

**SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE KULLANILAN
R 134A VE R 600A SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN
SİSTEM PERFORMANSINA ETKİLERİNİN
İNCELENMESİ**

**2013
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**

Mehmet GÖRKEN

**SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE KULLANILAN R 134A VE R 600A
SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SİSTEM PERFORMANSINA ETKİLERİNİN
İNCELENMESİ**

Mehmet GÖRKEN

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Ocak 2013**

Mehmet GÖRKEN tarafından hazırlanan "SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE KULLANILAN R 134A VE R 600A SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SİSTEM PERFORMANSINA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ" başlıklı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Ziyaddin RECEBLİ

Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 18/01/2013

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

Başkan : Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Ziyaddin RECEBLİ (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. İlhan CEYLAN (KBÜ)

İmzası

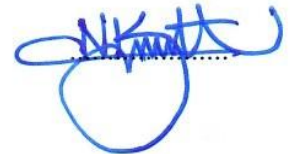


...../...../2013

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nizamettin KAHRAMAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim. ”

Mehmet GÖRKEN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE KULLANILAN R 134A VE R 600A SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SİSTEM PERFORMANSINA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Mehmet GÖRKEN

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Doç. Dr. Ziyaddin RECEBLİ

Ocak 2013, 73 sayfa

Bu çalışmada, soğutucu akışkan olarak sistemde kullanılmak üzere R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlar iki ayrı soğutma sisteminde teknik olarak incelenmiştir. Soğutucu akışkanların ilk üretimi yapıldığında çevre zararları fazla incelenmemiştir. Daha sonraki yıllarda soğutucu akışkanın ozon tabakasını tükettiği ve ozon tabakasının ince olduğu bölümlerinde ozon tabakasındaki deliğin varlığını belirlemişlerdir. Bu durumda dünyadaki bazı kötü değişmelere neden olmaktadır. Bu nedenle yeni üretilen soğutucu akışkanların ozon delme potansiyeli (ODP) ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) en minimum seviyede olması için çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarda üretimi yapılacak olan cihazın soğutucu akışkan seçimi yapılırken cihazın kullanım şekline, soğutulacak ürüne ve konumuna göre soğutucu akışkan seçmeye yöneltti. Bu çalışmada ise sistemin çalışma dizaynı bu durumlar göz önüne alınarak yapılmıştır.

Dolabın ölçüleri 0.73 m, 0.73 m, 0.50 m ölçülerinin birleştirilmesiyle oluşturulan bu dolaba 5 cm kalınlığında yalıtım malzemesi olarak strafor ile yalıtılmıştır. Dolabın yalıtımı sağlandıktan sonra soğutma sistem düzeni kurmak için dolabın ölçülerinden sistem için gerekli olan soğutma ünitesi hesaplanıp dizaynı yapılmıştır. Soğutma düzeneğinde soğuk oda ile soğutma ünitesi birbirinden ayrı iki parçadan oluşur. Bu iki parça birleştirildiğinde dolabın tabanında belirlenen ölçülerde kesilen üfleme ve emiş kanalları sayesinde oda içersinde şartlandırılmış bir soğutma havası üfleme yapılmış olur. Daha sonra bu iki sistemde R 134A ve R 600A soğutucu akışkanları test edilerek incelenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda R 134A soğutucu akışkanın farklı kütle miktarlarında daha verimli bir akışkan olduğu gözlemlenmiştir.. Ancak R 134A soğutucu akışkanının küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerinin yüksek olması, bu akışkanın kullanımını zamanla azaltacaktır. R 600A soğutucu akışkanı R 134A kullanılan sisteme göre sadece 80 gramlık gaz sarjıyla istenilen soğutma değerine ulaşılabilmiştir. Bu durum ise az gaz sarjı ile çok verimli bir soğutma sağlanmıştır. R 600A soğutucu akışkanının kullanılmasıyla daha az gaz sarjı ile R 134A'ya göre daha verimli bir soğutma sağlanabilmiştir.

Anahtar Sözcükler : Soğutucu akışkan, R 134A, R 600A, ODP, GWP, ozon tabakası, kompresör, kondenser, evaporatör.

Bilim Kodu : 914.1.038

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

R134A AND R600A REFRIGERANTS USED IN COOLING SYSTEMS EXAMINE THE EFFECTS ON SYSTEM PERFORMANCE

Mehmet GÖRKEN

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department Of Energy Systems Engineering

Thesis Advisor:

Assoc. Prof. Dr. Ziyaddin RECEBLİ

January 2013, 73 pages

In this study, the system to be used as a refrigerant R 134A and R600A refrigerants were technically two separate cooling system. When the first generation of refrigerants examined further environmental damage. In later years, the ozone layer refrigerant consumption and identified the presence of the hole in the ozone layer ozone layer is thin sections. In this case, leads to changes in some of the worst in the world. For this reason, the newly produced ozone depleting refrigerants potential (ODP) and global warming potential (GWP) is the minimum level of work to be done. In these studies, selection of the device to the device during the cooler production of patterns of use, the product is cooled and as a coolant for the task selected. In this study, this case study design consideration is made on the system. Cabinet dimensions 0.73 m, 0.73 m, 0.50 m measures 5 cm thick insulating material placed in this closet was created by combining the insulation provided. Order to

establish isolation cabinet cooling system after obtaining the required cooling unit cabinet dimensions are calculated for the system is designed. Part of the cooling unit is cooled with cooling cabinet assembly consists of two parts separately. Cut the size of these two parts combined with the base of the cabinet within the room with air supply and exhaust ducts made of blow cooling air conditioned. Later, these two systems were tested refrigerants R 134A and R 600A. As a result of experiments in different weight amounts of R 134A refrigerant fluid was observed that more efficient. but R 134A refrigerant global warming potential (GWP) values are high, the use of this fluid can reduce over time. Only 80 grams of R 600A refrigerant gas sarjyla reached the value of the required cooling. This is a very efficient cooling is achieved by charging less gas.

Key Word : Refrigerant R 134A, R 600A, ODP, GWP, ozone layer, compressor, condenser, evapratör.

Science Code : 914.1.038

TEŞEKKÜR

Bu tez alıőmasının planlanmasında, araőtırılmasında, yürütölmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıőmamı bilimsel temeller ışığında őekillendiren sayın hocam Doç. Dr. Ziyaddin RECEBLİ'ye sonsuz teőekkürlerimi sunarım,

Aynı zamanda tezin tamamlanmasında emeği geçen sayın hocam Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK'a ve Doç. Dr. İlhan CEYLAN'a sonsuz teőekkürlerimi sunarım,

Sevgili aileme, manevi yardımlarını esirgemedен yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xv
BÖLÜM 1.	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2.	6
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	6
BÖLÜM 3.	11
BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ	11
3.1. GİRİŞ	11
3.2. BUHAR ŞIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ.....	11
3.3. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR.....	12
3.3.1. Soğutucu Akışkanda Aranılan Özellikler.....	13
3.3.2. R 134A Soğutucu Akışkanı Ve Özellikleri.....	13
3.3.3. R 600A Soğutucu Akışkanı Ve Özellikleri.....	15
3.3.4. R 134A Ve R 600A Soğutucu Akışkanının Fiziksel Özelliklerinin Karşılaştırılması	16
3.4. SOĞUTUCU AKIŞKANIN ÇEVRESEL ETKİLERİ	17
BÖLÜM 4.	19
MATERYAL VE METOD	19

	<u>Sayfa</u>
4.1. MATERYAL	19
4.2. SİSTEMİN DENEY DÜZENEĞİNİN KURULMASI.....	20
4.3. METOD	27
4.3.1. Kullanılan Malzemelerin Tanıtımı Ve Isıl Katsayısı	28
4.3.2. Kompresör Kapasitesi	30
4.3.3. Yoğuşurma İşlemi	30
4.3.4. Soğutma Etkinliği (COP).....	31
4.3.5. Kılcal Boru Boyunun Hesaplanması	31
4.3.6. R 134A İle Çalışacak Olan Soğutma Sisteminin Kapasite Hesabı	32
4.3.7. R 600A İle Çalışacak Olan Soğutma Sisteminin Kapasite Hesabı	35
 BÖLÜM 5.	 39
DENEYSEL BULGULAR	39
5.1. R 600A SOĞUTUCU AKIŞKANI KULLANILARAK YAPILAN DENEYLER.....	 39
5.2. R 134A SOĞUTUCU AKIŞKANI KULLANILARAK YAPILAN DENEYLER.....	 46
5.3. R 134A VE R 600A SOĞUTUCU AKIŞKANLARI KULLANILARAK YAPILAN DENEYLERİN GRAFİKLERLE KARŞILAŞTIRILMASI.....	 51
5.4. R 134A VE R 600A SOĞUTUCU AKIŞKANI KULLANILARAK YAPILAN DENEYLERİN BASINÇ VE KÜTLE GRAFİKLERİ.....	 58
5.5. R 134A VE R 600A SOĞUTUCU AKIŞKANI KULLANILARAK YAPILAN DENEYLERİN COP _{ITK} VE KÜTLE GRAFİKLERİ	 60
 BÖLÜM 6.	 64
SONUÇ VE ÖNERİLER	64
6.1. SONUÇLAR	64
6.2. ÖNERİLER.....	66
 KAYNAKLAR	 67
 EK AÇIKLAMALAR A. YAPILAN DENEY DÜZENEĞİNİN P-H DİYAGRAMI ÇİZİMİ VE RESMİNİN GÖSTERİLMESİ	 69
 ÖZGEÇMİŞ	 73

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 4.1. Deney düzeneğinin dolap kısmı	21
Şekil 4.2. Soğutma sisteminde ikinci bölümün çizimi	22
Şekil 4.3. Tasarlanan ve imalatı yapılan deney düzeneği.....	23
Şekil 4.4. Sistemde kullanılan elektrik bağlantısı	24
Şekil 4.5. Sistemde kullanılan elektrik panoları.....	25
Şekil 4.6. İmalatı yapılan deney düzeneği.....	27
Şekil 4.7. P-h diyagramı	29
Şekil 4.8. Kılcal boru boyunun grafiksel tespiti	31
Şekil 4.9. P-h’da R 134A yoğuşma ve evaporasyon değerlerinin diyagramı.....	32
Şekil 4.10. R 134A gazlı sistemin kılcal boru seçim tablosu.....	34
Şekil 4.11. P-h’da R 600A yoğuşma ve evaporasyon değerlerinin diyagramı	35
Şekil 4.12. R 600A gazlı sistemin kılcal boru seçim tablosu.....	38
Şekil 5.1. 170 gram R 600A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.	40
Şekil 5.2. 150 gram R 600A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.	40
Şekil 5.3. 120 gram R 600A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.	41
Şekil 5.4. 100 gram R 600A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.	42
Şekil 5.5. 80 gram R 600A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.	43
Şekil 5.6. 50 gram R 600A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.	44
Şekil 5.7. Farklı soğutucu akışkan gramlarında 35 °C dış ortam sıcaklık grafiği.....	45
Şekil 5.8. Farklı soğutucu akışkan gramlarında 28 °C dış ortam sıcaklık grafiği.....	46
Şekil 5.9. 80 gram R 134A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.	47

Şekil 5.10. 100 gram R 134A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.	48
Şekil 5.11. 120 gram R 134A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.	49
Şekil 5.12. 150 gram R 134A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.	50
Şekil 5.13. Farklı soğutucu akışkan gramlarında 35 °C dış ortam sıcaklık grafiği	50
Şekil 5.14. Farklı soğutucu akışkan gramlarında 28 °C dış ortam sıcaklık grafiği	51
Şekil 5.15. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 80 gramlı 28 °C sıcaklık ve zaman grafiği.....	52
Şekil 5.16. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 80 gramlı 35 °C sıcaklık ve zaman grafiği.....	53
Şekil 5.17. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 100 gramlı 28 °C sıcaklık ve zaman grafiği.....	54
Şekil 5.18. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 100 gramlı 35 °C sıcaklık ve zaman grafiği.....	54
Şekil 5.19. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 120 gramlı 28 °C sıcaklık ve zaman grafiği.....	55
Şekil 5.20. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 120 gramlı 35 °C sıcaklık ve zaman grafiği.....	56
Şekil 5.21. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 150 gramlı 28 °C sıcaklık ve zaman grafiği.....	57
Şekil 5.22. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 150 gramlı 35 °C sıcaklık ve zaman grafiği.....	57
Şekil 5.23. R 134A soğutucu akışkanın basınç ve kütle grafiği.....	58
Şekil 5.24. R 600A soğutucu akışkanın basınç ve kütle grafiği.....	59
Şekil 5.25. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlarının basınç ve kütle grafiği	60
Şekil 5.26. R 134A soğutucu akışkanın COP _{ITK} ve kütle grafiği.....	61
Şekil 5.27. R 600A soğutucu akışkanın COP _{ITK} ve kütle grafiği.....	61
Şekil 5.28. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlarının COP _{ITK} ve kütle grafiği	62
Şekil EK A.1. R 134A soğutucu akışkanlı sistem için hazırlanan diyagram çizimi.	70
Şekil EK A.2. R 600A soğutucu akışkanlı sistem için hazırlanan diyagram çizimi.	71
Şekil EK A.3. Soğutma sisteminin resminin gösterilmesi.	72

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1. R 134A soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri	14
Çizelge 3.2. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlarının fiziksel özelliklerinin karşılaştırılması	16

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

°C	: Santigrat (Derece Celsius)
A	: Alan (m ²)
E	: Toplam verim
h _b	: Entalpi (kcal/kg)
m	: Metre
I	: Devreden çekilen akım (Amper)
m ²	: Metrekare
R	: Devreden çekilen güç (Watt)
Q	: Toplam ısı geçişi (kcal), (kJ)
kJ	: Kilojoule
mJ	: Megajoule
nm	: Nanometre

KISALTMALAR

ODP	: Ozon Tüketme Potansiyeli
GWP	: Küresel Isıtma Potansiyeli
GWE	: Toplam verim
TLV	: Zehirlilik Sınır Değeri
LFL	: Tutuşma Alt Sınırı
COP	: Soğutma Etkinliği
H ₂ O	: Su
CO ₂	: Karbondioksit
LPG	: Sıvılaştırılmış Petrol Gaz

BÖLÜM 1

GİRİŞ

İnsanoğlu günlük yaşantısını sürdürebilmek için ısıtma teknolojilerine olduğu kadar, soğutma teknolojilerine de her zaman ihtiyaç duymuştur. Bu nedenle, insanoğlu için yaşadığı ortamların, gıdaların, içeceklerin soğutulularak korunması günümüzde çok önemli yer edinmiştir. Soğutma teknolojileri, gerek rahat yaşam alanları oluşturmada, gerek gıdaların muhafazalarında ve gerekse diğer yaşam sahalarında sıkça ihtiyaç duyduğumuz teknolojilerin başında gelmiştir. Bu durum soğutma teknolojilerinin geliştirilmesi üzerine yapılan çalışmaları her geçen gün biraz daha arttırmıştır. Eski dönemlerde soğutma sanayi fazla gelişmediği için gıdaların muhafazası çoğunlukla, kiş boyunca biriktirilen buz bloklarının kullanılması ya da endüstriyel olarak üretilmesi yoluyla sağlanabilmiştir [1].

19. Yüzyılın ortalarına doğru soğutma sanayi ortaya çıkmıştır. Küresel ısınmanın ve atmosferik bozulmaların tahminlerden daha hızlı olması, tüm sanayi sektörlerinde olduğu gibi, soğutma sektöründe de enerji verimliliğinin artırılması ve hava kirlenmesinin mümkün olan en düşük düzeye indirilmesi konularında araştırma geliştirme çalışmalarını ve uygulamaları arttırmıştır. Ayrıca nüfusun hızla artışı bazı gereksinimleri de beraberinde getirmiştir. Bu durum da insanları yeni arayışlar içerisine sokmuş ve bunun paralelinde sanayi ve insanlığa katkı sağlanacak bazı gelişmeler yaşanmıştır [2].

İlk pratik makine Jacop Perkins tarafından 1834'de üretilmiştir. Soğutucu madde olarak eter kullanılan makinada, buhar sıkıştırmalı çevrim esas alınmıştır. Soğutma sanayinde karbondioksit (CO₂) ilk olarak 1866'da amonyak (NH₃) ise 1873'de kullanılmıştır. 1900'lü yılların başlarında soğutma endüstrisinde yaygın olarak kullanılan metil klorid, sülfür dioksit ve amonyak keskin kokuları nedeniyle konutsal soğutma için problem teşkil ediyordu [3].

1920'li yılların başlarında Migley ve Henne klor ve flor atomlarının hidrokarbonların kaynama noktası, yanma ve zehirlilik özellikleri üzerine etkilerini incelemişler, bu atomların hidrokarbonların istenmeyen özelliklerini büyük oranda düşürdüğünü gözlemlemişlerdir. Bu çalışmalarını takiben ilk CFC (kloroflorokarbon) üretimi ticari olarak R12 ile 1931 yılında gerçekleşmiştir. R12'yi takiben 1932 yılında R11 üretimi başlamış ve 1950'li yıllarda HCFC (hidrokloroflorokarbon)ların üretimi ve yaygın olarak kullanımı başlamıştır. Bununla CFC'lerin yanmaz, zehirsiz (sülfürdioksitle karşılaştırıldığında) ve daha verimli oldukları görülmüştür.. İlk kullanılan yapay soğutucular CFC-11, CFC-12, CFC-113, CFC-114, HCFC-22 ve R-502'dir. İkinci dünya savaşından sonra CFC'ler ve HCFC'ler soğutma piyasasına yerleşmişler [4].

1974 yılında Molina ve Rowland, yaptıkları Nobel ödüllü çalışmaları sonucunda masum görünen CFC ve HCFC'lerin ozonu tükettiğini bildirmişlerdir. 1985'de araştırma yapan NASA uydusunun gönderdiği veriler, bilim adamlarının tahminlerini doğrulamıştır. Antarktika üzerindeki ozon tabakasında oluşan deliğin varlığını kesin olarak ispatlamak için çeşitli ülkelerden araştırma ekipleri buzullardan ve güneşin zarar verici ultraviyole ışınlarından ölçümler almak üzere Antarktika'ya giderek ozon tabakasındaki deliğin varlığını belirlemişlerdir. Diğer bir ifade ile dünyamızı güneşten gelen zararlı ultraviyole ışınlarından koruyan ozon tabakasının CFC'ler tarafından yok edildiği anlaşılmıştır. Dünya'da ultraviyole ışınlarının artması, denizlerden elde edilen deniz ürünlerinin ve karada yetiştirilen bitkilerin verimliliğinin azalmasına neden olmaktadır. Ayrıca soğutucu akışkanlar atmosfer tabakasında küresel ısınma etkisi göstererek dünyanın sıcaklığının artmasına neden olmaktadır. Bu durumda gelecekte hem çevresel hem de mevsimsel değişimlere yol açarak dünyayı ve insanlığı kötü durumlara sürükleyecekti [5].

Birleşmiş Milletler Çevre Programı dahilinde CFC ve HCFC'lerin ozon tüketim potansiyeli (ODP) belirlenerek, tedavülden kaldırılması için şartlar oluşturulmuştur. Bu şartlar gelişmekte olan ülkelerde CFC'lerin tamamen tedavülden kaldırılması için tarih 2010 olarak, HCFC'lerin tamamen tedavülden kaldırılması için 2040 olarak belirlenmiştir. CFC ve HCFC'ler yerine ozon tüketmeyen HFC kullanımı yaygınlaşmaya başladıysa da saf HFC'lerin yüksek küresel ısınma potansiyelleri

(GWP) Kyoto Protokolünde belirlenmiş, HFC üretimi ve kullanımının azaltılması için ortak karar alınmıştır [6].

Soğutucu gazlar oluşturulan protokollere göre kullanımının sınırlandırılması soğutma sektörünü alternatif dönüşümler konusunda araştırmaya yöneltmiştir. Soğutucu gazların en zararsız ve en verimlisini bulmaya çalışmışlardır. Bu çalışmalar sonucunda ise soğutucu akışkan çeşitliği çoğalmış, sektörlere göre sınıflandırılan alanların kullanım şekillerine ve kullanım ısılarına göre çeşitlendirilerek kullanılan yerler genişletilmiştir. Buna göre her alanın kendine has veya yakın bir soğutucu akışkanı belirlenememiştir.

Soğutucu akışkanların, yukarıda tarif edilen görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi için bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olması gerekir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişeceği gibi her zaman bu özelliklerin hepsini yerine getirmek mümkün olmayabilir. Genel kaide olarak bir soğutucu akışkanda aranması gereken özelliklerin hepsini birden her şart altında yerine getirebilen universal bir refrijeran bir madde (soğutucu akışkan) mevcut değildir. Fakat yukarıda da belirtildiği gibi, uygulamadaki şartlara göre bunlardan bir kısmı aranmaya bilir.

Sektörün beklentilerine göre belirlenen gazlar ilk olarak çevreye verecekleri zararları en aza indirmek ve yüksek performansta çalışmasını sağlamaktır. Gelişimin üst düzey biçimde artmaya başlaması, soğutmayı endüstriyel alanda ve insan yaşamı rahatlığı açısından özellikle yaz aylarında vazgeçilmez bir sektör haline getirmiştir.

Gelişen ve her geçen gün kullanımı artan soğutma alanları elektrik tüketimini çok fazla hale getirmiş insanları da ek enerji ihtiyacı ortaya çıkartarak. İnsanların elektrik enerjisini üretmek veya enerji tüketimini en aza indirmek için çalışmalar başlatılmıştır. Bu doğrultuda bazı gelişmeler yaşanmıştır.

Tasarımlar soğutucu akışkan verimliliğine ve enerji tasarrufuna göre dizayn edilmiştir. Ancak bunların hepsini tam bir tasarruf olarak değerlendirilmesi yanlış olur. Sadece dizayn ve malzemelerin az enerji tüketeninin tasarımını yapıp satılan

soğutucular pazara girip halka ulaştıktan sonra ne gibi arızaların olabileceğini ve bu arızaların nasıl daha kolay ve çabuk halledilebilmesini, müşteri mağduriyet süresini en aza indirme çalışmaları da tasarrufun içine alınmalıdır. Ancak bu durum göz ardı edilmektedir. Bir şirketi göz önüne alırsak malzemelerin maliyet şekli bu durumda olmaktadır. Üretim malzemelerinin temini, malzemelerin yerine montajı için fabrikada çalışan insanlar, satış sonrası nakliye, arıza servis elemanları ve malzeme tayini, arıza sonucunda fabrika da yapımına karar verilen arızaların nakliyesi, arıza giderildikten sonraki nakliye gibi etmenler üretimden sonra oluşan arızalarda satış sonrası maliyeti arttıran etmenlerdir. Özellikle bazı içecek ve soğuk gıda üretimi yapan firmalar ülke içindeki marketlerin soğutma dolaplarını ürünlerini satması için kendisi temin ettiği için bu dolapların arıza durumları ve müşteri mağduriyetini en aza indirmek için çok hızlı bir servis ağı oluşturması gerekir. Bununla birlikte kendi maliyetini de en aza indirerek kendi kar oranını dengeleyebilir.

Yapılan sistemde iki tane aynı kapasitede dolap ve soğutma elemanlarından oluşmaktadır. Sadece soğutucu akışkan farklıdır. Farklı gaz miktarları ve farklı hava koşulları göz önüne alınarak sistem performansları incelenmiştir. Yapılan sistemin elemanlarının ölçüleri dolap 0.73 m x 0.73 m x 0,50 m'dir. Dolabın içerisinde 5 cm kalınlığında strafor yalıtım malzemesiyle yalıtım yapılmıştır. Dolabın alt bölümünde ön kapağın olduğu bölüme 0.08 m x 0.36 m genişliğinde alan çıkarılmıştır. Diğer çıkarılan alan ise dolabın alt bölümünün arka tarafında 0.12 m x 0.36 m genişliğindedir. Çıkarılan bu alanlar soğutma gövdesinin evaporatör emişi 0.08 m x 0.36 m genişliğinde, evaporatör üflemesi ise 0.12 m x 0.36 m genişliğindedir. Dolabın alt kısmında oluşturulan soğutma ünitesi evaporatör emişi ve üflemesi dolabın alt kısmındaki 0.12 m x 0.36 m ve 0.08 m x 0.36 m genişliğindeki alana gelecek şekilde evaporatör dizaynı yapılmıştır. Evaporatörün alt bölümünde su gideri deliği ve kenarından da boru geçiş deliği delinmiş ve bağlantıları yapılmıştır.

Alt bölmede ise kondenser boyunda iki destek ayakları kompresörün yanına monte edilmiştir. Evaporatör ünitesinde ayaklara ve kondenser sütunüne vidalanmıştır. Alt bölme kompresör, kondenser, kılcal boru, alçak basınç saati, elektrik buati ve yoğuşma tavaından oluşmaktadır. Kompresör ünitesi dizaynı ilk olarak basma hattında oluşturulan boru yoğuşma tavaından geçirilerek kondenser girişine

kaynatılmıştır. Kondenser çıkışında pislik tutucunun ve kılcal borunun kaynağı yapılmıştır. Böylece basma ve likit hattı oluşturulmuştur. Dönüş hattı evaporatör ünitesinden gelen dönüş borusu izolesi yapılmış bir şekilde kompresörün dönüş borusuna kaynatılmıştır. Servis borusu ise ulaşımı kolay olması açısından buat üstünde bir alçak basınç saati kontrolünde oluşturulmuştur. Elektrik bağlantısı ise dijital termostatla otomatik halde çalıştırılmak üzere tasarlandı. Çalışma aralığı 4 °C'de durması ve 6 °C'de tekrar çalışması şeklinde dijital termostat ayarlanmıştır. Sistemde bulunan ikisi iç ve biri dış bölümde olmak üzere iç bölüme kare fan, dış bölüme ise kanatlı fan konulmuştur. Böylece sistemde kurulan soğutma sistemi dolaptan ayrı bir ünite olup herhangi arıza durumunda hiçbir soğutma bilgisi olmayan biri bile nakliye sevkinde elinde bulunan diğer hazır sistemi arızalı sistemle değiştirip kullanılabilir hale getirilmiştir. Tasarrufu maksimum seviyeye getiren bu cihazın farklı zamanlarda farklı gaz ağırlıklarıyla sistemde performansı incelenmiştir. R 134A ve R 600A gazlarının karşılaştırılması yapılmış ve en uygun soğutucu gaz belirlenmeye çalışılmıştır. Çalışmanın son kısmında ise elde edilen deneysel sonuçlar değerlendirilerek, hesaplamalar sonucunda analizlerden elde edilen sonuçların grafikleri çizilerek sistem parametreleri ile sistem performansının değişimi gözlemlenecektir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

UNEP (United Nations Environmental Programme, Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1987) görüşmeleri sonrasında dünyanın çeşitli ülkelerinde alternatif soğutucu akışkanlar üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Halojenlere alternatif olarak CFC/HCFC karışımları, HCFC/HFC karışımları ve saf HFC soğutucu akışkanlar önerilmiştir. Kısa süreli çözüm vadeden bu çalışmaların yanı sıra uzun vadede alternatif çözüm için saf HC, HFC/HC ve HC karışımları üzerine deneysel ve teorik çalışmalar yapılmıştır.

Altınok, Tez çalışmasında R 508B soğutucu akışkanı ile kılcal boru boyun analizini incelemiştir. Çalışmaları sonucunda bazı kılcal boru boyları uzunlukları bulmuştur. Bu kılcal boru boylarından en verimli olanı ise 1,27 mm çapında ve uzunluğu 3 ile 4 m arasında olursa daha verimli bir Soğutma gerçekleşeceğini belirtmiştir. Ayrıca yapılan çalışmasındaki hesaplamalarda kılcal boru boyunun çaplarıyla doğru orantılı olarak arttığı bilgisi verilmiştir [1].

Arcaklıoğlu, Tez çalışmasında R 12'ye alternatif bulmak için yaptığı teorik performans çalışmasında, R290/R600A'nın performansını 9 farklı karışım oranında (40/60, 43/57, 48/52, 50/50, 56/44, 60/40, 70/30, 80/20, 90/10) hesap etmiştir. %14/86 oranında R152A/R134A, %18/82 oranında R600A/R134A ve %5/95 oranında R290/R134A karışımlarına göre daha iyi hacimsel soğutma katsayısı gösteren R290/R600A'nın %56/44 oranlı karışımı R 12'ye en iyi alternatif olarak sunulmuştur [2].

Arcaklıoğlu ve Özcan, Hidrokarbonlar üzerine yapılan deneysel ve teorik çalışmalarda çevre dostu soğutucu akışkanların ozonu tüketem ve küresel ısınmaya sebebiyet veren soğutucu akışkanlara alternative olarak sunulduğunu savunmuştur.

Bu çalışmalarında ise CFC'lerin ve HFC'lerin kullanımı 2030 yılında tamamen piyasadan kaldırılacağından en iyi alternatif olarak hidrokarbonları önermişlerdir. Ayrıca hidrokarbonların CFC ve HFC ile uyumlulukları ve güvenlik önlemleri üzerine ilave çalışmalarla bu soğutucu akışkanların soğutma sistemlerinde sorunsuz çalışabileceğini savunmuşlardır [3].

Ataer ve ark., Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde kullanılabilir alternatif soğutucu akışkanların seçiminde dikkat edilmesi gereken unsurun sistemin etkinlik katsayısı olduğunu savunmuşlardır. Etkinlik katsayısı düşük olan soğutucu akışkanlar R 404A, R 407A, R410A ve R 507A olarak belirlenmiştir. R 134A ve R 290 soğutucu akışkanlarının yüksek etkinlik katsayısına sahip olduğu görülmüştür. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları dikkate alındığında R 134A soğutucu akışkanının seçilmesi halinde buharlaştırıcı basıncında % 19'a kadar bir azalma, yoğuşturucu basıncında ise % 6 kadar bir artış gözlemlenmiştir. R 507 kullanımı durumunda buharlaştırıcı basıncında % 119 kadar bir artış, yoğuşturucu basıncında ise % 95 kadar bir artış gözlenmiştir. Bu durumlar dikkate alındığında R 134A soğutucu akışkan seçiminin uygun olduğu kanısına varılmıştır [4].

Ataer ve ark., Bu çalışmada küçük üretim kapasiteli ticari soğutucu üreticileri için ozon tabakasına zarar tespit edilen R 12 yerine alternatif olarak verilen R 134A ve R 404A soğutucu akışkanların yapılan araştırmalar ve deneyler sonucunda R 134A soğutucu akışkanının R 12 soğutucu akışkana göre daha iyi bir alternatif soğutucu akışkan olduğu kanısına varılmıştır [5].

Bilir ve ark., Çalışmalarında soğutucu akışkan türüne bağlı olarak ejektör genişleticili kompresörlü soğutucunun soğutma etkinlik katsayısı ve genişletici olarak ejektör kullanıldığında klasik soğutuculara göre performanstaki iyileşme oranı araştırılmıştır. Çıkarılan sonuçlar ise incelenen soğutucu akışkanlar içinde ejektör genişletmeli soğutma çevrimlerinde en yüksek soğutma etkinlik katsayıları R 600A soğutucu akışkanı vermekte olup, onu R 134A soğutucu akışkanı takip ettiğini belirtmişlerdir. Ayrıca evaporatör ve kondenser sıcaklıkları arasındaki farkı büyük ise klasik soğutma sisteminde genişletici olarak ejektör kullanmanın sistem performansına etkisinin iyileştirici olduğunu savunmuşlardır [6].

Çolak ve Bayındır, Yayınladıkları kitabında soğutma sistemlerinde kullanılan malzemelerin elektrik aksamı ve kullanılan malzemelerin tanıtımını yapmışlardır. Yarı otomatik ve otomatik kontrollü sistemler hakkında bilgi vererek soğutma sistemindeki elektrik düzeneği kurmamıza yardımcı olmuşlardır [7].

Gürler, Çalışmasında R 600A ve R 134A soğutucu akışkanların ekserji analizi incelenmiştir. Çalışmalar sonucunda R 134A soğutucu akışkanının R 600A soğutucu akışkana göre aşırı kızdırma verimi düşük çıkmıştır. Ayrıca evaporatör çıkışı ile kompresör girişindeki sıcaklık farkları daha yüksek olsaydı, daha verimli olacağını savunmuşlardır. Öneri olarak da kılcal boru ile dönüş borusunun oluşturduğu ısı değiştirici kısmı uzatılabilir. Bu sayede performansın artacağı kanısına varılmıştır. Ancak buzdolaplarında kullanılan soğutucu akışkanların R 600A olarak tercih edilmesi gerektiğini söylemişlerdir [8].

Ji-tian, Çalışmalarında değişken hızlı tablalı bir kompresörde (variable displacement wobbleplate compressor, VDC) kullanılan kontrol valfinin matematiksel bir modelini yapmışlar ve bu matematiksel model için bir test sistemi kurmuşlardır. Kurmuş oldukları model, güç, denge eşitlikleri, kütle ve enerjinin korunumu eşitliğine dayanmaktadır. Test sistemi odanın içinde ve dışında temel sistem elemanları, kontrol sistemi ve ölçüm sisteminden oluşmaktadır. Temel sistem elemanları, kompresör, kondansör, likit deposu, evaporatör ve genişleme valfinden oluşmaktadır. Sistemde kullanılan soğutucu akışkan R134A'dır. Sistemde kontrol edilen parametreler, kompresör hızı, kompresör basma basıncı ve soğutma yüküdür. Ölçülen parametreler kompresör dönüş hızı ile soğutucu akışkan debisi, sıcaklıkları ve basıncıdır. Deney sonuçlarına göre, değişken hızlı kompresörün performansı için dört çalışma modu tespit etmişlerdir. Bunlar sabit dönüş hızı, sabit piston strok uzunluğu, değişken dönüş hızı ve sabit piston strok uzunluğudur. Ayrıca emiş basıncı ve kompresör dönüş hızı ile birlikte soğutucu akışkan debisi artmıştır [9].

Karamanlı, Çalışmasında soğutma sisteminde kullanılan soğutma için kullanılan malzemelerin tanıtımlarını yapmış ve deney düzeneği oluşturarak deneysel incelemesini gerçekleştirmiştir. Yaptığı deneyler sonucunda kılcal borulu ve genişleme valfli düzeneği sisteme monte ederek testler uygulamıştır. Bunun

sonucunda kılcal boru kullanımının küçük sistemlerde daha verimli olduğu kanısına varılmıştır [10].

Karslı ve Özyurt, Çalışmalarında alternatif soğutucu akışkanları belirlemişlerdir. Soğutucu akışkan seçerken ozon delme kapasiteleri, küresel ısınma etkileri, yanıcılık ve zehirlilik özellikleri ile buharlaşma ve kritik sıcaklıkları dikkate alarak seçim yapılmasını önermişlerdir. Ayrıca alternatif soğutucu akışkan seçiminde soğutucu akışkan karışımlarının öncelikli olarak değerlendirilmesinin daha faydalı olacağı sonucuna varılmıştır [11].

Kılıçarslan, Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde R 502, R 507A, R500 gibi azeotropik, R 404A ve R 410A gibi yakın azeotropik soğutucu akışkanlarının Soğutma tesir katsayısı, buharlaştırıcı sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığı ve izotropik verimin farklı değerlerine göre kıyaslanmıştır. Ayrıca çevrimde R 410A ve R 502 soğutucu akışkanlarının kullanılması soğutma tesir katsayılarının aynı olmasından dolayı önerilmiştir. Performans olarak bu akışkanlar birbirlerinin alternatifleri olarak değerlendirilmiştir [12].

Kızılkın vd., Tarafından yapılan bir çalışmada, teorik bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin, farklı iki soğutucu akışkan için ısıl ekonomik yönden analizi yapılmış ve sistemin en iyi çalışma şartları belirlenmiştir. Isıl ekonomik en iyileme metodu olarak, yapısal bağ katsayıları metodu kullanılmıştır. Analizler, R 22 soğutucu akışkanı ve buna alternatif olarak R407c soğutucu akışkanı için yapılmıştır. Sonuç olarak, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin ekonomik ve çalışma performansı açısından en iyi alanları tespit edilmiştir. Bir soğutma sistemi tasarımında, ısı değiştiricisi alanının azalması, sistem maliyetini düşürür. Fakat ısı değiştiricisi alanının düşürülmesi sistem verimini de düşürmektedir. Yapılan çalışmada, ısı değiştiricisi alanının ve sistem veriminin en iyi olduğu şartlar belirlenmiştir [13].

Kızılkın, Çalışmasında soğutma uygulamalarında kullanılan kompresörlerin tükettiği elektriğin verimsiz kullanılması dünyanın en önemli sorunlarının başında gelir. Bu çalışmada enerjinin fazla tüketilmesine ve enerji tüketiminde kullanılan

teknolojilerden kaynaklanan atmosferdeki sera gazı emisyonuna katkı olarak düşünölmüştür. Bu etkiler, bu tip sistemlerin enerji dönüştüm verimlerinin iyileştirilmesiyle azaltılabilir. Ayrıca R 404A gibi ozon tabakasına zarar vermeyen ve çevre dostu yeni soğutucu akışkanlar kullanılan sistemlerde farkı kompresör hızlarındaki performansların incelenmesi ve yeni soğutucu akışkanlar için ekonomik yönden optimum sistem yapılarının oluşturulması gerektiğini savunmuştur [14].

Koyun, Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde ozon tabakasına zarar veren ve küresel ısınmaya neden olan soğutucu akışkanların yerine, hemen hemen aynı fiziksel özellikleri gösteren fakat ozon tabakasına olumsuz etki yapmayan ve küresel ısınmaya az neden olan akışkanlar kullanılmalıdır. Sonuç olarak özellikle soğutma sistemlerinde en çok kullanılan CFC grubu soğutucu akışkanların ozon tabakasını tahrip etme potansiyelleri yüksek olduğu gözlenmiştir. Bu durumda HCFC akışkanlarının alternatif soğutucu akışkanlar olarak kullanılmasını önermiştir [15].

Wongwises ve Chimres, R290, R600 ve R600A soğutucu akışkanlarını saf, ikili ve üçlü olarak orta boy hermetik buhar sıkıştırımalı soğutma sisteminde R134A'ya alternatif sunmak için kullanmıştır. Sistem, %60/40 oranlı R290/R600 ile R134A'dan daha az enerji tüketmektedir. Bunun sebebi de bu karışımın doyma sıcaklığının R134A'dan düşük, erime sıcaklığı da yüksek olmasıdır. Aynı zamanda sisteme 60g HC şarjı yapılırken, R134A şarjı 120g'dır. Bu nedenle HC karışımının daha ekonomik olduğu da söylenebilir. Başka bir çalışmada ise Wongwises ve ark. araç iklimlendirme sisteminde yaptıkları deneysel çalışmada %50/40/10 oranında R290/R600/R600A karışımının R134A'dan daha düşük kompresör deşarj sıcaklığı ve basıncı gösterdiğini, 4-6°C evaporatör sıcaklığında R134A'dan %16.5 daha yüksek COP değerine sahip olduğunu göstermişlerdir [16].

BÖLÜM 3

BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ

3.1 GİRİŞ

Soğutma işleminin gerçekleşmesi için ısı enerjisinin sıcaklığı düşük bir ortamdan, sıcaklığı daha yüksek bir ortama doğru akması gerekir. Dolayısıyla soğutma olayının gerçekleşmesi için çevrim dışarıdan ek bir güce gereksinim duyar [7].

Buhar sıkıştırırmalı kompresörlü bir soğutma sisteminde düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilen ısı daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama atılır. Bu işlemin gerçekleşebilmesi için sistemde soğutucu akışkan dolaştırılırken dışarıdan iş verilir. Bu süreç sırasında soğutucu akışkan bir takım işlemlere tabi tutularak faz değiştirir. Tüm bu işlemler serisi çevrim olarak bilinir [17].

3.2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ

Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevriminde soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar olarak girer. Kompresörde tersinir ve adyabatik olarak yoğunlaştırıcı basıncına kadar sıkıştırılır. Sıkıştırma sonunda soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığının üzerine çıkar ve soğutucu akışkan yüksek sıcaklıkta, yüksek basınçta ve kızgın buhar olarak yoğunlaştırıcıya girer [4].

Yoğunlaştırıcıda kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan sabit basınç ve sabit sıcaklık altında çevreye ısı vererek hal değiştirir ve doymuş sıvı olarak noktasından çıkar. Doymuş sıvı halindeki soğutucu akışkanın basıncı, genleşme vanası veya kılcal borudan geçirilerek buharlaşma basıncına kadar düşürülür. Adyabatik (sabit entalpide) olarak gerçekleşen bu durumun sonunda soğutucu akışkanın sıcaklığı soğutulacak ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya sıvı

ve buhar karışımı olarak girer ve soğutulacak ortamdan sabit basınç ve sabit sıcaklıkta gizli ısı çekerek buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak çıkar ve tekrar kompresöre girerek çevirim bu şekilde tamamlanmış olur [7].

3.3. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar ısı alışverişini genellikle sıvı halden buhar haline (soğutucu – evaporatör devresinde) ve buhar halden sıvı hale (yoğusturucu – kondenser devresi) dönüşerek sağlarlar. Bu durum bilhassa buhar sıkıştırma çevrimlerinde geçerlidir [9].

Soğutucu akışkanların, yukarıda tarif edilen görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi için bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olması gerekir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişeceği gibi her zaman bu özelliklerin hepsini yerine getirmek mümkün olmayabilir. Genel kayide olarak bir soğutucu akışkanlığı aranması gereken özelliklerin hepsini birden her şart altında yerine getire bilen universal bir refrijeran bir madde (soğutucu akışkan) mevcut değildir. Fakat yukarıda da belirtildiği gibi uygulamadaki şartlara göre bunlardan bir kısmı aranmaya bilir [12].

Bilhassa emniyet ve güvenilirlik yönünden iyi olan, ayrıca iyi bir ısıl özelliği de sahip olan refrijeran madde için 1920’lerde yapılan araştırmalar Fluokarbon refrijeranların (florine edilmiş hidrokarbonların) bulunmasını sağlamıştır. Halo karbon (halojene edilmiş hidro karbonlar) ailesinden olan fluo karbonlar, metan (CH_4) veya etan (C_2H_6) içerisindeki hidrojen atomlarından bir veya birkaçının yerine sentez yoluyla klor, flor veya brom (halojen) atomları yerleştirmek suretiyle elde edilmektedir [17].

3.3.1. Soğutucu Akışkanlarda Aranılan Özellikler

- ❖ Pozitif buharlaşma basıncı olmalıdır. Hava sızmasını dolayısıyla havanın getirdiği su buharının soğuk kısımlarda katılarak işletme aksaklıklarına meydan vermesini önlemek için buharlaşma basıncının çevre basıncından bir miktar üzerinde olması gerekir.
- ❖ Düşük yoğuşma basıncı olmalıdır. Yüksek basınca dayanıklı kompresör, kondenser, boru hattı gibi tesisat olmalıdır.
- ❖ Buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır. Buharlaşma gizli ısı ne kadar yüksek olursa sistemde o oranda gaz akışkan kullanılacaktır.
- ❖ Kimyasal olarak aktif olmamalıdır, tesisat malzemesini etkilememesi, korozif olmaması, yağlama yağının özelliğini değiştirmemesi gerekir.
- ❖ Yanıcı patlayıcı ve zehirli olmamalıdır.
- ❖ Kaçakların kolay tespitine imkan veren özellikte olmalıdır.(Koku, renk)
- ❖ Ucuz olmalıdır.
- ❖ Isı geçirgenliği yüksek olmalıdır.
- ❖ Dielektrik olmalıdır.
- ❖ Düşük donma derecesi sıcaklığı olmalıdır.
- ❖ Yüksek kritik sıcaklığı olmalıdır.
- ❖ Özgül hacmi küçük olmalıdır.
- ❖ Viskozitesi düşük olmalıdır [17].

3.3.2. R 134A Soğutucu Akışkanı Ve Özellikleri

R 134A ($\text{CF}_2\text{CH}_2\text{F}$) soğutucu akışkanı, saf bir soğutucudur. Dolayısıyla tek bir bileşimden oluşmuştur ve bir fazda diğerine (örneğin sıvıdan buhara gibi) geçişlerde sıcaklık kaymaları oluşmaz.

R 134A, yatırım masrafları makul olan ve soğutucu cihazlarda fazla değişiklik gerektirmeden kullanılması mümkün olan bir alternatif soğutucu akışkandır. Düşük sıcaklık için çift kademeli sıkıştırma gerekmektedir. R 134A mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliester veya poliolkalin glikol bazlı yağlarla kullanılmalıdır. Çizelge 3.1'de R 134A gazı için fiziksel özellikleri verilmiştir [18].

Çizelge 3.1. R 134A soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri [18].

FİZİKSEL ÖZELLİK	DEĞERİ
Kimyasal İsmi	Tetrafloroetan
Kimyasal Formülü	CH ₂ FCF ₃
Molekül Ağırlığı	102,03
1atm basınçta kaynama noktası (°C)	-26,1
Donma Noktası (°C)	-103,0
Kritik Sıcaklık (°C)	101,1
Kritik Basınç (KPa)	4060
Kritik Hacim (m ³ /kg)	0,00194
Kritik Yoğunluk (kg/m ³)	515,3
25°C'de Yoğunluğu (kg/m ³)	1206
Kaynama Yoğunluğu (kg/m ³)	5,26
25°C'de Isı Kapasitesi (kJ/kg.K)	1,44
Ateşleme Sıcaklığı (°C)	770
25°C'de Buhar Basıncı (KPa)	666,1
Kaynama Noktasında Buharlaştırma Isısı (Kj/kg)	217,1
25°C'de Termal İletkenliği (W/mK)	0,0824
Termal İletkenliği (W/m.K)	0,0145
25°C'de Viskozitesi (Mpa.s (cp))	0,202
1atm'de Viskozitesi (Mpa.s (cp))	0,012
1 atm'de Havadaki Yanıcılığı	Yok
25°C'de Sudaki Çözünürlüğü (Wt%)	0,15
Ozon Tahribatı (ODP)	0
Global Warming Potential (GWP)	1200
Zehirlilik Limiti AEL	1000

3.3.3. R 600A Soğutucu Akışkanı Ve Özellikleri

Günümüzde soğutucu akışkanlar termodinamik verimliliklerinin beraberinde uzun vadede yaratabilecekleri kalıcı çevresel hasarlar ile değerlendirilmektedir. Özellikle ozon tabakasındaki bozulmaya ve küresel ısınmaya etkileri, soğutucu akışkanların kullanılabilirliğinin önemli ölçütleridir [19].

İlk olarak Molina ve Rowlands, CFC tipi soğutkanların atmosferdeki ozon tabakasına önemli zararlar verdiği tezini ortaya atmışlardır. Ozon tabakası stratosferde 7 ile 25 mil yükseklikte bulunmaktadır. Ozon (O_3), güneşten gelen ultraviyole ışınların oksijen ile etkileşimi sonucu ortaya çıkmaktadır. Ozon kararsız yapıdadır, oksijene sürekli dönüşüp geri oluşabilmektedir. Kimyasal kararlılıkları sayesinde ozon tabakasının bulunduğu yukarı stratosfere ulaşan CFC'ler güneşten gelen, dalga boyları 380-60 nm arasında olan ultraviyole ışınları tarafından parçalanarak klor atomunun ortaya çıkmasına neden olur. Klor ozonun oksijene dönüşme reaksiyonunu katalize eden bir halojendir [11].

Sera etkisi ise şöyle özetlenebilir; güneşten gelen kısa dalga boylu radyasyon atmosfer katmanlarını geçerek yeryüzüne ulaşır. Yeryüzü, topladığı güneş radyasyonunun bir bölümünü uzun dalga boylu yer radyasyonu olarak atmosfere yayar. Yeryüzünden yayılan uzun dalga boylu radyasyonun bir bölümü atmosferde bulunan gazlar (sera gazları) tarafından tutulur ve yeryüzüne geri yansır. Bu şekilde, yeryüzüne gelen güneş radyasyonu atmosferde kafeslenerek sıcaklığın muhafaza edilmesi sağlanır. Atmosferin yapısında var olan sera gazları başta su buharı olmak üzere karbondioksit, metan, diazot monoksit, ozon ve aerosollerdir. Atmosferde doğal sera gazlarının bulunmaması durumunda yeryüzünü sıcaklığının bugüne göre ~ 30 °C daha soğuk olacağı hesaplanmaktadır. Bunun yanı sıra atmosferde çeşitli insan kaynaklı nedenlerle miktarı artan bu gazlar, yeryüzü sıcaklığında belirgin artmalara neden olmaktadır. Bugün atmosferde büyük oranlarda bulunmayan, fakat artışları tehlike arz eden kloroflorokarbonların ısı tutma kapasiteleri karbondioksitten 15.000 kez daha büyüktür [20].

3.3.4. R 134A Ve R 600A Soğutucu Akışkanlarının Fiziksel Özelliklerinin Karşılaştırılması

Ozon tabakasındaki bozulmaya karşı, 1987 yılında Montreal Protokolü ile ev tipi soğutucularda CFC tipi soğutkanların yasaklanması ve yerlerine klor içermeyen HFC tipi soğutkanların ikame edilmesi süreci başlamıştır. Fakat yaygın olarak kullanılmaya başlanılan R 134A soğutucu akışkanı ozon tabakasına karşı bozucu etkiler içermese de azımsanmayacak düzeyde bir sera etkisine sahiptir [6].

Çevreye zararlı bir etkisi olmayan HC esaslı R600A soğutkanı kullanımı Avrupa’da özellikle evsel soğutucularda yaygınlaşmaktadır. R600A soğutkanı ile çalışan sistem dizaynı ve bileşenlerinin yeniden boyutlandırılması, soğutma teknolojisi ve sürdürülebilir çevre açısından büyük önem taşımaktadır. Çizelge 3.2’de belirtildiği gibi bazı özelliklerinin karşılaştırılması verilmiştir. [20].

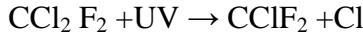
Çizelge 3.2. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlarının fiziksel özelliklerinin karşılaştırılması [20].

Fiziksel ve Termodinamik Özellikler	R 134a	R 600a
Kimyasal Tanımı	Tetrafloretan	İzobütan
Kimyasal Formülü	C ₂ H ₂ F ₄	CH ₃ (CH ₂)
Mol Ağırlığı	3-5	1
Normal Kaynama Sıcaklığı	-26,1	-11.7
Kritik Sıcaklık	101,1	135
Kritik Basınç	40,6	3.65
TLV	1000	-

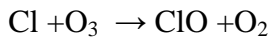
Çizelge 3.2’den anlaşılacağı üzere soğutucu akışkanların kullanım alanları birbirine benzer olmasına rağmen çizelgeeki değerleri arasında fark gözlenmektedir. Bu değerler göz önüne alındığında gazların aslında bir çok özellikten dolayı ayrıştığını ve kalitesi bakımından seçilecek soğutucu akışkanın bu tür özelliklerinin dikkate alınarak seçim yapılması kullanım alanımıza uygun soğutucu akışkan belirlenebilir.

3.4. SOĞUTUCU AKIŞKANIN ÇEVRESEL ETKİLERİ

Güneşten gelen zararlı ultraviyole ışınlarının yaklaşık %90'nın Dünya'ya ulaşması koruyucu ozon tabakası tarafından önlenmektedir. Soğutma ve klima uygulamalarında kullanılan CFC (kloroflorokarbon) ve HCFC'ler (Hidrokloroflorokarbon) atmosfere verildikten sonra difüzyon ve atmosferdeki rüzgarların etkisiyle yukarı doğru yükselir. Özellikle CFC'lerin kimyasal kararlılıkları çok fazla olduğu için yapıları bozulmadan atmosferde 100 yıldan fazla kalabilirler. CFC'ler kimyasal kararlılıkları sayesinde ozon tabakasının bulunduğu yukarı stratosfere (mezosfer) kadar yükselir. HCFC'lerin yapısında hidrojen atomu bulunmasından dolayı kimyasal kararlılıkları azdır. Yapıları bozulmadan atmosferde yaklaşık 15 yıl kalabilirler. Bu zaman çok kısa bir süre olduğu için çok az bir kısmı yukarı stratosfere ulaşarak ozon tabakasının delinmesine neden olur. Yukarı stratosfere ulaşan R 12 gazı güneşten gelen dalga boyları 380-60 nm arasında olan ultraviyole ışınları tarafından parçalanarak klor atomunun ortaya çıkmasına neden olur [15].



Daha sonra ultraviyole ışınları ile reaksiyona giren CFC R 12 akışkanından ayrılan (Cl) atomu, ortamda bulunan ozon molekülü ile reaksiyona girer. Bu reaksiyon sonucunda ortaya klormonoksit (ClO) ve oksijen molekülü (O₂) çıkar ve sonuçta ozon parçalanmış olur.



Klormonoksit (ClO) serbest halde bulunan oksijen atomu (O) ile reaksiyona girerek klor (Cl) atomun tekrar serbest hale geçmesine neden olur [4].

Ozon Tabakasının delinmesi sonucu dünyaya ulaşan ultraviyole ışınları, bütün canlı organizmalar üzerinde ciddi problemlere neden olmaktadır. Yapılan araştırmalara göre, ozon tabakasındaki açığın %1 artması, Dünya'ya gelen zararlı ultraviyole ışınların %2 oranında artmasına neden olmaktadır. Ozon tabakasının delinmesi

sonucu kara ve denizlerde yaşıyan bütün canlılar aşırı derecede etkilenmektedir. Yapılan testler sonucu ozon tabakasındaki tahribatın %25 arttığı durumlarda soya fasulyesinde %20'lik bir ürün kaybı meydana gelmektedir. En önemlisi okyanusların hassas ekolojik sistemi aşırı derecede etkilenmektedir. Okyanus yüzeyinde (birkaç metre aşağıda) fitoplanktonik organizmalar ve zooplanktonik organizmaların artan ultraviyole ışınlar karşısında duyarlı oldukları tespit edilmiştir. Artan ultraviyole ışınları bu canlıları olumsuz yönde etkilemektedir [11].

Sonuç olarak Dünya'da ultraviyole ışınlarının artması, denizlerden elde edilen deniz ürünlerinin ve karada yetiştirilen bitkilerin verimliliğinin azalmasına neden olmaktadır. Stratosferde bulunan ozon tabakası ultraviyole ışınlarını absorbe ettiği zaman stratosferde ısı ortaya çıkar. Stratosferde oluşan bu ısı, hava şartlarını meydana getiren stratosferik rüzgarların oluşmasına neden olur. Ozonun delinmesi stratosferdeki sıcaklık dengesinin bozulmasına neden olacağından evrenselde yöresele doğru hava şartlarında değişimler meydana gelecektir [20].

BÖLÜM 4

MATERYAL VE METOD

4.1. MATERYAL

Soğutma sistemi yapılırken gazların doğaya verdiği zarar ve verimlilik hesaplarından sonra seçilen ürünün satış sonrasında müşteri maduriyetini en aza indirmek, servis ağını hızlı ve en az maliyet oranıyla gidererek her şekilde bir tasarruf sağlanması enerjinin tasarrufunun göz önünde bulunduğu bu zamanlarda çok önemli bir yer almaktadır.

Bu çalışmadaki amacım soğutma sisteminde yapılacak tasarlamanın soğutma elemanlarının dizaynını belirlemede Soğutma dolabının gövde yapısı, bunların yerleştirilme şekilleri, zamanla oluşabilecek arızalar karşısında en hızlı ve maliyeti en düşük seviyede müdahaleleri yapılarak ticari soğutma alanında +6,-2 °C sıcaklıklarda en çok kullanılan R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlarından oluşturulacak tasarruflu bir şekilde dizayn edilmiş soğutma ünitesinde hangi soğutucu akışkanın daha verimli, zararsız, ekonomik ve kullanılabilir olduğu bulabilmek için testler yapılmıştır.

Sistemin çalışma dizaynı da bu durumlar göz önüne alınarak yapılmıştır. Dolabın ölçüleri 0.73 m, 0.73 m, 0.50 m ölçülerinin birleştirilmesiyle oluşturulan bu dolaba 5 cm kalınlığında yalıtım malzemesi yerleştirilip yalıtım sağlanmıştır. Dolabın yalıtım malzemesi dolabın sağ, sol, üst ve alt bölmelerine göre ölçülüp hazırlanmıştır.

Dolabın birbirine montajı yapılmadan önce yalıtım malzemelerinin dolabın montajı yapılacak kısımlarına yapıştırılması yapılmıştır. Dolabın yalıtımı yapıştırıldıktan sonra dolabın bölmeleri hem yapıştırılarak hem de vidalanarak dolabın birleşimi yapılmıştır. Daha sonra birleşimi yapılan dolabın kapıları aynı yöndeki menteşelerle

sola açılır şekilde montajı yapılmıştır. Dolabın yalıtımı sağlandıktan sonra soğutma sistem düzeneği kurmak için dolabın ölçülerinden sistem için gerekli olan soğutma ünitesi hesaplanıp dizaynı yapılmıştır. Soğutma düzeneğinde dolabın soğuyan kısmı ile soğutma ünitesi birbirinden ayrı iki parçadan oluşur. Bu iki parça birleştirildiğinde dolabın tabanında belirlenen ölçülerde kesilen üfleme ve emiş kanalları sayesinde oda içerisinde şartlandırılmış bir soğutma havası üfleme yapılmıştır.

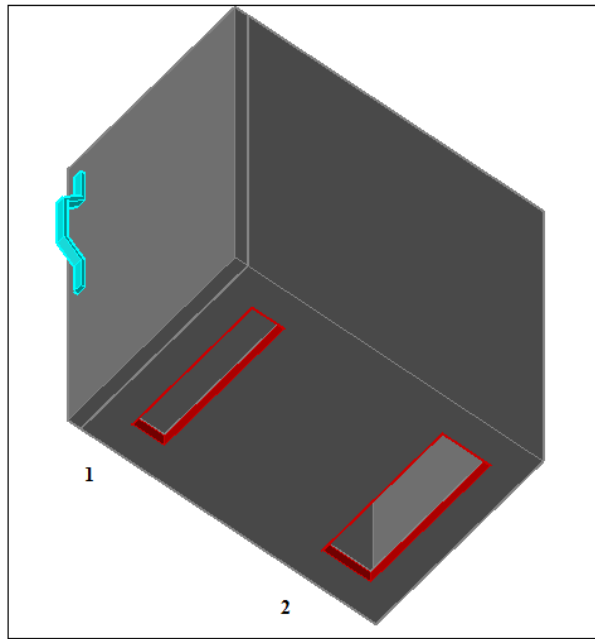
Kızılkın vd., tarafından yapılan bir çalışmada; teorik bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin, farklı iki soğutucu akışkan için ısı ekonomik yönden analizi yapılmış ve sistemin en iyi çalışma şartları belirlenmiştir. Isıl ekonomik en iyileşme metodu olarak, yapısal bağ katsayıları metodu kullanılmıştır. Analizler, R 22 soğutucu akışkanı ve buna alternatif olarak R 407C soğutucu akışkanı için yapılmıştır. Sonuç olarak, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin ekonomik ve çalışma performansı açısından en iyi alanları tespit edilmiştir. Bir soğutma sistemi tasarımında, ısı değiştiricisi alanının azalması, sistem maliyetini düşürür. Fakat ısı değiştiricisi alanının düşürülmesi sistem verimini de düşürmektedir. Yapılan çalışmada, ısı değiştiricisi alanının ve sistem veriminin en iyi olduğu şartlar belirlenmiştir [13].

Literatürden anlaşılacağı gibi sistem için gerekli tasarrufun gaz şarjının az olmasıyla sağlanabileceği kanısına varılmıştır. Ancak endüstriyel düzenin daha tasarruflu olması için sadece bu durum yeterli olmayacaktır. Sistem için gerekli her şey üretimden satışa ve hatta arıza halinde yapılacak teşhis ve sonraki maliyetin düşük tutulabilmesi bile bir tasarruf örneğidir.

4.2. SİSTEMİN DENEY DÜZENİĞİNİN KURULMASI

Soğutma sistemi tasarlanma aşamasında iki bölümden oluştuğunu ve bu iki bölümün soğutma esnasında birleşimi sağlanıyor ancak hiçbir bağlantı gerektiren gereçler kullanılmadan yapılmıştır. Bu durumun amacı sistemin birinci bölümü olan yalıtımlı dolap herhangi bir arıza durumunda soğutulan dolaba herhangi bir müdahale edilmeden ikinci bölümdeki soğutma düzeneğine müdahale edilecektir. Soğutma

düzeneğinin bu şekilde oluşturulmasında ki amaç soğutma ünitelerinde split dediğimiz boruları uzatarak soğutma sistemi kurma düzeni bu tür dolaplarda arıza durumunda müdahalede hem zaman hem de maddi anlamda çok kayıp vermektedir. O yüzden bu tür bir düzenek oluşturulmuştur. Şekil 4.1’de görüldüğü gibi soğutma dolabının yalıtımı sağlandıktan sonra dolap dolabın birinci ve ikinci bölümden oluşan kısımların da soğutmanın oluşacağı bölümdeki giriş ve dönüş havasının gerçekleşeceği kanallar açılmıştır. İkinci bölüm olan soğutma ünitesi kısmında oluşturulan evaporatör kısmına göre ayarlanması yapılmıştır.

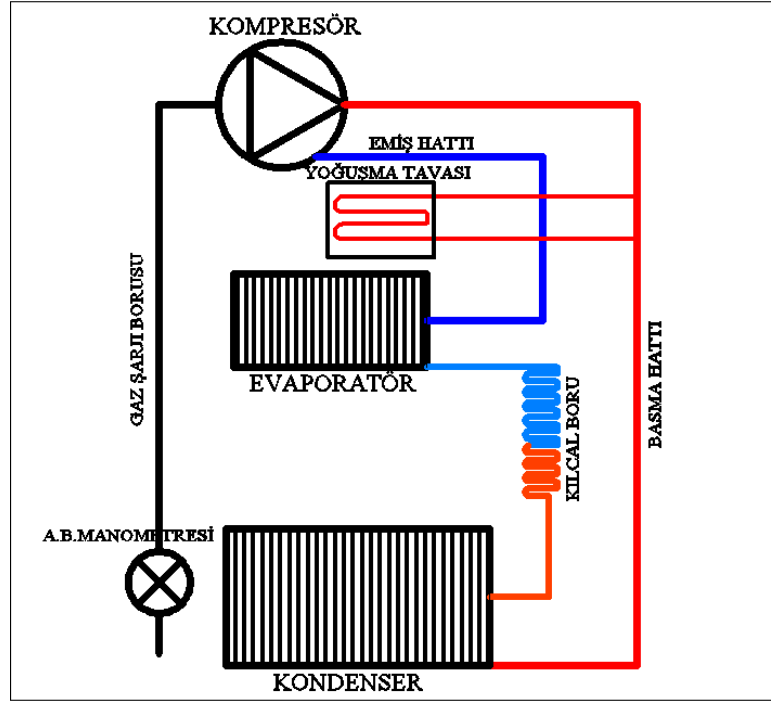


Şekil 4.1. Deneysel düzeneğin dolap kısmı.

Kapının hemen alt kısmındaki kesilen emiş kanalı (1) havanın emiş yapılan kısmı olup soğutmanın bittiği yerdir. Sistemin tasarımına göre de dijital termostatın sıcaklık algılayıcısı da bu bölümde olup soğutma sisteminin soğutulan havanın en sıcak yeri emiş hattında evaporatöre yakın olan bölüm olacağından dolayı ikinci bölümün emiş tarafına monte edilmiştir. Üfleme kanalı ise (2) açılan bölümden dolabın içerisine doğru hava şartlandırılması yapılmıştır.

Birinci bölüm tamamlandıktan sonra deney düzeneğinin ikinci kısmını oluşturmak üzere dolabın ölçüleri ve yalıtımı kalınlığında soğutma yükü hesapları yapıp kullanılan kompresör, evaporatör, kondenser ve kılcal boru gibi malzemelerin

kapasiteleri belirlenmiş ve malzemelerin tablo değerlerine göre seçimleri yapılmıştır. Seçimi yapılan soğutma malzemelerin tasarlanan şekilde toplanabilmesi için birinci bölüm ve ikinci bölüm için oluşturulan düzene göre ikinci bölümün çizimi yapılmıştır. Şekil 4.2’de görüldüğü gibi sistemde soğutma sisteminin ana elemanlarının haricinde ara eleman olarak, alçak basınç manometresi ve yoğuşma tavası konulmuştur.



Şekil 4.2. Soğutma sisteminde oluşturulan ikinci bölümün çizimi.

Deney düzeneğinin tasarlanması bittikten sonra oluşturma için belirlenen malzemeler galvaniz bir sac üzerinde evaporatör alanı hariç sac üzerine yerleştirilmiştir. Yerleştirilen bu malzemeler civatarlarla galvaniz saca montajı yapılmıştır. Evaporatör alanı ise ayrı bir bölme olup kompresör ünitesinin üst kısmına montajı yapılacağından ilk aşamada farklı bir düzenekte toplanmıştır. Toplanan düzeneğin birleşimi yapılmadan önce bakır boru bağlantıları projedeki çizime göre yapılmıştır. Ayrıca bakır boru bağlantılarıyla beraber elektrik kablolarını kablo kanalı yoluyla taşıma işlemleri de yapılmıştır. Tüm bağlantılar tamamlandıktan sonra alçak basınç manometresi sistemde kompresörün gaz şarjı borusuna montaj edilmiştir. Sisteme edilecek gaz şarjının kontrolü ve sistemin emiş hattı çalışma basıncının görünebilmesi için montajının yapılması uygun görülmüştür. Ayrıca sisteme

yapılacak olan gaz şarjı için hazırlanan bakır boru iğneli bir parça olan inyon isminde bir malzeme kullanılmıştır. Sistemde kullanılan soğutucu akışkanın yanıcı olmasında dolayı pinçof denilen aletle bakır boru sıkılıp tekrar kaynakla kaynatılması riskli bir durum olmasından dolayı inyon kullanılmıştır. Şekil 4.3’deki resimde de görüldüğü gibi tüm bağlantısı tamamlanan kompresör alanı ile evaporatör alanının birleşimi yapılmıştır.



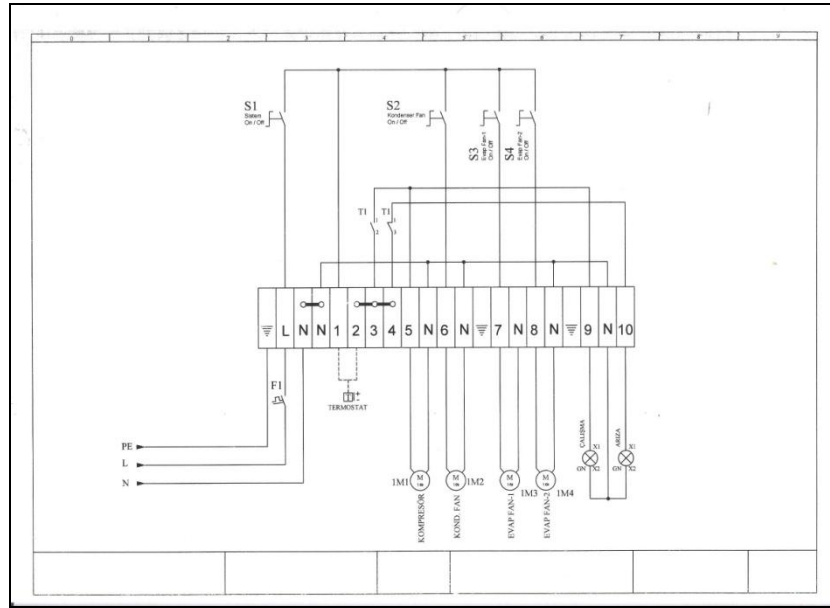
Şekil 4.3. Tasarlanan ve imalatı yapılan deney düzeneği.

Kompresör ünitesi boru montajındaki belirlemeler ise ilk olarak kompresör çıkışından başlarsak basma hattı borusu ilk olarak yoğuşma tavasının içinden geçirilmiştir. Daha sonra ise kondenser giriş ve çıkışına bağlantısı yapılmış ve kondenser çıkışında drayere kaynaklanmıştır. Drayer çıkışından sonra ise kılcal boru bağlantısı evaporatör girişine kadar uzanmıştır. Evaporatöre girişine montajı yapıldıktan sonra evaporatör çıkışına da bakır boru montajı yapılmış ve bu bakır borunun izoleside yapıldıktan sonra kompresör dönüşüne montajı yapılarak sistemin bakır boru tesisatı bitirilmiştir.

Soğutma sisteminde tasarlanan evaporatör haznesinin drenaj hattı verilen drenaj eğimi ve eğime bağlı boruyla drenaj suyu hortum yardımıyla yoğuşma tavasına aktarılmıştır. Sistemin basma hattı borusu ise kondenser girişine kaynatılmadan

önce kompresör çıkışından sonra yoğuşma tavasının ölçülerinde kıvrırma yapılarak dizaynı yapıldı. Bu işlem bittikten sonra ise basma hattı borusu yoğuşma tavasından sonra kondenser girişine kaynak işlemi yapıldı. Bu sayede evaporatörde oluşan drenaj suyu herhangi bir şekilde sistemin dışına atılmadan sistemin sıcak boru hattında yoğuşturularak suyun buharlaşma işlemi gerçekleştirilecektir. Ayrıca yoğuşma tavasında oluşan su sayesinde kondenserdeki yoğuşma işlemine ve sistemdeki gazın performansına yardımcı olacaktır. Böylece hem drenaj suyu buharlaşır hem de basma hattının ısını azaltılmıştır.

Sistemin elektrik bağlantısı ise, Şekil 4.4'deki gibi dijital termostatla ayarlanan derecede çalışıp durmasını sağlayarak sistemi otomatik halde çalışmasını sağlanmıştır. Sistemde kullanılan elektrikle çalışan malzemeler; Kompresör, kondenser fanı, evaporatör fanları, dijital termostat ve aç-kapat anahtarı kullanılmıştır.



Şekil 4.4. Sistemde kullanılan elektrik bağlantısı.

Sistemin elektrik dizaynı da belirlenen malzemeler ve çalışma sırasına göre seçilmiş ve bağlantıları bu şekilde yapılmıştır. İlk önce gereksinimi sağlayacak dijital termostatın sistemin kullanım şekline göre seçilmelidir. Bu sistemdeki dijital termostat çift kontaklı olup çalıştığında açılan kontak ve kapandığında açılan kontak

vardır. Bu kontakların N.C olan tarafı kompresör durduğunda devrede olduğundan kırmızı sinyal lambası bu kontağa bağlanmıştır. Diğer kontak devreye girdiğinde yani kompresör çalıştığında kırmızı sinyal lambası söner kompresör devreye girer ve yeşil sinyal lambası yanar. Sistem dijital termostata ayarlanan sıcaklık değerine geldiğinde kontak N.C konumuna geçerek kırmızı sinyal lambası yanmaya başlamıştır. Bu şekilde sistemin döngüsüne devam edilmiştir.

Kondenser fanı sistem için yoğuşmayı gerçekleştireceğinden kondenserin ön kısmına konur ve emiş görevini üslenerek kondenserdeki soğutucu akışkanın yoğuşması ve kompresöre doğru üflemesi olduğundan üflenen hava kompresörün aşırı ısınmasını da engellenmiştir. Kondenserin sistemdeki elektriksel bağlantısı ise sistemdeki bazı denemeler için manuel bağlanmış olup bir aç/kapat anahtarı ile kontrolü sağlanmıştır.

Evaporatör fanı ise sistem için soğutulan havayı odaya dağıtma işine yarayan malzemedir. Sistemdeki konulma şekli ise evaporatörden emiş yapılarak soğutulacak odanın içerisine üfleme işlemi yapılmıştır. Sistem gereksinimi, hava dolaşma hızı ve evaporatörden çekilecek ısı göz önüne alındığında çift fan kullanılması daha uygun görülmüştür. Fanların elektrik bağlantısı ise kondenser fanı gibi sistemden ayrı manuel şekilde bağlantısı yapıp aç/kapat anahtarı ile bağlanmıştır. Fanların kontrolü de iki ayrı anahtarla yapılmıştır. Şekil 4.5’de görüldüğü gibi tüm malzemelerin panoya montajı isimleriyle beraber gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Sistemde kullanılan elektrik panoları.

Kompresör ise sistemin ana elemanlarından biri olduğu için kontrolü önemli olan parçalardan biridir. Bu sistemde 4 dereceye gelene kadar çalışıp 4 derecede stop edip 6 derecede tekrar çalışma aralığında sistem kontrolü sağlanmıştır. Böylece kompresör dijital termostat sayesinde otomatik kontrollü düzen kurulmuş olur. Bu durumda kompresörün aşırı çalışması kontrol altına alınıp fazla elektrik tüketiminin engellenmiş olacağı tespiti yapılmıştır.

Pano içerisine yerleştirilmiş olan dört adet aç/kapat anahtar ve bir adet dijital termostat vardır. Pano içerisinde yedi sıralı klemens mevcuttur. Klemense bağlı tesisat kabloları sistemi gereksinimlerini karşılayacak biçimde dizaynı yapılmış ve yerlerine monte edilmiştir. Panonun montajı dış üniteye kondenserin yan tarafına vida yardımıyla montajı yapılmıştır.

Sistemin tüm teknik aksamı tamamlandıktan sonra sistemin birinci ve ikinci bölümün birleşmesi yapılmadan önce ikinci bölüm sistemin soğutma alanı olmasından dolayı ve bu soğutma alanında kullanılacak soğutucu akışkan yanıcı madde olması ve ayrıca kullanılan soğutucu akışkanın maliyetinin de fazla olması sistemin çalıştırılmadan önce kaçak testi yapılması mecburiyetinde bırakmıştır. İlk olarak gaz kaçağını yapmak için sistemi basınçlandırma yapılmıştır. Bu işlem için kullanılacak gazın sistemin içinde bulunan soğutma yağına ve sistemin performansına etki etmeyecek özellikte olması gerekmektedir. Bu durum göz önüne alınırsa sistemi etkilemeyecek olan azot sisteme 10 bar olarak basınçlandırılmıştır. Azot basıldıktan sonra köpük testi ile bağlantı noktalarında kontrolleri yapılmıştır. Herhangi bir kaçak gözlemlenmedikten sonra ise sistemde oluşabilecek küçük kaçakları da bulabilmek için sistem bir gün süreyle beklenmeye alınmıştır. Bir gün sonunda alçak basınç manometresinden bakılan basınç değerinde değişme görülmeyince sistemde kaçak olmadığı kanısına varılmıştır. Kaçak kontrolü bittikten sonra azot sistemden kontrolü bir biçimde atılır ve vakumlama işlemi yapılmak için vakum pompası yardımıyla bağlantısı yapılmıştır. Böylece vakumlama işlemi yapılır ve Şekil 4.6'daki gibi sistem gaz şarjı yapılmak üzere hazır hale getirilmiştir.



Şekil 4.6. İmalatı yapılan deney düzeneği.

Literatür araştırmaları incelendiğinde tez konusu olan soğutma ile ilgili konulara bakıldığında elektrik ve sistem için kullanılan soğutucu akışkanların farklı şekillerdeki tasarruf sağlayacak durumlar incelenmiştir. Ancak sadece bu durumlarla tasarruf sağlanılmayacağı yapılan tasarımlar soğutma sisteminin çalışması esnasında ve sonrasındaki herhangi bir durumda daha çabuk müdahale edilebilmelidir. Bu çalışmada soğutucu akışkanların karşılaştırılması yapılırken soğutma sisteminin herhangi bir durum da en çabuk arıza müdahalesi yapılabilecek bir ürün olarak tasarlanması yapılmıştır.

4.3. METOD

Soğutma sistemi oluşturulma aşamasında bazı hesaplamalar yapılmıştır. Bu hesaplamalar soğutma sisteminin düzeni ve verimli çalışması için gerekli malzemelerin seçiminde kullanılmıştır.

4.3.1. Kullanılan Malzemelerin Tanıtımı ve Isıl Katsayısı

Yalıtım malzemesi olarak kullanılan straforun ısıl katsayısı: 0.040 w/mK

Soğutma sisteminin dolapta kullanılan mdf'nin ısıl katsayısı: 0.17 w/mk

Dolabın gövde ölçüleri 0.73 X 0.50 =0.365 m²

Dolabın evaporatör haznesinin ölçüleri 0.36 X 0.59 =0.22 m²

Yalıtım kalınlığı 5 cm'dir.

Sistemde kullanılan mdf'nin kalınlığı 1 cm'dir.

Soğutma yükü hesabı:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{H_d} + \frac{L_1}{K_1} + \frac{L_2}{K_2} + \frac{L_3}{K_3} + \frac{1}{H_{iç}} \quad (4.1)$$

Eşitlikten hesaplanmıştır. Eşitlik 4.1'den bulunan değerler yerine konulursa,

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{14} + \frac{0.01}{0.17} + \frac{0.05}{0.04} + \frac{0.01}{0.17} + \frac{1}{7} = 0.58 \text{ W/mK}$$

Olarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{kuzey}} = 0.58 \times (0.73 \times 0.50) \times (32 - 4) = 5.93 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{doğu}} = 0.58 \times (0.73 \times 0.73) \times (32 - 4) = 8.65 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{batı}} = 0.58 \times (0.73 \times 0.73) \times (32 - 4) = 8.65 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{güney}} = 0.58 \times (0.73 \times 0.50) \times (32 - 4) = 5.93 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{Evaporatör alanı}} = 0.58 \times (0.73 \times 0.73) \times (32 - 4) = 8.65 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{toplam}} = 32.61 \text{ W}$$

\dot{Q} toplamı W cinsinden kCal/h çevirmek için WATT / 1.163 formülünü uygulanmıştır. Fakat ilk önce saatlik olan değeri 24 ile çarpıp gün olarak hesaba dahil edilmiştir.

$$\dot{Q}_{\text{toplam}} = 32.62 \text{ W} \times 24 = 782.64 \text{ W/24h olur.}$$

$$\text{kCal içinde} = 783.64 / 1.163 = 673 \text{ kCal / 24h}$$

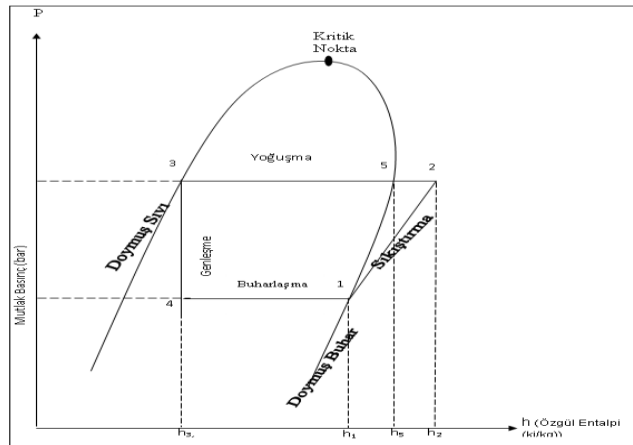
Soğutma yükü hesabında elde edilen sonuç 673 kCal olup. Sistemin evaporatör kapasitesine eşit gelmiştir.

$\dot{Q}_E = \dot{Q}_{\text{top.}} = 673 \text{ kCal}$ kapasitede bir sistem oluşturulacak ve hesaplamalar bu sonuca göre belirlenecektir.

Sistemin kompresör ve kondenser kapasitesini belirlemek için evaporasyon ve yoğuşma sıcaklıkları belirlenmelidir. Evaporasyonun ve yoğuşma sıcaklıklarının belirlenmesi için verilen sıcaklıkların evaporasyonunu bulmak için verilen sıcaklıktan 5 derece çıkarılmıştır. Yoğuşma sıcaklığını bulmak içinse 5 derece eklenmiştir.

$$\text{Evaporasyon sıcaklığı} = 4 - 5 = - 1 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$\text{Yoğuşma sıcaklığı} = 32 + 5 = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$



Şekil 4.7. P-h diyagramı.

Şekil 4.7’de görüldüğü gibi p-h diyagramında belirlenmiş sıcaklık değerleri diyagram üzerinde bulunup evaporasyon sıcaklığı çizgisi ve yoğuşturucu sıcaklığı çizgisiyle oluşturulan diyagramdaki sistem için gerekli olan entalpi değerlerini bulmak için çizimi yapılmıştır.

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_r (h_1 - h_{3,4}) \quad (4.2)$$

\dot{Q}_0 = Sistem kapasitesi (kW)

\dot{m}_r = Sistemde dolaştırılması gereken akışkanın kütleli debisi (kg/h)

h_1 = Soğutucu akışkanın evaporatör çıkışında buhar halindeki entalpisi (kJ/kg)

$h_{3,4}$ = Soğutucu akışkanın evaporatör girişindeki sıvı halindeki entalpisi (kJ/kg)

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_0}{(h_1 - h_{3,4})} = \frac{kJ/h}{kJ/kg} = \frac{kJ}{h} \times \frac{kg}{kJ} = kg/h \quad (4.3)$$

4.3.2. Kompresör Kapasitesi

Sıkıştırma işleminde p-h diyagramında görüleceği üzere doymuş buhar noktası emilen soğutucu akışkan buharı kompresör tarafından sınır noktasına kadar basılarak soğutucu akışkanı kızgın buhar haline dönüştürür. Bu sıkıştırma işlemi sırasında kompresör tarafından yapılan birim ağılıktaki \dot{m} kg soğutucu akışkan dolaştırılıyorsa verilen denklem sonucunda bulunur.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_r (h_2 - h_1) = \frac{kg}{h} \cdot \frac{kJ}{kg} = kJ/h \quad (4.4)$$

4.3.3. Yoğuşturma İşlemi

Kondenser tarafından yoğuşturma ortamına transfer edilen birim ağırlıktaki soğutucu akışkan için sistemde \dot{m} kg soğutucu akışkan dolaştırılıyorsa kondenser yoğuşturma kapasitesi;

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_r (h_2 - h_3), \frac{kg}{h} \cdot \frac{kJ}{kg} = kJ/h \quad (4.5)$$

4.3.4. Soğutma Etkinliği (COP)

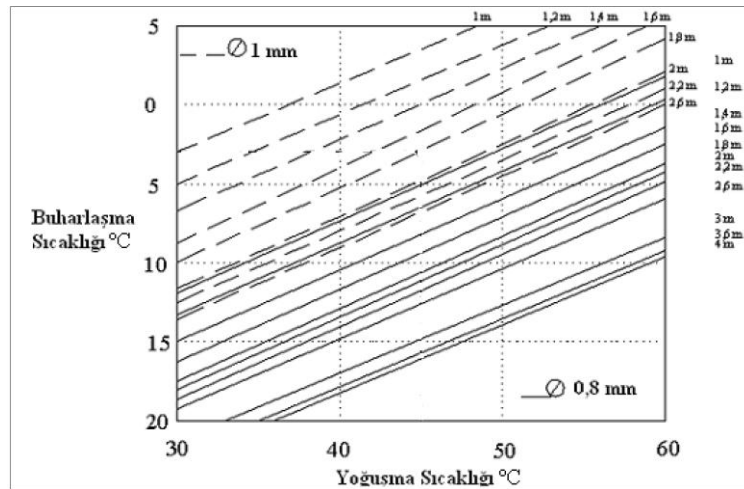
Soğutucunun soğutma gücünün, tükettiği enerjiye oranı olarak tanımlanan COP aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_b}{W_k} \quad (4.6)$$

Bu bağıntıda; \dot{Q}_b soğutucunun soğutma yükünü, W_k ise kompresör gücünü göstermektedir.

4.3.5. Kılcal Boru Boyunun Hesaplanması

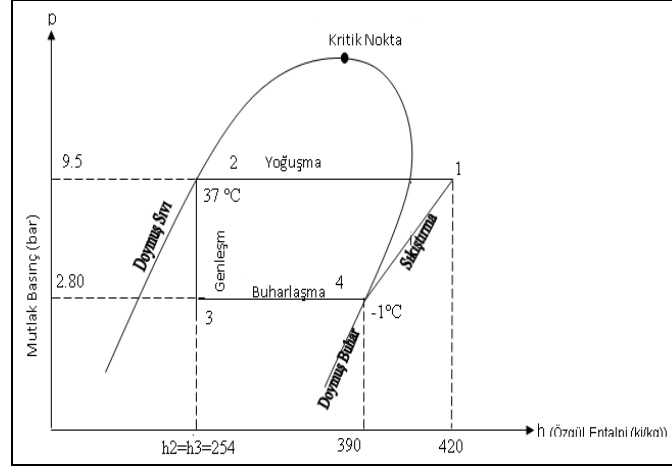
Kılcal boru boyunun hesaplanmasının kesin olarak bir matematiksel formüle dayandırılmamaktadır. Bunun için soğutma sistem bileşenlerini imal eden firmalar kendi ürünlerine göre tablo ve grafikler hazırlamışlardır. Bu grafik ve tablolar kullanılan soğutucu akışkan türüne göre farklı kılcal boru çapları için düzenlenmiştir. Kompresör modeli seçildikten sonra, kompresörün performansını optimize etmek için buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları belirlenmiştir. Bu seçim ile ilgili bir örnek bir sistemle Şekil 4.8’de gösterilmiştir.



Şekil 4.8. Kılcal boru boyunun grafiksel tespiti.

4.3.6. R134A İle Çalışacak Olan Soğutma Sisteminin Kapasite Hesabı

Evaporasyon sıcaklığı = $4 - 5 = -1$ °C, Yoğuşma sıcaklığı = $32 + 5 = 37$ °C



Şekil 4.9. P-h diyagramından R 134A yoğuşma ve evaporasyon değerlerinin diyagramı.

- 4-1 Adyabatik sıkıştırma
- 1-2 Sabit basınç ve sıcaklıkta yoğuşma (kondenserde)
- 2-3 Sabit entalpide kısılma
- 3-4 Sabit sıcaklık ve basınçta buharlaşma (evaporatörde)

$$h_2 = h_3 = 254 \text{ kJ/kg} = 60,76 \text{ kCal/kg}$$

$$h_4 = 390 \text{ kJ/kg} = 93,30 \text{ kCal/kg}$$

$$h_1 = 420 \text{ kJ/kg} = 100,47 \text{ kCal/kg}$$

Kütleli debinin bulunabilmesi için sistemin tüm entalpi değerleri biliniyorsa, kompresör kapasitesi, kondenser kapasitesi ve evaporatör kapasitesi bilinmesi gerekmektedir. Bu sistemde evaporatör kapasitesi soğutma yükü hesabıyla bulunduğundan soğutma yükü hesabında bulunana evaporatör kapasitesini işleme alıp, evaporasyon bölgesi olan h_4 ve h_3 bölgeleri kullanılarak kütleli debi (\dot{m}_{134A}) bulunacaktır. Kütleli debinin bulunmasından sonra ise diğer kapasite hesapları formülleriyle yapılacaktır.

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{134A} \times (h_4 - h_3)$$

$$674 = \dot{m}_{134A} \times (93.30 - 60.76)$$

$$\dot{m}_{134A} = 20.71 \text{ kg/h olarak bulunur.}$$

Kondenser kapasitesi hesabını yapmak için bulunan kütleli debiyi ve entalpi değerlerini tabloda yerine yerleştirmemiz yeterli olacaktır.

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{R134A} \times (h_1 - h_2)$$

$$\dot{Q}_b = 20.71 \times (100.47 - 60.76)$$

$$\dot{Q}_b = 822.3 \text{ kCal/kg olarak bulunur.}$$

Bulunan sonuç 822.3 kCal/kg dır. Bu değere en yakın kapasitede ¼ Bg kondenser seçilmiştir.

Kompresör kapasitesinin hesabını yapmak için bulunan kütleli debiyi ve entalpi değerlerini tabloda yerine yerleştirmemiz yeterli olacaktır. Bulunan değer kompresör firmasının kapasite belirlemelerine göre dönüşüm yapılabilir. Genel de şirketler bg cinsinden kompresör kapasitesini belirleyip ortak bir alan oluştururlar. Kompresör kataloglarından faydalanılıp oluşturulmuştur.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_{134A} \times (h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_y = 20.71 \times (100.47 - 93.30)$$

$$\dot{Q}_y = 149 \text{ kcal/kg}$$

Kompresörün kapasitesi bulunduktan sonra, bulunan kapasite değerine göre LG kompresörleri katalogundan 149 kCal değeri sağlayan kompresör 1/5 Bg kompresörü seçilmiştir.

KCal'den BG'ye dönüştürmek için kcal x 1.54 = BG olarak bulunmuştur.

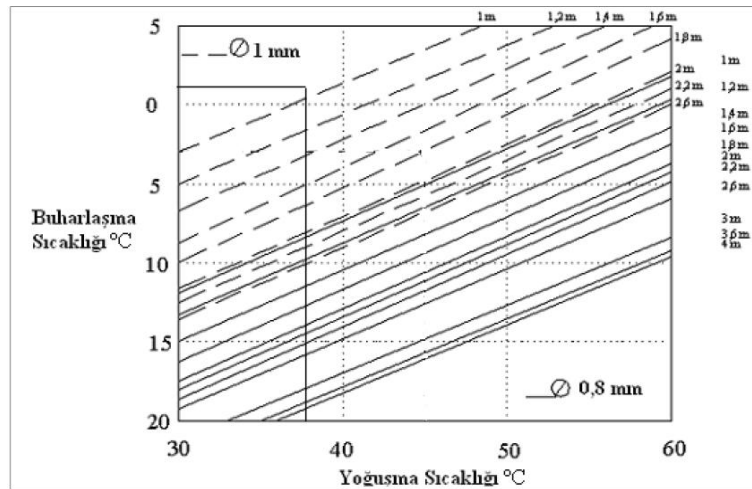
$$149 \times 1.54 = 0.23 = 1/5 \text{ BG olarak bulunmuştur.}$$

Kılcal borulu sistemlerde sistem küçük yapıda olduğundan dolayı hesaplama tabloları tam kapasiteye yakın değerlerde ölçü verdiği literatür araştırmalarındaki deneylerle de kanıtlanmıştır.

Şekil 4.10'daki hesap tablosuna göre yoğuşma ve evaporasyon sıcaklıkları belirlenerek tablodaki sıcaklık değerlerinde yerleri belirlenmiştir. Bu sistemdeki evaporasyon sıcaklığını bulmak için bu soğutucu dolapta istenilen iç sıcaklıktan 5 °C çıkarılmıştır. Bu şekilde p-h diyagramında entalpileri bulmak içinde iç sıcaklıktan 5 °C'yi çıkarılmıştır. Çıkan sayı evaporasyon sayısı olarak belirlenmiştir.

4 °C - 5 °C = - 1°C olarak bulunur.

Yoğuşma sıcaklığını bulmak içinde dış sıcaklık veya mal giriş sıcaklığı olarak belirlenen 32 °C'ye 5 °C eklenir. Sonuçta 32 °C + 5°C = 37 °C yoğuşma sıcaklığı bulunmuştur.



Şekil 4.10. R 134A soğutucu akışkanlı sistemin kılcal boru hesap tablosu.

Daha sonra bu sıcaklık değerleri tabloda işaretlenir. Çizgiler çizilir ve 90 °C'de keşisen noktalar belirlenir ve bu köşeli çizgiden geçen kesik çizginin belirttiği uzunluk kılcal boru boyu uzunluğu olarak belirlenmiştir.

Şekil 4.10'dan anlaşılacağı gibi belirlenen boru boyu uzunluğunun yanı sıra tablonun üst kısmında belirtilen çap ölçüsünde kesik çizgilerin 1 mm çapında olduğunu

gösteriyor. Bu çapta boy uzunluğu 1.1 metre uzunluğunda kılcal boru boyu seçimi yapılmıştır.

Soğutma etkinliği (COP) değeri ise aşağıdaki bağıntıda belirtilen formülle bulunmuştur.

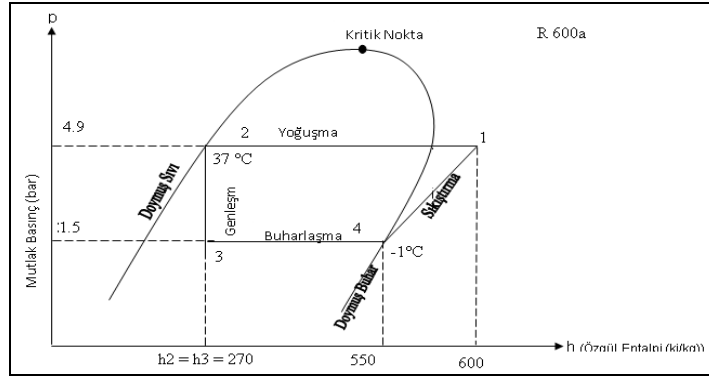
$$\text{COP} = \frac{Q_b}{W_k} = \frac{673}{149} = 4.52 \text{ bulunur.}$$

Bu bağıntıda; Q_b soğutucunun soğutma yükünü, W_k ise kompresör gücünü göstermektedir. Bağıntının sonucunda yukarıda görüldüğü gibi 4.52 olarak bulunur.

4.3.7. R 600A ile Çalışacak Olan Soğutma Sisteminin Kapasite Hesabı

Evaporasyon sıcaklığı = $4 - 5 = -1^\circ\text{C}$

Yoğuşma sıcaklığı = $32 + 5 = 37^\circ\text{C}$



Şekil 4.11. P-h diyagramından R 600A yoğuşma ve evaporasyon değerlerinin diyagramı.

- 4-1 Adyabatik sıkıştırma
- 1-2 Sabit basınç ve sıcaklıkta yoğuşma (kondenserde)
- 2-3 Sabit entalpide kısılma
- 3-4 Sabit sıcaklık ve basınçta buharlaşma (evaporatörde)

$$h_2 = h_3 = 270 \text{ kJ/kg} = 65 \text{ kCal/kg}$$

$$h_4 = 550 \text{ kJ/kg} = 131.57 \text{ kCal/kg}$$

$$h_1 = 600 \text{ kJ/kg} = 143.54 \text{ kCal/kg}$$

Kütlesel debinin bulunabilmesi için sistemin tüm entalpi değerleri biliniyorsa, kompresör kapasitesi, kondenser kapasitesi ve evaporatör kapasitesi bilinmesi gerekir. Bu sistemde evaporatör kapasitesi soğutma yükü hesabıyla bulunduğundan soğutma yükü hesabında bulunana evaporatör kapasitesini işleme alıp, evaporasyon bölgesi olan h_4 ve h_3 bölgeleri kullanılarak kütlesel debi (\dot{m}_{600A}) bulunacaktır. Kütlesel debinin bulunmasından sonra ise diğer kapasite hesapları formülleriyle yapılacaktır.

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{600A} \times (h_4 - h_3)$$

$$674 = \dot{m}_{600A} \times (131.57 - 64.60)$$

$$\dot{m}_{600A} = 10.06 \text{ kg/h olarak bulunmuştur.}$$

Kondenser kapasitesi hesabını yapmak için bulunan kütlesel debiyi ve entalpi değerlerini tabloda yerine yerleştirmemiz yeterli olacaktır.

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{600A} \times (h_1 - h_2)$$

$$\dot{Q}_k = 10.06 \times (143.54 - 64.60)$$

$$\dot{Q}_k = 794.1 \text{ kCal/kg olarak bulunmuştur.}$$

Bulunan sonuç 794.1 kCal/kg dır. Bu değere en yakın kapasitede ¼ Bg kondenser seçilmiştir.

Kompresör kapasitesinin hesabını yapmak için bulunan kütlesel debiyi ve entalpi değerlerini tabloda yerine yerleştirmemiz yeterli olacaktır. Bulunan değer kompresör firmasının kapasite belirlemelerine göre dönüşüm yapılabilir. Genel de şirketler bg cinsinden kompresör kapasitesini belirleyip ortak bir alan oluştururlar. Kompresörü satışını yapan şirket katalogları da bu şekilde oluşmaktadır.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_{600A} \times (h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_y = 10.06 \times (143.54 - 131.57)$$

$$\dot{Q}_y = 121 \text{ kCal/kg}$$

Kompresörün kapasitesi bulunduktan sonra, bulunan kapasite değerine göre LG kompresörleri kataloğundan 121 kCal değeri sağlayan kompresör 1/5 bg kompresörü seçilmiştir.

kCal'den BG'ye dönüştürmek için $\text{kCal} \times 1.163 = \text{W} \times 0.00133 = \text{BG}$ olarak bulunmuştur.

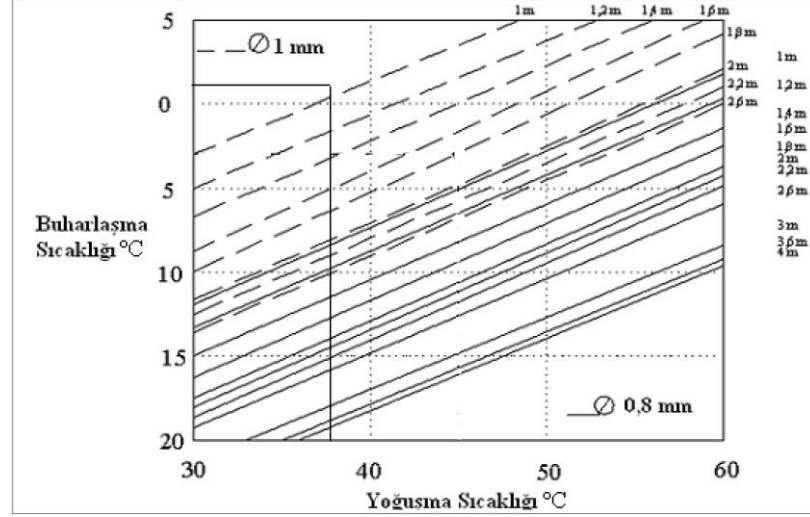
$$121 \times 1.163 = 140.7 \text{ W} \times 0.00133 = 0.18 = 1/5 \text{ BG olarak bulunmuştur.}$$

Kılcal borulu sistemlerde sistem küçük yapıda olduğundan dolayı hesaplama tabloları tam kapasiteye yakın değerlerde ölçü verdiği literatür araştırmalarındaki deneylerle kanıtlanmıştır.

Şekil 4.12'deki hesap tablosuna göre yoğuşma ve evaporasyon sıcaklıkları belirlenerek tablodaki sıcaklık değerlerinde yerleri belirlenmiştir. Bu sistemdeki evaporasyon sıcaklığını bulmak için bu soğutucu dolapta istenilen iç sıcaklıktan 5 °C çıkarılmıştır. Bu şekilde p-h diyagramında entalpileri bulmak içinde iç sıcaklıktan 5 °C yi çıkarılmıştır. Çıkan sayıyı evaporasyon sayısı olarak belirlenmiştir.

$$4 \text{ °C} - 5 \text{ °C} = - 1 \text{ °C olarak bulunmuştur.}$$

Yoğuşma sıcaklığını bulmak içinde dış sıcaklık veya olarak belirlenen 32 °C'ye 5 °C eklenmiştir. Sonuçta $32 \text{ °C} + 5 \text{ °C} = 37 \text{ °C}$ yoğuşma sıcaklığı bulunmuştur.



Şekil 4.12. R 600A soğutucu akışkanlı soğutucunun kılcal boru hesap tablosu.

Daha sonra bu sıcaklık değerleri tabloda işaretlenir. Çizgiler çizilir ve 90 °C'de kesişen noktalar belirlenir ve bu köşeli çizgiden geçen kesik çizginin belirttiği uzunluk kılcal boru boyu uzunluğudur.

Şekil 4.12'den anlaşılacağı gibi belirlenen boru boyu uzunluğunun yanı sıra tablonun üst kısmında belirtilen çap ölçüsünde kesik çizgilerin 1mm çapında olduğunu gösterilmiştir. Bu çapta boy uzunluğu 1.1 metre uzunluğunda kılcal boru boyu seçimi yapılmıştır.

Soğutma etkinliği (COP) aşağıdaki formül kapsamında istenilen değerler yerlerine konularak yapılmıştır.

$$COP = \frac{Q_b}{W_k} = \frac{673}{121} = 5.57 \text{ bulunur.}$$

Bu bağıntıda; Q_b soğutucunun soğutma yükünü, W_k ise kompresör gücünü göstermektedir. Bağıntının sonucunda yukarıda görüldüğü gibi 5.57 olarak bulunmuştur.

BÖLÜM 5

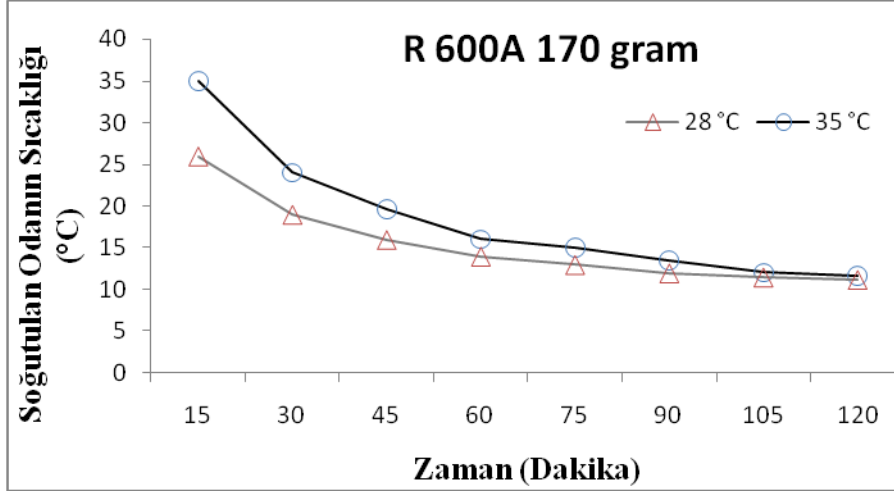
DENEYSEL BULGULAR

Ağustos ve ekim aylarında yapılan çeşitli miktarlarda gaz şarjı yapılarak çalıştırılmıştır. Gaz şarjı işlemi tamamlandıktan sonra sistem kapatılmış dolap oda sıcaklığına gelene kadar bekletilmiş ve oda sıcaklığına ulaştıktan sonra tekrar çalıştırılmıştır. Bu çalışma esnasında oda sıcaklığı her 15 dakikada test değerleri alınıp elde edilen değerler kayıt altına alınmıştır.

5.1. R 600A SOĞUTUCU AKIŞKANI KULLANILARAK YAPILAN DENEYLER

- ❖ R 600A soğutucu akışkanlı 35 °C, 28 °C dış ortam sıcaklığında ve 170 gram gaz şarjı yapılmıştır. Her 15 dakikada bir kayıt altına alınmıştır.

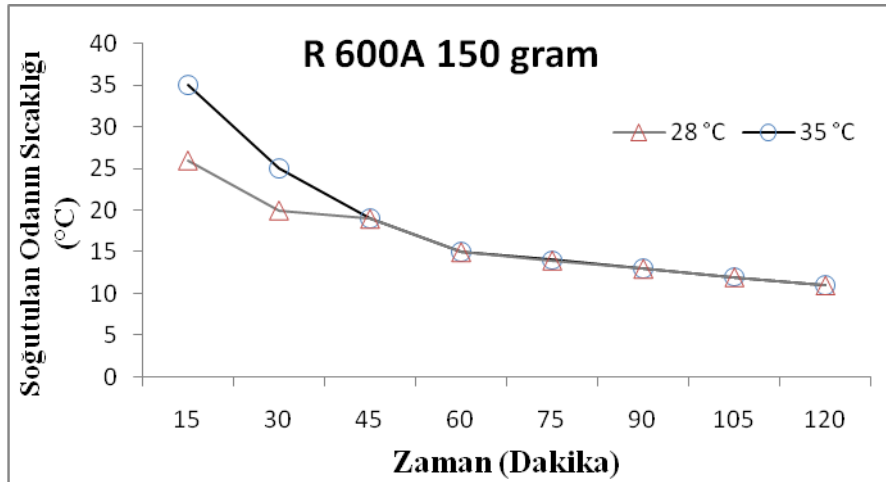
Şekil 5.1'deki grafikte sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sıcaklık da belli bir düşüş gözlenmiştir. Grafik incelendiğinde iki farklı sıcaklık değerinde ki değişimler incelenmiştir. Soğutucu akışkan miktarı aynı olan grafikte sıcaklık değişiminde pek fazla bir fark gözlenmemiştir. İki farklı sıcaklıkta da değerler 12 °C'de sabit kalmıştır. Soğutma sistemindeki görsel değişimler ise kompresör aşırı soğuma yapmıştır. Basma hattının fazla sıcak olmadığı gözlenmiştir. Ayrıca sistemin kondenser ısısı kondenser fanı kapalı olduğunda hissedilmiştir. Kondenser fanı açıkken normal sıcaklığın altında seyrettiği gözlemlenmiştir. Üfleme sıcaklığı da evaporatör fanlarının önünde bulunan termometre aracılığıyla ölçüldüğünde 11 °C'den aşağı inmemiştir. Bu durumda gaz şarjının fazla olduğu tespiti yapılmıştır.



Şekil 5.1. 170 gram R 600A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 600A soğutucu akışkanlı 35 °C, 28 °C dış ortam sıcaklığında ve 150 gram gaz şarjı yapılmıştır. Her 15 dakikada bir kayıt altına alınmıştır.

Şekil 5.2'deki grafikte sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sıcaklık da belli bir düşüş gözlenmiştir. Grafik incelendiğinde 45 dakika da oda sıcaklıkları eşitlenmiştir. Oda sıcaklığı 12 °C'de sabit kalmıştır. Sıcaklık istenilen değerlere ulaşmamıştır. Soğutma sistemindeki görsel değişimler ise kompresör terleme yapmıştır. Bu durumların sonucunda soğutma sistemine şarj edilen soğutucu akışkanın fazla olduğu belirlenmiştir.

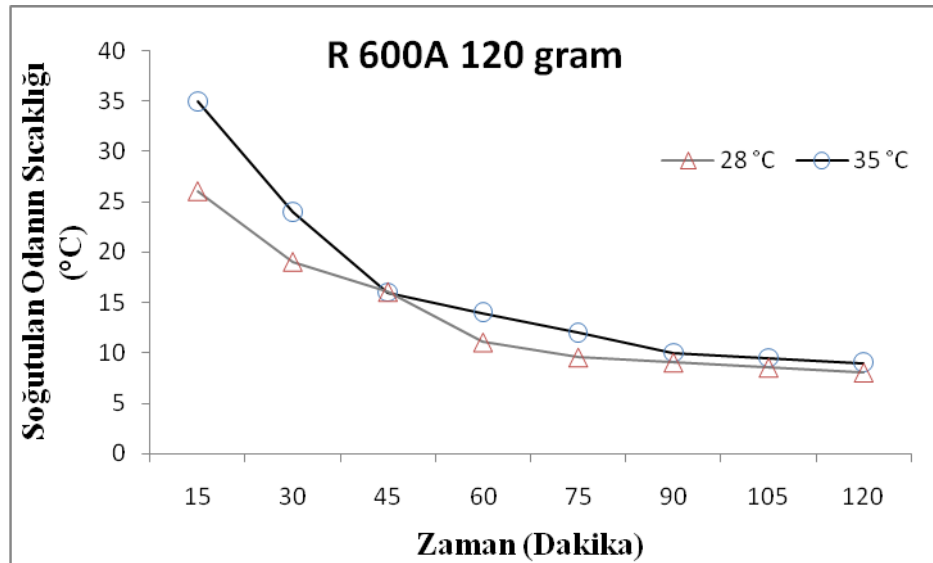


Şekil 5.2. 150 gram R 600A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 600A soğutucu akışkanlı 35 °C, 28 °C dış ortam sıcaklığında ve 120 gram gaz şarjı yapılmıştır. Her 15 dakikada bir kayıt altına alınmıştır.

Şekil 5.3'deki grafikte sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sıcaklık da belli bir düşüş gözlenmiştir. 45 dakikanın sonunda sıcaklık değerindeki düşme yavaşlamıştır. Sıcaklık değerlerinin farklı olması soğutma dolabının sadece 1 derece düşük olmasına etki ettiği gözlenmiştir. Sadece 45 dakika da sıcaklık değerlerinin eşit olduğu gözlenmiştir. Grafikte ki bu değişimin oluşum sebebi olarak ortam sıcaklığının yüksek olması olarak gözlenmiştir.

Soğutma sistemindeki görsel değişimler ise kompresör biraz terleme yapmıştır. Basma hattı normal sıcaklık değerinde olduğu gözlenmiştir. Sadece 35 °C'de kondenser fanı kapandığında kondenser sıcaklığında artış gözlenmiştir. Sıcaklık düşmesini de kötü yönde etkilemiştir. Kılcal boru çıkışında terleme yaptığı gözlenmiştir. Oda sıcaklığı 9 °C'de sabit kalmıştır. Sistem de gaz şarjı fazla olduğu tespiti yapılmıştır. Üfleme sıcaklığı 7,2 °C'de sabit kalmıştır. Kondenser fanı kapatıldığında sıcaklık değişimi olmuyor ancak kondenser elle hissedilir şekilde ısınmıştır. Bu durumda grafikte de görüldüğü gibi istenilen sıcaklık değerine ulaşılmamıştır.

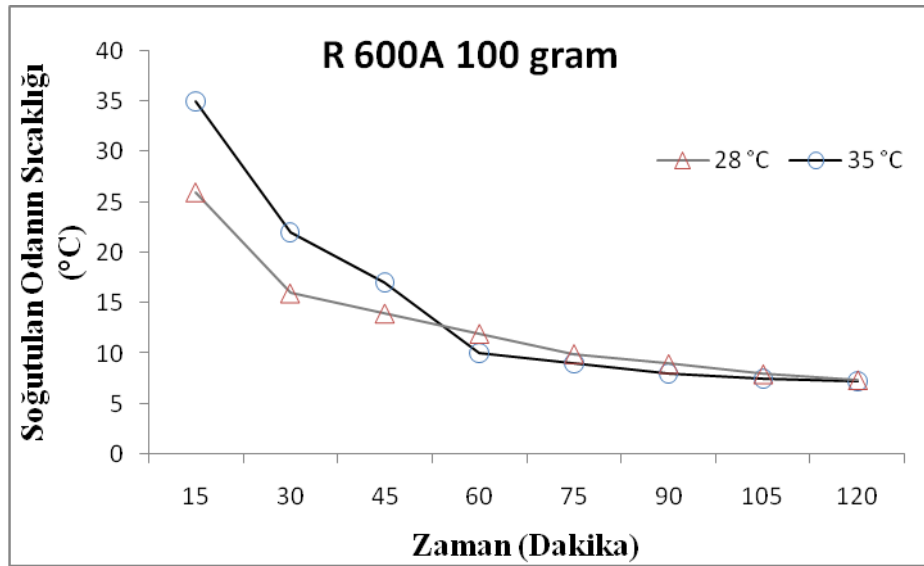


Şekil 5.3. 120 gram R 600A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 600A soğutucu akışkanlı 35 °C, 28 °C dış ortam sıcaklığında ve 100 gram gaz şarjı yapılmıştır. Her 15 dakikada bir kayıt altına alınmıştır.

Şekil 5.4'deki grafikte sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sıcaklık da belli bir düşüş gözlenmiştir. Grafik incelendiğinde sıcaklık değeri 60 dakikada birbirlerine çok yakın değerler de görülmüştür. Bu durum farklı sıcaklıklarda sistemi fazla etkilemediğini göstermektedir.

Soğutma sistemindeki görsel değişimler ise kompresör normal sıcaklıkta olduğu gözlenmiştir. Basma hattı sıcaklık değerinde arttığı gözlenmiştir. Oda sıcaklığı 7 °C'de sabit kalmıştır. Sistem de gaz şarjının normale yaklaştığı sadece biraz fazla olduğu gözlenmiştir. Kılcal boru çıkışındaki terleme bitmiştir. Ancak sistem kapandığında kılcal borunun alt kısmında su birikintisi gözlenmiştir. Kondenserde sıcaklık artışı başlamıştır. Isı atımı için kondenser fanı kapatılmamıştır. Üfleme sıcaklığı ise 4,6 °C'de sabitlenmiştir. Sadece kondenser fanı kapatıldığında üfleme sıcaklığında artış gözlenmiştir. Bu sıcaklık farkı da 6 °C'ye kadar yükselmiştir. Üfleme sıcaklığındaki artış oda sıcaklığını da etkilemiştir ve sıcaklık 8,6 °C'ye yükselmiştir. Bu durumda grafikte görüldüğü gibi istenilen sıcaklık değerine ulaşılmamıştır.

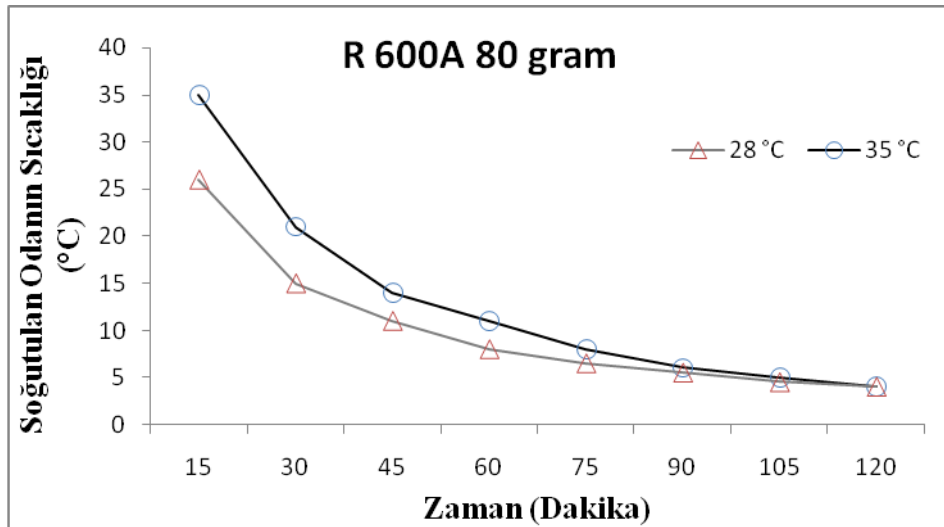


Şekil 5.4. 100 gram R 600A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 600A soğutucu akışkanlı 35 °C, 28 °C dış ortam sıcaklığında ve 80 gram gaz şarjı yapılmıştır. Her 15 dakikada bir kayıt altına alınmıştır.

Şekil 5.5'deki grafikte sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sıcaklık da belli bir düşüş gözlenmiştir. İki farklı sıcaklıkta da 80 gram soğutucu akışkan ile istenilen sıcaklık değerine ulaşılmıştır.

Soğutma sistemindeki görsel değişimler ise kompresör normal sıcaklıkta olduğu gözlenmiştir. Basma hattı sıcaklığının yüksek olduğu gözlenmiştir. Oda sıcaklığı 4 °C'de dijital termostat tarafından kesildiği için sıcaklık sabitlenmiştir. Sistem de gaz şarjının tam değerinde olduğu gözlenmiştir. . Kılcal boru çıkışındaki herhangi bir durum gözlenmiştir. Sistem 4 °C'de kapandığından 5 dakika sonra 6 °C'de çalışmaya başlamıştır. Ortalama 4 dakikada tekrar otomatik yapar hale gelmiştir. Üfleme sıcaklığı ise ilk otomatik yaptığında 1,8 °C olarak gözlenmiştir. Kondenser fanı kapandığında sistem tekrar otomatik yapmaya devam etti, sadece otomatik süresinde artış görülmüştür. Bu süre normalde 5 dakika iken kondenser fanı kapalı olduğunda 10 dakikayı bulmuştur. Sistemin kondenser fanı kapandığında sıcaklığın sabit olarak kaldığı zaman sadece sistemin oda sıcaklığı 28 °C'de iken sistem kondenser fanı olmadan çalıştırıldığında soğutma performansında düşüş gözlenmiştir.

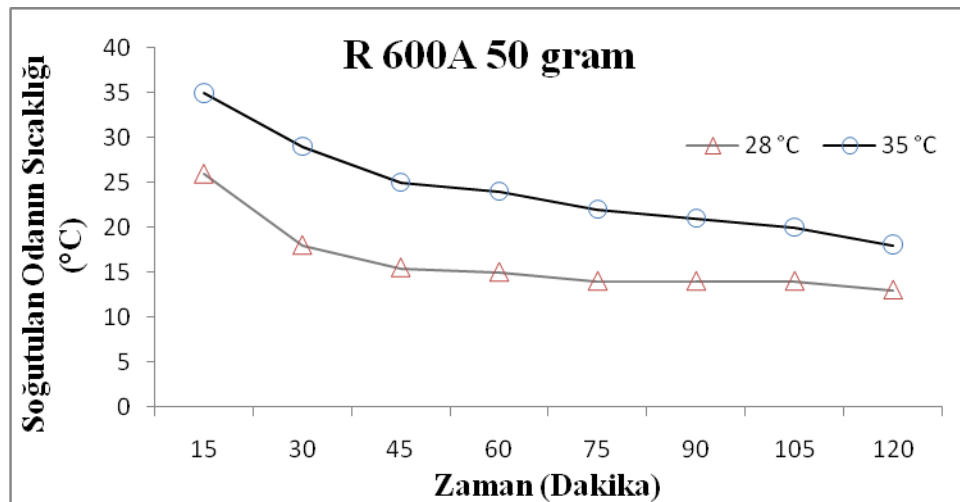


Şekil 5.5. 80 gram R 600A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 600A soğutucu akışkanlı 35 °C, 28 °C dış ortam sıcaklığında ve 50 gram gaz şarjı yapılmıştır. Her 15 dakikada bir kayıt altına alınmıştır.

Şekil 5.6'daki grafikte sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sıcaklık da belli bir düşüş gözlenmiştir. Grafik incelendiğinde iki farklı sıcaklık değerleri arasında çok fazla bir fark gözlenmiştir. Bu durum da soğutucu akışkan miktarı az olan soğutma sistemlerinde dış ortam sıcaklık farklılıkları arasında değişme olduğu görülmüştür. Bu değişimler incelendiğinde 28 °C'de sıcaklığın daha düşük olduğu gözlenmiştir.

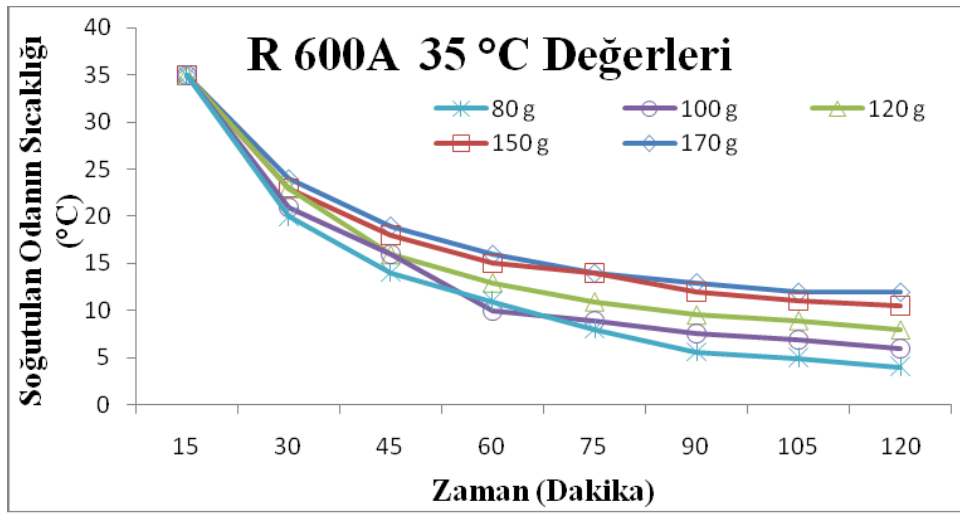
Soğutma sistemindeki görsel değişimler ise kompresör de aşırı ısınma gözlenmiştir. Basma hattı sıcaklık değerinin de arttığı gözlenmiştir. Oda sıcaklığı 13°C'de sabit kalmıştır. Sistem de gaz şarjının az olduğu gözlenmiştir. Kılcal boru çıkışındaki terlemenin aşırı miktarda olduğu görülmüştür. Ayrıca sistem kapandığında kılcal borunun alt kısmında su birikintisi gözlenmiştir. Kondenser de sıcaklık aşırı artmıştır. Kompresörün aşırı sıcak olduğu gözlenmiştir. Alçak basınç manometresinde basınç 0 bar'ın altına düştü ve sistem vakumda çalışmaya başlamıştır. Bu durum kompresöre zarar vereceğinden sisteme fazla zormala yapılmamıştır. Bu durumda grafikte de görüldüğü gibi istenilen sıcaklık değerine ulaşılmamıştır.



Şekil 5.6. 50 gram R 600A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 600A soğutucu akışkanlı 35 °C dış ortam sıcaklığı ve 170, 150, 120, 100, 80, 50 gramlarda gaz şarjı yapılmıştır. Her 15 dakikada bir kayıt altına alınmıştır.

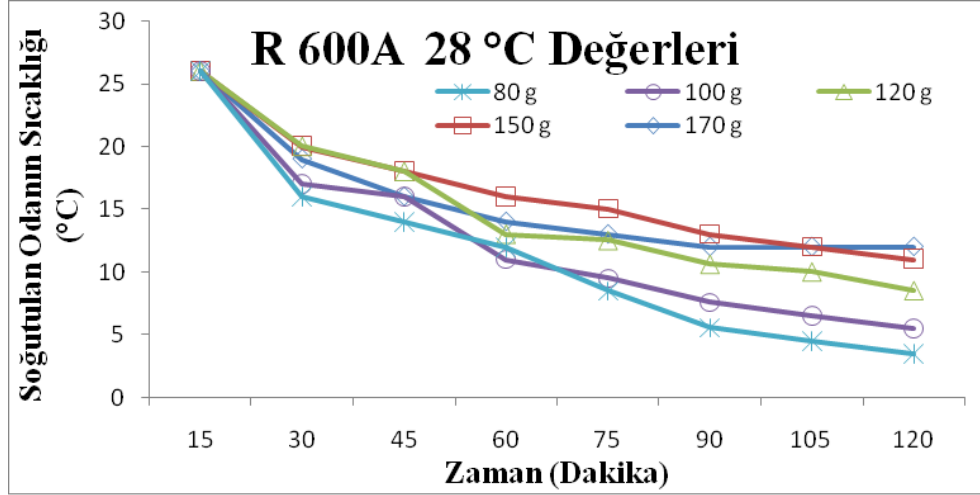
Şekil 5.7'deki grafikte sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sıcaklıklar da belli bir düşüş gözlenmiştir. Grafik değerleri incelendiğinde sıcaklık değerleri soğutucu akışkan miktarı ile doğru orantıda olduğu gözlenmiştir. En yüksek sıcaklık 170 gram da, en düşük sıcaklık değeri de 80 gramdır. Bu durumda en ideal soğutucu akışkan miktarı olarak 80 gram soğutucu akışkanın ideal bir miktar olduğu gözlenmiştir.



Şekil 5.7. Farklı soğutucu akışkan gramlarında 35 °C dış ortam sıcaklık grafiği.

- ❖ R 600A soğutucu akışkanlı 28 °C dış ortam sıcaklığı ve 170, 150, 120, 100, 80, 50 gramlarda gaz şarjı yapılmıştır. Her 15 dakikada bir kayıt altına alınmıştır.

Şekil 5.8'deki grafikte sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sıcaklıklar da belli bir düşüş gözlenmiştir. Grafik değerleri incelendiğinde sıcaklık değerleri soğutucu akışkan miktarı ile doğru orantıda olduğu gözlenmiştir. Sıcaklık değerlerinin yüksek ve ya düşük olması sistem tasarımını ve soğutma performansına fazla etki göstermediği gözlenmiştir. Şekil 5.7'de sıcaklık düşmesine benzer bir şekilde sıcaklık düşmesi Şekil 5.8'de de görülmüştür. En yüksek sıcaklık 170 gram da, en düşük sıcaklık değeri de 80 gramdır. Bu durumda en ideal soğutucu akışkan miktarı olarak 80 gram soğutucu akışkanın ideal bir miktar olduğu gözlenmiştir.



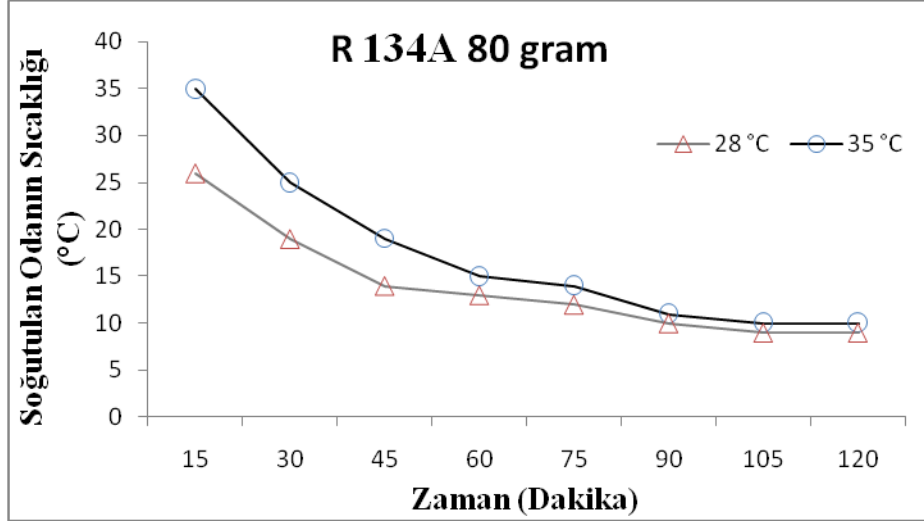
Şekil 5.8. Farklı soğutucu akışkan gramlarında 35 °C dış ortam sıcaklık grafiği.

5.2. R 134A SOĞUTUCU AKIŞKANI KULLANILARAK YAPILAN DENEYLER

- ❖ R 134A soğutucu akışkanlı 35 °C, 28 °C dış ortam sıcaklığı ve 80 gram gaz şarjı yapılmıştır. Her 15 dakikada bir kayıt altına alınmıştır.

Şekil 5.9'daki grafikte sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sıcaklık da belli bir düşüş gözlenmiştir. Grafik incelendiğinde sıcaklık değerlerinde 1 derecelik bir fark gözlenmiştir. Dış sıcaklık göz önüne alınırsa yaz aylarında yapılan deneyin 1 derece daha sıcak olması ortam sıcaklığının etkisi vardır.

Soğutma sistemindeki görsel değişimler ise kompresör aşırı ısınmıştır. Basma hattı sıcaklık değerinde artış gözlenmiştir. Oda sıcaklığı 10,6 °C'de sabit kalmıştır. Sistem de gaz şarjının az olduğu gözlenmiştir. Kılcal boru çıkışındaki terleme aşırı miktarda olduğu gözlenmiştir. Kondenser de sıcaklık aşırı artmıştır. Kompresörün aşırı sıcak olduğu gözlenmiştir. Aşırı akım yüklenmesi olmuştur. Bu durumda elektrik tüketimi fazla ve performans etkisinin az olduğu gösterilmiştir. Ayrıca sistemin evaporasyon basıncı çok düşük çalışıyor. Bu yüzden kompresör aşırı zorlama yapılmadan kapatılmıştır. Deneyin sonucunda soğutucu akışkan miktarının az olduğu tespiti yapılmıştır.

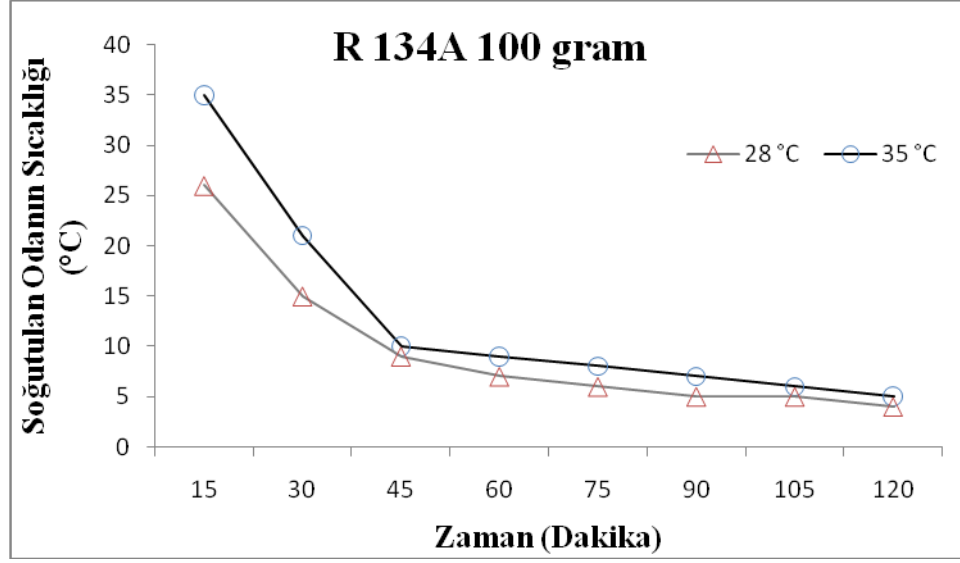


Şekil 5.9. 80 gram R 134A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 134A soğutucu akışkanlı 35 °C, 28 °C dış ortam sıcaklığı ve 100 gram gaz şarjı yapılmıştır. Her 15 dakikada bir kayıt altına alınmıştır.

Şekil 5.10'deki grafikte sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sıcaklık da belli bir düşüş gözlenmiştir. Grafik incelendiğinde sıcaklık değerlerinin 45 dakika sonunda eşitlendiği gözlenmiştir. Daha sonraki dakikalarda ise sıcaklık değerleri arasında fazla bir fark görülmemiştir. Aradaki 1 derecelik fark ise ortam sıcaklık değerinin fazla olmasından dolayı olduğu gözlenmiştir.

Soğutma sistemindeki görsel değişimler ise kompresör aşırı ısınmıştır. Basma hattı sıcaklık değerinde arttığı gözlenmiştir. Sistem 5.8 °C'de sabit kalmıştır. Kılcal boru çıkışında karlanma olmuştur. Dönüş borusu kompresör sıcak olduğunda dolayı kompresör girişinde sıcak oluyor ancak dönüş borusunun diğer bölgelerinde soğukluk tespit edilmiştir. Kondenser ısısı çok fazla olduğunda kondenser fanı kapatılıp sistem testi yapılmamıştır. Üfleme sıcaklığı 4,6 °C'de sabit kalmıştır. Ancak sistem aşırı ısındığından test sonlandırılmıştır. Bu deneyde ki değerler incelendiğinde soğutma için gerekli olan soğutucu akışkan miktarının az olduğu ve bu akışkan miktarın daha az miktar da soğutucu akışkan şarjı yapılırsa sisteme zarar vereceğinden dolayı 80 gramdan daha az miktarda gaz şarjı yapılmamıştır.

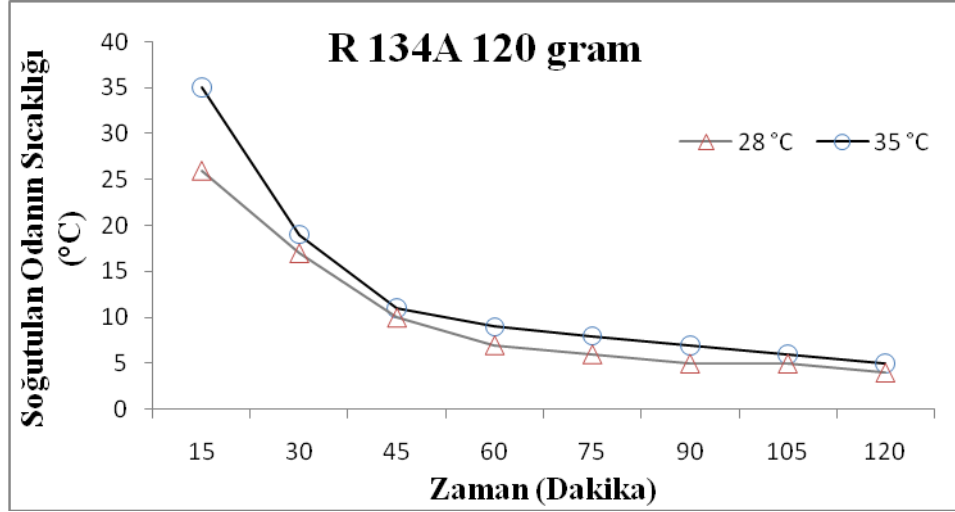


Şekil 5.10. 100 gram R 134A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 134A soğutucu akışkanlı 35 °C, 28 °C dış ortam sıcaklığı ve 120 gram gaz şarjı yapılmıştır. Her 15 dakikada bir kayıt altına alınmıştır.

Şekil 5.11'deki grafikte sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sıcaklık da belli bir düşüş gözlenmiştir. Grafik incelendiğinde sıcaklık değerlerinin 45 dakika sonunda eşitlendiği gözlenmiştir. Daha sonraki dakikalarda ise sıcaklık değerleri arasında fazla bir fark görülmemiştir. Aradaki 1 derecelik fark ise ortam sıcaklık değerinin fazla olmasından dolayı olduğu gözlenmiştir.

Soğutma sistemindeki görsel değişimler ise kompresör normal sıcaklıkta olduğu gözlenmiştir. Basma hattı sıcaklık değerinin arttığı gözlenmiştir. 90 dakika sonunda sistem dijital termostatta ayarlanan sıcaklığa gelmiştir. Oda sıcaklığı 4 °C'de dijital termostat tarafından kesildiği için sıcaklık sabitlenmiştir. Sistem de gaz şarjının tam değerinde olduğu gözlenmiştir. Sistem 4 °C'de kapandığından 4,5 dakika sonra 6 °C'de çalışmaya başlamıştır. Tekrar soğutma işlemi gerçekleşmeye başladı ve ortalama 6 dakika da tekrar otomatik yapar hale gelmiştir. Üfleme sıcaklığı ise 2 °C'ye kadar düşmüştür. Kondenser fanı kapandığı andan itibaren soğutma performansını direk etkileyerek sistemin dengesi bozulmuştur. Üfleme sıcaklığı ve dijital termostatta gösterilen sıcaklıklarda artış gözlenmiştir. bu durumda soğutma sistemi istenilen sıcaklığa ulaşılmıştır. Gaz şarjının az olduğu tespiti yapılmıştır.

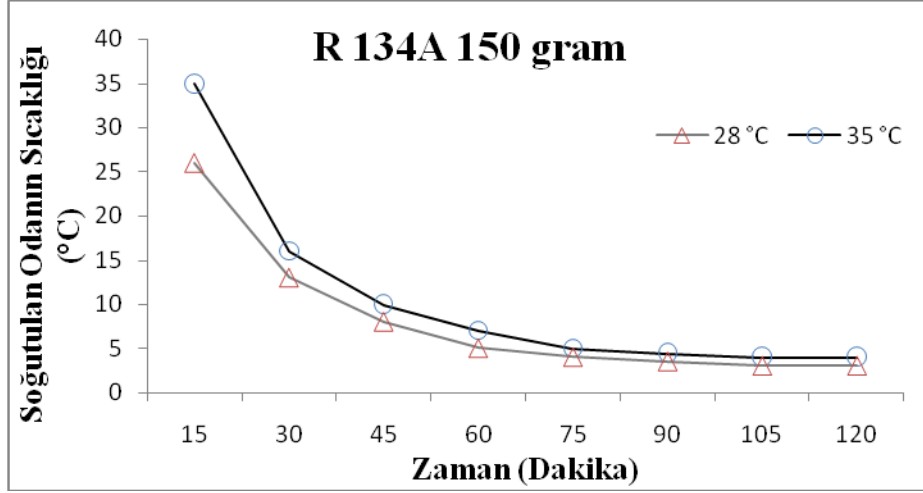


Şekil 5.11. 120 gram R 134A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 134A soğutucu akışkanlı 35 °C, 28 °C dış ortam sıcaklığı ve 150 gram gaz şarjı yapılmıştır. Her 15 dakikada bir kayıt altına alınmıştır.

Şekil 5.12'deki grafikte sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sıcaklık da belli bir düşüş gözlenmiştir. Grafik incelendiğinde sıcaklık değerlerinin 60 dakika sonunda eşitlendiği gözlenmiştir. Daha sonraki dakikalarda ise sıcaklık değerleri arasında fazla bir fark görülmemiştir. Aradaki 1 derecelik fark ise ortam sıcaklık değerinin fazla olmasından dolayı olduğu gözlenmiştir.

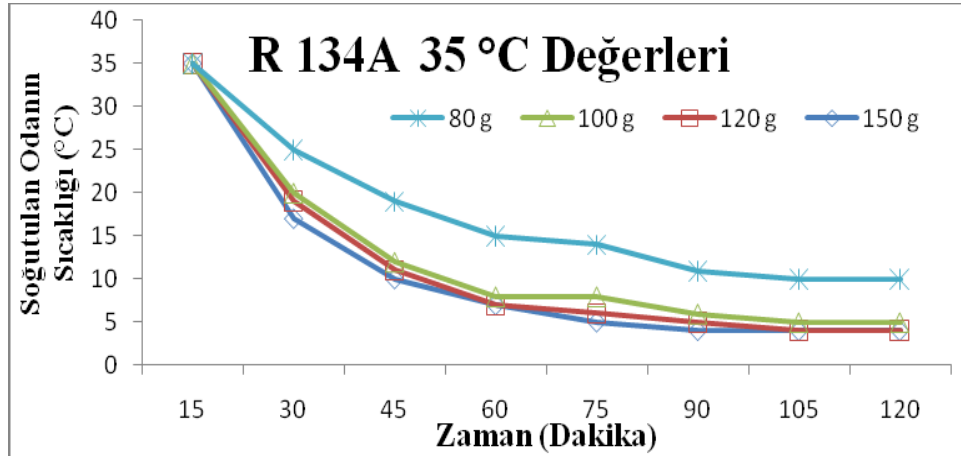
Soğutma sistemindeki görsel değişimler ise kompresör normal sıcaklıkta olduğu gözlenmiştir. Basma hattı sıcaklık değerinde arttığı gözlenmiştir. 75 dakika sonunda sistem dijital termostatta ayarlanan sıcaklığa gelmiştir. Oda sıcaklığı 4 °C'de dijital termostat tarafından kesildiği için sıcaklık sabitlenmiştir. Sistem de gaz şarjının tam değerinde olduğu gözlenmiştir. Sistem 4 °C'de kapandığından 4,5 dakika sonra 6 °C'de çalışmaya başlamıştır. Tekrar soğutma işlemi gerçekleşmeye başladı ve ortalama 6,5 dakikada tekrar otomatik yapar hale gelmiştir. Üfleme sıcaklığı ise 1,4 °C'ye kadar düşmüştür. Kondenser fanı kondenser ısıyı yüksek olduğundan dolayı kapatılmamıştır. Sistem 4 °C'ye geldikten sonra dijital termostat devreyi durdurmuştur. Ancak evaporatör fanları çalışmasını devam ettirmiştir.



Şekil 5.12. 150 gram R 134A soğutucu akışkan şarjı yapılan deney düzeneğinin sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 134A soğutucu akışkanlı 35 °C dış ortam sıcaklığı ve 80, 100, 120, 150 gramlarda gaz şarjı yapılmıştır. Her 15 dakikada bir kayıt altına alınmıştır.

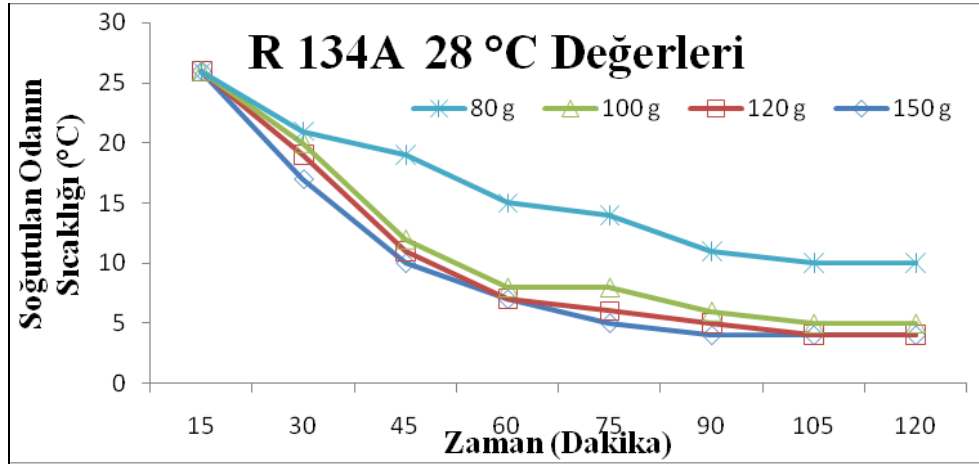
Şekil 5.13'deki grafikte sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sıcaklıklar da belli bir düşüş gözlenmiştir. Grafik değerleri incelendiğinde sıcaklık değerleri soğutucu akışkan miktarı ile doğru orantıda olduğu gözlenmiştir. En düşük sıcaklık 120 ve 150 gram da, en yüksek sıcaklık değeri de 80 gramdır. İki farklı sıcaklıkta istenilen değere ulaşılmasına rağmen görsel değişimler 150 gram gaz şarjında daha normal olduğu gözlenmiştir. Bu durumda en ideal soğutucu akışkan miktarı olarak 150 gram soğutucu akışkanın ideal bir miktar olduğu gözlenmiştir.



Şekil 5.13. Farklı soğutucu akışkan gramlarında 35 °C dış ortam sıcaklık grafiği.

- ❖ R 134A soğutucu akışkanlı 28 °C dış ortam sıcaklığı ve 80, 100, 120, 150 gramlarda gaz şarjı yapılmıştır. Her 15 dakikada bir kayıt altına alınmıştır.

Şekil 5.14'deki grafikte sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sıcaklıklar da belli bir düşüş gözlenmiştir. Grafik değerleri incelendiğinde sıcaklık değerleri soğutucu akışkan miktarı ile doğru orantıda olduğu gözlenmiştir. En düşük sıcaklık 120 ve 150 gram da, en yüksek sıcaklık değeri de 80 gramdır. Soğutucu akışkanın miktarında ki farklılıkların sıcaklık değerleri farklarında da fazla değişim göstermemiştir. İki farklı sıcaklıkta istenilen değere ulaşılmasına rağmen görsel değişimler 150 gram gaz şarjında daha normal olduğu gözlenmiştir. Bu durumda en ideal soğutucu akışkan miktarı olarak 150 gram soğutucu akışkanın ideal bir miktar olduğu gözlenmiştir.



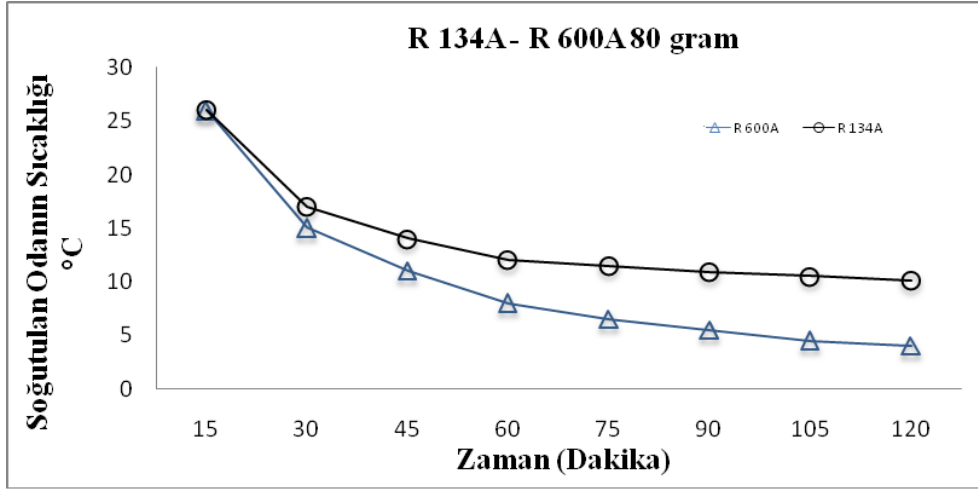
Şekil 5.14. Farklı soğutucu akışkan gramlarında 28 °C dış ortam sıcaklık grafiği.

5.3. R 134A VE R 600A SOĞUTUCU AKIŞKANI KULLANILARAK YAPILAN DENEYLERİN GRAFİKLERLE KARŞILAŞTIRILMASI

- ❖ R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı sistemde 28 °C dış ortam sıcaklığında ve 80 gram gaz şarjı yapılmıştır.

Şekil 5.15'deki grafikte sistemde test edilen aynı gramajda gaz şarjı yapılarak test edilen sistemde 80 gram gaz şarjı yapılarak grafikteki değerler elde edilmiştir. R 600A soğutucu akışkanı ile istenilen sıcaklığa ulaşılmasına rağmen grafiğe bakıldığında R 134A soğutucu akışkanını istenilen sıcaklığa ulaşamadığı

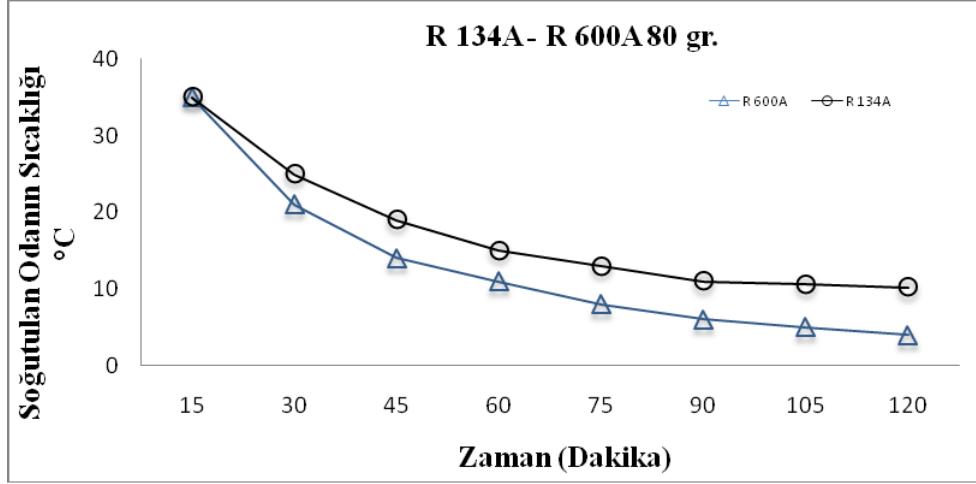
görülmüştür. Zamanlar göz önüne alındığında sistem çalışması başladığından itibaren soğutma değerlerinde R 600A soğutucu akışkanında daha bariz bir ısı düşüşü görülmüştür. Ancak bu sisteme ve gramaja en uygun soğutucu akışkan R 600A olarak belirlenmiştir. R 134A soğutucuyla yapılan 80 gramlık test soğutma sisteminde bazı sorunlar ortaya çıkartmıştır. Fakat bu durum R 600A soğutucu akışkanın da daha farklıdır, kompresörün ısı normal değerlerdedir. En önemli durum ise kompresörün çok sıcak olması olarak gözlenmiştir. Grafik incelendiğinde soğutma başladıktan sonra soğutucu akışkan eğrileri birbirinden ayrı şekilde hareket etmeye başlamıştır.



Şekil 5.15. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 80 gramlı 28 °C sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı sistemde 35 °C dış ortam sıcaklığında ve 80 gram gaz şarjı yapılmıştır.

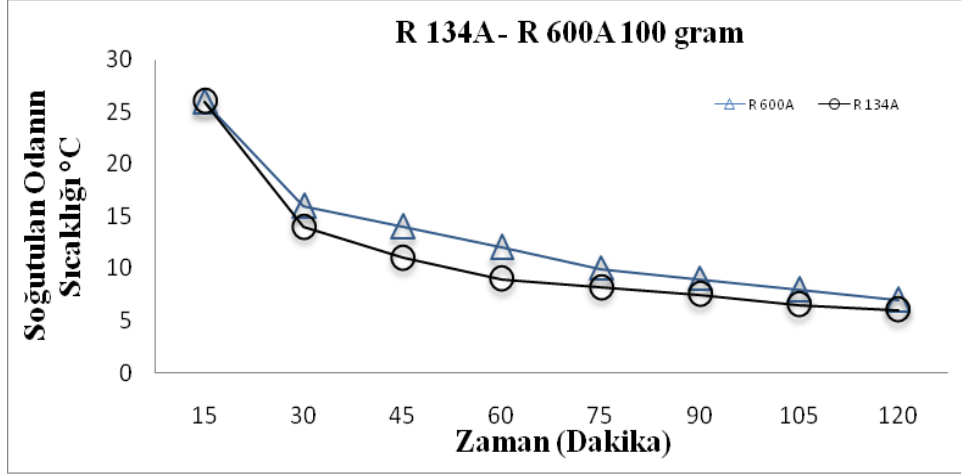
Şekil 5.16'daki grafikte sistemde test edilen aynı gramajda gaz şarjı yapılarak test edilen sistemde 80 gram gaz şarjı yapılarak grafikteki değerler elde edilmiştir de aynı gaz şarjında ancak dış ortam sıcaklığı 35 °C olması sistem soğutmasına etki göstermemiştir. Sistem tekrar aynı soğutma zamanında 4 °C sıcaklığa ulaşmıştır.



Şekil 5.16. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 80 gramlı 35 °C sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı sistemde 28 °C dış ortam sıcaklığında ve 100 gram gaz şarjı yapılmıştır.

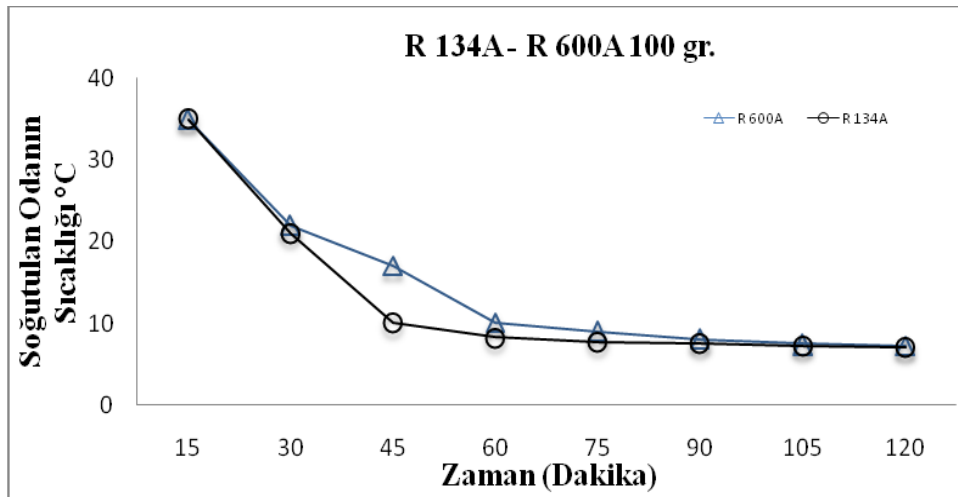
Şekil 5.17'deki grafikte sistemde test edilen aynı ağırlıkta gaz sarjı yapılarak test edilen sistemde 100 gram gaz şarjı yapılarak grafikteki değerler elde edilmiştir. R 600A soğutucu akışkanı ile R 134A soğutucu akışkanının istenilen sıcaklığa ulaşamadığı görülmektedir. Zamanlar göz önüne alındığında sistem çalışması başladığından itibaren soğutma değerlerinde ilk 60 dakika düzenli bir düşme gözlenirken diğer zamanlarda düşmesi azalmakta ve 6 °C'de sabitlenmiştir. Grafikteki gözleme göre R 600A ve R 134A soğutucu akışkan şarjında R 600A soğutucu akışkanı gaz sarjı fazla olduğu, R 134A soğutucu akışkanında gaz şarjının az olduğu tespit edilmiştir. Görsel değişimler de göz önüne alındığında R 134A soğutucu akışkanlı soğutma sisteminde bazı bölümlerde aşırı ısınma gözlenirken R 600A soğutucu akışkanlı soğutma sisteminde bu durum tam tersi bir şekilde hal göstermiştir. R 600A soğutucu akışkanında hissedilen görsel değişim sıcaklıkları özellikle kompresör kısmı soğuma yapmıştır. R 134A soğutucu akışkanın da ise bu durum kompresörde aşırı ısınma olarak tespit edilmiştir. Bu durumda grafik 5.17'den görüldüğü gibi istenilen soğutucu miktarının iki soğutucu akışkanda da istenilen değerlerde olmadığı gözlenmiştir.



Şekil 5.17. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 100 gramlı 28 °C sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı sistemde 35 °C dış ortam sıcaklığında ve 100 gram gaz şarjı yapılmıştır.

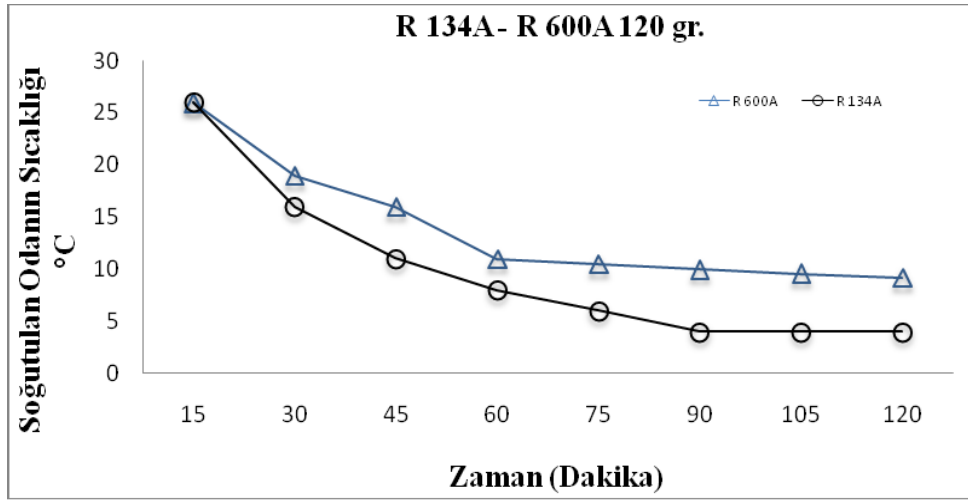
Şekil 5.18'deki grafikte de aynı gaz şarjında ancak dış ortam sıcaklığı 35 °C olması sistem soğutmasına etki göstermemiştir. Sistem tekrar aynı soğutma zamanında düşme gösterirken R 600A soğutucu akışkanı ve R 134A soğutucu akışkanı aynı sıcaklık değerleri göstermiştir. Sıcaklık değerleri sadece 45. dakikada farklılık göstermiştir.



Şekil 5.18. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 100 gramlı 35 °C sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı sistemde 28 °C dış ortam sıcaklığında ve 120 gram gaz şarjı yapılmıştır.

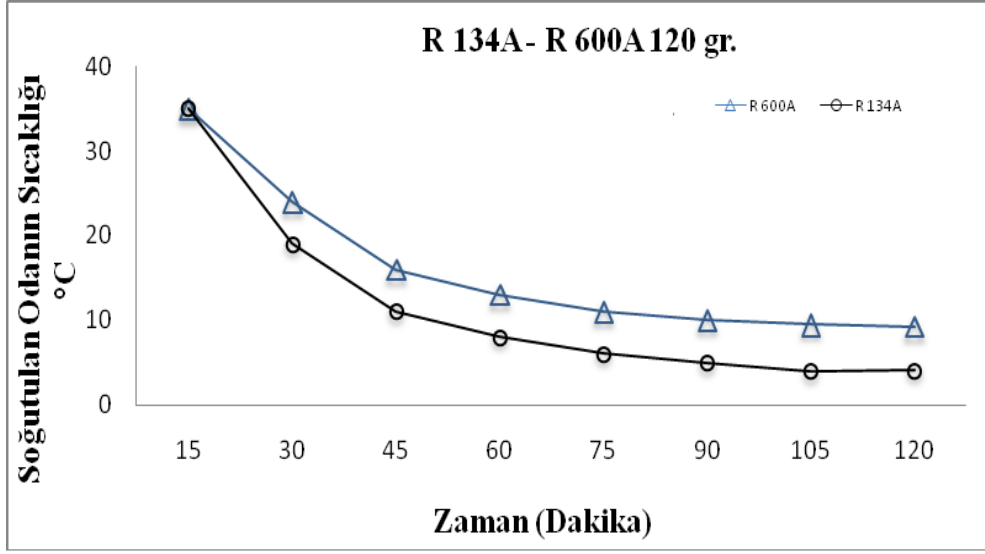
Şekil 5.19'daki grafikte sistemde aynı ağırlıkta gaz şarjı yapılarak test edilen sistemde 120 gram gaz şarjı yapılarak grafikteki değerler elde edilmiştir. R 600A soğutucu akışkanının istenilen sıcaklığa ulaşamadığı görülmüştür. R 134A soğutucu akışkanının sıcaklık değerlerine bakıldığında istenilen sıcaklığa ulaştığı gözlenmiştir. R 600A soğutucu akışkanında gaz şarjının fazla olduğu tespit edilmiştir. R 134A soğutucu akışkanında ise gaz şarjı istenilen değere ulaşmasına rağmen şarjın az olduğunu göstermiştir.



Şekil 5.19. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 120 gramlı 28 °C sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı sistemde 35 °C dış ortam sıcaklığında ve 120 gram gaz şarjı yapılmıştır.

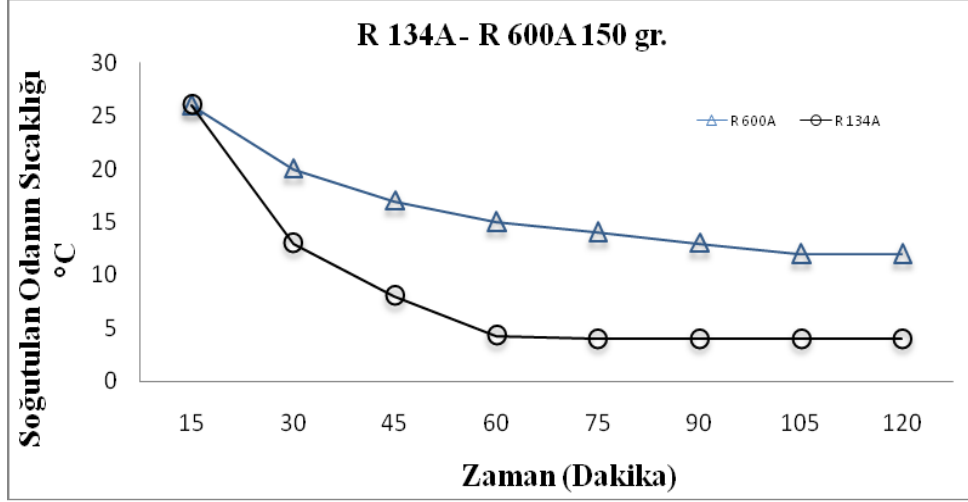
Şekil 5.20'deki grafikte de aynı gaz şarjında ancak dış ortam sıcaklığı 35 °C olması sistem soğutmasına etki göstermemiştir. Sistem tekrar aynı soğutma zamanında 10 °C sıcaklığa ulaşmıştır. Sadece R 134A soğutucu akışkanının 4 °C sıcaklığa ulaşmıştır. Grafikteki şekle göre R 600A ve R 134A soğutucu akışkan şarjında R 600A soğutucu akışkan şarjının fazla olduğu tespit edilmiştir. R 134A soğutucu akışkanında ise gaz şarjı istenilen değere ulaşmasına rağmen bazı durumlar şarjın az olduğunu göstermiştir.



Şekil 5.20. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 120 gramlı 35 °C sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı sistemde 28 °C dış ortam sıcaklığında ve 150 gram gaz şarjı yapılmıştır.

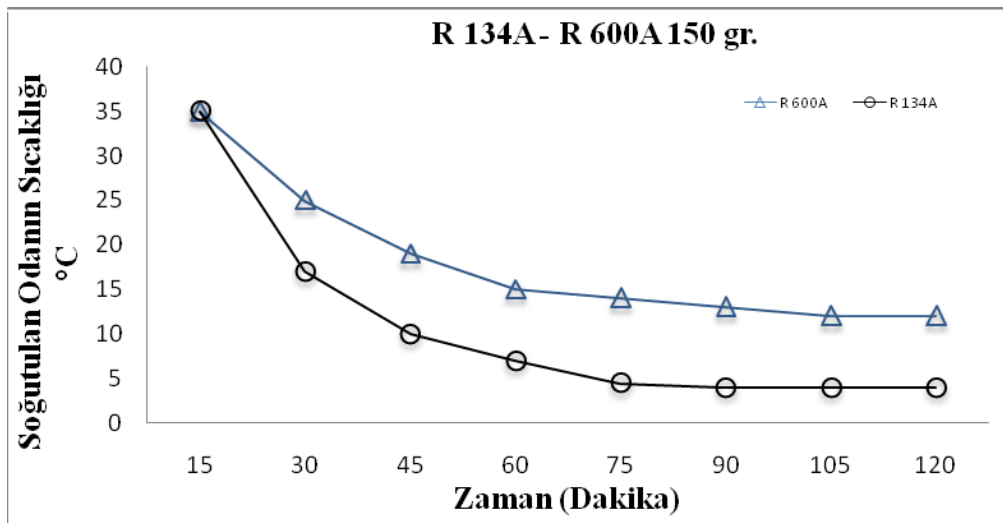
Şekil 5.21'deki grafikteki sistemde test edilen aynı gramda gaz şarjı yapılarak test edilen sistemde 150 gram gaz şarjı yapılarak grafikteki değerler elde edilmiştir. R 600A soğutucu istenilen sıcaklığa ulaşamadığı görülmüştür. Grafikteki şekle göre R 600A ve R 134A soğutucu akışkan şarjında R 600A soğutucu akışkan şarjı fazla olduğu tespit edilmiştir. R 134A soğutucu akışkanının sıcaklık değerine 60 dakika içinde ulaştığı görülmüştür. Bu durum R 134A soğutucu akışkanı için en ideal soğutucu miktarı olarak belirlenmiştir. Soğutma sistemindeki malzemelerin ısılarına bakıldığında sıcaklıkların normal değerlerde olduğu gözlenmiştir.



Şekil 5.21. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 150 gramlı 28 °C sıcaklık ve zaman grafiği.

- ❖ R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı sistemde 28 °C dış ortam sıcaklığında ve 150 gram gaz şarjı yapılmıştır.

Şekil 5.22'deki grafikte de aynı gaz şarjında ancak dış ortam sıcaklığı 35 °C olması sistem soğutmasına etki göstermemiştir. Sistem tekrar aynı soğutma zamanında düşme gösterirken R 600A soğutucu akışkanında 12 °C sıcaklığa ulaşmıştır. Sadece R 134A soğutucu akışkanı 4 °C sıcaklığa ulaşmıştır. Bu durumda R 134A soğutucu akışkanının gaz şarjının normal değerlerde olduğu gözlemlenmiştir.



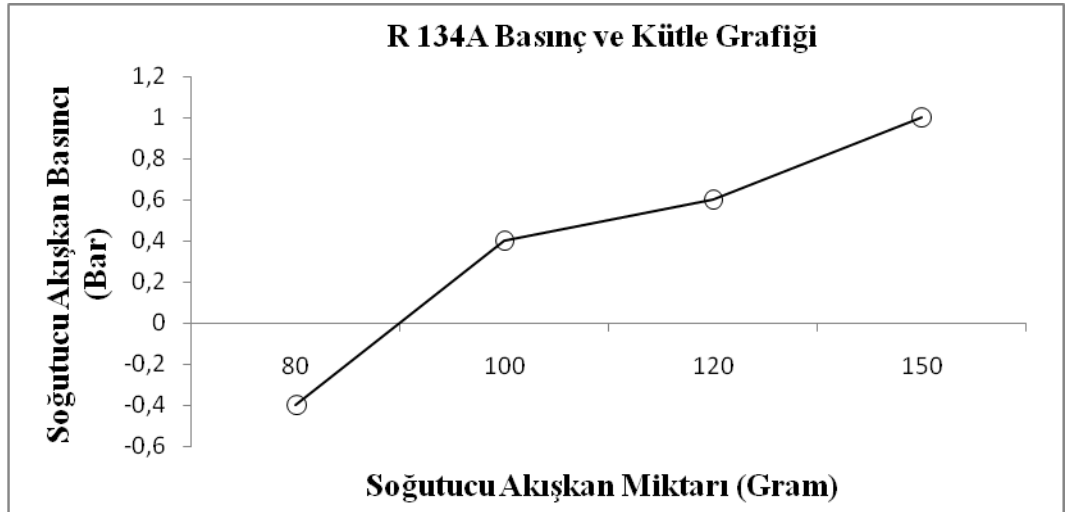
Şekil 5.22. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlı 150 gramlı 35 °C sıcaklık ve zaman grafiği.

5.4. R 134A VE R 600A SOĞUTUCU AKIŞKANI KULLANILARAK YAPILAN DENEYLERİN BASINÇ VE KÜTLE GRAFİKLERİ

Soğutucu sisteminde test edilen diğer bir durum ise soğutucu dolaba şarj edilen soğutucu akışkanın miktarının manometrede gösterilen basınç değerine karşılık gelen ölçüler tespit edilip grafiklerde gösterilmiştir.

❖ R 134A soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan basınç ve kütle grafikleri

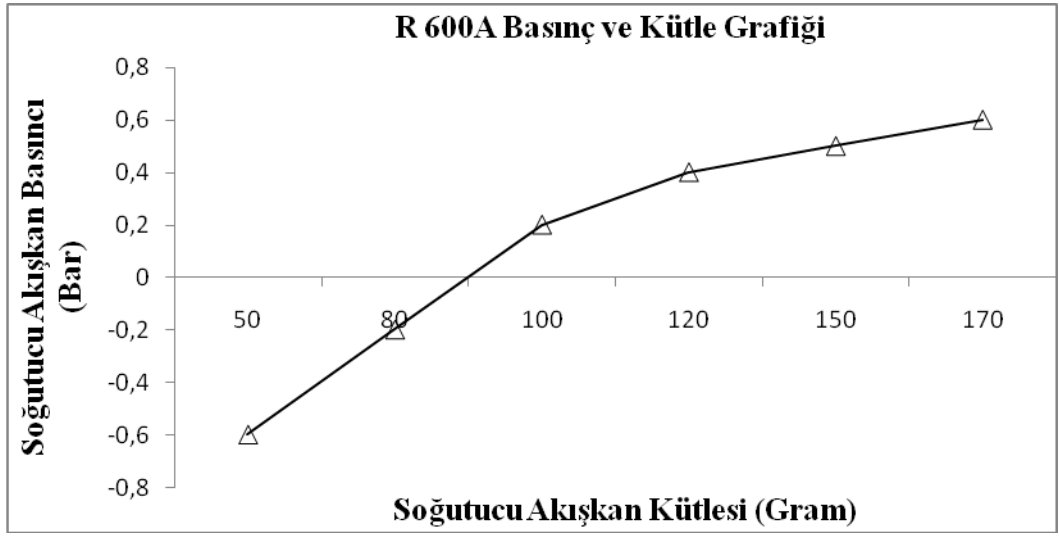
R 134A soğutucu akışkanının Şekil 5.23’de görüldüğü gibi 4 farklı gaz şarjı testi yapılarak manometreden basınç değerleri alınmıştır. Soğutucu akışkan 80 gramdan başlayıp 20 gram farklarla verilmiştir. Bu değerlere göre basınç değerleri alındığında gaz miktarı yükseldikçe basıncında arttığı gözlemlenmiştir. Basıncın 0 bar basınçtan düşük olduğu zaman sistem vakumda çalıştığı için sisteme zarar verebilir ve bu durumda 80 gram soğutucu akışkan sıcaklık testinde gaz şarjının az olduğu kanısına varılmıştır. Diğer soğutucu akışkan şarjları yapıp sistemin testine devam edilip grafikteki değerler tespit edilmiştir.



Şekil 5.23. R 134A soğutucu akışkanının basınç ve kütle grafiği.

❖ R 600A soğutucu akışkanını kullanarak yapılan basınç ve kütle grafikleri

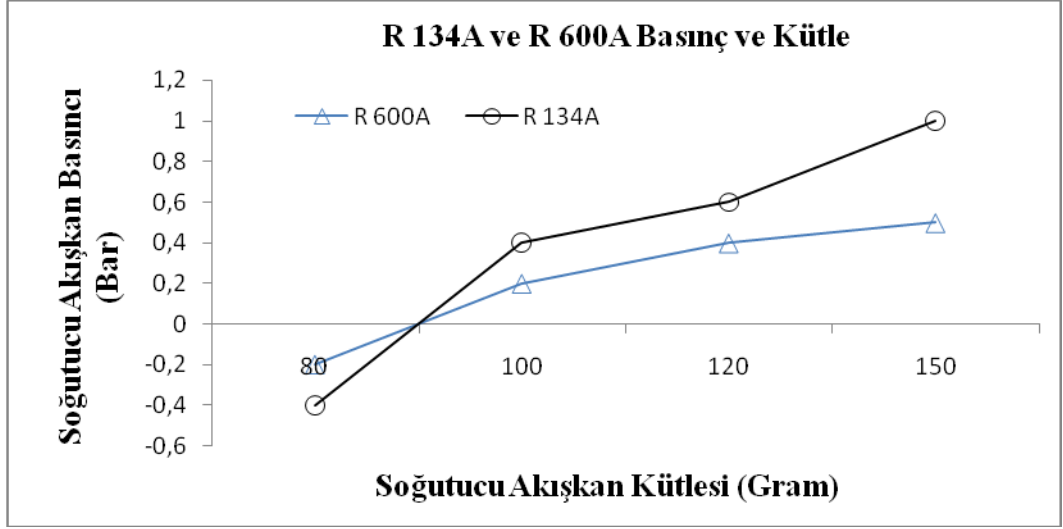
R 134A soğutucu akışkanının Şekil 5.24’de görüldüğü gibi 6 farklı gaz şarjı testi yapılarak manometreden basınç değerleri alınmıştır. Soğutucu akışkan 50 gram test şarjıyla başlayıp sırasıyla 80, 100, 120, 150, 170 gram gaz şarjı yapılarak alçak basınç manometresinden basınç değerleri alınmıştır. Grafik değerleri oluşturmada sisteme şarj edilen soğutucu akışkanın soğutma sistemi çalışırken bu değerler alınmıştır.



Şekil 5.24. R 600A soğutucu akışkanının basınç ve kütle grafiği.

❖ R 134A ve R 600A Soğutucu Akışkanları Kullanılarak Yapılan Basınç ve Kütle Grafikleri.

R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlarının basınç ve kütle grafiği Şekil 5.25.’deki değerleri belirlenip işaretlenmiştir. Grafiği incelediğimizde R 134A soğutucu akışkanın R 600A soğutucu akışkana göre daha belirgin bir yükselme gözlemlenmiştir. R 134A soğutucu akışkanlı eğri daha belirgin bir yükselme göstermiştir. R 600A soğutucu akışkanı ise yükselme göstermiştir. Grafiğe göre akışkan miktarı arttıkça basınç yükselmektedir.



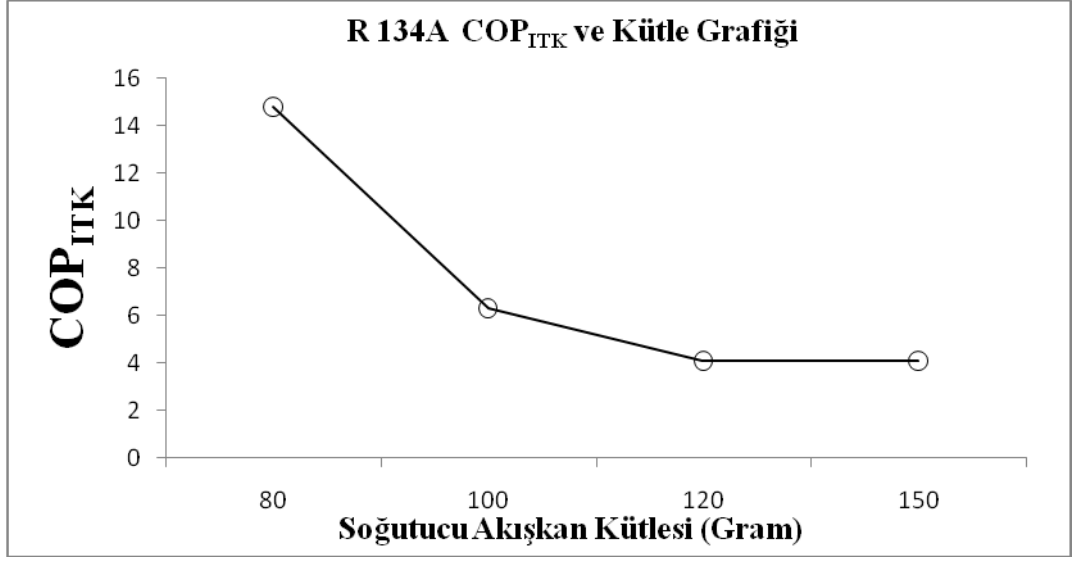
Şekil 5.25. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlarının basınç ve kütle grafiği.

5.5. R 134A VE R 600A SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN COP_{ITK} VE SOĞUTUCU AKIŞKAN MİKTARININ GRAFİKLERİ

Soğutucu sisteminde test edilen diğer bir durum ise soğutucu dolaba şarj edilen soğutucu akışkanın miktarının COP_{ITK} değerine karşılık gelen ölçüler tespit edilip grafiklerde gösterilmiştir. Şekillere göre soğutma performansı en yüksek olan soğutucu akışkan miktarlarında COP_{ITK} değerinin en düşük seviyede olduğu tespiti yapılmıştır.

❖ R 134a soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan COP_{ITK} ve kütle grafikleri

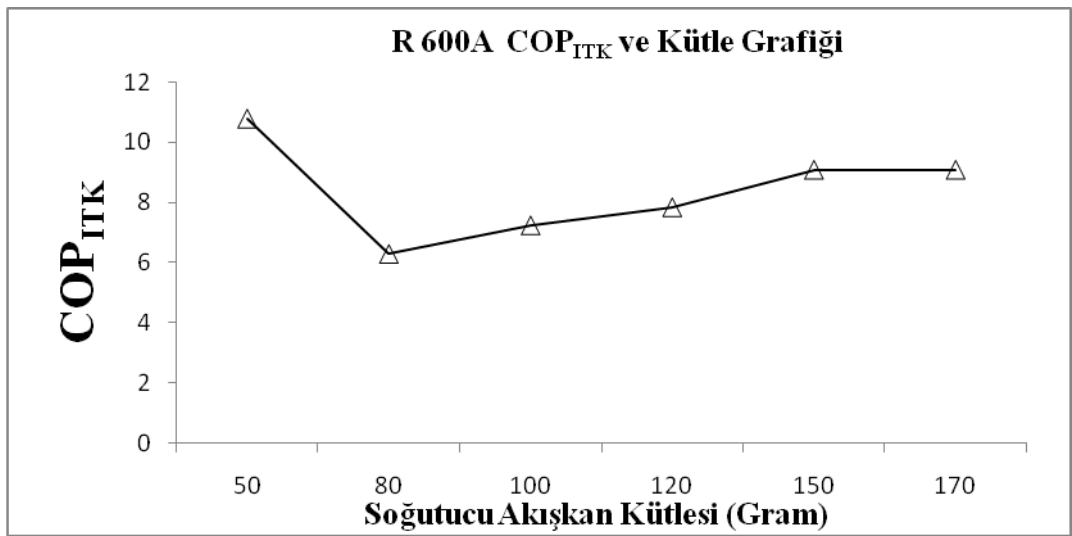
R 134A soğutucu akışkanlı COP_{ITK} değerleri Şekil 5.26'deki grafikte verilmiştir. Grafik incelendiğinde soğutucu akışkan artışı COP_{ITK} değerini düşürmüştür. En uygun COP_{ITK} değeri 120, 150 gram gaz şarjında ulaşıldığı tespit edilmiştir. 80 gram şarj ile COP_{ITK} değeri çok yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu durumda en uygun değerlerin son iki ağırlık miktarında olduğu gözlenmiştir. Ayrıca R 134A soğutucu akışkanın bu tür sistemlerde kullanıldığında en uygun soğutucu akışkan miktarlarıdır. Deneyle aşamasında yapılan gözlemler grafikte verilmiştir.



Şekil 5.26. R 134A soğutucu akışkanını kullanılarak yapılan COP_{ITK} ve kütle grafiği.

❖ R 600A Soğutucu Akışkanını Kullanılarak Yapılan COP_{ITK} ve Kütle Grafikleri

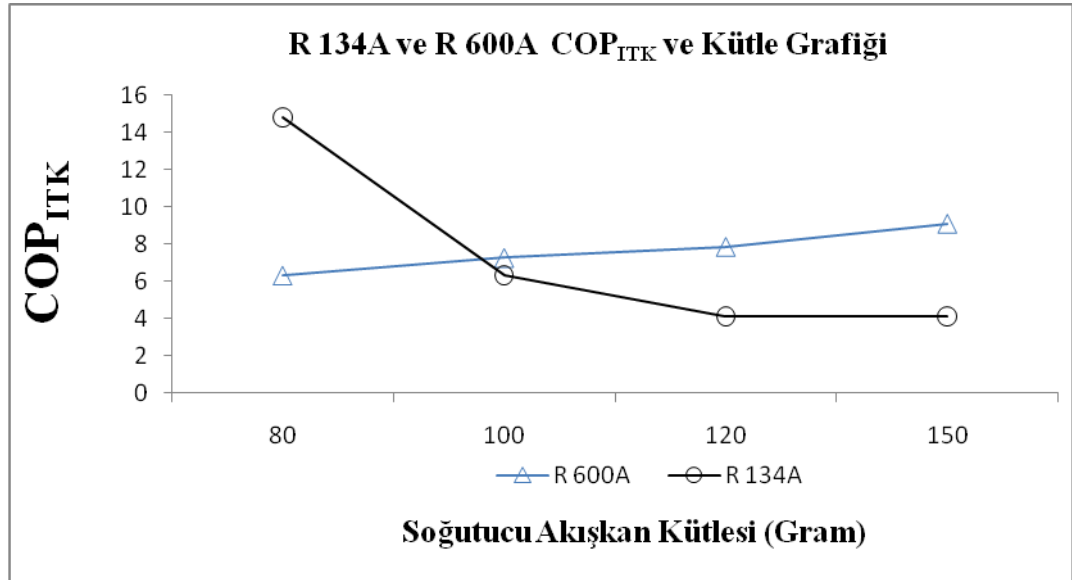
R 600A soğutucu akışkanlı COP_{ITK} değerleri Şekil 5.27'deki grafikte verilmiştir. Grafik incelendiğinde soğutucu akışkan miktarı ile COP_{ITK} değeri hesaplanmıştır. Sistemin sıcaklık grafiği incelendiğinde 80 gram soğutucu akışkan şarjı en düşük COP_{ITK} değerine ulaşmıştır. Diğer gaz şarjı değerlerinde COP_{ITK} yüksek olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.27. R 600A soğutucu akışkanını kullanılarak yapılan COP_{ITK} ve kütle grafiği.

- ❖ R 134A ve R 600A soğutucu akışkanları kullanılarak yapılan COP_{ITK} ve kütle grafikleri

R 134A ve R 600A soğutucu akışkanlarının COP_{ITK} değerleri Şekil 5.28'deki grafikte verilmiştir. Grafik incelendiğinde R 134A soğutucu akışkanın eğrileri incelendiğinde soğutucu akışkan miktarı arttıkça COP_{ITK} değerinde düşüş gözlenmiştir. Ancak 120 ve 150 gram soğutucu akışkan miktarlarında bu değer aynı olduğu gözlemlenmiştir. R 600A soğutucu akışkan eğrileri incelendiğinde ise soğutucu akışkan miktarı arttıkça COP_{ITK} değerinde yükselme gözlenmiştir. Eğriler incelendiğinde R 600A ve R 134A soğutucu akışkanlarının 100 gram olan kütle değerinde birbirine yakın bir COP_{ITK} değeri vermiştir.



Şekil 5.28. R 134A ve R 600A soğutucu akışkanları kullanılarak yapılan COP_{ITK} ve kütle grafiği.

Wongwises ve Chimres çalışmasında sisteme 60g R 600A şarjı yapılırken, R134A Şarjı 120g'dır. Bu nedenle HC karışımının daha ekonomik olduğu da söylenebilir. Ayrıca COP değeri R 600A soğutucu akışkanın R 134A'dan daha yüksek bir değerde olduğunu göstermişlerdir [21].

Başka bir çalışmada ise Wongwises ve ark. araç iklimlendirme sisteminde yaptıkları deneysel çalışmada %50/40/10 oranında R290/R600/R600A karışımının R134A'dan

daha düşük kompresör deşarj sıcaklığı ve basıncı gösterdiğini, 4-6 °C evaporatör sıcaklığında R134A'dan %16.5 daha yüksek COP değerine sahip olduğunu göstermişlerdir [21].

Literatür araştırmaları incelendiğinde grafik değerleri ve literatür değerleri birbirine benzerlik göstermektedir. R 134A soğutucu akışkanı sistem için daha düşük bir COP değeri olduğu gösterilmiştir.

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1. SONUÇLAR

Sistemin ağustos ve ekim aylarında R134A ve R600A soğutucu akışkanla farklı miktarlarda şarjı yapılarak test edilip incelenmiştir. Yukarıdaki grafik değerleri incelendiğinde iki soğutucu akışkanın farklı gramajlarda değişik performanslar sergilediği gözlemlenmiştir. İlk olarak R 134A gazının her 15 dakikada dereceleri alınan incelemelerde R 134A soğutucu akışkanın daha verimli olduğu ve bazı farklı değerlerde bile 4 °C'ye ulaştığı gözlemlenmiştir. Bu durumda soğutucu akışkan farklı gramajlarda bile kararlılığını göstermiştir. Ancak 80 gram soğutucu akışkan şarjı yapılmış sistemde soğutma performansı çok düşmüş ve soğutma ünitesine zarar verecek durumlar gözlemlenmiştir. Kompresör 80 gram şarjla iki saat çalışmış aşırı ısınmış olduğundan daha düşük gramajda bir test yapılmamıştır.

R 600A soğutucu akışkanın farklı miktarlardaki gaz şarjı yapılarak incelenmiştir. Yukarıdaki grafiklerde R 600A gazının her 15 dakikada alınan test değerleri 2 saat boyunca sürmüştür. Alınan değerler grafikte incelendiğinde R 600A soğutucu akışkanı sadece 80 gram şarjda istenilen dereceye ulaştığı gözlemlenmiştir Bu durum R 600A soğutucu akışkan gramajına çok dikkat edileceğini göstermiştir. Sistem için gerekli soğutucu akışkan iyi hesaplanmalı ve sistem şarjı yapılmalıdır. Ayrıca gaz şarjı yapılan sistemin otomatik yapana kadar kontrol altına olması gerekmektedir. Grafiklerdeki diğer gramajlar incelendiğinde fazla gaz şarjı tespiti yapılmış ve soğutma performansı istenen değere gelmemiş olup kompresörün soğuk kalmasına ve terleme yapmasına neden olmuştur. R 134A gazının farklı gramajlardaki verimleri göze alındığında R 600A soğutucu akışkana göre daha etkili olduğu gözlemlenmiştir. R 134A soğutucu akışkanı farklı gramajlarda verim alınırken sistem otomatik yaptığı anda iki dolabın aynı özelliklerde olmasına rağmen R 134A gazının soğuk

ısısını attıktan sonra soğutucu akışkanın daha çabuk ısındığı ve sistem çalışmaya başladığında soğutmanın da hızlı bir şekilde başladığı gözlemlenmiştir.

R 600A soğutucu akışkanı ise R 134A soğutucu akışkanına göre daha uzun zamanda olduğu gözlemlenmiştir. Bu durumda R 600A soğutucu akışkanında elektrik tüketimi konusunda daha verimli olduğu gözlemlenmiştir.

R 134A ve R 600A soğutucu akışkanların gramaj değerleri incelendiğinde R 600A gazının 80 gramda istenilen değere ulaşmıştı. Bu durumda R 600A soğutucu akışkanın fiyatları göz önüne alındığında R 600A gaz gramajı bakımından daha avantajlı olduğunu göstermiştir.

R 134A ve R 600A soğutucu akışkanların COP ve kütleleri grafikleri incelendiğinde istenilen derecelere gelen miktarlardaki COP değerlerine bakıldığında R 134A soğutucu akışkanı 120 ve 150 gramlarda en düşük COP değerini verirken R 600A soğutucu akışkanı ise 80 gram soğutucu akışkanında en düşük COP değerine ulaşmıştır. R 134A soğutucu akışkanı % 16 daha düşük bir COP değeri bulunmuştur.

R 134A ve R 600A soğutucu akışkanların diğer bir karşılaştırılması ODP ve GWP değerleridir. Sistem performansları ayrı bir kenara doğaya vereceği zararlar ayrı bir kenarda inceleniyor. Protokole göre ODP' si fazla olan soğutucu akışkanlar 2010 yılında üretimi durdurulmuş. GWP' si fazla olan soğutucu akışkanlar 2040 yılına kadar üretimi durdurulacaktır. R 134A soğutucu akışkanın GWP 'si yüksek olduğu göz önüne alınırsa R 600A soğutucu akışkanda böyle zararlı bir durumlar olmadığından gelecekte kullanılmama kaygısı olmayan bir soğutucu akışkandır.

R 600A soğutucu akışkanın dezavantajı olarak yanıcı olması gösterilmektedir. Fakat bu durum sistem kapalı dizayn edilen bir sistem olmasından dolayı herhangi bir kötü durum teşkil etmemektedir. Sadece gaz şarjı yapılacak durumlarda çok dikkat edilmelidir.

6.2. ÖNERİLER

Soğutma sistemi üzerinde yapılan bu çalışmada soğutma sistemlerinde +6, -2 derecede kullanılan R 134A ve R 600A soğutucu akışkanın tasarlanan soğutma sistemi üzerinde testleri yapılmıştır. Tasarruflu cihazların önemli olduğu bu zamanlarda hem ekonomik bir soğutucu akışkan seçmek hem de dolabın herhangi bir arızası durumunda müdahalesi en hızlı bir şekilde müdahale edilecek biçimde tasarlanmalıdır.

Soğutma sisteminde kullanılan R 134A soğutucu akışkanı GWP değerinin yüksek olması ve 2040 yılına kadar piyasadan kaldırılacak olması soğutucu akışkanın kullanımını azaltabilir. Ancak R 134A akışkanının yanıcı olmaması soğutucu akışkanı daha geçerli kılabilir.

Soğutma sisteminde kullanılan R 600A soğutucu akışkanın sadece 80 gram gaz şarjı ile istenilen değere ulaştığı görülmüştür. Bu durum ise soğutucu akışkanın şarjı yapılırken çok dikkat edilmesi ve tartı yardımıyla bu işlemi yapılması daha uygun görülmüştür. Ayrıca gaz şarjı yapıldıktan sonra dolabın istenilen sıcaklığa ulaşana kadar takip edilmesi daha sağlıklı olabilir. Ayrıca soğutucu akışkanın yanıcı olduğu göz önüne alınırsa sistemde mutlaka içmeli gaz şarjı borusu olan inyon kullanılmalıdır. Eğer inyon kullanılmamışsa sistemde pinçof kullanımı çok tehlikelidir. Çünkü gaz şarjı borusunda inyon kullanılmadığında pinçofla sıkılıp kaynatma işleminin yapıyor olması çok riskli bir durum içermektedir.

KAYNAKLAR

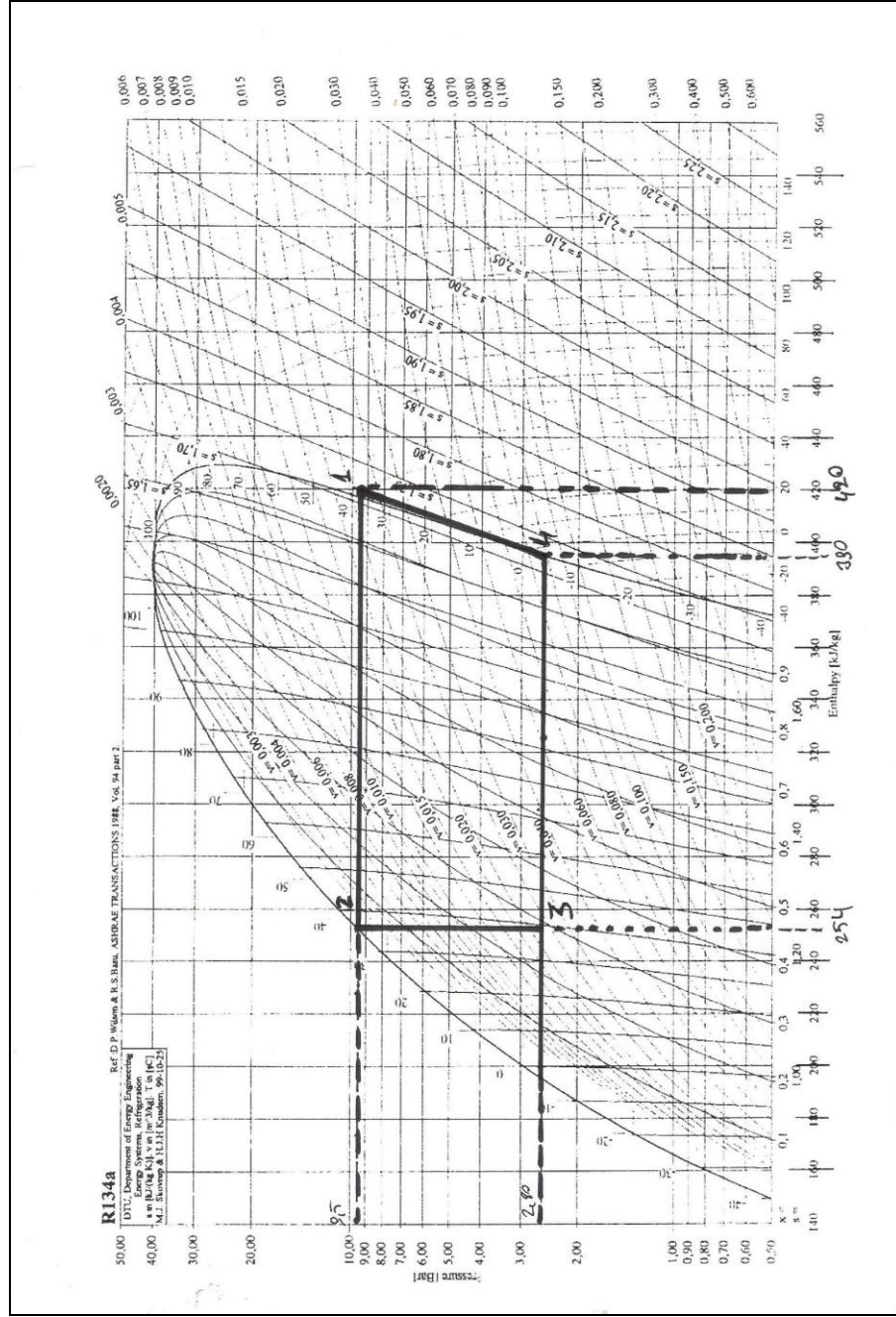
1. Altınok, İ., “R-508b gazı ile çalışan kaskat soğutma sisteminde kılcal boru boyunun analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 75-85 (2008).
2. Arcaklıoğlu, E. ve Erişen, A., “Soğutucu akışkan karışımlarının buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde termodinamik analizi”, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 2: 153-162 (2003).
3. Arcaklıoğlu, E. ve Özcan, H., “Alternatif soğutucu akışkanlar olarak çevre dostu hidrokarbonların kullanılması üzerine bir değerlendirme”, *International Advanced Technologies Symposium (IATS'11)*, Elazığ, 66-71 (2011).
4. Ataer, Ö. E., Özalp, M. ve Bıyıkoğlu, A., “Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri için soğutucu akışkan seçimi”, *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, Ankara, 481-488 (2001).
5. Ataer, Ö. E., Türkoğlu, H. ve Usta, H., “Küçük üretim kapasiteli ticari soğutucu üreticileri için CFC-12 yerine HFC-134a ve HFC-404A soğutucu akışkanların kullanımı”, *Türkiye Teknoloji Geliştirme Vakfı*, Ankara, 12: 10-30 (1999).
6. Bilir, N., Ersoy, H. K., ve Hepbaşı A., “Farklı soğutucu akışkanlar için genleştirici olarak ejektör kullanan kompresörlü soğutucunun performans analizi”, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 1317-1325 (2011).
7. Çolak, İ. ve Bayındır, R., “Elektrik Kumanda Devreleri”, *Seçkin Yayıncılık*, Ankara, 150-170 (2004).
8. Gürler, S., “R 134a ve R 600a Soğutucu akışkanlı ev tipi buzdolaplarında ekserji analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, 30-40 (2006).
9. Ji-Tian H., “Kritik ısı akışı için R 134A soğutucu akışkanını matematiksel modellerilmesi ve ölçeklendirilmesi”, *14. Uluslararası Isı Transferi Konferansı*, 1: 767-772 (2010).
10. Karamanlı, E., “Bir soğutma çevriminin deneysel olarak incelenmesi”, Bitirme Projesi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü*, İzmir, 20-30 (2007).

11. Karşlı, S. ve Özyurt, Ö., “Soğutma teknolojisi için alternatif soğutkanlar”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 18: 30-40 (2002).
12. Kılıçarslan, A. ve Tetik, T., “Azeotropik ve yakın azeotropik soğutucu akışkan karışımlarının karşılaştırılması”, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 1091-1099 (2011).
13. Kızıllkan, Ö., Şencan, A. ve Selbaş, R., “Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde aşırı soğutma ve aşırı kızdırma etkisinin ısıl ekonomik açıdan incelenmesi”, *Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Ankara, 21: 387-393 (2006).
14. Kızıllkan, Ö., “Alternatif soğutucu akışkanlı değişken hızlı kompresörlü bir soğutma sisteminin teorik ve deneysel olarak incelenmesi”, Doktora Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 80-90 (2008).
15. Koyun, T. ve Acar, M., “Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ve bu akışkanların ozon tabakası üzerine etkileri”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88: 46-53 (2005).
16. Odabaşoğlu, T., “Ticari soğutucularda alternatif soğutucu akışkan R-134a için kılcal boru uzunluğunun deneysel olarak belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 60-68 (2001).
17. Onat, A., İmal, M. ve İnan, A. T., “Soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkilerinin araştırılması ve alternatif soğutucu akışkanlar”, *Sütçü İmam Üniversitesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, Kahramanmaraş, 7: 32-38 (2004).
18. Sincar, S., “R134a Soğutucu akışkan ile çalışan ticari soğutucu tasarımı, imalatı ve performans deneyleri”, Yüksek Lisans Tezi, *Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Niğde, 50-60 (1999).
19. Söğüt, M. Z., Karakoç, H. ve Kılış, B., “Soğutucu akışkanların ekserji verimine bağlı çevresel performanslarının incelenmesi”, *International Advanced Technologies Symposium (IATS'11)*, Elazığ, 95-101 (2011).
20. Tilgiç, Ö., “R600a soğutkanlı soğutma devrelerinde kılcal boru akış özelliklerinin deneysel incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 65-75 (2006).
21. Wongwises and Chimves, “Experimental study of hydrocarbon mixtures to replace R 134A in a domestic refrigerator”, *Energy Conversion and Management*, 46: 85-100 (2005).

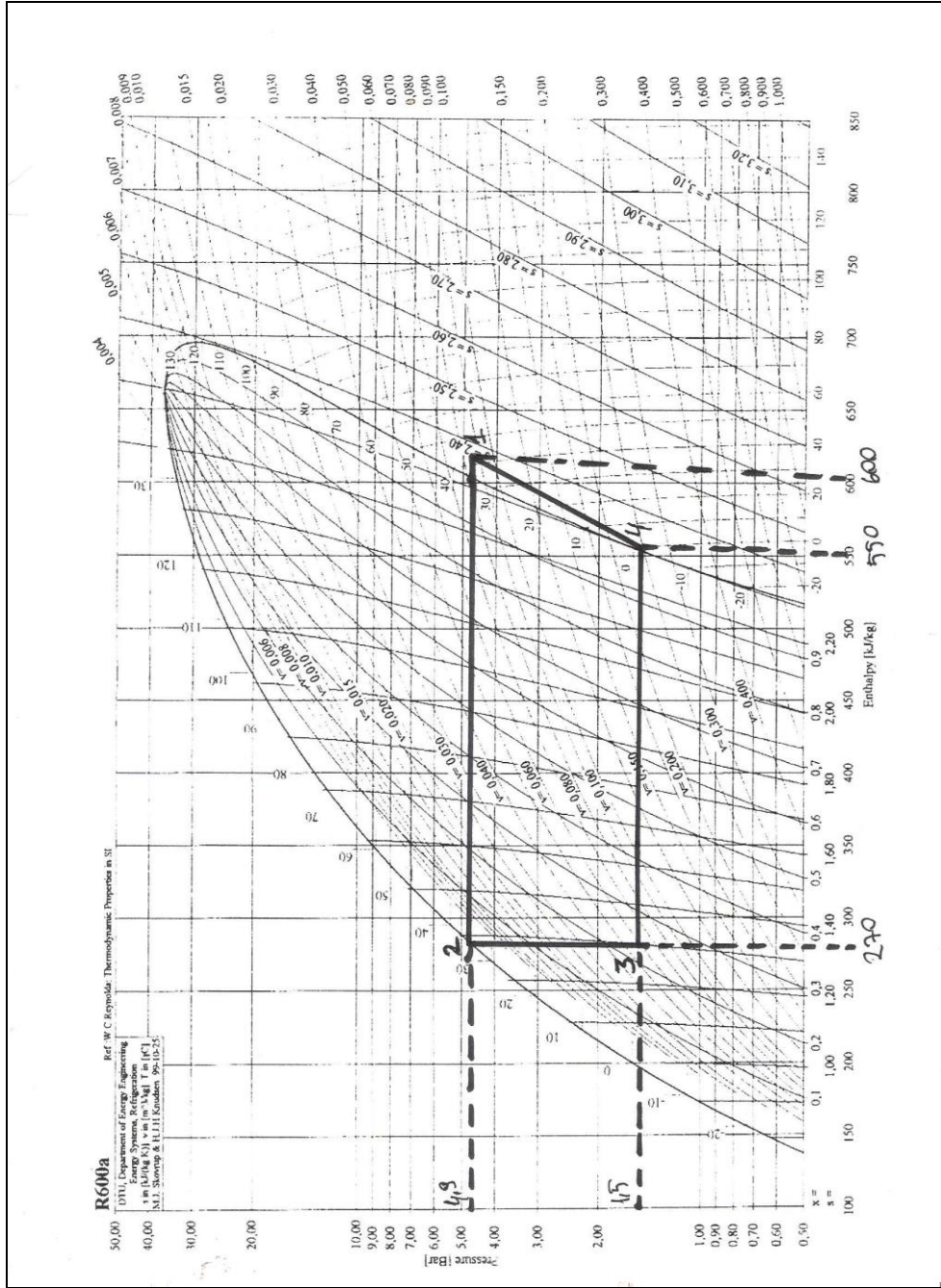
EK AÇIKLAMALAR A.

**YAPILAN DENEY DÜZENEĞİNİN P-H DİYAGRAMI ÇİZİMİ VE
RESMİNİN GÖSTERİLMESİ.**

Şekil EK A.1. R 134a soğutucu akışkanlı sistem içim hazırlanan diyagram çizimi.



Şekil EK A.2. R 600a soğutucu akışkanlı sistem içim hazırlanan diyagram çizimi.



Şekil EK A.3. Soğutma sisteminin resminin gösterilmesi.



ÖZGEÇMİŞ

25.07.1986 yılında İzmir'de doğdu. İlk öğrenimini, orta ve lise öğrenimini İzmir ilinde tamamladı. 2005 yılında Ege Üniversitesi İklimlendirme-soğutma bölümünde önlisans eğitimine başladı. 2007 yılında da DGS ile Karabük Üniversitesi Makine Eğitimi Bölümü Tesisat Öğretmenliği alanında lisans eğitimine başladı ve 2010 yılında mezun oldu. 2011 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği bölümünde yüksek lisans eğitimine başladı ve eğitime devam etmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : 4107 sokak no:16 kat :1

Karabağlar/İZMİR

Tel : 0541 895 14 22

E-mail : m-gorken@hotmail.com