutucu akışkana verilen güce bölünmesiyle bulundu.

$$ITK = \dot{Q}_{kond} / \dot{W}_{komp} \quad (9.11)$$

9.3.14. Kompresörde harcanan elektrik miktarının göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısı (ITKel)

Kompresörde soğutucu akışkana verilen elektrik gücü ($\dot{W}_{komp,el}$)'in hesaplanması:

Deneyde kullanılan sayacın diskinin 240 dönüşü 1 kW-h'e karşılık gelmektedir.

$$240 \text{ dönüş} = 1 \text{ kW-h} = 3.6 \times 10^6 \text{ J} \quad (9.12)$$

Bir dönüşün J biriminden karşılığı ise,

$$\frac{3.6 \times 10^6}{240} = 15000 \text{ J}$$

Deneyler esnasında diskin 5 dönüşü için geçen süre, kronometre kullanılarak belirlenmiştir. Kompresörü çalıştıran elektrik motorunun çektiği güç,

$$\dot{W}_{komp,el} = \frac{15000}{t/5} = \frac{75000}{t} \quad (9.13)$$

Her deney için sistem rejime girdikten sonra diskin 5 turu için geçen t süresi okunmuş ve denklem 9.13'den $\dot{W}_{komp,el}$ bulunmuştur. Bu durumda elektrik gücüne göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısı (ITKel), denklem 9.14'den bulunmuştur.

$$ITK_{el} = \dot{Q}_{kond} / \dot{W}_{komp,el} \quad (9.14)$$

9.4. Kış Çalışması Durumu Ekserji Analizi Hesaplamaları

Yapılan kabuller

- 1- Sistem sürekli rejimde
- 2- Kinetik ve potansiyel enerji etkileri ihmal edilebilir.

9.4.1. Dört yollu valf içinde yok edilen ekserji

Evaporatörden (dış ünite) düşük basınç-kızgın buhar olarak çıkan 1 noktasında kompresöre giren düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan, 2 noktasında kompresörden yüksek basınç-kızgın buhar olarak çıkıp 8 noktasında kondensere (iç ünite) girmektedir. Soğutucu akışkan, bu esnada dört yollu valften geçerken, giden ve gelen soğutucu akışkan akımları arasındaki sıcaklık farkından dolayı ısı transferi oluşur.

Oluşan bu ısı transferi ile yok edilen ekserji miktarı T1 ve T3 sıcaklıkları ile Evaporatördeki (dış ünite) buharlaşma basıncının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından s_1 ve s_3 özelliklerinin bulunması, ayrıca T2 ve T8 sıcaklıklarının ve kondenserdeki (iç ünite) yoğuşma basıncının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından s_2 ve s_8 entropileri bulunması ile hesaplandı. Bu durumda dört yollu valfte yok edilen ekserji, denklem 9.15'den bulundu.

$$\dot{E}d_{4valf} = \dot{m}_r T_0 (s_8 + s_1 - s_3 - s_2) \quad (9.15)$$

9.4.2. Kompresörde yok edilen ekserji

Evaporatör (dış ünite) buharlaşma basıncı ve soğutucu akışkanın kompresöre girişindeki T1 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından 1 noktasındaki soğutucu akışkanın entropi değeri s_1 bulundu. Kondenserdeki (iç ünite) yoğuşma basıncının ve soğutucu akışkanın kompresör çıkışındaki T2

sıcaklığının fonksiyonu olarak, ‘Coolpack’ programından s_2 entropisi bulundu. Bu durumda kompresörde yok edilen ekserji, aşağıdaki denklemden bulundu.

$$\dot{E}d_{komp} = \dot{m}_r T_0 (s_2 - s_1) \quad (9.16)$$

9.4.3. Evaporatörde (dış ünite) yok edilen ekserji

Evaporatör (dış ünite) buharlaşma basıncı ve T3 sıcaklığının fonksiyonu olarak, 3 noktasında soğutucu akışkan için s_3 entropisi ile h_3 entalpisi bulundu. 6 noktasındaki akışkanın doymuş sıvı halinde olduğu kabul edilerek, ‘Coolpack’ programından s_6 entropisi ile h_6 entalpi değerleri bulundu. Sonrada aşağıdaki denklemlerden evaporatörde (dış ünite) yok edilen ekserji bulundu.

3 ve 6 noktaları arasında atılan ısı,

$$\dot{Q}_{63} = \dot{m}_r (h_3 - h_6) \quad (9.17)$$

Evaporatör (dış ünite) yok edilen ekserji ise,

$$\dot{E}d_{evap} = \dot{m}_r T_0 \left((s_3 - s_6) - \frac{\dot{Q}_{63}}{T_0} \right) \quad (9.18)$$

9.4.4. Genleşme valfinde yok edilen ekserji,

5 noktasında doymuş buhar – doymuş sıvı halindeki soğutucu akışkanın entropisi, ‘Coolpack’ programı yardımıyla hesaplandı. Bu durumda genleşme valfinde yok edilen ekserji denklem 9.19’ dan bulundu.

$$\dot{E}d_{valf} = \dot{m}_r T_0 (s_4 - s_5) \quad (9.19)$$

9.4.5. Kondenserde (iç ünite) yok edilen ekserji

Kondenser (iç ünite) yoğuşma basıncı ve T7 sıcaklığının fonksiyonu olarak soğutucu akışkan için S_7 entropisi ve h_7 entalpisi ile S_8 entropisi ve h_8 entalpi özellikleri yine Coolpack programından bulunarak, 7 ve 8 noktaları arasında atılan ısı,

$$\dot{Q}_{87} = \dot{m}_r (h_8 - h_7) \quad (9.20)$$

Kondenser (iç ünite) yok edilen ekserji ise,

$$\dot{E}d_{kond} = \dot{m}_r T_0 \left((s_7 - s_8) - \frac{\dot{Q}_{87}}{T_9} \right) \quad (9.21)$$

denkleminde bulundu.

9.4.6. Sistemde yok edilen toplam ekserji

Tüm bileşenlerdeki ekserji kayıpları toplanarak, sistemin toplam ekserji kaybı aşağıdaki denklemden bulundu.

$$\dot{E}d_{Toplam} = \dot{E}d_{4valf} + \dot{E}d_{komp} + \dot{E}d_{kond} + \dot{E}d_{valf} + \dot{E}d_{evap} \quad (9.22)$$

Deneylerden alınan datalar, Visual Basic programında yukarıda belirtilen denklemlerin düzenlenmesiyle hazırlanan bir programa girilmiş ve hesaplamalar bu program yardımıyla yapılmıştır.

9.5. Kış Durumu Deneysel Sonuçlarının Grafiklerle Yorumlanması

Otomobil ısı pompası kış çalışması durumu uygulaması için deney sonuçları, evaporatör (dış ünite)'deki buharlaşma sıcaklığı ve kompresör devrinin fonksiyonu olacak şekilde grafikler halinde sunuldu

9.5.1. Evaporatördeki (dış ünite) buharlaşma sıcaklığının fonksiyonu olacak şekilde performans parametrelerini veren sonuçlar

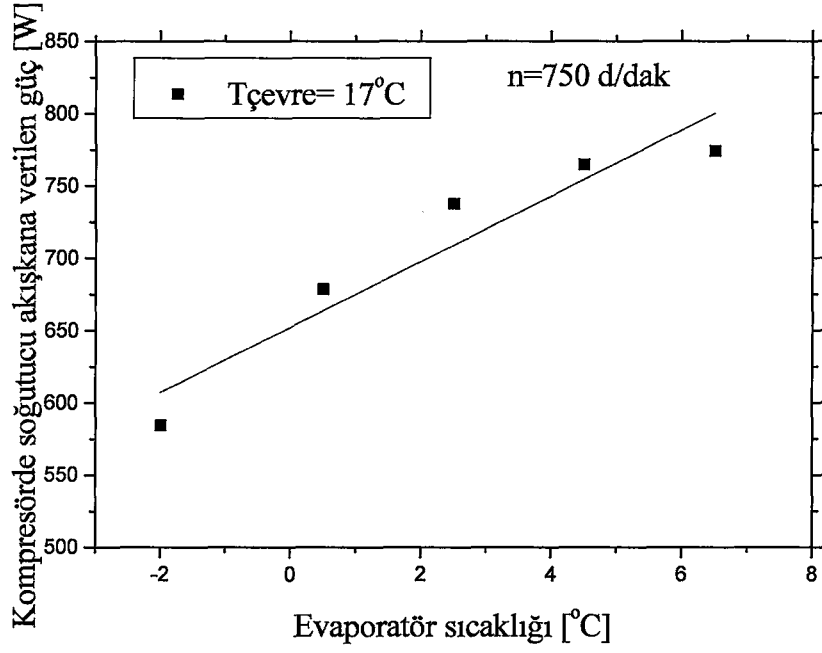
Evaporatördeki (dış ünite) buharlaşma sıcaklığının performans parametrelerine etkisi, Şekil 9.4 ve 9.11 arası grafiklerinde gösterildi. Deneylerde çevre sıcaklığı 17°C ve kompresör devri 750 d/dak olarak sabit tutuldu.

Evaporatör sıcaklığının artmasıyla, Şekil 9.4'de ve görüldüğü gibi kompresörde soğutucu akışkana verilen güç yükselmekte ve soğutucu akışkanın kütleli debisi ile kompresör çıkış sıcaklığı da Şekil 9.5 ve 9.6'da görüldüğü gibi artmaktadır.

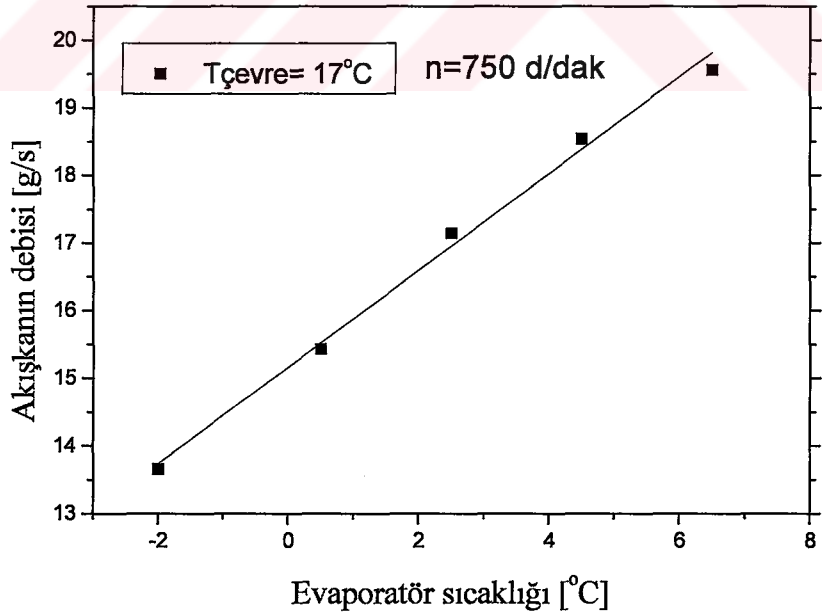
Soğutucu akışkan kütleli debisinin yükselmesiyle, sistem ısıtma kapasitesinin ve evaporatörde (dış ünite) çekilen ısı miktarı yükseldiği, Şekil 9.7 ve 9.8'de görülmektedir.

Evaporatör (dış ünite) sıcaklığının yükselmesiyle, sistem ısıtma tesir katsayısının ve kompresör motorunun çektiği elektrik enerjisine göre tanımlanmış ITKel'in, ısıtma kapasitesinin kompresör motoruna verilen elektrik işinden bir miktar fazla olmasından dolayı, artan evaporatör sıcaklıkları için yükseldiği Şekil 9.9 ve 9.10'da yükseldiği görülmektedir.

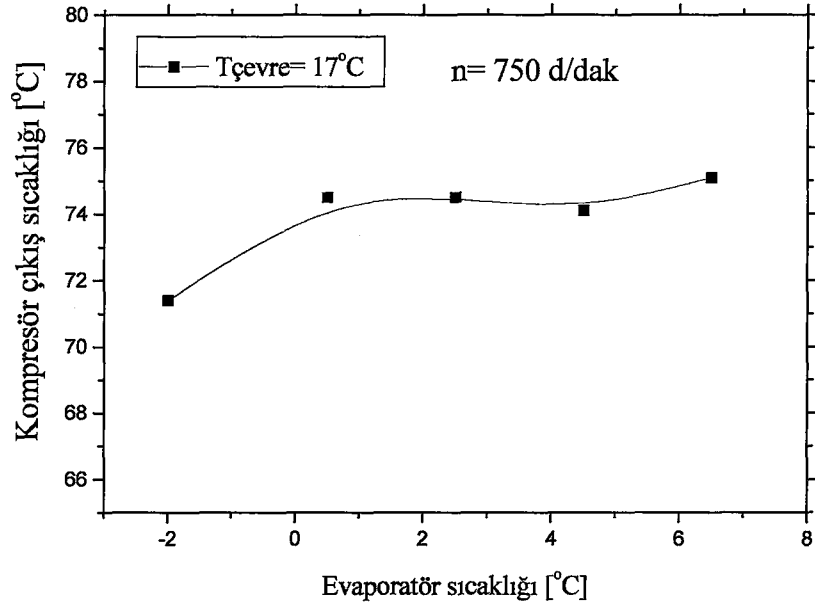
Ayrıca evaporatör sıcaklığının artmasıyla, birim soğutma kapasitesi başına sistemde yok edilen toplam ekserji miktarının, 0°C de bir miktar yükselmesine rağmen artan evaporatör sıcaklıklarında düştüğü Şekil 9.11'de görülmektedir.



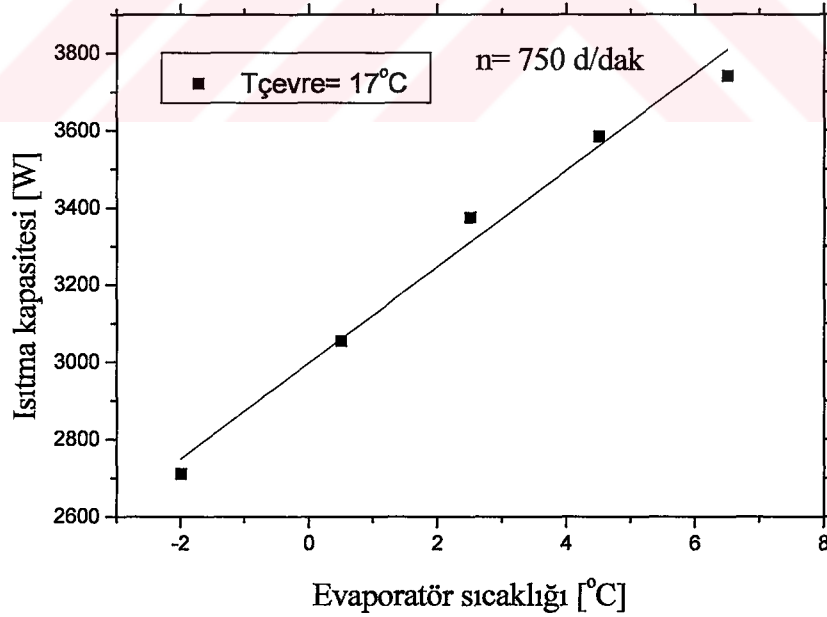
Şekil 9.4. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç değişimi



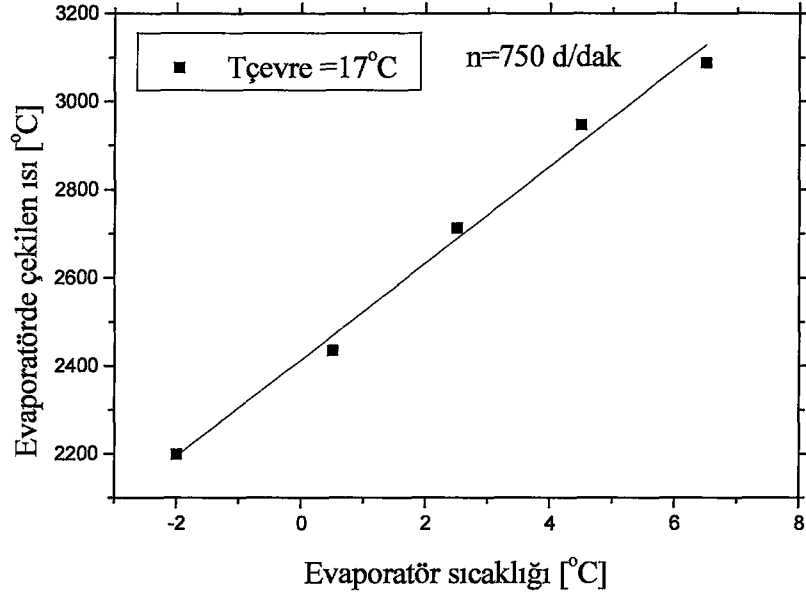
Şekil 9.5. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak soğutucu akışkan debisi değişimi



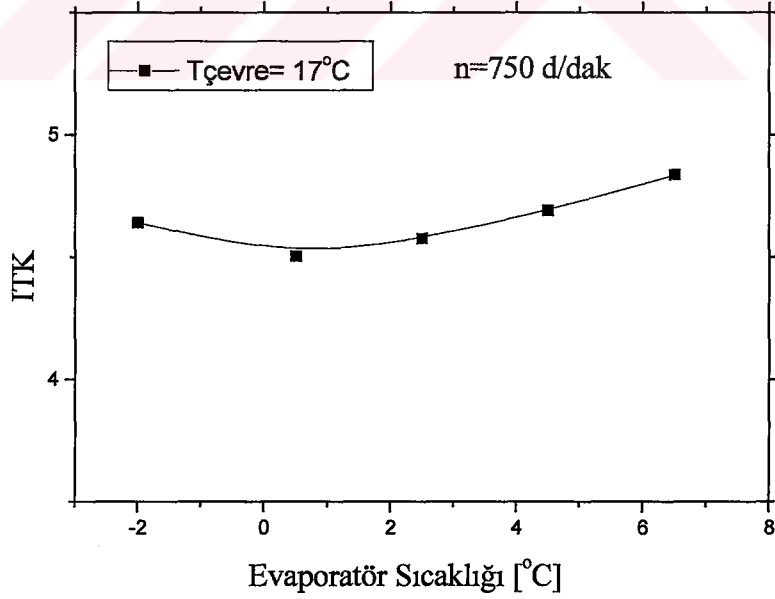
Şekil 9.6. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak kompresör çıkış sıcaklığı



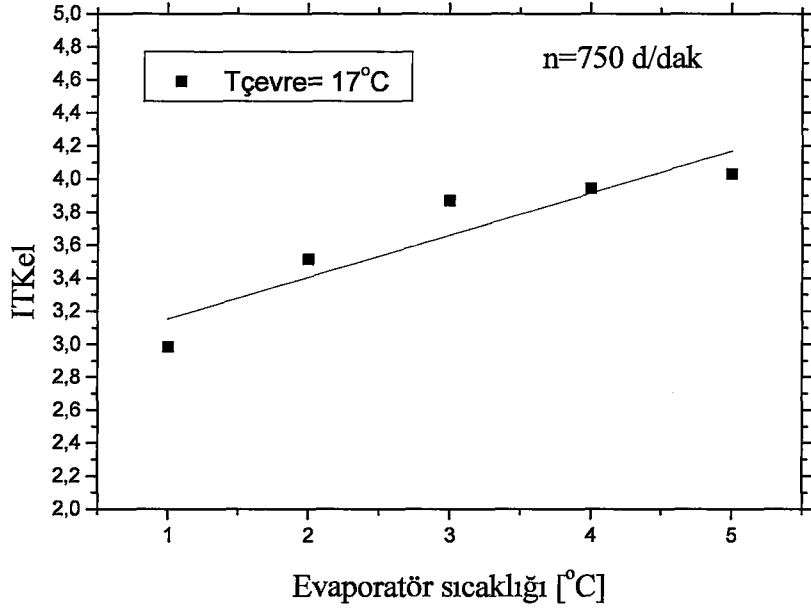
Şekil 9.7. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak sistem ısıtma kapasitesinin değişimi



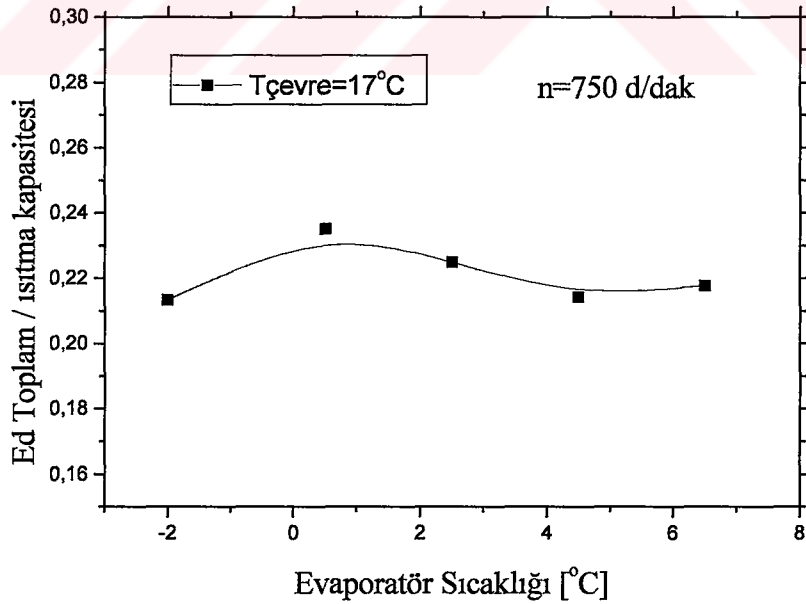
Şekil 9.8. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak evaporatörde (dış ünite) çekilen ısı değişimi



Şekil 9.9. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak sistem ısıtma tesir katsayısı değişimi



Şekil 9.10. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısı değişimi



Şekil 9.11. Evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak yok edilen toplam ekserji / ısıtma kapasitesi değişimi

9.5.2. Kış durumu deneysel sonuçlarının kompresör devrinin fonksiyonu olacak şekilde performans parametrelerini veren sonuçlar

Şekil 9.12 ve 9.20 arası grafiklerde kompresör devrinin performans parametrelerine etkisi gösterilmiştir. Bu deneyler boyunca çevre sıcaklığı 18°C ve kondensere (iç ünite) giren hava sıcaklığı 30°C olarak sabitlendi. Kompresör devrinin 750-1250 d/dak arasındaki çeşitli değişen değerlerde, sürekli rejimde deneyler yapıldı.

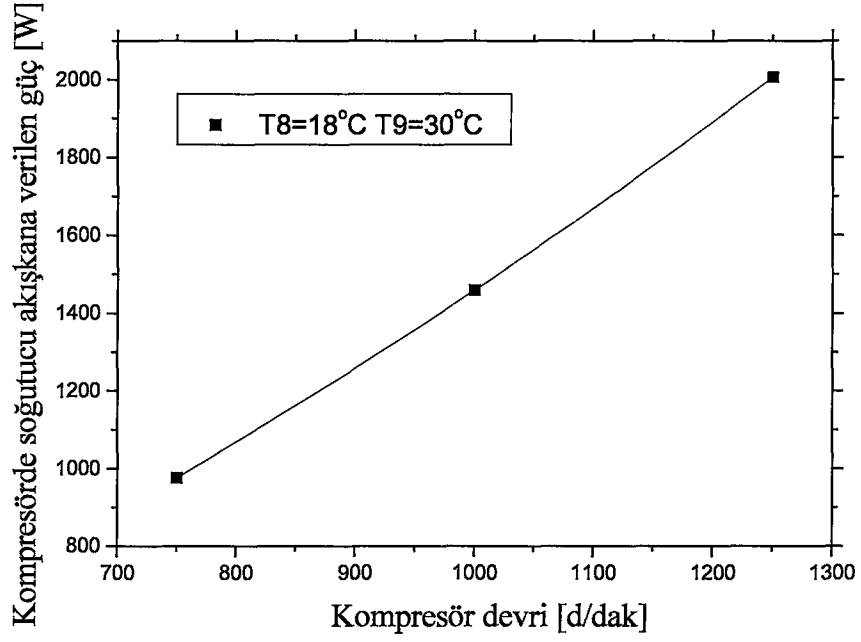
Kompresör devrinin artmasıyla, Şekil 9.12 ve 9.13'de kompresörde soğutucu akışkana verilen güç ve kompresör motoruna verilen elektrik gücünün yükseldiği bundan dolayı da soğutucu akışkan kütleli debisi ile kompresör çıkış sıcaklığı Şekil 9.14 ve 9.15'de görüldüğü gibi artmaktadır.

Kompresör devrinin yükselmesiyle akışkan kütleli debisinin de yükselmesinden dolayı, kondenserde (iç ünite) şartlandırılan ortama atılan ısı (ısıtma kapasitesi) ile evaporatörden (dış ünite) çekilen ısının yükseldiği, Şekil 9.16 ve 9.17'de görülmektedir.

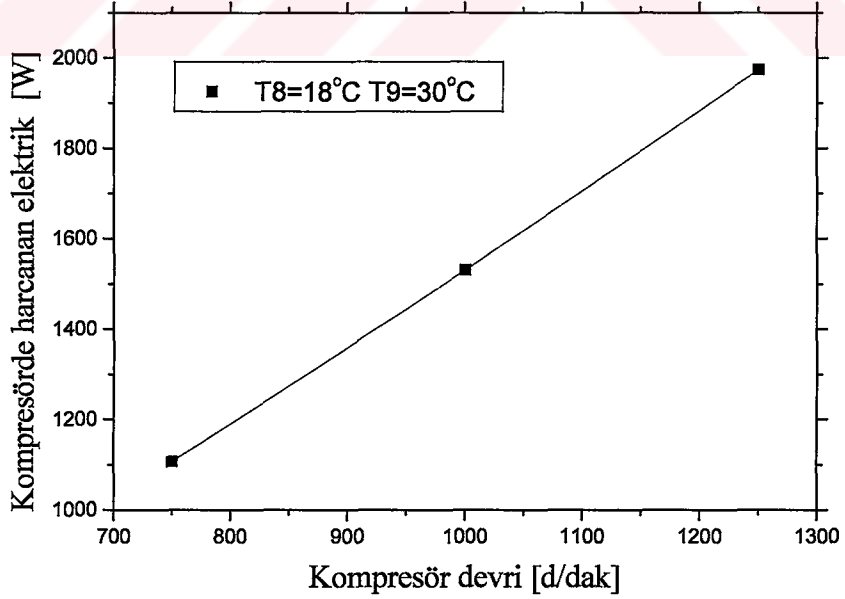
Sistemde kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarındaki artışın, sistem ısıtma kapasitesindeki artıştan daha yüksek olmasından dolayı, sistem ITK ve ITKel değerlerinin azaldığı Şekil 9.18 ve 9.19'da görülmektedir.

Artan kompresör devriyle birim ısıtma kapasitesi başına sistemde yok edilen toplam ekserjinin yükseldiği, Şekil 9.20'de görülmektedir.

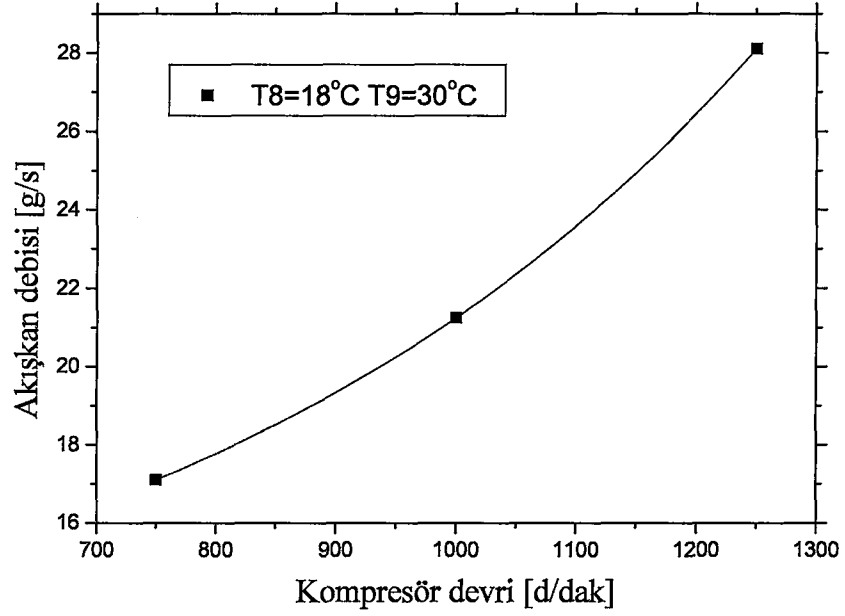
Ayrıca artan kompresör devriyle kondenser (iç ünite) çıkışı hava akımı sıcaklıklarının yükseldiği, Şekil 9.21'de görülmektedir.



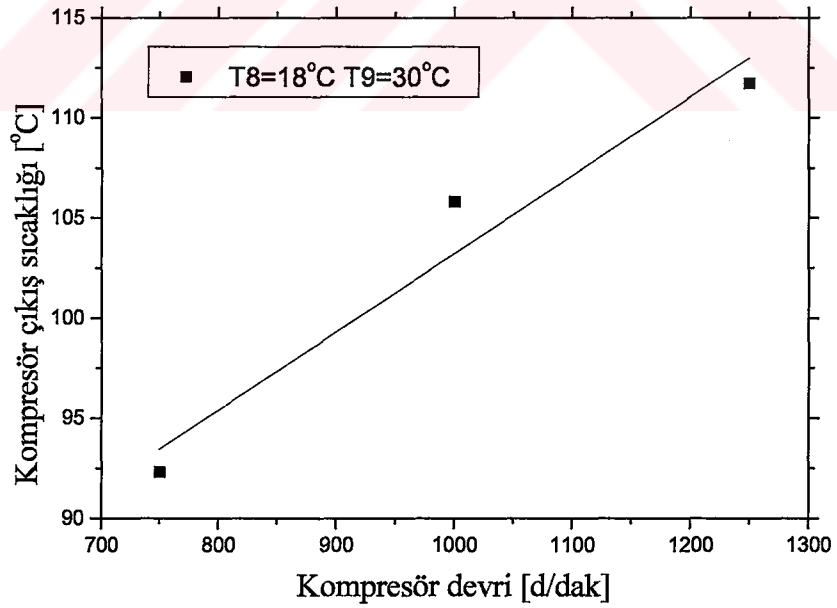
Şekil 9.12. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç değişimi



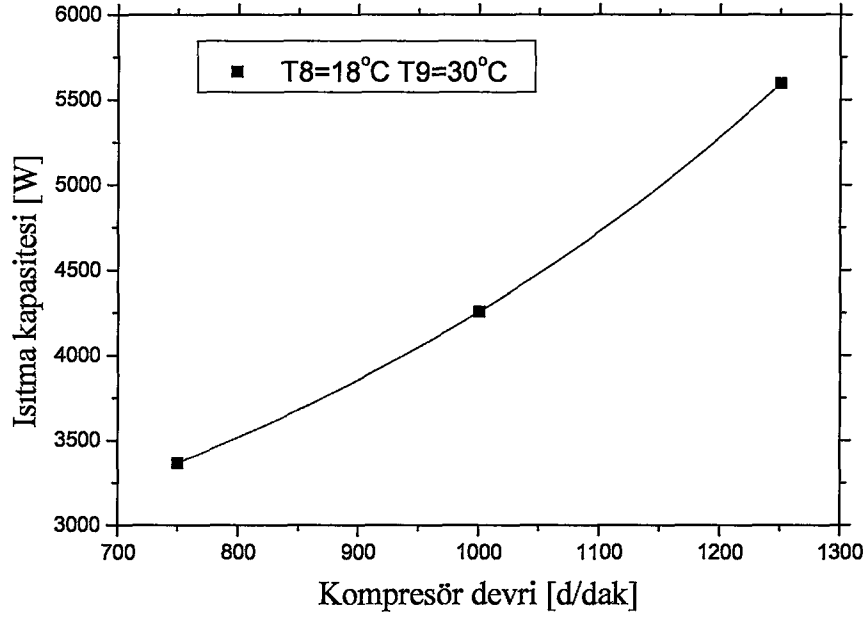
Şekil 9.13. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen elektrik türünden güç miktarının değişimi



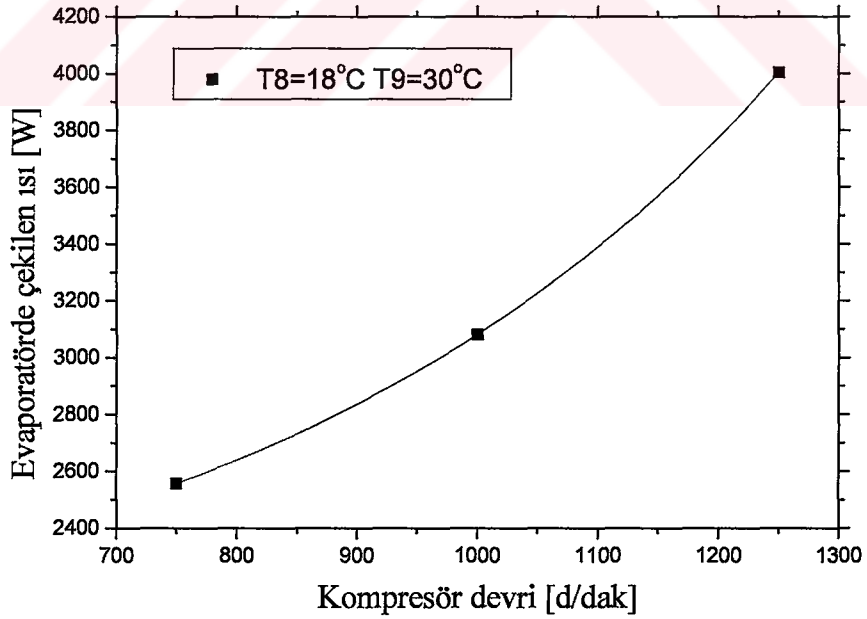
Şekil 9.14. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak soğutucu akışkan debisi değişimi



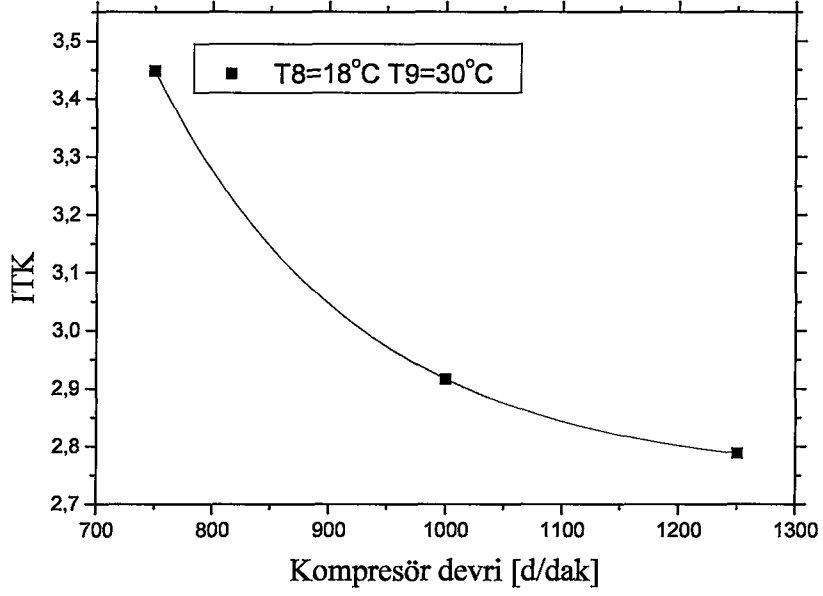
Şekil 9.15. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör çıkış sıcaklığı değişimi



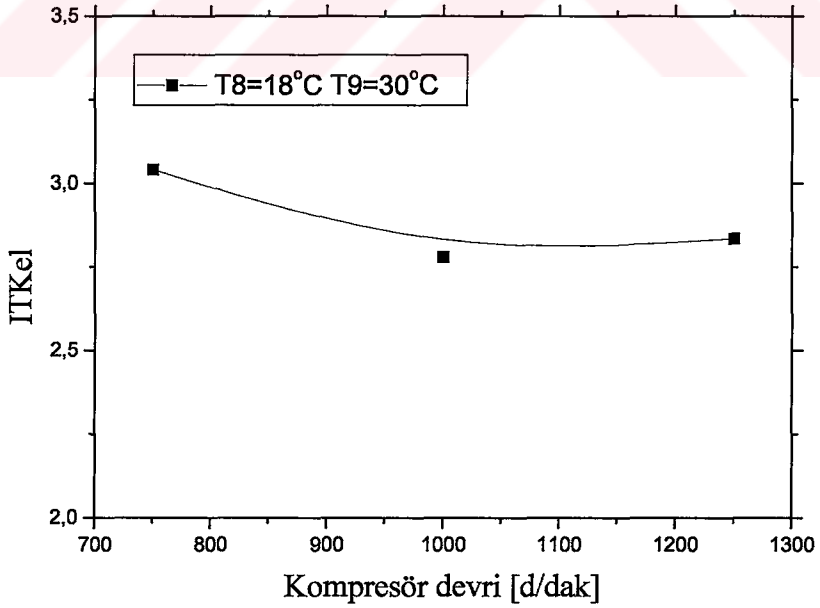
Şekil 9.16. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak sistem ısıtma kapasitesi değişimi



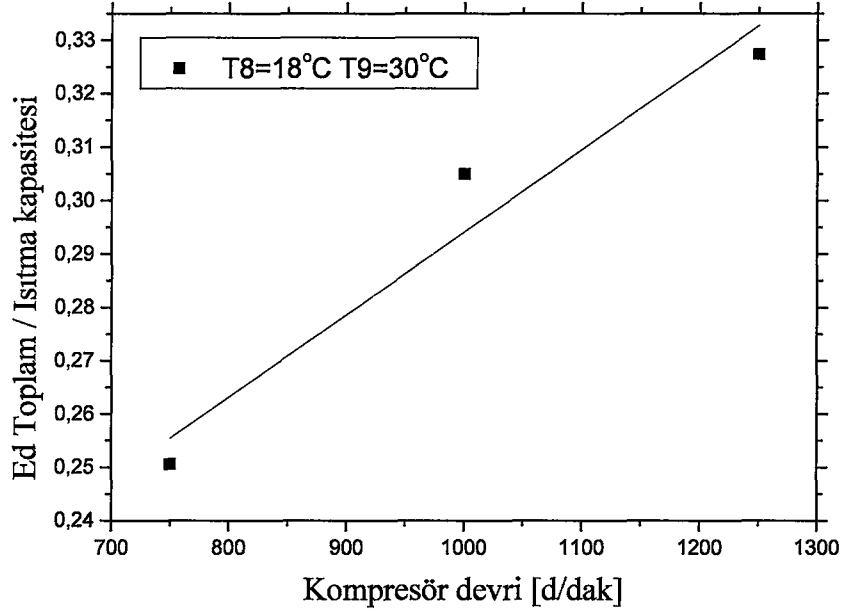
Şekil 9.17. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak evaporatörde (dış ünite) çekilen ısı miktarının değişimi



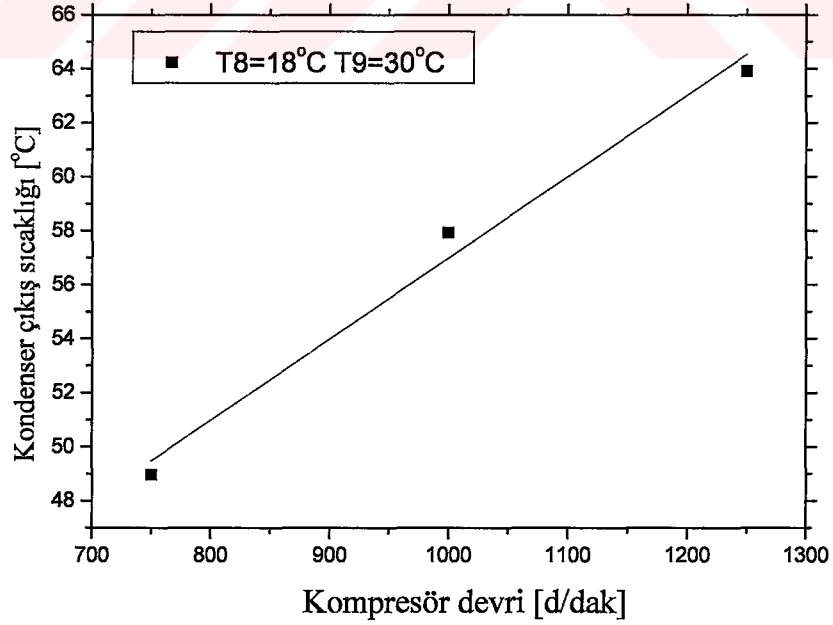
Şekil 9.18. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak sistem ısıtma tesir katsayısının değişimi



Şekil 9.19. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısı değişimi



Şekil 9.20. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak yok edilen toplam ekserji miktarının sistem ısıtma kapasitesine oranının değişimi



Şekil 9.21. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kondenser çıkışındaki hava akımı sıcaklıklarının değişimi

BÖLÜM 10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

10.1. Otomobil Isı Pompası / Kliması Deneysel Performans Analizinin Sonuçları

Bu çalışmada, Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Laboratuvarında kurulan otomobil ısı pompası / klimasının deneysel ve teorik analizi gerçekleştirilmiştir. Otomobil klimasında bulunan soğutma çevriminin kış şartlarında ters yönde çalıştırılarak ısı pompası görevi yapması ve aracın içine gönderilen havanın, yaz klimasında evaporatör görevi gören, ancak kışın ters çalışma nedeniyle kondenser haline gelmiş ısı değiştiricisinden geçerken ısınması sağlanmıştır. Otomobil ısı pompası / kliması test ünitesinde deneysel çalışmalar, yaz ve kış çalışma durumları için farklı kompresör devirlerinde ve evaporatör sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir.

Deneysel çalışmalar tamamlandıktan sonra, deneysel veriler kullanılarak otomobil ısı pompası / kliması sistemine yaz ve kış çalışma durumları için enerji analizi (Termodinamiğin Birinci Kanunu) uygulanmıştır. Yaz ve kış çalışması durumları için evaporatörde çekilen ısı, kondenserde atılan ısı, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç, kompresörde harcanan elektrik miktarı, kütleli debi, kompresör çıkış sıcaklığı, soğutma tesir katsayısı (STK), ısıtma tesir katsayısı (ITK), kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısı (STKel), kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısı (ITKel) gibi performans parametreleri hesaplanmıştır. Daha sonra, evaporatör sıcaklıkları ve kompresör devirlerinin performans parametrelerine etkisi grafikler halinde Bölüm 8 ve Bölüm 9'da sunulmuştur.

Otomobil ısı pompası / klimasına, enerji analizi yanında ekserji analizi de uygulanmıştır. Yaz ve kış çalışması durumları için, soğutma / ısıtma çevriminin her bir bileşenlerindeki yok edilen ekserji ile sistem elemanlarındaki yok edilen ekserji

ekserji yaz durumunda soğutma kapasitesine oranının, kış durumunda ise ısıtma kapasitesine oranının evaporatör sıcaklıkları ve kompresör devirleri ile değişimleri, Bölüm 8 ve Bölüm 9'da sunulmuştur.

Soğutma çevrimi deneylerinde, artan evaporatör sıcaklığı ve kompresör devriyle birlikte soğutucu akışkan kütleli debisinin, kondenserde (dış ünite) atılan ısının ve evaporatörde (iç ünite) soğutulan hava akımından çekilen ısının (soğutma kapasitesi) yükseldiği, bunlara karşın kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarının ve kompresör motorunun çektiği elektrik miktarının da arttığı görülmüştür. Ayrıca soğutma kapasitesindeki artışa göre sistemde soğutucu akışkana verilen işteki artışın daha yavaş kalması nedeniyle, artan evaporatör sıcaklıklarında (STK) ve (STKel) parametrelerinin yükseldiği görülmüştür. Ayrıca artan evaporatör sıcaklıklarında sistem içindeki tersinmezliklerden kaynaklanan birim soğutma kapasitesi başına sistemde yok edilen ekserji miktarının azaldığı tespit edilmiştir.

Artan kompresör devriyle sistem (STK) ve (STKel) parametrelerinin düştüğü, ayrıca birim soğutma kapasitesi başına sistemde yok edilen ekserji miktarının yükseldiği gözlenmiştir.

Otomobil ısı pompası / kliması deneysel çalışmalarının ilk aşaması bitirildikten sonra ikinci aşama deneylerine geçilmiştir. Dört yollu valf tersine çalıştırılarak sistem kış çalışma şartlarına uygun hale getirilmiştir. Bu aşamada, kompresörden çıkan soğutucu akışkan dört yollu valften ters yönde geçirilerek kış çalışma durumunda kondenser haline getirilen iç üniteye gönderilmiş ve iç üniteden geçen ve normalde şartlandırılan ortama gönderilecek hava akımının ısıtılması sağlanmıştır.

Deneysel düzeneğin kışın ısıtma amaçlı kullanımında artan evaporatör (dış ünite) sıcaklığı ve kompresör devriyle soğutucu akışkan kütleli debisinin, evaporatörde (dış ünite) çevre havasından çekilen ısı miktarının ve buna bağlı olarak kondenserde (iç ünite) ısıtma kapasitesinin yükseldiği gözlenmiştir. Kütleli debinin yükselmesi ile kompresörde soğutucu akışkana verilen iş ve kompresör motorunun çektiği elektrik gücünün yükseldiği gözlenmiştir.

Ayrıca ısıtma kapasitesindeki artışa göre sistemde soğutucu akışkana verilen işteki artışın daha yavaş kalması nedeniyle, artan evaporatör sıcaklıklarında (ITK) ve (ITKel) parametrelerinin yükseldiği görülmüştür. Ayrıca artan evaporatör sıcaklıklarında sistem içindeki tersinmezliklerden kaynaklanan birim ısıtma kapasitesi başına sistemde yok edilen ekserji miktarı azaldığı tespit edilmiştir.

Artan kompresör devriyle sistem (ITK) ve (ITKel) parametrelerinin düştüğü, ayrıca birim ısıtma kapasitesi başına sistemde yok edilen ekserji miktarının yükseldiği gözlenmiştir

Çalışmalar sonunda, otomobil ısı pompası / kliması sisteminin yaz mevsiminde soğutma amaçlı görevinin yanında aşağıdaki faydaları tespit edildi.

- Otomobil ısı pompası / kliması sisteminin kış şartlarında ısıtma amaçlı kullanımında, iç ünite çıkışındaki hava akımı sıcaklıklarının, bu havanın gönderilebileceği otomobil yolcu kabini içinde yeterli konfor sağlayacak değerlere çıkabildiği gözlemlendi.
- Sistem çalışmaya başladığı andan itibaren çok kısa bir süre içinde iç ünite çıkışında yeterli hava sıcaklıklarının oluştuğu gözlemlendi.

10.2. Öneriler

Otomobil ısı pompası / kliması sistemi için farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak araştırmalar devam ettirilebilir.

İç ünite yüzey alanı artırılarak, yaz ve kış çalışma durumları için soğutma ve ısıtma kapasitelerinin artması sağlanabilir.

KAYNAKLAR

1. HALIMIC, E. ROSS, B. AGNEW, B. ANDERSON, A. POTTS, I.. 2003. Comparison Of The Operating Performance Of Alternative Refrigerants, Applied Thermal Engineering. Vol. 23, pp. 1441-1451
2. JUNG, D. PARK, B. LEE, H. 1999. Evaluation of Supplementary / Retrofit For Automobile Air-Conditioners Charged With CFC 12, International Journal of Refrigeration. Vol. 22, pp. 558-568
3. CHEN, Q. PRASAD, R. C. 1999. Simulation of a Vapour-Compression Refrigeration Cycles Using HCF134A and CFC12. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No.4, pp. 513-521
4. BROWN, J.S. SAMUEL F. DOMANSKI, P. A. 2002. Comparative Analysis of an Automotive Air Conditioning System with CO2 and R134A. Int. J. Refrigeration. (25) pp. 19-32
5. DUVADI, A. ACHNIE, L. E. K. 1996. On The Design of Environmentally Benign Refrigerant Mixture a Mathematical Programming Approach. Pergamon. Vol. 21, No.8, pp. 915-923
6. KIATSIRIROAT, T. EUAKIT, T. Performance Analyses of an Automobile Air-Conditioning System with R22 / R124 / R152A Refrigerant. Pergamon Vol. 17, No.11, pp. 1085-1097
7. ASHRAE., 1996. Temel El Kitabı, Bölüm 1, Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri, TMD Teknik Yayını.
8. SAIZ JOBARDO, J.M. GONZALES MAMANI, W. IANELLA, M.R. 2001. Modeling and Experimental Evaluation of an Automotive Air Conditioning System with a Variable Capacity Compressor. Int. J. Refrigeration.
9. SHAMSUL, H. K. SYED, M. Z., 1992. Thermodynamic Analysis of the CFC-12 and HCF-134a Refrigeration Cycles. Energy, Vol. 18, No.7, pp. 717-726
10. HOGMMEI, L. THOMAS, H. K., 1991. Irreversibility Analysis of a Water to Water Mechanical Compression Heat Pump, Energy, Vol. 16, No.6, pp. 883-896
11. FORD., 1198 .Klima Sistemleri Eğitim Kitabı, 34 B CG 7510 / S
12. LEE, G. H., YOO, J.Y., 2000. Performance Analysis and Simulation of Automobile Air Conditioning System, Int. J. Refrigeration, Vol. (23), 243-254,

13. MAGER, R. 2002. Experience of a R744 Fleet Test, Automotive Alternative Refrigerant System Symposium. SAE. USA.
14. RATTI, E. B., BROWN, J.S., 2000. An Experimental Cycling in an Automotive Air Conditioning System, Applied Thermal Engineering. Vol. (20) 1039-1058,
15. M.E.B., 1994. Soğutma ve İklimlendirme Cilt-II,
16. KAYNAKLI, Ö. HORUZ, I., 2003. An Experimental Analysis of Automotive Air Conditioning system. Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. (30) pp. 273-284
17. LUNDBERK. E., 2002. An Enhanced R-134a Climate System. Automotive Alternative Refrigerant System Symposium. SAE. USA.
18. RONALD E. DOMITROVIĆ, VINCE C. MEI, F.C. CHEN., 1993 Simulation of an Automotive Heat Pump. (ASHRAE Transactions)



ÖZGEÇMİŞ

1979 yılında Kocaeli’nde doğdu. İlk ve orta öğrenimini Kocaeli’nde tamamladı. 1998 yılında girdiği Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Otomotiv Öğretmenliği Bölümünden 2002 yılında Teknik Öğretmen olarak mezun oldu. Ekim 2002 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı.

