

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BUZDOLAPLARINDA ALTERNATİF SOĞUTUCU
AKIŞKAN OLARAK L.P.G. KULLANILMASININ
DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI**

Serhat ŞENGÜR

Tez Yöneticisi:
Y. Doç. Dr. Mehmet ESEN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI

ELAZIĞ, 2005

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BUZDOLAPLARINDA ALTERNATİF SOĞUTUCU
AKIŞKAN OLARAK L.P.G. KULLANILMASININ
DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI**

Serhat ŞENGÜR

Yüksek Lisans Tezi
Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Bu tez, 23/09/2005 tarihinde aşağıda belirtilen jüri tarafından oybirliği /oyçokluğu ile başarılı /başarısız olarak değerlendirilmiştir.

Danışman: Y. Doç. Dr. Mehmet ESEN

Üye: Prof. Dr. Cengiz YILDIZ

Üye: Y. Doç. Dr. Celal SARSILMAZ

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun .28/09../2005... tarih ve 2005/33.....-5 sayılı kararıyla onaylanmıştır.

TEŐEKKÖR

Bu tez çalışmamda danışmanlığımı yapan ve çalışmanın başlangıcından sonuna kadar her aşamada katkılarını benden esirgemeyen sayın hocam Y. Doç. Dr. Mehmet ESEN'e en içten teőekkÖrlerimi ve saygılarımı sunarım. Ayrıca Makine MÖhendisliğinde Isı Tekniği alanında Dr. Mak. YÖk. MÖh. Ablam Meral ÖZEL'e yardımlarından dolayı teőekkÖr ederim. Deneylerin yapılmasında Önemli yardımlarını gördÖğÖm Arş. Gör. Mak. YÖk. MÖh. Hikmet ESEN'e de ayrıca sonsuz teőekkÖrlerimi sunarım.

Serhat şENGÖR

EylÖl, 2005,

Elazığ.



İÇİNDEKİLER

Sayfa no:

İÇİNDEKİLER.....	I
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	V
TABLolar LİSTESİ.....	VI
SEMBOLLER LİSTESİ.....	VII
ÖZET.....	VIII
ABSTRACT.....	IX
1.GİRİŞ.....	1
2.ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	3
3. SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	7
3.1. Katı Maddelerin Ergime Gizli Isısını Kullanarak Soğutma.....	7
3.2. Sıvı Maddelerin Buharlaşıma Gizli Isısından Yararlanarak Soğutma.....	7
3.3. Dondurucu Karışımlar Kullanarak Soğutma.....	8
3.4. Süblimleşme Isısından Yararlanarak Soğutma.....	8
3.5. Sürekli Gaz Yöntemi ile Soğutma.....	8
3.6. Absorbsiyon Yöntemi ile Soğutma.....	8
3.7. Buhar Sıkıştırma Yöntemi ile Soğutma.....	9
3.7.1. Evaporatörler.....	10
3.7.2. Kompresörler.....	10
3.7.2.1. Pistonlu Kompresörler.....	11
3.7.2.2. Rotatif Kompresörler.....	11
3.7.2.3. Turbo Kompresörler.....	12
3.7.2.4. Hermetik Kompresörler.....	12
3.7.2.4.1. Tam Hermetik Kompresörler.....	12
3.7.2.4.2. Yarı Hermetik Kompresörler.....	13
3.7.2.5. Vidalı Kompresörler.....	13
3.7.3. Kondenserler.....	13
3.7.4. Genleşme Valfları.....	14
4. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ.....	16
4.1. Yüksek Basınç Tarafı.....	19
4.2. Alçak Basınç Tarafı.....	20
4.3. Aşırı Isıtmanın Etkisi.....	20
4.4. Aşırı Soğutmanın Etkisi.....	21
4.5. Basınç Kayıplarının Etkisi.....	21

5. SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIMI	22
5.1. Soğutma Yükünün Hesaplanması	22
5.1.1. Isı İletimi Kazancının Hesaplanması	23
5.1.2. Işınım İle Isı Kazancının Hesaplanması	24
5.1.3. İnfiltrasyon Isı Kazancının Hesaplanması	24
5.1.4. Ürün ısısı	25
5.1.5. Soğutulan Ortamda Bulunan Cihazların Yayıdığı Isı	26
5.1.6. Sistem Elemanlarının Kapasitelerinin Belirlenmesi	26
5.1.6.1. Evaporatör Sıcaklığının Belirlenmesi	26
5.1.6.2. Kondenser Sıcaklığının Belirlenmesi	27
5.1.7. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi	27
5.1.7.1. Evaporatör Kapasitesi Ve Soğutucu Akışkanın Kütle Debisi	28
5.1.7.2. Kompresör Gücü	28
5.1.7.3. Kondenser Kapasitesi	29
5.1.7.4. Soğutma Etkinliği (COP)	29
5.1.7.5. Kılcal Boru Boyu	29
6. SOĞUTUCU AKIŞKANLARLA İLGİLİ BAZI KAVRAMLAR	31
6.1. Ozonu Tahrip Etme Potansiyeli (Ozone Depletion Potential-ODP)	31
6.2. Ozon Tabakasını İncelten Madde (Ozone Depleting Substance-ODS)	31
6.3. Küresel Isıtma Etkisi (Global Warming Effect-GWE)	31
6.4. Küresel Isıtma Potansiyeli (Global Warming Potential-GWP)	31
6.5. Zehirlilik Sınır Değeri (Threshold Limit Value-TLV)	31
6.6. Hacimsel Soğutma Kapasitesi	32
6.7. Saf Madde	32
6.8. Karışım	32
6.9. Azeotrop	32
6.10. Zeotrop	32
6.11. Sıcaklık Kayması	33
6.12. Yakın Azeotrop	33
6.13. Ayırışma	33
6.14. Normal Kaynama Noktası	33
6.15. Kritik Nokta	33
7. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN ÇEVRESEL ETKİLERİ	34
7.1. Bromoflorokarbonlar (Halonlar-BFC)	34
7.2. Hidrokarbon (HC)	35

7.3. Kloroflorokarbonlar (CFC)	35
7.4. Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC)	35
7.5. Hidroflorokarbonlar (HFC)	35
7.6. Hidrobromoflorokarbonlar (HBFC)	35
7.7. Metil Bromid (CH ₃ Br)	35
7.8. Metil Kloroform (CH ₃ CCl ₃)	36
7.9. Montreal Protokolü.....	36
7.10.Kyoto Protokolü.....	37
8. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR.....	38
8.1. Freon-11 (R-11) Soğutucu Akışkanın Özellikleri.....	38
8.2. Freon-12 (R-12) Soğutucu Akışkanın Özellikleri.....	41
8.3. Freon-22 (R-22) Soğutucu Akışkanın Özellikleri.....	42
8.4. R-134a Soğutucu Akışkanın Özellikleri.....	43
8.5. Doğal Soğutucu Akışkanlar.....	45
8.5.1. Karbondioksit (R 744 - CO ₂)	45
8.5.2. Amonyak (R 717 – NH ₃)	46
8.5.3. Hidrokarbonlar.....	47
8.5.3.1. Propan (R-290)	48
8.5.3.2. Bütan.....	48
8.5.3.3. İzobütan.....	48
8.5.3.4. LPG Soğutucu Akışkanı.....	50
8.6. Alternatif Soğutucu Akışkanların Seçimini Etkileyen Faktörler.....	52
8.6.1. Temin Edilebilirlik.....	52
8.6.2. Kararlılık.....	52
8.6.3. Termodinamik ve Fiziksel Özellikler.....	52
8.6.4. Kaynama Sıcaklığı.....	52
8.6.5. Kaynama Basıncı.....	53
8.6.6. Yoğuşma Basıncı.....	53
8.6.7. Özgül Hacim.....	53
8.6.8. Gizli Isı.....	53
8.6.9. Kritik Sıcaklık.....	54
8.6.10. Viskozite.....	54
8.6.11. Isı İletkenliği.....	54
8.6.12. Yanıcılık Özelliği.....	54
8.6.13. ODP Değeri.....	55

8.6.14. GWP Değeri.....	55
8.6.15. Zehirlilik zelliği.....	55
8.6.16. Soğutucu Akışkanın Fiyatı.....	55
8.6.17. Malzeme Uyumu.....	55
8.6.18. Yağlarla uyum.....	55
9. DENEYSEL ALIşMALAR.....	56
9.1. Deney Düzeneği.....	56
9.2. Hesaplamalar.....	57
9.3. Deney Sonuçları.....	58
10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	65
KAYNAKLAR.....	66
ZGEMİş	



ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa no:

Şekil 4.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin şematik görünümü.....	16
Şekil 4.2. İdeal buhar sıkıştırırmalı P-h diyagramı.....	17
Şekil 4.3. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı.....	18
Şekil 9.1. Deney setinin şematik görünüşü.....	56
Şekil 9.2. Buzdolabı performans katsayısının evaporatör yükü ile değişimi.....	58
Şekil 9.3. Alt bölme soğutucu akışkan sıcaklığının evaporatör yükü ile değişimi.....	59
Şekil 9.4. Üst bölme soğutucu akışkan sıcaklığının evaporatör yükü ile değişimi.....	60
Şekil 9.5. Kompresör güç tüketiminin evaporatör yükü ile değişimi.....	60
Şekil 9.6. Kondenser yükünün evaporatör yükü ile değişimi.....	61
Şekil 9.7. Kompresör volümetrik veriminin evaporatör yükü ile değişimi.....	62
Şekil 9.8. Soğutucu akışkan kütleli debisinin evaporatör yükü ile değişimi.....	62
Şekil 9.9. Soğutucu akışkan kompresör çıkış basıncının evaporatör yükü ile değişimi.....	63
Şekil 9.10. Soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının evaporatör yükü ile değişimi.....	63

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa no:

Tablo 8.1. Soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri.....	39
Tablo 8.2. Başlıca saf soğutucu akışkanlar.....	40
Tablo 8.3. Karşım ile elde edilmiş başlıca soğutucu akışkanlar.....	40
Tablo 8.4. R-11 soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri.....	41
Tablo 8.5. R-12 soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri.....	42
Tablo 8.6. R-22 soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri.....	43
Tablo 8.7. R-134a soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri.....	44
Tablo 8.8. CO2 soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri.....	46
Tablo 8.9. Amonyak (R-717) soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri.....	47
Tablo 8.10. R-290 (propan) soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri.....	49
Tablo 8.11. Bazı ülkelerde yaz ve kış aylarında LPG içerisindeki propan ve bütan oranları....	51
Tablo 8.12. Normal yaşamda ve ticari alanda kullanılabilecek LPG soğutucu akışkanları.....	51
Tablo 9.1. Deneylerde kullanılan buzdolabının teknik özellikleri.....	57

SEMBOLLER LİSTESİ

COP	: Soğutma performans katsayısı
h_1	: Soğutucu akışkanın kompresöre giriş entalpisi (kJ/kg)
h_2	: Soğutucu akışkanın kompresörden çıkış entalpisi (kJ/kg)
h_3	: Soğutucu akışkanın kondenserden çıkış entalpisi (kJ/kg)
m	: Soğutucu akışkan kütle debisi (kg/sn)
P_1	: Soğutucu akışkanın kompresöre girişteki basıncı (MPa)
P_2	: Soğutucu akışkanın kompresörden çıkıştaki basıncı (MPa)
P_3	: Soğutucu akışkanın kondenserden çıkıştaki basıncı (MPa)
Q_c	: Kondenser yükü (W)
Q_e	: Evaporatör yükü veya elektrikli ısıtıcı kapasitesi (W)
q_e	: Efektif soğutma kapasitesi (W)
T_1	: Soğutucu akışkanın kompresöre girişteki sıcaklığı (°C)
T_2	: Soğutucu akışkanın kompresörden çıkıştaki sıcaklığı (°C)
T_3	: Soğutucu akışkanın kondenserden çıkıştaki sıcaklığı (°C)
v_1	: Soğutucu akışkanın kompresöre girişteki özgül hacmi (m ³ /kg)
W_k	: Kompresör gücü (W)
η_v	: Kompresör volümetrik verimi

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BUZDOLAPLARINDA ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKAN OLARAK L.P.G. KULLANILMASININ DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI

Serhat ŞENGÜR

Fırat Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalı

2005, Sayfa : 81

İklimlendirme ve soğutma endüstrisi, küresel ısınma ve ozon tabakasının incilmesi gibi çevresel nedenler ve enerji verimi gibi konular üzerinde süregelen tartışmalardan dolayı hızlı bir şekilde değişmektedir. Bu da, çevresel olarak kabul görmeyen soğutucu akışkanlar yerine bu pazarda yeni soğutucu akışkanların ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Son zamanlarda sentetik (yapay) soğutucu akışkanlara nazaran daha da çevre dostu olduğu ileri sürülen doğal soğutucu akışkanlara ilgi artmaktadır. Bunlar hidrokarbonlar ve onların karışımlarıdır. Ev soğutucularında kullanılan ve ozon yok etme potansiyeline sahip soğutucu akışkanların yerini alacak akışkanlar olarak önerilmektedirler. Bunların diğer avantajları pahalı olmamaları ve bol miktarda mevcut olmalarıdır. Sıfır ozon tüketme potansiyelleri ile çevre dostudurlar ve küresel ısınmaya neden olmazlar. Başlıca dezavantajları yüksek oranda yanıcı olmaları olduğundan, dikkatlice kullanımı gerektirirler. Ayrıca bazı soğutucu akışkanların karışımları mevcut soğutucu akışkanlara alternatif olarak kullanılabilir.

Bu çalışmanın amacı, L.P.G.'nin ev soğutucularında (buzdolaplarında) R-12 soğutucu akışkanı yerine kullanılabilmesini araştırmaktır. Kullanılan L.P.G. yerel pazarda mevcut olan ve ağırlıkça % 30 propan ve % 70 normal bütandan oluşan L.P.G.'dir. Farklı L.P.G. miktarları denendi. Sonuçlar gösterdi ki, L.P.G. performans katsayısı, kompresör gücü, volümetrik verim, kondenser yükü, kompresör çıkış basınç ve sıcaklığı gibi parametreler bakımından iyi sonuçlar vermektedir.

Anahtar Kelimeler : Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, buzdolabı, soğutucu akışkan, L.P.G. (sıvılaştırılmış petrol gazı), performans katsayısı.

ABSTRACT

Thesis of Master's Degree

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF USING LPG (LIQUEFIED PETROLEUM GAS) AS ALTERNATIVE REFRIGERANT IN DOMESTIC REFRIGERATORS

Serhat ŞENGÜR

Fırat University
The Institute of Natural Sciences
Mechanical Education Main Scientific Branch

2005, Page: 81

The air-conditioning and refrigeration industry is changing fast owing to the continuing debate on environmental issues such as global warming, the depletion of the ozone layer and energy efficiency. It results in new refrigerants appearing on the market as replacements for environmental unacceptable refrigerants.

Recently, much attention has been paid to the so-called “natural fluids”, which are claimed to be more environmentally friendly than synthetic fluids. They are hydrocarbons and their mixtures. They are proposed to be used as refrigerants in domestic refrigerators to replace potentially ozone depleting fluids. They offer other advantages of being very inexpensive and available in large amounts. They are environmentally friendly with zero ozone depletion potential, and they do not cause the greenhouse warming effect. The main disadvantage is that they are highly flammable substances and must be handled with caution. Also, blends or mixtures of some refrigerants can be considered as substitutes or alternatives to existing refrigerants.

The objective of this work is to investigate experimentally that liquefied petroleum gas (L.P.G.) can replace R-12 in domestic refrigerators. L.P.G. used in this study, is commercially available in local market, and it is a mixture of the following hydrocarbons on a weight basis: % 30 propane and % 70 n-butane. Different masses of this mixture were studied. The results show that L.P.G. provide good performance parameters , such as coefficient of performance of refrigerator, compression power, volumetric efficiency, condenser duty, compressor discharge pressure and temperature.

Keywords : Domestic refrigerators; Refrigerants; Coefficient of performance; Refrigerant R-12; Liquefied petroleum gas L.P.G.,

1.GİRİŞ

Soğutucu akışkanlar, soğutma, iklimlendirme ve ısı pompaları sistemlerinin çalışma akışkanlarıdır. Çoğunlukla bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, örneğin soğutma yapılan bir ortamdan çektikleri ısıyı, çevre dışı ortama atarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırılmalı ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde görülür. Bir soğutma cihazının tasarımı, seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlıdır.

19. yüzyılın ikinci yarısından itibaren ortaya çıkan soğutma sanayinde, ilk zamanlar soğutucu akışkan olarak karbondioksit, hava, su ve amonyak gibi doğal maddeler kullanılmıştır. Zamanla yapay olarak elde edilen kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) bu maddelerin yerini almış ve yoğun şekilde kullanılmaya başlanmıştır.

Kloroflorokarbonlar (CFCs) 1930'lu yıllardan beri yüksek performanslarından dolayı soğutma endüstrisinde özellikle küçük soğutma sistemlerinde ve ev soğutucularında (buzdolaplarında) yaygın şekilde kullanılmıştır. Bunlardan R-12 en çok kullanılan soğutucu akışkan olmuştur. Soğutma sistemleri için geliştirilmiş ilk soğutucu akışkanlardan biri olan R-12 emniyetli, alev almaz ve çok kararlı olup ayrıca fazla pahalı değildi. Daha sonraları CFC'lerin ozon tabakasının incelmesinin başlıca sebebi olduğu ortaya çıktı. Ayrıca sera etkisi veya küresel ısınmaya neden oldukları da anlaşıldı. Antarktika üzerindeki ozon tabakasının delinmesi 1989'da Montreal Protokolü'nün yapılmasına neden oldu. Böylece, CFC'leri denetim altına almak ve soğutma endüstrisinde yasaklamak zorunda kalındı.

R-22 gibi hidrokloroflorokarbonlar (HCFCs) ozon tabakasına daha az zarar vermelerine karşın, oldukça yüksek sera etkisi gösterirler. Sera gaz emisyonları 1997'de gelişmiş ülkeleri hedef alan Kyoto Protokolü'nün imzalanmasına sebep oldu.

R-134a gibi hidroflorokarbonlar (HFCs) kimyasal yapılarında klor atomları içermediklerinden ozon tüketme potansiyelleri neredeyse sıfırdır. R-12 gibi onlar da güvenli ve yanmaz olup, buhar basınçları R-12'ninkine benzerdir. Bununla birlikte düşük enerji verimine sahiptirler ve R-12'den daha pahalıdır. Küresel ısınmaya negatif etkileri azdır. R-134a, yağ çözünürlüğü ile ilgili bazı problemler ortaya çıkarır. Ayrıca (HFCs)'ler çok yüksek basınç oranlarına ve düşük sıcaklıklarda zayıf ısı transferine sahiptirler.

Son zamanlarda ise sentetik (yapay) akışkanlardan ziyade, çevre dostu olan doğal soğutucu akışkanlar dikkat çekmektedir. Bunlar hidrokarbonlar ve onların karışımlarıdır. Ev soğutucularında (buzdolaplarında) ozon tüketme potansiyeline sahip akışkanların yerini alacak soğutucu akışkanlar olarak önerilmektedirler. Büyük miktarlarda mevcut olma ve çok pahalı olmama gibi avantajlara sahiptirler. Sıfır ozon tüketme potansiyeli ile çevre dostudurlar ve küresel ısınma etkisine neden olmazlar. Başlıca dezavantajları oldukça yanıcı olmalarıdır, bu

nedenle çok dikkatli kullanılmaları gerekir. Zaten unutulmamalıdır ki, örneğin bu doğal akışkanlardan biri olan ve propan, bütan ve izobütan karışımından oluşan sıvılaştırılmış petrol gazı (L.P.G.) çoğu ülkelerde mutfaklarda pişirme ocaklarının yakıtı olarak ve motorlu taşıtlarda yakıt olarak yaygın şekilde kullanılmaktadır. Ayrıca bazı soğutucu akışkanların karışımları, mevcut soğutucu akışkanların alternatifleri olarak ele alınabilmektedir.

Doğal soğutucu akışkan olmaya aday akışkanlardan biri de yukarıda belirtilen hidrokarbonların bileşimi olan sıvılaştırılmış petrol gazı (L.P.G.)'dir. Pahalı olmayan L.P.G. yerel piyasalarda ticari olarak mevcut olup, genellikle gazlı ısıtıcılarda, pişirme ocaklarında ve motorlu taşıtlarda yakıt olarak kullanılmaktadır. L.P.G.'yi oluşturan kimyasalların bileşimdeki kütleli yüzdeleri ülkeden ülkeye değişmektedir.

Yapılacak olan bu çalışmada R-12 soğutucu akışkanı ile çalışan bir buzdolabında ozon tüketme ve küresel ısınma potansiyeli sıfır olan doğal soğutucu akışkan olarak L.P.G.'nin kullanımı deneysel olarak araştırılacaktır. Çalışmada, soğutucu akışkan olarak R-12 kullanılan ev tipi bir buzdolabının soğutma performansı önce bu akışkan ile deneysel olarak belirlenecek, daha sonra benzer çalışma şartlarında aynı buzdolabında soğutucu akışkan olarak ülkemiz pazarından temin edilecek L.P.G. kullanılarak yine deneysel olarak belirlenen soğutma performansı R-12'ninki ile ve literatürdeki benzer çalışmalarda elde edilmiş sonuçlarla karşılaştırılacaktır. Ayrıca değişik L.P.G. miktarlarının soğutma çevriminde kullanılması durumunda performansın deneysel olarak nasıl değiştiği araştırılacaktır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Alsaad ve Hammad [1], ev tipi bir soğutma sisteminde R-12'ye alternatif bir soğutucu akışkan olarak propan/bütan (LPG) karışımının kullanımını göstermek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bunun için % 24.4 propan, % 58.4 bütan ve % 17.2 izobütandan oluşan bir karışım kullanmışlardır. $T_e = -15$ °C'lik evaporatör ve $T_c = 27$ °C kondenser sıcaklığında COP = 3.4 değerini elde etmişlerdir.

Rivis ve Bidone [2], propan ve izobütan karışımları için COP ve diğer performans parametrelerini belirlemek için teorik bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında % 50 propan, % 50 izobütan ve ayrıca % 60 propan, % 40 izobütandan oluşan hidrokarbon karışımlarının R-12'ye benzer performans karakteristiklerine sahip olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca bu hidrokarbon karışımların R-12'nin yerine geçebilecek en iyi seçenek olduğunu göstermişlerdir. $T_e = -15$ °C evaporatör sıcaklığında % 50 propan karışımı için COP değerini 3.2 olarak elde etmişlerdir.

Richardson ve Butterworth [3], CFC-12 ile çalışan sistemlerde, propan/izobütan karışımlarını kullanmışlardır ve işletim şartları altında CFC-12'den daha iyi performans katsayıları elde etmişlerdir. % 45 propan ve % 52 bütan içeren hidrokarbon karışımının geniş sıcaklık oranları üzerinde R-12'nin ki ile uyum gösteren termodinamik özelliklere sahip olduğunu bulmuşlardır.

Hammad ve Alsaad [4], bir ev tipi soğutma sisteminin performans parametrelerini tahmin etmek için, R-12 soğutucu akışkanının yerine geçecek bir alternatif olarak propan, bütan ve izobütan'dan oluşan hidrokarbon karışımını kullanarak deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada dört farklı hidrokarbon karışımı kullanılmıştır. Araştırılan bütün hidrokarbon karışımları arasında en iyi performansın % 50 propan, % 38.3 bütan, % 11.7 izobütanlı hidrokarbon karışımı ile elde edildiğini göstermişler ve bu hidrokarbon karışımı kullanıldığı zaman 27 °C'lik kondenser sıcaklığında 3.7 lik bir COP değeri ile evaporatör sıcaklığının -16 °C'ye ulaştığını belirlemişlerdir.

Meyer [5], genellikle klima ve buzdolaplarında çokça kullanılan HCFC-22'nin yerine geçecek iki doğal soğutucu (propan ve LPG) ve üç HCFC (407c, 404a, 410a) soğutucu akışkan karışımlarının performanslarını karşılaştırmıştır. Sonuç olarak propan, LPG ve HCFC 407c'nin soğutma kapasitelerinin hemen hemen aynı olduğunu göstermiştir.

Jen Li ve Chia Su [6], soğutucu olarak propanın kullanılması halinde bir soğutma sisteminin performansını deneysel olarak çalışmışlar. Çalışmada soğutucunun kütle akış oranı, soğutma kapasitesi ve performans katsayısı, kılcal borunun uzunluğu ile kondenser basıncına karşı değişimleri iki evaporatörlü soğutma sisteminin dizaynına göre incelendi.

Bansal ve Purkayastha [7], soğutma ve ısıtma pompası uygulamalarında çokça kullanılan HCFC-22'nin yerine propan ve LPG'nin kullanımı üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada LPG karışımı olarak % 98.95 propan, % 1.007 etan ve % 0.0397 izobütan kullanmışlardır. Deneylerde yoğuşma sıcaklığı 35, 45 ve 55 °C'de sabit tutulurken buharlaşma sıcaklığı -15 ile +15 °C arasında değiştirilmiştir. Sonuç olarak bu karışım oranına sahip LPG'nin ısı pompalarında ve soğutma uygulamalarında iyi bir soğutucu akışkan olarak kullanılabileceğini göstermişlerdir.

Jung ve diğ. [8], CFC-12'nin yerine geçmesi için propan/izobütan karışımının performansını deneysel olarak araştırmışlardır. Bunun için deneylerde propanın kütle oranları 0.2'den 0.6'ya kadar değiştirerek CFC-12'ye göre karşılaştırmışlar ve performans katsayısında % 2.3'lük bir artış olduğunu göstermişlerdir.

Wongwises ve Chimres [9], bir ev tipi soğutma sisteminde HFC-134a'nın yerine geçmesi için propan, bütan ve izobütandan oluşan hidrokarbon karışımlarının uygulaması üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deneylerde üç hidrokarbon karışımı, iki hidrokarbon karışımı ve iki hidrokarbon ile HFC134a'nın karışımı kullanılmış, ayrıca deneyler 25 °C'lik çevre sıcaklığında aynı olmayan yüklemeler altında yapılmıştır. Sonuç olarak propan/bütan karışımının (% 60 / % 40) HFC134a'ya göre en uygun alternatif soğutucu akışkan olduğu gösterilmiştir.

Bechtler ve diğ. [10], bir ısı pompasının kararlı durum performansını modellemek için yapay sinir ağları metodunu kullanmışlardır. Modeller, LPG, R-22 ve R290 gibi üç farklı soğutucu akışkan için geliştirilmiştir.

Tashtoush ve diğ. [11], ev tipi soğutma sistemlerinde R-12'ye bir alternatif olarak bütan/propan/R134a karışımlarını kullanarak deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Bu karışımın, soğutma sisteminin performans katsayısı, kompresör gücü ve volümetrik verimi için mükemmel değerler sağladığını göstermişlerdir.

Linton ve diğ. [12], R-507, soğutucu akışkanın performansını, R-502 ile deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada deneyler 54,4 ve 43,3 °C yoğuşma sıcaklığında ve soğutucu buharlaşma sıcaklığının -30 °C ile -15 °C aralığında yapılmıştır. Performans testlerinde, yoğuşurucu çıkışında 6 °C ile 18 °C sıvı alt soğutma şartları arasında, R-507 soğutucu akışkanı R-502 soğutucu akışkanı ile karşılaştırılmış ve buharlaştırıcı kapasiteleri oranlarının 0,95 ile 1,05 arasında değiştiği gözlenmiştir. Test edilen şartlarda, R-507'nin göreceli soğutma etkinliğinin 0,87 ile 0,97 arasında değiştiği ve R-502'den daha düşük olduğunu gözlemişlerdir.

Linton ve diğ. [13], R-407a, R-407b, R-404a ve R507 soğutucu akışkanlarının R503 akışkanı yerine kullanılabilirliklerini araştırmışlar, farklı yoğuşurucu sıcaklıklarında ve

$-35 \leq T_e \leq -15^\circ \text{C}$ buharlaştırıcı sıcaklığı arasında testler yapmışlardır. Test sonuçlarını, kompresör gücü, kütle debisi, COP ile soğutma yükünün, R502 ile çalışan sistemin özelliklerine oranlarının buharlaştırıcı sıcaklıkları ile değişimi halinde grafikler şeklinde vermişlerdir.

Türkoğlu ve diğ. [14], R-12, R-502 ve R-22 soğutucu akışkanları yerine R-134a, R-404a, R-507 ve R-290 alternatif soğutucu akışkanların buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde kullanılabilirliğini incelemişlerdir. Çalışmada, farklı kondenser sıcaklıklarında basınç oranı, kompresör gücü, kütle debisi ve soğutucu etkinliğinin evaporatördeki akışkan sıcaklığı ile değişimi farklı soğutucu akışkanlar için karşılaştırılmıştır. Alternatif soğutucu akışkan seçimini kolaylaştırmak için sonuçları tablolar ve grafikler halinde verilmiş ve aynı soğutma yükü ve çalışma şartlarında farklı soğutucu akışkan kullanan ticari soğutucular karşılaştırılmıştır.

Ataer ve diğ. [15], Türkiye’de küçük üretim kapasiteli ticari soğutucu üreticileri için, R-12 yerine R-134a, R-404a ve R-290 alternatif soğutucu akışkanların kullanılması halinde yapılması gereken teknoloji değişimlerini belirlemişlerdir. Çalışma, farklı soğutma yükü ve çalışma şartlarında sekiz adet ticari soğutucu için yapılmış ve tasarım sonuçları tablolar halinde verilmiştir. Üzerlerinde gerekli değişiklikler yapılarak teknoloji değişimleri gerçekleştirilen ticari soğutucuları, ilgili standartlara uygun olarak hazırlanan test odasında test etmişler ve test sonuçlarını teorik sonuçlarla karşılaştırmışlardır.

Ercan [16], çalışmasında düşük evaporatör sıcaklıklarında ($T_e < 0^\circ \text{C}$) çalışan ticari soğutucularda kullanılabilecek alternatif soğutucu akışkanı 40°C ve 50°C kondenser sıcaklıklarında teorik olarak incelemiştir. Çalışmada, R-12, R-502, R-22, R-134a, R-404a, R-507 ve R-290 soğutucu akışkanlarını incelemiş ve sonuçları grafikler halinde vermiştir.

Ree [17], R-22 soğutucu akışkanı yerine kullanılabilecek alternatif soğutucu akışkanın belirlenmesi için deneysel çalışmalar yapmıştır. Deneyler, soğutucuda gerekli teknoloji değişimleri yapılarak, R-22 soğutucu akışkanı yerine R-404a, R-407c ve R-410a soğutucu akışkanlarının kullanılmasıyla gerçekleştirilmiştir. Alternatif soğutucu akışkanın soğutucu kapasitesi ile soğutma etkinliğinin R-22’ninkilere oranları grafik halinde verilmiştir. Deneyler sonucunda elde edilen sonuçları teorik sonuçlarla da karşılaştırmıştır. Ayrıca R-134a, R-290, R-600a, R-717, R-404a, R-407c, R-410a ve R-507 soğutucu akışkanları ile çalışan soğutucuların, 40°C kondenser sıcaklığı, -35°C ve 2°C evaporatör sıcaklıkları ile 8 K aşırı ısıtma ve 3 K aşırı soğutma şartlarında, COP, soğutma kapasitesi ve kompresör çıkış sıcaklığının R-22’ninkilere oranlarını tablo halinde vermiştir.

Luzzatto ve diğ. [18], yaptıkları testlerde R-22 ile çalışan soğutma ünitesinde R-22’nin yerine R-407c ve R-134a kullanmışlardır. Çalışmalar sonucunda R-134a’nın R-407c’ye göre daha iyi bir durum sergilediği görülmüştür. Buna karşılık R-134a’nın R-407c’ye göre daha

düşük basınçlarda çalıştığı ve daha büyük hacimli kompresöre ihtiyaç duyduğunu, maliyet açısından değerlendirildiğinde R-407c'nin daha iyi bir sonuç verdiğini gözlemişlerdir.

Chen ve Prasad [19], R-134a ve R-12 soğutucu akışkanları kullanan buhar sıkıştırma soğutma sisteminin performanslarının (COP, kompresör gücü ve enerji kaybı) karşılaştırılmasını incelemiştir. Çalışmasında R-134a ve R-12 soğutucu akışkanları için gerçek soğutma çevriminin simüle edildiği bir bilgisayar programını kullanmıştır. İncelemelerini her iki soğutucu akışkan için aynı soğutma yükünde, 0-20 °C evaporatör sıcaklığı ve 40 °C kondenser sıcaklığı arasında yapmışlardır. Karşılaştırma sonuçlarını grafikler halinde göstermişler ve karşılaştırma sonucunda, R-134a soğutucu akışkanlı sistemin COP'unun biraz (% 3 kadar) düşük olduğunu ve buna karşılık kompresör gücünün HFC-12 soğutucu akışkanlı sistemden biraz yüksek (% 3 kadar) olduğunu tespit etmişlerdir.

Didion [20], çalışmasında buhar sıkıştırma soğutucu çevrimler için soğutucu akışkan seçiminde, optimize edilmesi gereken termodinamik performansta, akışkanın kritik noktasına ve molar ısı kapasitesine özel olarak dikkat edilmesi gerektiğini vurgulamıştır. Azeotropik ve zeotropik soğutucu akışkan karışımlarının, sıcaklık ve basınçlarının karışımı oluşturan soğutucu akışkanların karışım oranları ile değişimlerini incelemiş ve sonuçları grafik halinde verilmiştir.

Ataer ve Usta [21], ozon tabakasına zararlı etkileri olan R 12, R 502 ve R 22 soğutucu akışkanlarının yerine, alternatif soğutucu akışkanların buhar sıkıştırma soğutucularda kullanılabilirliğini incelemişlerdir. Bu çalışmada farklı soğutucu akışkanlar için, farklı soğutma gücündeki soğutucuların, buharlaştırıcı, yoğusturucu ve kompresör kapasiteleri, kılcal boru uzunluğu ve soğutma etkinliği hesaplanmıştır. Hesaplamaları, farklı soğutucu akışkanlar için 500 W soğutma yükünde, 45 °C ve 55 °C yoğusturucu sıcaklığında ve -30 °C ile -5°C buharlaştırıcı sıcaklık aralığında yapmışlar ve sonuçları basınç oranı, kompresör gücü, soğutucu akışkan kütle debisi ve soğutma etkinliğinin buharlaştırıcıdaki akışkan sıcaklığı ile değişimleri halinde vermişlerdir.

Leonardi ve MacLaine-cross [22], 1994 yılında 5 ünlü Avustralya araba markasının klimaları üzerinde laboratuvar ortamında önce R-12 ile, daha sonra ise LPG karışımları ile ayarlamalar yapmıştır. % 60 oranında ticari propan ve % 40 oranında ticari bütan kullanmış ve bu işlem R-12'den % 10 daha fazla soğumaya ve % 8 daha fazla kondenser basıncına yol açmıştır.

Akash ve Said [23], ev tipi soğutucularda R-12'ye alternatif bir soğutucu olarak LPG'nin performansı üzerinde deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bunun için LPG'nin 50, 80 ve 100 gramlık kütle şarjlarını kullanmışlardır. Sonuç olarak LPG'nin 80 gramlık kütle şarjının bu soğutucularda kullanıldığı zaman en iyi sonuca sahip olduğunu bulmuşlardır.

3. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Genel olarak, bir madde veya ortamdan ısı alma işlemine soğutma denir. Ya da soğutma, herhangi bir maddenin veya ortamın sıcaklığının çevre sıcaklığının altına düşürülmesi işlemidir şeklinde de tanımlanabilir. Soğutma işlemi sırasında ısı, soğutulan madde veya ortamdan alınıp sıcaklığı daha yüksek olan başka bir madde veya ortama transfer edilir.

Bugüne kadar soğutma işlemi için birçok yöntem denenmiş ve kullanılmıştır. Bu yöntemler şunlardır [24]:

- 1) Katı maddelerin ergime gizli ısını kullanarak soğutma,
- 2) Sıvı maddelerin buharlaşma gizli ısından yararlanarak soğutma,
- 3) Dondurucu karışımlar kullanarak soğutma,
- 4) Süblimleşme ısından yararlanarak soğutma,
- 5) Sürekli gaz yöntemi,
- 6) Absorbsiyon yöntemi,
- 7) Buhar sıkıştırma yöntemi.

Bu yöntemlerden mekanik soğutma, özellikle buhar sıkıştırma yöntemi, en çok kullanılan yöntemdir. Bu nedenle, soğutma yöntemlerinden kısaca bahsedilecek ve buhar sıkıştırma yöntemi ile soğutma, detaylı olarak anlatılacaktır.

3.1. Katı Maddelerin Ergime Gizli Isısını Kullanarak Soğutma

Katı maddeler sıvı hale geçerken, dışarıdan belirli miktarda ısı alırlar. Bu ısıya katıların ergime gizli ısı denir, örneğin, buz kullanarak, ergime gizli ısı ile soğutma yapılır. Buz, bir kapalı hacime konulduğunda, çevreden ısı çekerek erir ve bunun sonucu olarak o kapalı mekan soğur.

3.2. Sıvı Maddelerin Buharlaşma Gizli Isısından Yararlanarak Soğutma

Sıvılar buharlaşırken çevrelerinden ısı alırlar. Bu ısı buharlaşma gizli ısı olarak adlandırılır. Sıvıların buharlaşma esnasında çevresinden ısı almaları sonucu ortam sıcaklığı azalır ve soğutma işlemi gerçekleşir, örneğin, su ve kolonya bulundukları yerde buharlaşırken çevreden ısı alır ve çevre sıcaklığını azaltır.

3.3. Dondurucu Karışımlar Kullanarak Soğutma

Tuz, kar veya buz içine karıştırılırsa tuz iyonlarıyla kar veya buzı oluşturan su molekülleri arasında bir bağ oluşur. Bu sırada gerekli olan bağ enerjisi karışımın kendisinden alınır ve karışım soğumuş olur. Elde edilen soğuk karışım, soğutulacak olan madde veya ortamla yan yana getirilirse, soğutulacak olan madde veya ortamın ısısı karışıma akar ve soğutma işlemi gerçekleşmiş olur.

3.4. Süblimleşme Isısından Yararlanarak Soğutma

Bazı katılar sıvı hale geçmeden, gaz haline dönüşürler ve bazı gazlarda sıvı hale geçmeden katı hale geçerler. Bu olaya süblimleşme ve böyle maddelere de süblime madde denir. Örneğin, iyot ve katı karbondioksit (kuru buz) bu maddelerdendir. Süblime katılar buharlaşırken ısı almak zorundadırlar. Süblimleşme sırasında alınan bu ısıdan yararlanılarak soğutma yapılabilir. Katı karbondioksit $-79,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de süblimleşir ve çevreden ısı alır. Katı karbondioksit kullanılarak çevre sıcaklığı bu şekilde düşürülebilir.

3.5. Sürekli Gaz Yöntemi ile Soğutma

Bu yöntemde kullanılan soğutucu madde havadır. Ancak hava soğutma görevini yaparken hal değişimine uğramaz. Kompresörlerle sıkıştırılan havanın basıncı ile birlikte sıcaklığı da artar. Isınmış olan hava su ile soğutulur. Sıcaklığı düşürülmüş basınçlı hava, soğutulacak olan bölgede genişletilirse, gazlar genişleme sırasında dışarıdan ısı alacağı için çevresini soğutur.

3.6. Absorbsiyon Yöntemi ile Soğutma

Bu soğutma yönteminde soğutucu gaz kompresörle sıkıştırılmaz. Buhar sıkıştırma yönteminde kullanılan kompresörün yerine, bu yöntemde absorblayıcı ve jeneratör kullanılır. Bu nedenle buhar sıkıştırma yöntemine benzer. Absorblayıcı, kullanılan soğutucu maddeyi çok iyi tutabilen bir maddedir. Absorblayıcı, soğutucu gazı evaporatörden absorblar. Ele geçen absorblayıcı ve gaz karışımı ısıtılınca gazın basıncı artarak absorblayıcıyı terk eder. Yüksek basınçlı gaz jeneratörle kondensere gönderilir.

Kondenserde sıvılaştıran soğutucu madde sıvı tankında toplanır. Genleşme vanasından geçerek evaporatörde buharlaşır ve çevresini soğutur, örneğin; amonyaklı soğutucularda absorblayıcı olarak su kullanılır. Su içinde çözünen amonyak gazı, sıcaklık biraz yükseltirirse

basınçlı olarak suyu terk eder. Ele geçen basınçlı gaz jeneratörle sıvılaştırmanın yapılacağı yere gönderilir. Su ile soğutulup sıvılaştırıldıktan sonra buharlaştırılarak soğutma işlemi yapılır. Soğutucu madde buharları absorblayıcı tarafından absorblanıp tekrar kullanılır.

3.7. Buhar Sıkıştırma Yöntemi ile Soğutma

Soğutma sanayinde en çok kullanılan soğutma yöntemidir. Bu yöntemde, düşük sıcaklıkta buharlaşabilen amonyak, Freon-12, Freon-22, R-502, R-134a, R-404a, R-507, metil klorür ve kükürt dioksit gibi maddeler soğutucu akışkan olarak kullanılır. Amonyak ve Freon gazları gibi soğutucu akışkanların buharlaşması sırasında çevresinden ısı çekmeleriyle çevre sıcaklığı düşürülür ve soğutma işlemi gerçekleştirilir. Gaz halindeki soğutucu akışkan, sıvılaştırılıp tekrar kullanılmak için kompresörde sıkıştırılır. Sıkıştırma sırasında sıcaklığı ve basıncı artan gaz su veya hava ile soğutularak sıvılaştırılır ve yeniden kullanılır.

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilen ısı yüksek sıcaklıktaki bir ortama atılır. Bu işlemin gerçekleşebilmesi için, soğutucu akışkan soğutma sistemi içerisinde dolaştırılır. Soğutucu akışkanın sistem içerisinde dolaşımı kompresör ile sağlanır. Soğutucu akışkan sistem içerisinde dolaşırken bir seri işleme maruz kalır. Bu işlemler serisi, çevrim olarak bilinir. Çevrim esnasında soğutucu akışkan faz değiştirir. Soğutucu akışkanın faz değişimi ile soğutma işlemi gerçekleşir. Bu soğutma çevrimi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi olarak bilinir ve pratikte yaygın olarak kullanılır.

Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin ana elemanları aşağıda verilmiştir:

- a) Evaporatör (buharlaştırıcı),
- b) Emme borusu,
- c) Kompresör,
- d) Basma borusu,
- e) Kondenser (yoğusturucu),
- f) Sıvı borusu,
- g) Sıvı tankı,
- h) Genleşme valfları veya kılcal boru.

Evaporatör, soğutulan ortamdaki ısının sistem içinde dolaşan soğutucu akışkana geçmesini sağlar. Soğutucu akışkan evaporatör içinde buharlaşırken, soğutulan ortamdan ısı çekerek soğutmayı gerçekleştirir. Evaporatör içinde buharlaşarak gaz haline gelen soğutucu akışkan, emme borusu ile kompresör girişine ulaşır. Kompresör, evaporatörden emilen buhar fazındaki

soğutucu akışkanı sıkıştırarak basıncını ve sıcaklığını istenilen seviyeye yükseltir. Böylece gaz fazındaki soğutucu akışkan, çevre havası ile kolayca yoğuşabilecek duruma gelir. Yüksek sıcaklık ve basınca sahip olan gaz fazındaki soğutucu akışkan, basma borusu ile kondensere ulaşır. Kondenserdeki soğutucu akışkandan daha düşük sıcaklıktaki çevre ortama ısı atılır. Bu süreçte soğutucu akışkan kondenserde yoğuşur. Kondenserde, sıvı duruma gelen soğutucu akışkan bir sıvı toplama deposunda birikir. Böylece, evaporatöre sürekli sıvı fazda soğutucu akışkan temin edilir. Soğutucu akışkan, sıvı deposundan bir boru vasıtasıyla evaporatöre girer. Sıvı fazdaki soğutucu akışkan, evaporatöre girmeden önce bir genleşme vanasından veya kılcal borudan geçirilerek basıncı istenilen seviyeye düşürülür. Böylece, yeniden evaporatöre giren soğutucu akışkan evaporatörde tekrar buharlaşır ve soğutulan ortamdan ısı çeker. Soğutma çevrimi bu şekilde tekrarlanır.

3.7.1. Evaporatörler

Genişleme valfinde basıncı düşürülmüş olan soğutucu akışkanın buharlaşarak soğutmanın elde edildiği kısımdır. Soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak muhtelif malzemelerden yapılır. Genellikle bakır veya çelik boru kullanılır. Korozyona karşı mukavemeti artırmak için bakır boru durumunda dış yüzeyler kalaylanır, çelik boru durumunda ise galvanize edilir. Hava soğutulmasında kullanılan borularda temas yüzeyini artırmak için boruların etrafına kanatçıklar ilave edilir. Kanatlı borular; helisel sarılmış, lamelli ve aynı malzemeden haddelenmiş olmak üzere üç gruba ayrılır. Sıvıların soğutulmasında kullanılan evaporatörleri ise;

- Borulu evaporatörler,
- Boru demetli evaporatörler,
- Levhalı evaporatörler,
- İç içe borulu evaporatörler

olmak üzere 4 kısımda toplamak mümkündür. Evaporatörleri içindeki soğutucu akışkanın sıvı veya gaz halde olmasına göre kuru ve yaş evaporatörler olmak üzere sınıflandırmak da mümkündür.

3.7.2. Kompresörler

Kompresörün sistemdeki görevi düşük basınç ve düşük sıcaklıkta gaz halindeki soğutucu akışkanı evaporatörden emerek sıvılaştırma sıcaklığına kadar sıkıştırmak ve yüksek basınçta kızgın buhar halinde kondensere basmaktır.

Sistemin büyüklüğüne göre muhtelif kompresörler kullanılır. Bu kompresörleri başlıca 5 ana grupta toplamak mümkündür:

- Pistonlu kompresörler
- Rotatif kompresörler
- Turbo kompresörler
- Hermetik kompresörler
- Vidalı kompresörler

3.7.2.1. Pistonlu Kompresörler

Soğutma ve ısı pompası uygulamalarında en yaygın kullanımı olan kompresörlerdir. Yaklaşık 700 000 Kcal/h kapasiteye kadar imal edilmektedirler. Bu tip kompresörlerde bir silindir içerisinde gidip gelme hareketi yapan piston, soğutucu akışkanı sıkıştırır. Kompresörü tahrik eden motorun dönme hareketi bir krank mili-biyel sistemi yardımı ile pistonu iletir. Pistonlu kompresörlerin çeşitli avantaj ve dezavantajları şöyle sıralanabilir:

Avantajları:

- Pistonlu kompresörler her çeşit motorla tahrik olabilirler,
- Devir sayısı kayış-kasnak ve benzeri sistemlerle değiştirilebilir,
- Motor üzerinden kısa devre olarak devrede kilitlenme olmaz,
- Tahrik motoru arıza yapınca hemen değiştirilerek çalışma aksatılmaz,
- İmalat kaliteleri çok iyidir.

Dezavantajları:

- Hermetik kompresörlere göre daha pahalıdır,
- Soğutma devresinde, motorun ısı kayıpları geri kazanılamaz. Bu özellikle ısı pompaları için önemli bir dezavantajdır,
- Sıvı darbelerine karşı diğer kompresörlere göre daha az mukavimdirler,
- Soğutucu akışkan kaçakları meydana gelir ve bu çok önemli bir mahzurdur.

3.7.2.2. Rotatif Kompresörler

Pistonlu kompresörlerde olduğu gibi rotatif kompresörler de sıkıştırma makineleridir, fakat gidip gelme hareketi yerine dönen bir pistonu vardır. Sık görülen imalat şekilleri; dönel pistonlu, wurm(kurt) pistonlu ve revolving pistonlu kompresörlerdir. Sessiz çalışmalarına ve az yer işgal etmelerine rağmen imalattaki hassas işçilik ve yağlama zorluğu ile yüksek basınçlardaki kaçaklar aleyhte faktörlerdir.

3.7.2.3. Turbo Kompresörler

Turbo kompresörlerin çalışma prensibi yüksek basınçlı radyal fanların aynısıdır. Pistonlu ve rotatif kompresörlerden farkı, pozitif sıkıştırma yerine santrifüj kuvvetlerden yararlanarak sıkıştırma yapmasıdır.

Avantajları:

- Titreşim yoktur ve gaz akışı süreklidir,
- Devreye yağ kaçağı olmaz,
- % 20 ile % 100 arasında güç ayarı yapılabilir,
- İmalat kaliteleri iyidir,
- Komplike değildir.

Dezavantajları:

- Sıkıştırma oranı düşüktür,
- Çok yüksek güçler için uygun değildir,
- Motor tarafından açığa çıkarılan ısının geri kazanılması mümkün değildir.

3.7.2.4. Hermetik Kompresörler

Küçük soğutma tesisleri, klima tesisleri ile soğutma vagon ve kasalarında tercih edilir ve soğutucu akışkan olarak Freon serisi soğutucu akışkanlar kullanılır. Hermetik kompresörleri, tam hermetik ve yarı hermetik kompresörler olmak üzere iki gruba ayırmak mümkündür.

3.7.2.4.1. Tam Hermetik Kompresörler

Aynı zamanda kapsül kompresör olarak da bilinir. Tahrik motoru ile birlikte sızdırmaz gövde içinde bulunur. Arıza halinde, bütün cihaz değiştirilir.

Avantajları:

- Fiyatları daha düşüktür,
- Tahrik motoru ile kompresör aynı kapalı kap içinde bulundukları için motorun ısı kayıpları sistem içinde kalır ve ısı pompası olarak sistemin verimi artar,
- Daha az yer kaplarlar.

Dezavantajları:

- Elektrik motorunun soğutucu akışkan devresi içinde bulunması nedeniyle sargıların kimyasal olarak etkilenmesi söz konusudur,
- Performansları düşüktür.

3.7.2.4.2. Yarı Hermetik Kompresörler

Bu tip kompresör ile tam kapalı kompresör arasındaki tek fark gövdenin tamamen kaynaklı değil vidalı kapaklı olarak imal edilmiş olmasıdır. Ancak daha pahalı ve sıvı darbelerine karşı daha az mukavimdirler.

3.7.2.5. Vidalı Kompresörler

Vidalı kompresörler su/su ısı pompalarında tercih edilirler ve 40 000 ile 450 000 Kcal/h kondenser kapasiteleri için uygundur, iki adet vida arasında emilen gaz akışkan diğer tarafa basılır.

Avantajları:

- Verim yüksektir,
- Titreşim ve gürültü yoktur,
- Gaz akışı sürekli,
- % 15 ile % 100 arasında güç ayarı yapılabilir,
- Kompresyon verimi yüksektir,
- Parçalar arasında aşınma yoktur.

Dezavantajları:

- Fiyatlar oldukça yüksektir,
- Enerji tüketimleri fazladır,
- Motor kayıplarının geri kazanılması mümkün değildir.

3.7.3. Kondenserler

Kompresör tarafından sıkıştırılarak basınç ve sıcaklığı yükseltilmiş olan soğutucu akışkanın, bu basınç ve sıcaklıkta ısıyı çevresine terk ederek yoğunlaştığı kısımdır.

Uygulamada 3 tip kondenser vardır:

- Hava soğutmalı,
- Su soğutmalı,
- Karma.

Hava soğutmalı kondenserler ya zorlanmış ya da doğal dolaşımli olarak imal edilirler. Zorlanmış dolaşımlielerde aspiratör veya vantilatörlerden yararlanılır. Doğal dolaşımlielerde ise kondenser yüzeyi geniş tutulur. Ayrıca her iki durumda da ısı geçiş yüzeyini artırmak için borular üzerine çeşitli formlarda kanatlar geçirilir.

Su soğutmalı kondenserler de 4 değişik tipte imal edilirler;

- İçten su akımlı kondenserler,
- Dıştan su akımlı kondenserler,
- Gövde tipi kondenserler,
- Karma kondenserler.

3.7.4. Genleşme Valfları

Her buhar sıkıştırmalı soğutma makinesi ve ısı pompası çevrimi, yüksek basınç ve alçak basınç taraflarına ayrılabilir. Alçak basınçtan yüksek basınca yükselme kompresörde, yüksek basınçtan alçak basınca düşme ise genleşme valfinda olur. Genleşme valfi basıncı düşürmenin yanında, evaporatörün istenilen ısı miktarını çekebilmesi için gerekli olan soğutucu akışkan debisini ayarlar. En çok bilinen genleşme valfi tipleri şunlardır:

- El ile çalışan genleşme valfi,
- Alçak basınçlı şamandıralı valf,
- Yüksek basınçlı şamandıralı valf,
- Otomatik genleşme valfi,
- Termostatik genleşme valfi,
- Kılcal boru.

El ile Çalışan Genleşme Valfi: El ile çalışan genleşme valfları, pratik olarak sabit yüklü büyük sistemlerde tercihen kullanılırlar. Ancak yük değişimleri halinde valfin pozisyonunu düzenleyecek bir operatör gereklidir.

Alçak Basınçlı Şamandıralı Valf: Valfin alçak basınç tarafına bir şamandıra monte edilmiştir ve evaporatörde soğutkan seviyesini ayarlamak için kullanılır. Çok iyi bir kontrol sağlar ve basitliği sebebi ile pratik olarak hata yapmaz. Ayrıca her türlü soğutkan için kullanılırlar.

Yüksek Basınçlı Şamandıralı Valf: Bu valfda şamandıra sistemin yüksek basınç tarafına monte edilmiştir ve yüksek basınçlı sıvı ile ayarlanır. Bu valflar soğutkan miktarının önemli rol oynadığı sistemlerde kullanılır ve evaporatöre, ancak aynı anda kondenserde sıvılaştan soğutkan miktarı kadar soğutkan gönderilir.

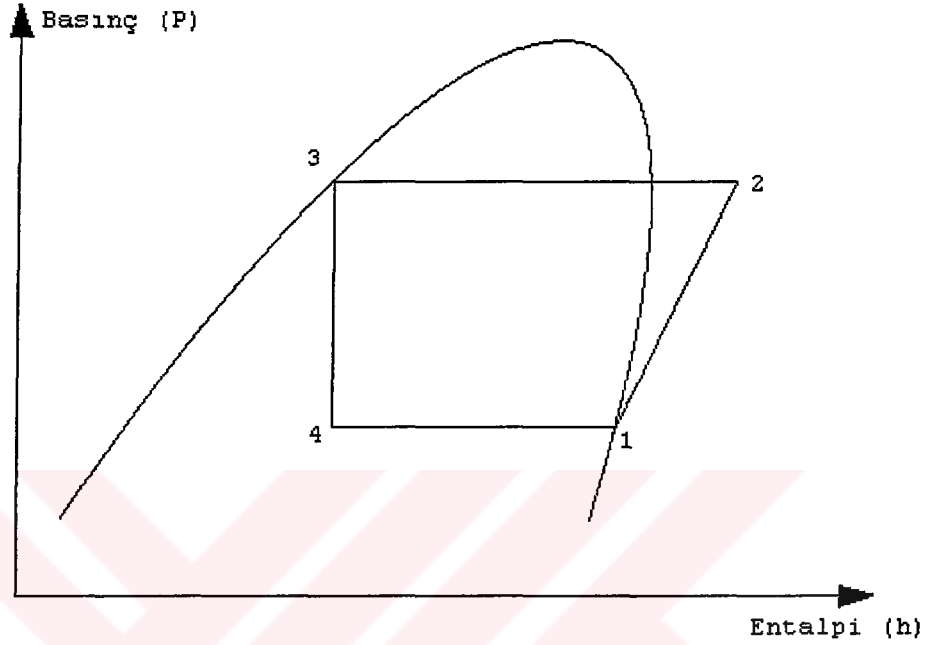
Otomatik Genişleme Valfi: Otomatik genişleme valfinin görevi evaporatör içindeki basıncı kullanarak evaporatör içinde sabit basınç sağlamaktır. Evaporatör içindeki basınç yükselir ise valf kapanır, azalır ise açılır. Bu valfler ani yük değişiklikleri olan sistemler için uygundur.

Termostatik Genişleme Valfi: En çok kullanılan genişleme elemanıdır. Termostatik genişleme valfi, buharlaşma işleminin başlangıcı ve bitişi arasında ayarlanabilen bir sıcaklık farkını kontrol eder. Bu kontrol ünitesinin hissedicisi evaporatör çıkışına monte edilmiştir. Esas olarak, kontrol ünitesinin görevi evaporatöre ancak buharlaştırabileceği kadar soğutkan göndermektir.

Kılcal Boru: Kılcal boru en basit ve en az arıza yapan genişleme ünitesidir. Bununla beraber uygulama alanı sınırlıdır. Önceden belirlenmiş, net soğutkan miktarları için imal edilirler ve belirli basınç düşümü sağlarlar. Genellikle 0,4-2 mm iç çapında ve 2 m ye kadar uzunlukta spiral olarak demetlenmiş bir bakır borudan ibarettir.



soğutulan ortamdan ısı alarak buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar durumunda çıkar ve kompresöre girerek çevrim tamamlanır. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin P-h diyagramı Şekil 4.2.'de verilmiştir.

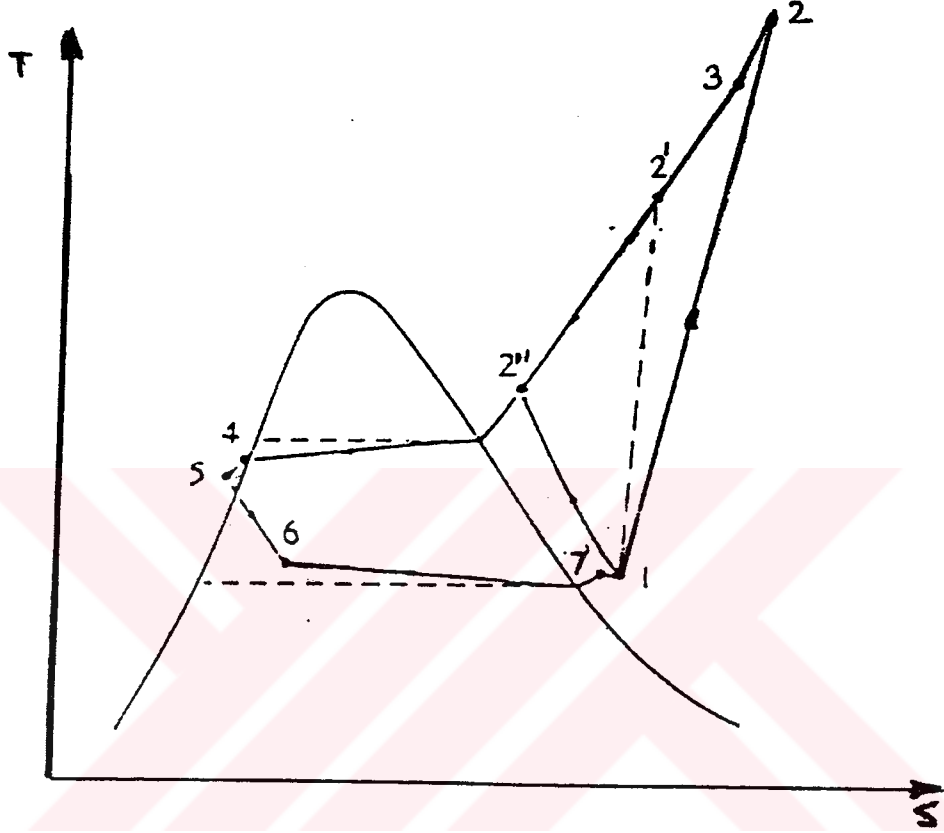


Şekil 4.2. İdeal buhar sıkıştırmalı P-h diyagramı.

İdeal çevrimde;

- Kondenser ve evaporatörde basınç kaybı olmadığı,
- Akışkanın, evaporatördeki buharlaşma sürecinde basınç ve sıcaklığının sabit olduğu,
- Akışkanın, kondenserdeki yoğuşma sürecinde sıcaklığın sabit olduğu, kızgın buhar soğuması sürecinde kondenser sıcaklığının değişiyor olduğu, kondenserdeki tüm süreç boyunca basıncın sabit olduğu,
- Kompresörün izentropik olarak çalıştığı, genleşme elemanının tersinmez adyabatik olarak çalıştığı,
- Kompresör, kondenser, evaporatör ve genleşme elemanını birbirine bağlayan boru devresinde ısı ve basınç kaybı olmadığı kabul edilir. Dolayısıyla ideal çevrim gerçek çevrimden farklıdır.

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, basıncın düşmesine sebep olan akış sürtünmesi ve çevre ile olan ısı alışverişi nedeni ile ideal çevrimden farklıdır. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı Şekil 4.3.'de verilmiştir.



Şekil 4.3. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı.

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin hal değişimleri aşağıdaki şekilde gerçekleşir:

- 1-2 Kompresörde sıkıştırma
- 2-3 Kompresörün basma hattındaki basınç kaybı
- 3-4 Yoğuşturucudan çevreye sabit basınçta ısı geçişi
- 4-5 Alt soğutma
- 5-6 Kısılma vanasında basıncın düşmesi
- 6-7 Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ısı geçişi
- 7-1 Kompresörün emme hattındaki basınç kaybı

İdeal çevrimde, soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Uygulamada ise soğutucu akışkanın hal değişimi hassas bir şekilde kontrol edilemediğinden, soğutucu akışkanın kompresöre kızgın buhar halinde girmesi sağlanacak şekilde sistem tasarlanır. Kompresör ile buharlaştırıcı arasındaki bağlantının genellikle uzun olması, akış sürtünmesi nedeni ile basınç düşmesine yol açar. Ayrıca çevreden soğutucu akışkana ısı geçişi olur. Tüm bu etkiler soğutucu akışkanın özgül hacminin artmasına neden olur. Sürekli akış işi özgül hacimle doğru orantılı olduğundan kompresör işi de buna bağlı olarak artar.

İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi izantropiktir. Gerçek çevrimde ise akış sürtünmesi, ve ısı geçişi entropiyi etkiler. Akış sürtünmesi entropiyi arttırırken, ısı geçişi hangi yönde olduğuna bağlı olarak entropiyi arttırır veya azaltır. İdeal çevrimde, soğutucu akışkan yoğusturucudan, kompresör çıkış basıncında ve doymuş sıvı olarak çıkar. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışı ile kısılma vanası girişi arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkanın kısılma vanasına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması için soğutucu akışkan aşırı soğutulur. Bu durumda soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük bir entalpide girer ve buna bağlı olarak ortamdan daha çok ısı çekilebilir. Kısılma vanası ile buharlaştırıcı birbirine çok yakın olduğundan aradaki basınç kaybı küçüktür.

Bir soğutma çevriminde "yüksek basınç" ve "alçak basınç" kavramlarından söz edilir. Aşağıda bu kavramların açıklaması verilmiştir.

4.1. Yüksek Basınç Tarafı

Bir soğutma çevriminde kompresörün çıkışından, basma hattı borusu, yoğusturucu, sıvı borusu ve kısılma vanasına kadar olan kısım "yüksek basınç tarafı" olarak anılır.

Soğutma çevriminde yoğusturucudaki kızgın buhar, doymuş buhar, ıslak buhar ve sıvı durumundaki soğutucu akışkan sıcaklığındaki basınca yoğuşma basıncı denir. Yoğuşma basıncı aynı zamanda soğutma çevriminin yüksek basıncıdır. Soğutma sisteminde kompresörün çalışmadığı durumlarda bir süre sonra yüksek basınç tarafındaki soğutucu akışkan sıcaklığı bu kısmı çevreleyen hava sıcaklığına eşit olur. Bu durumda, soğutma çevriminin yüksek basıncı, çevre havasının sıcaklığına uygun bir basınç olarak belirlenir.

Kompresör çalışmaya başladığı anda kompresörün pompaladığı soğutucu akışkanın buhar sıcaklığı ile yoğusturma ortamının sıcaklığı arasında her hangi bir sıcaklık farkı olmayacağından yoğuşma olmaz. Ancak çok kısa bir zaman içerisinde kompresör tarafından pompalanan soğutucu akışkan buharının sıcaklığı çevre sıcaklığının üstüne çıkar ve soğutucu akışkan buharının sıcaklığı ile çevre havasının sıcaklığı arasında belirli bir fark meydana gelir. Bu fark

yeterli bir değere ulaşınca yoğunlaştırucuda çevreye olan ısı geçişi yeterli duruma gelir ve yoğunlaşma işlemi başlar.

4.2. Alçak Basınç Tarafı

Bir soğutma çevriminin kısılma vanasından itibaren buharlaştırıcı, emme hattı borusu ve kompresörün emişine kadar olan kısmına "alçak basınç tarafı" denir.

Buharlaştırıcıda buharlaşan soğutucu akışkanın basıncı, "buharlaştırıcı basıncı" olarak anılır. Buharlaşma basıncı, buharlaştırıcı ısı geçiş yüzeyi ile soğutulan hacmin havasının sıcaklığına göre değişir. Buharlaştırıcı ısı transfer yüzeyinin belirli bir değeri için, soğutulan hacmin sıcaklığının daha düşük değerler alması halinde buharlaşma basıncı düşer. Soğutulan hacmin sıcaklığının daha büyük değerler alması halinde ise buharlaşma basıncı artar.

4.3. Aşırı Isıtmanın Etkisi

İdeal çevrimlerde, soğutucu akışkanın kompresör girişinde doymuş buhar olduğu kabul edilir. Pratik uygulamalarda bu durumu elde etmek oldukça zordur. Evaporatörden tam buharlaşmış olarak buharlaştırıcı sıcaklığında ve basıncında çıkan akışkan, emme borusunda kompresör girişine doğru akarken çevreden ısı çekmeye devam eder ve sürtünmeler nedeniyle basınç kaybı olur. Bunun sonucu olarak, soğutucu akışkan kompresöre aşırı ısıtılmış (kızgın buhar) olarak girer. Pratik uygulamalarda, kompresöre sıvı akışkan girişini önlemek için, kompresör girişinde akışkanın aşırı ısıtılmış olması arzu edilir. Aşırı ısıtılmış bir çevrim, ideal bir çevrimle karşılaştırıldığında şu sonuçlara varılabilir:

1. Emme (evaporatör) basıncı sabit kalmak şartıyla soğutucu akışkan aşırı ısıtıldığında kompresör girişinde özgül hacim artar. Bu, verilen bir çevrimde, hacimsel olarak daha çok gazı, kompresörde kondenser basıncına sıkıştırmak demektir. Bundan dolayı aşırı ısıtma, birim kilogram soğutucu akışkan kütlesi için kompresör işinin artmasına sebep olur.

2. Aynı kondenser basıncında, kompresör çıkış sıcaklığı aşırı ısıtılmış çevrimde ideal çevrime göre yüksektir.

3. Aşırı ısıtılmış çevrimde, kondenserde birim soğutucu akışkan kütlesinden çekilmesi gereken ısı, ideal çevrime göre daha yüksektir.

Aşırı ısıtmanın, sistemin soğutma kapasitesi ve performans katsayısı üzerindeki etkisi aşırı ısıtmanın nerede olduğuna bağlıdır. Eğer soğutucu akışkanın aşırı ısınması soğutulan ortamda olursa, soğutucu akışkan aşırı ısınırken yararlı bir soğutma gerçekleşmiş olur. Bunun sonucu olarak, sistemin soğutma etkinliği ve performans katsayısı artar. Eğer soğutucu akışkanın aşırı

ısınmaması soğutulan ortam dışında olursa, hiçbir yararlı soğutma gerçekleşmeyeceği için, aşırı ısıtma sistemin performans katsayısı ve soğutma etkinliğinin düşmesine sebep olur.

4.4. Aşırı Soğutmanın Etkisi

Aşırı soğutulmuş çevrim ideal çevrimle karşılaştırılırsa, aşırı soğutulmuş çevrimde soğutucu akışkan evaporatöre girdiğinde daha az bir kısmı buharlaşmış olur. Yani evaporatör girişinde, soğutucu akışkanın kuruluk derecesi daha düşüktür. Bundan dolayı, evaporatörde birim soğutucu kütlesinin daha çok kısmı buharlaşır ve dolayısıyla birim soğutucu akışkan kütlesi soğutulan ortamdan daha çok ısı çeker. Aşırı soğutma nedeniyle birim soğutucu kütlesi daha fazla ısıyı soğutulan ortamdan çekerken, evaporatör çıkış şartlarında aşırı soğutmadan kaynaklanan herhangi bir değişim olmadığı için kompresör girişinde herhangi bir değişiklik olmaz. Bundan dolayı, aşırı soğutma sistemin performansının artmasını sağlar.

4.5. Basınç Kayıplarının Etkisi

Soğutucu akışkan borularda, evaporatörde, kondenserde, sıvı toplayıcısında, vanalarda ve kompresör içindeki kanallardan geçerken basınç kaybına uğrar. Evaporatördeki basınç düşmesi nedeniyle, soğutucu akışkan, evaporatörü daha düşük basınçta ve doyma sıcaklığında terk eder. Bunun sonucunda, evaporatör çıkışındaki özgül hacim artar. Özgül hacimin artmasıyla, kompresörün birim soğutucu akışkanı sıkıştırması için harcanan enerji artar. Fakat buna karşılık, kondenserde birim soğutucu kütlesinin soğutma etkisi yaklaşık olarak aynı kalır.

Basma hattında (vanalar ve basma borusu) ve kondenserde soğutucu akışkanın basıncındaki düşme, tasarlanan kondenser basıncının sağlanabilmesi için kompresör çıkış basıncının artırılmasını gerektirir. Bu da kompresörde birim soğutucu kütlesini sıkıştırmak için daha fazla enerjinin harcanmasına sebep olur.

5. SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIMI

Bir soğutma sisteminin tasarımında yapılması gereken ilk iş, sistemin soğutma gücünü (kapasitesini) tespit etmektir. Bu nedenle, öncelikle aşağıdaki bilgileri belirlemek gerekir.

- 1) Soğutucunun kullanılacağı bölge,
- 2) Soğutucunun kullanılma amacı,
- 3) Soğutucunun kapasitesi.

Bu bilgiler vasıtasıyla, soğutucu tasarımı için gerekli olan parametreler belirlenebilir. Bu parametrelerden çevre sıcaklığı, soğutucunun kullanılacağı bölgeye göre belirlenir. Diğer parametreler, soğutucu içi sıcaklığı ve soğutucunun ebatları, soğutucunun kullanım amacına göre belirlenir. Tespit edilen bu bilgiler ışığında soğutma sisteminin tasarımı için gerekli ilk adım olan soğutma yükü hesabı yapılır. Daha sonra, bu soğutma yükünü sağlayacak olan soğutma sistemi tasarlanabilir. Burada yapılması gereken en önemli işlemler, belirlenen soğutma yükünü sağlayacak evaporatörün (buharlaştırıcı), kompresörün, kondenserin (yoğuşturucunun) ve genişleme vanasının veya kılcal boru uzunluğunun belirlenmesidir.

5.1. Soğutma Yükünün Hesaplanması

Bir soğutma sisteminin tasarımında ilk basamakta soğutma yükünün ve sistemin birim zamanda ne kadar ısıyı soğutulan ortamdaki dış ortama atması gerektiğinin hesaplanması gerekir.

Soğutma yükü, değişik yollardan dışardan soğutulan ortama aktarılan ısı ile sistem içinde üretilen ısıların toplamına eşittir. Bunlara sistemin ısı kazancı da denilir ve aşağıdaki gibi gruplandırmak mümkündür :

1. İletim ısısı: Soğutulan ortamı çevreleyen duvar, döşeme ve tavandan geçen ısıdır.
2. İşinim ısısı: Cam ve benzeri yüzeylerden ışıma yoluyla geçen ısıdır.
3. İnfiltrasyon ısısı: Soğutulan ortama kapıların açılıp kapanması esnasında dışarıdan hava ile birlikte giren ısıdır.
4. Ürün ısısı: Soğutulan ortama konulan ürünlerin, soğutulan ortam sıcaklığına gelinceye kadar yaydıkları ısıdır.
5. Soğutulan ortamda bulunan cihazların yaydığı ısı: Soğutulan ortam içinde bulunan lamba, elektrik motoru, defrost ısıtıcısı gibi cihazların yaydığı ısıdır.

Bu ısı kazançlarının herbirinin nasıl hesaplandığı aşağıda açıklanmıştır.

5.1.1. Isı İletimi Kazancının Hesaplanması

Isı iletimi kazancı, soğutucu dışından soğutucu içine yalıtılmış duvarlardan birim zamanda geçen ısıdır ve

$$Q = AU\Delta T \quad (5.1)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanabilir. Bu ifadede:

Q : Birim zamanda geçen ısı (W)

A : Dış duvar yüzey alanı (m²)

ΔT : Çevre sıcaklığı ile soğutucu içi sıcaklığı arasındaki fark (°C), $\Delta T = T_0 - T_i$

U : Duvarın toplam ısı iletim katsayısı (W/ m²°C)

Duvar alanı A, soğutucunun fiziksel boyutlarından kolayca hesaplanabilir. Sıcaklık farkı ΔT , soğutucunun kullanılacağı bölge için verilen sıcaklık (çevre sıcaklığı) ile soğutucunun kullanım amacına göre belirlenen soğutucu içi sıcaklığı arasındaki farktır. Toplam ısı iletim katsayısı U'nun değeri, duvarda kullanılan malzemelerin cinsine ve kalınlığına bağlıdır. Isı transferine esas olan sıcaklıkların çevre ve soğutucu içi sıcaklıkları olduğu göz önüne alındığında, duvar malzemelerinin ısı iletim katsayılarının yanında duvar dışı ve iç yüzeydeki konveksiyon ısı transfer film katsayılarının da U'nun hesaplanmasında dikkate alınması gerekir. Ancak, duvar iç yüzeyinin soğutucu içi sıcaklığına ve duvar dış yüzey sıcaklığının da çevre sıcaklığına eşit olduğu kabul edilerek, toplam ısı iletim katsayısının hesaplanmasında sadece duvar malzemelerinin ısı iletkenliği ve kalınlıkları esas alınabilir.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_0} + \frac{\Delta x_1}{k_1} + \frac{\Delta x_2}{k_2} + \frac{\Delta x_3}{k_3} + \frac{1}{h_i}} \quad (5.2)$$

h_0, h_i : sırasıyla dış ve iç tabakanın konveksiyon ısı transfer film katsayısı (W/ m²°C)

T_0, T_i : Sırasıyla çevre sıcaklığı ve soğutucu içi sıcaklığı (°C)

k_1, k_2, k_3 : Sırasıyla 1., 2., ve 3. tabakanın ısı iletim katsayısı (W/m°C)

$\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta x_3$: Sırasıyla 1., 2. ve 3. tabakanın kalınlıkları (m)

5.1.2. Işınım İle Isı Kazancının Hesaplanması

Işınım ile ısı kazancı, opak olmayan yüzeylerden ışıınım yoluyla geçen ısı olarak tanımlanmıştır. Eğer cam yüzeyi olan bir soğutucu ışımaya maruz ise Stefan-Boltzmann yasası kullanılarak ışıınımla transfer edilen ısı hesaplanabilir.

$$Q = \tau \sigma F_{12} A_1 (\epsilon_s T_s^4 - \epsilon_i T_i^4) \quad (5.3)$$

Q : Işıma ısısı (W),

τ : Opak olmayan yüzeyin toplam geçirgenlik katsayısı,

σ : Stefan-Boltzmann sabiti ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{K}^4$),

ϵ : Yüzeyin yayıcılığı,

T : Yüzeylerin mutlak sıcaklığı (K),

F : Geometri faktörüdür.

5.1.3. İnfiltrasyon Isı Kazancının Hesaplanması

İnfiltrasyon ısı kazancı, soğutulan ortamın kapılarının açılıp kapanması esnasında dışarıdan soğutucuya giren havanın taşıdığı ısı enerjisidir. Birçok uygulamada, bu yolla soğutulan ortama giren ısı, soğutma yükünün önemli bir kısmını oluşturur, fakat bu yükü hassas olarak hesaplamak zordur. Bunun sebebi, soğutucunun kapılarının belirli bir zaman içinde (örneğin; bir günde) kaç defa açılıp kapandığını ve her açılıp kapanmada ne kadar hava değişimi olduğunu hassas olarak bilmek mümkün değildir. Genel olarak bu hususlar, soğutucunun kullanımına bağlıdır. Bundan dolayı, infiltrasyon ısı geçişinin hesaplanmasında istatistiksel veya tahmini veriler kullanılır. Soğutucunun hava değişim sayısı belirlendiğinde bu yolla soğuk odaya birim zamanda giren ısı miktarı,

$$Q_{\text{inf infiltrasyon}} = zV(\rho_0 h_0 - \rho_i h_i) \quad (5.4)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanabilir.

z : Hava değişim sayısı,

V : Soğutulan ortamın hacmi (m^3),

ρ_0, ρ_i : Sırasıyla dış ve iç ortamdaki havanın yoğunluğu (kg/m^3),

h_0, h_i : Sırasıyla dış ve iç ortamdaki havanın entalpisidir (J/kg).

Hava değişimi, soğutucunun içindeki havanın günde kaç defa dış ortam havasıyla değiştiğini gösterir. Bu sayı, önemli ölçüde, kullanıcının tutumu ve uygulamaya bağlıdır. Fakat tasarım hesaplarında muhtemel en yüksek değer kullanılmalıdır. Literatürde soğutucunun iç hacmi dikkate alınarak bir günde değişen hava miktarı hacimsel olarak veya değişim sayısı olarak verilir [25].

5.1.4. Ürün ısısı

Ürün ısısı, soğutulan ortama konulan ürünlerin, soğutulan ortam sıcaklığına gelinceye kadar yaydıkları ısıdır. Sıcaklığı dolap iç sıcaklığından daha yüksek bir ürün, dolap içine konulduğunda, bu ürün dolap içi sıcaklığına gelinceye kadar, dolap içinde ısı yayar. Diğer taraftan dolaba konulan ürün bir başka soğurucudan (örneğin bir dondurucudan) alınarak dolaba konulursa, ters yönde bir ısı geçişi olabilir; dondurulmuş ürün, dolap sıcaklığına ulaşmıcaaya kadar soğutulan ortamdan ısı çeker.

Dolap iç sıcaklığı ürünün donma sıcaklığının üstünde bir sıcaklıkta ise, ürün dolaba konulduğunda yaydığı ısı, soğuk ortamın sıcaklığına, giriş sıcaklığına, ürünün kütlesine ve özgül ısısına bağlıdır. Böyle bir durumda ürün ısısı,

$$Q = m.c.\Delta T \quad (5.5)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanabilir. Bu bağıntıda;

Q : Ürün ısısı (J/gün),

m : Bir günde dolaba giren ürün kütlesi (kg),

c = Ürünün özgül ısısı (J/kg°C),

ΔT : Ürünün soğutucuya giriş ve soğutucu içi sıcaklığı arasındaki farktır (°C).

Burada, ürünün soğutucuya giriş sıcaklığı genellikle dış ortam sıcaklığı ile aynıdır. Eğer soğutucu iç ortam sıcaklığı ürünün donma sıcaklığının altında ise, ürün ısısı hesaplanırken donma ısısının da göz önüne alınması gerekir. Böyle bir durumda ürün ısısı,

$$Q = m.c.(T_g - T_{don}) + m.h_{if} + m.c.(T_{don} - T_{soğ}) \quad (5.6)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanabilir. Burada,

Q : Ürün ısısı (J/gün),
 m : Bir günde dolaba giren ürün kütlesi (kg),
 c : Ürünün özgül ısısı (J/kg°C),
 h_{if} : Ürünün donma gizli ısısı (J/kg),
 T_{don} : Ürünün donma sıcaklığı (°C),
 T_g : Ürün giriş sıcaklığı (°C),
 $T_{soğ}$: Soğutucu içi sıcaklığıdır (°C).

5.1.5. Soğutulan Ortamda Bulunan Cihazların Yayıdığı Isı

Soğutulan ortam içerisinde bulunan lamba, elektrik motoru, defrost ısıtıcısı gibi cihazların yaydığı ısıdır. Bu tür cihazların soğutulan ortama yaydığı ısı, yine literatürden belirlenecek katsayılar ile cihazların gücünün çarpımıyla elde edilmektedir.

5.1.6. Sistem Elemanlarının Kapasitelerinin Belirlenmesi

Bir soğutma sisteminde sistem elemanlarının kapasitelerinin belirlenebilmesi için öncelikle çevrimin termodinamik analizinin yapılması gereklidir. Bunun için aşağıdaki verilere ihtiyaç vardır.

- Soğutma yükü
- Soğutucu içi ve çevre sıcaklığı
- Kondenser ve evaporatör sıcaklıkları
- Kullanılan soğutucu akışkan

Soğutma yükü daha önceki bölümde anlatılan yaklaşımla hesaplanabilir. Yine daha önce belirtildiği gibi, soğutucu içi sıcaklığı kullanım amacına göre, çevre sıcaklığı ise soğutucunun kullanılacağı bölgeye göre belirlenir. Evaporatör sıcaklığı soğutucu içi sıcaklığına ve kondenser sıcaklığı da çevre sıcaklığına bağlı olarak belirlenir. Evaporatör ve kondenser sıcaklıkları bir sistemin performansına ve istenilen işletme şartlarının oluşturulmasına etki eden çok önemli parametrelerdir. Bundan dolayı, bu sıcaklıkların belirlenmesinde dikkate alınması gereken hususlar aşağıda kısaca açıklanmıştır [15].

5.1.6.1. Evaporatör Sıcaklığının Belirlenmesi

Evaporatör ve soğutucu içi sıcaklıkları arasındaki fark (evaporatör sıcaklık farkı) evaporatörün kapasitesini etkileyen önemli bir faktördür. Aynı zamanda, evaporatörde soğutucu

akışkanın doyma sıcaklığı, sistem performansını önemli ölçüde etkiler. Evaporatör sıcaklık farkı arttıkça evaporatörün soğutma kapasitesi artar. Ancak, evaporatör sıcaklığı düştükçe sistem performans katsayısı düşer. Evaporatör sıcaklık farkı, soğutucu içinde istenilen şartların oluşmasında da önemlidir. Bundan dolayı evaporatör sıcaklığı, soğutulan ortam sıcaklığı ile evaporatör sıcaklığı arasındaki optimum bir fark oluşacak şekilde belirlenmelidir. Zorlanmış taşınım ısı transferi şartlarında bu sıcaklık farkı yaklaşık olarak 10 °C ve doğal taşınım ısı transferi şartlarında ise sıcaklık farkı yaklaşık olarak 15 °C alınabilir.

5.1.6.2. Kondenser Sıcaklığının Belirlenmesi

Kondenser sıcaklığı arttıkça soğutma sisteminin performans katsayısı azalır. Bundan dolayı kondenserin kapasitesi ve sistem performansı açısından bir optimum kondenser sıcaklık farkının (kondenser sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasındaki farkın) belirlenmesi gerekir. Kondenser sıcaklığı ile kondenserin soğutulmasında kullanılan akışkanın sıcaklığı arasında yaklaşık olarak 10 °C fark tavsiye edilmektedir.

5.1.7. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi

Termodinamik analizlerde, çevrimin referans noktalarında basınç, sıcaklık, entalpi, entropi, özgül hacim gibi termodinamik özelliklerin değerleri belirlenir. Bu değerler ve soğutma yükü kullanılarak, evaporatör ve kondenser kapasiteleri, kompresör gücü ve kılcal boru uzunluğu gibi bir soğutma sisteminin ana elemanlarının kapasiteleri hesaplanabilir.

Çevrimin termodinamik analizine, belirlenen kondenser ve evaporatör sıcaklıklarına göre kondenser ve evaporatör basınçlarının bulunmasıyla başlanır. Bu basınçlar, kondenser ve evaporatör sıcaklıklarındaki doyma basınçlarına eşittir. Daha sonra, kondenser çıkışındaki termodinamik özelliklerin değerleri belirlenir.

Kondenser çıkışında entalpi, kondenser basıncındaki doymuş sıvı entalpisine eşittir. Kondenserden çıkan soğutucu akışkanın kılcal boruda kısılması esnasında entalpi sabit kalacağı için kılcal boru çıkışında dolayısıyla evaporatör girişinde entalpi kondenser çıkışındaki entalpiye eşit olur. Aynı zamanda kısılma kondenser basıncından evaporatör basıncına kadardır. Böylece soğutucu akışkanın evaporatöre giriş şartları belirlenmiş olur.

Kompresör girişindeki sıcaklık, evaporatör ve kompresör arasındaki emme borusunda, çevreden soğutucu akışkana olan ısı transferi dikkate alınarak belirlenir. Kompresör girişindeki basınç, emme borusundaki basınç kaybı evaporatör basıncından çıkartılarak hesaplanır. Kompresör girişindeki, sıcaklık ve basınç belirlendiğinden diğer gerekli termodinamik

özelliklerin değerleri de hesaplanabilir. Bilinen kompresör verimi kullanılarak kompresör çıkışındaki entalpi,

$$\eta_k = \frac{W_{ks}}{W_k} = \frac{h_g - h_{gs}}{h_g - h_\varphi} \quad (5.7)$$

bağıntısından hesaplanır.

η_k : Kompresör izentropik verimi

h_g : Kompresör giriş entalpisi

h_φ : Kompresör çıkış entalpisi

h_{gs} : Kompresör çıkışı izentropik entalpi

W_k : Kompresör işi

W_{ks} : İzentropik kompresör işi

5.1.7.1. Evaporatör Kapasitesi Ve Soğutucu Akışkanın Kütle Debisi

Soğutulan ortamdan evaporatör tarafından çekilen ısı soğutma yüküne eşittir. Bu da, evaporatör kapasitesinin soğutma yüküne eşit olması demektir. Soğutma yüküne eşit bir ısıнын soğutulan ortamdan çekilebilmesi için, sistemde dolaşması gereken soğutucu akışkanın kütle debisi şöyle hesaplanabilir:

$$\dot{m} = \frac{Q}{h_\varphi - h_g} \quad (5.8)$$

Bu eşitlikte $\dot{m}$ kütle debisi, Q soğutma yükü, h_g evaporatör girişindeki entalpi ve h_φ evaporatör çıkışındaki entalpidir.

5.1.7.2. Kompresör Gücü

Kompresör gücü, kompresör giriş ve çıkışındaki termodinamik özelliklerin değerlerinden hesaplanabilir. Kompresörde harcanan güç, sıkıştırılan soğutucu akışkan buharında enerji artımına dönüştüğü için soğutucu akışkanın kompresör giriş ve çıkışındaki entalpi farkından şöyle hesaplanabilir:

$$W_{\text{komp}} = \dot{m}(h_{\text{ç}} - h_{\text{g}}) \quad (5.9)$$

Burada W_{komp} kompresör gücü, $\dot{m}$ kütle debisi, $h_{\text{ç}}$ kompresör çıkışındaki entalpi, h_{g} kompresör girişindeki entalpidir.

5.1.7.3. Kondenser Kapasitesi

Kondenserin, soğutulan ortamdan evaporatör tarafından çekilen ısı ile, soğutucu akışkanın kompresörde ve emme-basma borularında çevreden kazandığı ısıyı çevreye atacak kapasitede olması gerekir. Kondenser giriş ve çıkışındaki entalpilerden, kondenser kapasitesi şöyle hesaplanabilir:

$$Q_{\text{kond}} = \dot{m}(h_{\text{g}} - h_{\text{ç}}) \quad (5.10)$$

Burada Q_{kond} kondenser kapasitesi, $\dot{m}$ kütle debisi, h_{g} kondenser girişindeki entalpi ve $h_{\text{ç}}$ kondenser çıkışındaki entalpidir.

5.1.7.4. Soğutma Etkinliği (COP)

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

$$\text{COP} = Q_{\text{b}} / W_{\text{k}} \quad (5.11)$$

Bu bağıntıda; Q_{b} soğutucunun soğutma yükünü, W_{k} ise kompresör gücünü göstermektedir.

5.1.7.5. Kılcal Boru Boyu

Kılcal borudaki sabit entalpi sürecinde, sistemin basıncı yüksek basınçtan (kondenser basıncından) alçak basınca (evaporatör basıncına) düşer. Kılcal boru girişinde sıvı fazda olan soğutucu akışkan, kılcal boruda iki fazlı hale dönüşür. İki fazlı akışın karmaşık yapısından dolayı, kılcal boru içerisindeki basınç kaybını hassas olarak hesaplamak oldukça güçtür. Borularda tek fazlı akışta basınç kaybı için kullanılan bağıntılar bazı değişikliklerle, kılcal

borulardaki basınç kaybını ve kılcal boru uzunluğunu yaklaşık olarak hesaplamakta kullanılabilir. Borularda tek fazlı akışta basınç kaybı;

$$\Delta P = f \frac{L}{d} \frac{\rho V^2}{2} \quad (5.12)$$

ifadesiyle hesaplanabilir. Bu bağıntıdaki V soğutucu akışkanın borudaki hızı, L borunun boyu, d borunun çapı ve f sürtünme katsayısıdır. Bu ifade kılcal borular için kullanılırken akışkanın yoğunluğu ρ , buhar ve sıvı karışımın ortalama yoğunluğu olarak alınabilir. Akışkan hızı da bu ortalama yoğunluk esas alınarak hesaplanır. Bu eşitlik, bu yaklaşımla kılcal boru çok sayıda kontrol hacmine bölünerek uygulandığında kılcal boru uzunluğu yaklaşık olarak bulunur.



6. SOĞUTUCU AKIŞKANLARLA İLGİLİ BAZI KAVRAMLAR

CFC (kloroflorokarbon) içeren soğutucu akışkanların yerine kullanılabilecek alternatif soğutucu akışkanların incelenmesi ve karşılaştırılması esnasında bu maddelerin bilinen birçok özelliğinin yanı sıra pek çok yeni özellik ve kavram da ortaya çıkmıştır. Bu çerçevede bu kavramlar aşağıda kısaca açıklanmaktadır [26].

6.1. Ozonu Tahrip Etme Potansiyeli (Ozone Depletion Potential-ODP)

Ozon tabakasının incelmesine veya parçalanmasına neden olan soğutucu akışkanların ozon tabakasını tahrip etme potansiyelidir. Bu değer R-11 referans alınarak yarı ampirik bir metotla hesaplanmaktadır. R-11' in ozonu tahrip etme potansiyeli 1,0 olarak kabul edilmektedir.

6.2. Ozon Tabakasını İncelten Madde (Ozone Depleting Substance-ODS)

6.3. Küresel Isıtma Etkisi (Global Warming Effect-GWE)

Atmosferde bulunan gazların yeryüzünden yansıyan uzun dalga boylarındaki ışınları soğurarak yeryüzü seviyesine yakın bölgelerdeki hava sıcaklığını artırma etkisidir. Bu etki sera etkisi olarak da adlandırılmaktadır.

6.4. Küresel Isıtma Potansiyeli (Global Warming Potential-GWP)

Soğutucu akışkanların veya benzer maddelerin küresel ısınmaya katkı gücüdür. Küresel ısıtma potansiyeli CO₂ referans alınarak 100 yıllık bir süreye göre belirlenmektedir CO₂ için bu değer 1,0' dır.

6.5. Zehirlilik Sınır Değeri (Treshold Limit Value-TLV)

Zehirlilik sınır değeri; ppm (parts per million volume concentration in air) olarak zehirli bir gazın havadaki hacimsel konsantrasyonunu ifade etmektedir. Diğer bir deyimle zehirli bir gazın mevcut olduğu bir ortamda bulunan insanların etkilenmeden kalabilecekleri ortam koşullarını ifade etmektedir.

6.6. Hacimsel Soğutma Kapasitesi

Bu değer bir soğutucu maddenin özgül buharlaşma entalpisinin doymuş buhar özgül hacmine oranıdır. Bu oran ne kadar büyük ise kullanılacak sistem kompresörü o oranda küçük olacaktır.

6.7. Saf Madde

Saf madde; tek bir kimyasal yapıya sahip olup zaman içerisinde bozunmayan ve termodinamik ve fiziksel özellikleri değişmeyen maddedir.

6.8. Karışım

Karışım, iki ya da daha fazla kimyasal maddenin fiziksel olarak karıştırılmasıyla elde edilen maddedir. Karışımlar saf maddeler gibi tek başlarına muhtelif uygulamalarda soğutucu olarak kullanılırlar. Ancak karışımların açık kompresörlü sistemlerde kullanılmasında kaçaklardan dolayı karışım oranlarının zaman içerisinde değişmesi sorun yaratmaktadır. Bu yüzden karışımlar istenilen özelliklerin sağlanması açısından önemli olmasına rağmen sadece hermetik ve büyük sistemlerde uygun kullanım alanı bulmaktadırlar. Ayrıca karışımlar büyük ölçüde HCFC ve HFC içeren maddelerden oluşmaktadırlar. HFC ve HCFC'ler de 2030 yılına kadar kullanımlarına izin verilen maddelerdir.

6.9. Azeotrop

Farklı uçuculuğa sahip maddelerden oluşan karışım olup soğutma çevriminde kullanıldığında, sabit basınç altında buharlaşma ve yoğuşması esnasında hacimsel bileşimi ve doyma sıcaklığı değişmeyen bileşimdir.

6.10. Zeotrop

Farklı uçuculuğa sahip maddelerden oluşan karışım olup soğutma çevriminde kullanıldığında, sabit basınç altında buharlaşma ve yoğuşması esnasında hacimsel bileşimi ve doyma sıcaklığı değişen bileşimdir.

6.11. Sıcaklık Kayması

Sıcaklık kayması, zeotrop bir karışımın, soğutma çevriminde sabit basınç altındaki buharlaşma ve yoğuşma süreçlerinin başlangıcından bitişine kadar sıcaklığında meydana gelen farktır. Azeotrop bir karışımında veya saf maddelerde bu sıcaklıklar proses boyunca teorik olarak sabittir. Ancak buharlaştırıcı veya yoğuşturucu içerisinde meydana gelen basınç kaybı nedeniyle azeotrop karışımlarda veya saf soğutucu maddelerde de buna benzer bir sıcaklık değişimi olmaktadır.

6.12. Yakın Azeotrop

Yakın azeotrop, sıcaklık kayması ihmal edilecek derecede az olan zeotropik bir karışımdır.

6.13. Ayrışma

Ayrışma, zeotropik bir karışım içerisindeki daha fazla uçucu maddelerin buharlaşması veya daha az uçucu maddelerin yoğuşması nedeniyle karışım oranlarının değişmesidir. Bu değişim bir sistemden kaçak olması halinde meydana gelmektedir. Bu yüzden zeotropik soğutucu madde ile yüklenmiş sistemlerin kaçaksız şekilde imal edilmesi çok önemlidir. Ayrıca sisteme zeotropik madde şarjının gaz olarak yapılmaması ve mutlaka sıvı halde yapılması gereklidir.

6.14. Normal Kaynama Noktası

Bir maddenin, normal atmosferik şartlardaki (1 atm basıncında) kaynama sıcaklığıdır.

6.15. Kritik Nokta

Kritik nokta, bir maddenin sıvı ve gaz hallerinin birleştiği basınç ve sıcaklık şartıdır. Kritik noktada maddenin sıvı özellikleri ile gaz özellikleri birbirinin aynıdır. Kritik nokta şartını belirleyen basınç ve sıcaklık değerleri de o maddenin Kritik Basıncı ve Kritik Sıcaklığı olarak adlandırılır.

7. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN ÇEVRESEL ETKİLERİ

Bazı soğutucu akışkanların çevre üzerindeki olumsuz etkilerinin başında ozon tabakasını yok etmeleri ve küresel ısınmaya neden olmaları gelir. Ozon üç oksijen atomundan oluşan molekül olup, güneşten gelen ışınlardan mor ötesi (ültraviyole) ışınları absorbe ederek yeryüzüne ulaşmasını engeller. CFC ve HCFC tipi soğutucu akışkanlar, hidrojen molekülleri hidroksit ve azot oksit bileşikleri ozon tabakasının incelmeye ve azalmasına sebep olmaktadır. Mor ötesi ışınların yeryüzüne direkt olarak ulaşması dünyanın ekolojik dengesinin önemli ölçüde bozulmasına, canlılarda olumsuz etkilere özellikle insanlarda deri kanseri ve katarak oluşmasına neden olmaktadır.

Ozon tabakasının CFC içeren soğutucu maddeler tarafından olumsuz yönde etkilendiği 1974 yılında Amerikalı bilim adamları Molina ve Rowland tarafından ortaya atılmıştır. Daha sonraki bilimsel çalışmalar CFC'lerin, halonların, karbondioksit ve metilkloroformun ozon tahribatına neden olduğunu göstermiştir. İlk ozon incelmesinin 1985 yılında güney kutbu üzerinde olduğu tespit edilmiştir. Daha sonra incelmenin kuzey kutbunda da olduğu belirlenmiştir. Klor ve brom içeren bileşikler atmosfere yayıldığından güneş ışınlarının etkisi ile ayrışmakta, klor ve brom atomları serbest kalmaktadır. Oldukça zayıf bağlara sahip olan ozon molekülleri serbest kalan klor ve brom atomları ile reaksiyona girerek klormonoksit (ClO) ve brommonoksit (BrO) dönüşmektedir. Reaksiyon sonucu oksijen açığa çıkmaktadır. Bu reaksiyon atmosferde klor ve brom bileşikleri var olduğu sürece zincirleme olarak devam etmekte ve açığa çıkan klor ve brom atomları çok sayıda ozon molekülünü etkilemektedir.

1928'de bulunan kloroflorokarbonlar (CFC), aerosoller, köpükler, yangın söndürücüler, solventler, soğutma ve iklimlendirme gibi birçok alanda kullanılmaktadır. Uzun ömürlü olan CFC'ler atmosfere yayılarak stratosfere ulaşmakta ve burada ozon tahribatına sebep olmaktadır.

Bilimsel araştırmalar soğutma sistemlerinde kullanılan ve klor ile brom içeren soğutucu akışkanların ozon tabakasının parçalanmasına ve incelmeye sebep olduklarını kanıtlamıştır. Ozon tabakası ve çevre üzerinde olumsuz etkileri olan soğutucu maddeler aşağıda verilmiştir [26].

7.1. Bromoflorokarbonlar (Halonlar-BFC)

Karbon, flor, brom veya klordan oluşan bileşiklerdir. Bu gruptaki soğutucu akışkanlara örnek olarak halon 1301 (R 13 B1) verilebilir. Halonlar, ozon tabakasına olumsuz etkileri en fazla olan maddelerdir.

7.2. Hidrokarbon (HC)

Karbon ve hidrojenenden oluşan bir bileşiktir. Hidrokarbonlar, metan, etan, cyclopropan, bütan ve cyclopentan içerir. Yüksek bir şekilde alev alabilmelerine rağmen, ozon boşaltma maddeleri yerine geçinceye kadar avantajlar sunar. Çünkü Hidrokarbonlar üretim için pahalı değildir ve ozonu tahrip etme potansiyeli sıfırdır. Çok düşük GWP' ye ve toksite sahiptir. HC'lar bir standart metoda göre numaralandırılır [27].

7.3. Kloroflorokarbonlar (CFC)

CFC'ler içinde klor ve flor bulunan etan ve metan gibi hidrokarbonlardan türemiş bileşiklerdir. Ozon tahribatına olumsuz etkileri halonlardan sonra en fazla olan soğutucu maddelerdir. Bu grupta yer alan maddelere örnek olarak R 11 ve R12 örnek olarak verilebilir [26].

7.4. Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC)

Klor, flor, hidrojen ve karbon içeren bileşiklerdir. Ozon tahribatları düşük olmakla birlikte sera etkileri oldukça yüksektir. Bu guruba örnek olarak R 21 ve R 22 verilebilir [26].

7.5. Hidroflorokarbonlar (HFC)

Hidrojen, flor ve karbon içeren bileşiklerdir. Bu bileşiklerin ozon tabakası üzerinde olumsuz etkileri yoktur. Bu grupta yer alan maddelere örnek olarak R 134a verilebilir [26].

7.6. Hidrobromoflorokarbonlar (HBFC)

Hidrojen, brom, flor ve karbondan oluşan bir bileşiktir [27].

7.7. Metil Bromid (CH_3Br)

Karbon, hidrojen ve bromdan oluşan bir bileşiktir. Etkin bir böcek zehir'i olan bu bileşik toprağı ve bir çok zirai ürünleri buharla dezenfekte etmek için kullanılır. Brom içerdiği için stratosferik ozonu boşaltır ve 0,6'lık bir ozonu tahrip etme potansiyeline sahiptir [27].

7.8. Metil Kloroform (CH₃CCl₃)

Karbon, hidrojen ve klor içeren bir bileşiktir. Metil kloroform bir endüstriyel çözücü olarak kullanılır. Ozonu tahrip etme potansiyeli 0,11 olarak kabul edilmektedir [27].

7.9. Montreal Protokolü

Bilim adamları tarafından yapılan araştırmalar, ozon tabakasının incelmesini ortaya çıkarmıştır. Bunun sebebi olarak da, atmosferdeki klor ve brom miktarının artması ve atmosferin üst tabakasına yükselen klor ve brom moleküllerinin ozon molekülleri ile reaksiyona girmesi gösterilmektedir. Yine araştırmalar göstermektedir ki, ozon tabakasının incelmeye neden olan klor ve brom elementleri soğutucularda kullanılan R-11, R-12, R-502 ve R-22 gibi soğutucu akışkanlardan çevreye yayılmaktadır [26].

1987'de imzalanan uluslararası Montreal Protokolü ile klor ve brom içeren soğutucu akışkanlar da dahil olmak üzere ozon tabakasına etki eden bileşenlerin üretimi kontrol altına alınmıştır. CFC tipi (R-11, R-12, R-113, ve R-114 gibi) soğutucu akışkanların üretimi 1/1/1996 tarihinde tamamen durdurulmuştur. HCFC tipi soğutucu akışkanlardan R-22 üretimi 1/1/1996 tarihli üretim seviyesinde sabit tutulmuştur. Bu akışkanın 1/1/2004 tarihinde üretimi %65, 1/1/2010 tarihinde %35, 1/1/2015 tarihinde %10, 1/1/2020 tarihinde %0,5 seviyelerine indirilecek ve 1/1/2030 tarihinde de tamamen durdurulması öngörülmesine rağmen; uluslararası soğutma ve iklimlendirme kuruluşları tarafından bir anlaşma sağlanamaması nedeniyle herhangi bir kısıtlama yoktur [28].

Türkiye Montreal protokolünde öngörülen sürelerle göre 2010 yılında CFC tüketimini sınırlandıracaktır. Gelişmiş ülkelere göre bu tarih 10 yıllık ek bir süre anlamına gelmektedir. Türkiye ile birlikte gelişmekte olan ülkelere uygulanan Ozon Tabakasını İncelten Maddelerin (OTİM) üretim ve kullanım miktarları ile ilgili kısıtlama programı aşağıdaki gibidir [29].

R-11, R-12, R-113, R-114, R-115 için :

1/1/2005 : 1986 miktarının %50'sinden fazla olmamalıdır.

1/1/2007 : 1986 miktarının %15'inden fazla olmamalıdır.

1/1/2010 : Kullanımı durdurulmalıdır.

R-13, R-111, R-112, R-211, R-213, R-214, R-215, R-216, R-217 için :

1/1/2003 : 1989 miktarının %80'inden fazla olmamalıdır.

1/1/2007 : 1989 miktarının %52'sinden fazla olmamalıdır.

1/1/2010 : Kullanımı durdurulmalıdır.

Halonlar (1211, 1301, 2402) için :

1/1/2002 : 1986 miktarından fazla olmamalıdır.

1/1/2005 : 1986 miktarının %50'sinden fazla olmamalıdır.

1/1/2010 : Kullanımı durdurulmalıdır.

Karbontetraklorür için :

1/1/2005 : 1989 miktarının %15'sinden fazla olmamalıdır.

1/1/2010 : Kullanımı durdurulmalıdır.

Metilkloroform için :

1/1/2003 : 1989 miktarından fazla olmamalıdır.

1/1/2005 : 1989 miktarının %70'inden fazla olmamalıdır.

1/1/2010 : 1989 miktarının %30'sinden fazla olmamalıdır.

1/1/2015 : Kullanımı durdurulmalıdır.

7.10. Kyoto Protokolü

İki buçuk yıl süren yoğun görüşmelerin ardından, Sözleşme'nin uzantısı olarak, hukuken bağlayıcı yükümlülükleri özetleyen bir belge 1997 yılı Aralık ayında Japonya'nın Kyoto kentinde yapılan 3. Taraflar Konferansı'nda kabul edildi. Bu belge Kyoto Protokolü olarak bilinmektedir. Protokol temel kuralları veriyor, ancak bunların pratikte uygulanmasına ilişkin ayrıntılara girmiyordu. Protokol ayrıca, yürürlük öncesinde ulusal hükümetlerin belgeyi imzalayıp onaylayacakları ayrı ve resmi bir işlemler süreci de öngörüyordu.

Bu çerçevede Kyoto Protokolü 16 Şubat 2005 tarihinde yürürlüğe girmiştir. Taraflar için bağlayıcılık taşıyan emisyon hedefleri, Protokol'ün özünü oluşturur. Buna göre söz konusu taraflar, 2008-2012 dönemindeki emisyonlarını, 1990 yılındaki Emisyon düzeylerinin en az yüzde 5'i kadar indireceklerdir. Bu çerçevede, bütün tarafların kendi emisyon hedefleri vardır. Avrupa Birliği üyesi 15 ülke, Protokol çerçevesinde şekillenen ve "balon" adı verilen bir hesaplama yönteminden yararlanma konusunda anlaşmaya varmıştır. Buna göre, söz konusu ülkeler toplam emisyon azaltma hedefini kendi aralarında oransal olarak paylaşacaklardır. Genellikle, taraflar emisyonlarını azaltırken ya da sınırlandırırken 1990 yılını temel almaktadır.

8. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Soğutma amacıyla yıllardır değişik fiziksel ve kimyasal özellikte madde kullanılmıştır. Bunlar arasında su, karbondioksit, amonyak gibi doğal maddelerin yanı sıra yapay maddeler de yer almıştır.

Soğutma amaçlı ilk makinalarda (1834 yılında Perkins ve daha sonra 1856'da Harrison tarafından geliştirilende) soğutucu olarak eter kullanılmıştır. Bu ne amaca uygun ne de yeteri kadar güvenli olmuştur. 1870'lerde karbondioksit (CO₂), amonyak (NH₃) ve kükürtdioksit (SO₂) gibi daha uygun maddelerin soğutucu akışkan olarak kullanılabileceği keşfedilmiştir. Bu soğutucu maddeler uzun yıllar yapay maddeler çıkana kadar kullanılmıştır. En eski yapay soğutuculardan olan R-12 (CFC12), 1930'lu yıllardan itibaren piyasaya yerleşmiştir. Özellikle 2. Dünya Savaşı'ndan sonra CFC'ler (Kloroflorokarbonlar) ve HCFC'ler (Hidrokloroflorokarbonlar) piyasaya hakim olmuştur. Amonyak sadece büyük soğutma tesislerinde kullanılmaya devam etmiştir. CFC'ler ve HCFC'ler 1974 yılında ortaya atılan ozon tahribatı teorisine kadar hakimiyetlerini sürdürmüşlerdir. Ozon tahribatı ile ilgili ilk bulgular ortaya çıktığında en yaygın kullanılan soğutucular R-11 (CFC11), R-12 (CFC12), R-22 (HCFC22) ve R502 idi. 1980'li yıllardan itibaren ozon tahribatı yapmayan alternatif soğutucuların kullanılmasına yönelik araştırmalar başlamıştır.

Tablo 8.1'de, bu güne kadar kullanılmış, hala kullanılmakta olan ve gelecekte alternatif olarak kullanılacak tüm soğutucu maddeler (saf maddeler ve karışımlar) listelenmiştir. Tablo 8.2 'de saf olarak kullanılan başlıca soğutucu maddelerin kimyasal tanımları ve kimyasal formülleri verilmiştir. Bu tabloda geleneksel soğutucu maddeler ve yerlerine kullanılması önerilen alternatifler bir arada gösterilmiştir. Tablo 8.3 'de ise yine geleneksel olarak kullanılan ve alternatif olarak önerilen karışım halindeki soğutucu maddeler yer almaktadır.

Bu maddelerden bir bölümünün bazı önemli özellikleri de aşağıda verilmiştir:

8.1. Freon-11 (R-11) Soğutucu Akışkanın Özellikleri

Genellikle, 350-10.000 kW soğutma kapasitesi aralığında olan santrifüj su soğutucu ünitelerde (chiller) kullanılmıştır [26]. Bu gaz lastiği tahrip ettiğinden daha ziyade santrifüj kompresörlerde kullanılır. R-11 Soğutucu akışkanının ozonu tahrip etme potansiyeli (ODP) 1 ve küresel ısıtma potansiyeli (GWP) 100 yıl için 3400'dür. Ozon tahribatı nedeniyle üretimi durdurulmuştur. Yanmaz ve kokusuzdur.

R-11 soğutucu akışkanına alternatif olarak yerine R-123 soğutucu akışkanı önerilmektedir. R-11'in bazı fiziksel özellikleri aşağıda Tablo 8.4. 'de verilmiştir.

Tablo 8.1. Soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri [26].

Soğutucu Akışkan	Mol Ağırlığı g/mol	Normal Kaynama Sıcaklığı °C	Kritik Sıcaklık °C	Kritik Basınç Bar	TLV ppm	LFL %	Delta h_{comp} MJ/Kg	ODP	GWP 100 yıllık
R11	137,37	23,8	198	44,1	1000	0	0,9	1	3400
R12	120,91	-29,8	111,8	41,1	1000	0	-0,8	1	7100
R13	104,46	-81,4	28,8	38,7	1000	0	-3,0	-	-
R22	86,47	-40,8	96,2	49,9	1000	0	2,2	0,055	1600
R23	70,01	-82,1	24,3	48,7	1000	0	-12,5	0	12100
R32	52,02	-51,7	78,2	58,0	1000	14	9,4	0	580
R113	187,38	47,6	214,1	34,4	1000	0	0,1	0,8	5000
R114	170,92	3,8	145,7	32,5	1000	0	-3,1	0,8	7000
R115	154,47	-39,1	79,9	31,5	1000	0	-2,1	0,6	9300
R123	152,93	27,9	183,8	36,7	10-100	0	2,1	0,02	90
R125	120,02	-48,1	66,3	36,3	1000	0	-1,15	0	3200
R134a	102,03	-26,1	101,08	40,6	1000	0	4,2	0	1200
R141b	116,95	32,0	204,7	-	500	7,4	8,6	0,11	590
R143a	100,04	-24,1	104,9	35,9	1000	7,4	10,3	0	360
R152a	66,05	-24,0	113,3	45,2	1000	4,8	16,9	0	150
R290 Propan	44,10	-42,1	96,67	42,5	s. a.	2,1	50,3	0	3
R401a	94,44	-33,1	108	46,0	-	0	-	0,037	-
R402a	101,55	-49,2	75,5	41,3	1000	0	-	0,021	-
R404a	97,60	-46,5	72,07	37,3	1000	0	-	0	3260
R407a	90,01	-45,5	82,6	45,4	1000	0	-	0	-
R407b	102,94	-47,3	76,0	-	1000	0	-	0	-
R410a	72,56	-50,5	72,5	49,6	1000	0	-	0	-
R500	99,33	-33,8	105,5	44,3	1000	0	-	0,7	5400
R502	111,65	-46,6	82,2	40,8	1000	0	-	0,3	4300
R507	98,90	-46,7	70,9	37,9	-	0	-	0	3300
R600 Bütan	58,13	-0,4	152	38,0	800	1,5	49,5	0	3
R600a İzobütan	58,13	-11,7	135	36,5	-	1,7	49,4	0	3
R717NH ₃	17,03	-33,3	132,3	113,3	25	15,0	22,5	0	0
R718 H ₂ O	18,02	100	374,2	22,1	-	-	-	0	0
R744 CO ₂	44,01	-78,4 Subl.*	31,1	73,7	5000	0	0	0	1
R764 SO ₂	64,07	-10,0	157,5	78,8	2	0	-	0	-

TLV : Zehirlilik sınır değeri (treshold limit value),
 LFL : Tutuşma alt sınırı (lower flammability limit),
 Delta h_{comp} : Yanma ısısı (heat of combustion),
 ODP : Ozonu tahrip etme potansiyeli (ozone depletion potential),
 GWP : Küresel ısıtma potansiyeli (global warming potential),
 s.a. : Solunum güçlüğü yaratan madde (simple asphyxiant),
 Subl.* : Sublimleşme sıcaklığı.

Tablo 8.2. Başlıca saf soğutucu akışkanlar [26].

Soğutucu Akışkan	Kimyasal Adı	Kimyasal Formülü	Kullanılabilirlik Sınıfı
R 11 (CFC 11)	Triklorflormetan	CFCl_3	1
R 12 (CFC 12)	Diklorflormetan	CF_2Cl_2	1
R 13 (CFC 13)	Klortriflormetan	CClF_3	1
R 13B1 (BFC 13)	Bromtriflormetan	CBrF_3	1
R22fHCFC22)	Klordiflormetan	CHF_2Cl	2
R 23 (HCF 23)	Triflormetan	CHF_3	3
R 32 (HCF 32)	Diflormetan	CH_2F_2	3
R 113 (CFC 113)	Triklortrifloreten	$\text{C}_2\text{F}_3\text{Cl}_3$	1
R 114 (CFC 114)	Diklortetrafloretan	$\text{C}_2\text{F}_4\text{Cl}_2$	1
R 115 (CFC 115J	Klorpentafloretan	$\text{C}_2\text{F}_5\text{Cl}$	1
R 123(HCFC 123)	Diklortrifloreten	$\text{C}_2\text{HF}_3\text{Cl}_2$	3
R 125(HFC 125)	Pentafloretan	CF_3CHF_2	3
R 134a (HCF 134a)	Tetrafloretan	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$	3
R 141b(HCFC 141b)	Flordikloreten	$\text{C}_2\text{Cl}_2\text{FH}_3$	3
R 143a (HFC 143a)	Trifloreten	CF_3CH_3	3
R 152a (HCF 152a)	Difloreten	$\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$	3
R 290 (HC 290)	Propan	C_3H_8	3
R 600 (HC 500)	Bütan	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$	3
R 600a (HC 500a)	Izobütan	$\text{CH}(\text{CH}_3)_3$	3
R717	Amonyak	NH_3	3
R718	Su	H_2O	3
R 744	Karbondioksit	C	3
R 764	Sülfür Dioksit	SO_2	3

Tablo 8.3. Karşım ile elde edilmiş başlıca soğutucu akışkanlar [26].

Soğutucu Akışkan	Ağırlıkça Birleşimi	Kullanılabilirlik Sınıfı
R 401a	R 22 / R 124 / R 152a (%52-%33-%15}	2
R402a	R 22 / R 125 / R 290 (%38-%60-%2)	2
R 404a	R 125 / R 134a / R 143aJ%44-%4-%52]	3
R407a	R 32 / R 125 / R 134a (%20-%40-%40)	3
R407b	R 32 / R 125 / R 134aJ%10-%70-%20]	3
R407c	R 32 / R 125 / R 134a (%23-%25-%52)	3
R 410 a	R 32 / R 125(%50-%50)	3
R500	R 12 / R 152a (%73,8-%26,2)	1
R502	R 115/R22(%51,2-%48,8)	1
R507	R 125 / R 143a (%50-%50)	3

1: Montreal Protokolü kapsamında üretimi ve kullanımı yasaklanan veya kısıtlamaya tabi tutulan soğutucu maddeler.

2: Montreal Protokolü kapsamında henüz üretimi ve kullanımı yasaklanmayan, kısıtlamaya tabi tutulan maddeler, geçiş dönemi alternatif soğutucu maddeleri.

3:Montreal Protokolü kapsamında kullanımı yasaklanan veya kısıtlamaya tabi tutulan soğutucu maddelere alternatif maddeler.

Tablo 8.4. R-11 soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri [30].

FİZİKSEL ÖZELLİK	BİRİM	DEĞERİ
Kimyasal İsmi	—	Triklorflormetan
Kimyasal Sembolü	—	CFCl ₃
Molekül ağırlığı	g/mol	137,38
Gaz Sabitesi	mkg/kg °C	6,173
Atmosfer Basıncında Kaynama Noktası	°C	23,77
Kritik Sıcaklığı	°C	198
Kritik Basıncı	kPa	4460
Atmosfer basıncında mayi özgül ısısı	Kcal/kg. °C	0,208
-15 °C'de Buharlaştırma Gizli Isısı	Kcal/kg	46,70
+35 °C'de Yoğuşma Basıncı	kPa	151,7
-15 °C'de emme basıncı	kPa	20,6
Donma Noktası	°C	-111
Özgül Isı oranı c_p/c_v	—	1,13
Özgül Ağırlık (20°C'de)	kg/dm ³	1,49
Ozonu Tahrip Etme Potansiyeli (ODP)	—	1
Küresel Isıtma Potansiyeli (100 Yıl İçin, CO ₂ için GWP=1)	—	3400
Zehirlilik Limiti (TLV)	Ppm (v/v)	1000

8.2. Freon-12 (R-12) Soğutucu Akışkanın Özellikleri

R-12 (CCl₂F₂) soğutucu akışkanı çoğunlukla ev tipi soğutucularda ve araç klimalarında kullanılmaktadır. Bugüne kadar, dünyada kullanılan CFC ve HCFC içeren soğutucu akışkanların %60'ını R-12 soğutucu akışkanı oluşturmaktadır [23]. R-12 soğutucu akışkanın soğutma kapasitesi amonyağın ve R-22'nin %60'ı kadardır. R-12 soğutucu akışkanın ozon tahrip etme potansiyeli (ODP) 1 ve küresel ısıtma potansiyeli (GWP) 100 yıl için 7100 ile oldukça yüksektir. Bu nedenle R-12 soğutucu akışkanın kullanımı sonlandırılarak, alternatif olarak yerine R-134a soğutucu akışkanı önerilmektedir. R-12 soğutucu akışkanı yanmaz ve kokusuzdur. R-12'nin bazı fiziksel özellikleri aşağıda Tablo 8.5'de verilmiştir.

Soğutma endüstrisinde geliştirilen ilk soğutucu akışkanlardan birisidir. R-12 güvenli, pahalı olmayan, dayanıklı ve alev almayan bir soğutucu akışkandır.

Tablo 8.5. R-12 soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri [31].

FİZİKSEL ÖZELLİK	BİRİM	DEĞERİ
Kimyasal ismi	—	Diklorflormetan
Kimyasal Formülü	—	CF ₂ Cl ₂
Molekül Ağırlığı	g/mol	120,91
1 Atm' de (101,3 kPa veya 1,013 bar) Kaynama Noktası	°C	-29,8
Kritik Sıcaklık	°C	111,8
Kritik Basınç	kPa	4110
Kritik Hacim	m ³ /kg	1,77x10 ⁻³
Kritik Yoğunluk	kg/m ³	564,64
25°C (77°F)'de Yoğunluk (sıvı)	kg/m ³	1474
Kaynama Noktasındaki Yoğunluk (Doymuş buhar)	kg/m ³	6,32
25°C (77°F)'de Isı Kapasitesi (sıvı)	kJ/kg-K	0,8955
25°C (77°F)'de ve 1 atm'de Isı Kapasitesi (sabit basınçta buhar)	kJ/kg-K	0,5783
25°C (77°F)'de Buhar Basıncı	kPa / bar	123,6 / 1,236
Kaynama Noktasında Buharlaşma Isısı	kJ/kg	165,26
25°C (77°F)'de Termal iletkenlik (sıvı)	W/m-K	0,08745
25°C (77°F)'de ve 1 atm'de Termal iletkenlik (buhar)	W/m-K	0,00712
25°C (77°F)'de Viskozite (sıvı)	kg/(m s)	3,43x10 ⁻⁴
25°C (77°F)'de ve 1 atm'de Viskozite (buhar)	kg/(m s)	1,05x10 ⁻⁵
Ozon Tahrip Potansiyeli (ODP)	—	1
Küresel Isıtma Potansiyeli (GWP)	—	7100
Zehirlilik Limiti (TLV)	ppm (v/v)	1000

8.3. Freon-22 (R-22) Soğutucu Akışkanın Özellikleri

R-22 soğutucu akışkanı hemen hemen tüm soğutma alanlarında kullanılmaktadır. Bugüne kadar dünyada kullanılan CFC ve HCFC içeren soğutucu toplamının % 30'unu R-22 soğutucu akışkanı oluşturmaktadır [23]. R-22 soğutucu akışkanın ozonu tahrip etme potansiyeli (ODP) 0,055 dir. ODP' sinin düşük olması nedeni ile Montreal Protokolü'ne göre 2030 yılına kadar kullanılabilir. R-22 soğutucu akışkanı küresel ısıtma potansiyeli (GWP) 100 yıl için 1600'dür [31].

R22 gibi hidrokloroflorokarbonlar (HCFC), kloroflorokarbonlar (CFC) kadar ozon tabakasına zarar vermezler. Fakat onlar da kimyasal yapılarında ozonu boşaltma potansiyeline

neden olan, stratosferde serbest bırakılan klorin atomları içerir. Bu nedenle alternatif bir soğutucu akışkan olmaktan çok uzaktır. R-22'nin bazı fiziksel özellikleri aşağıda Tablo 8.6'da verilmiştir.

Tablo 8.6. R-22 soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri [31].

FİZİKSEL ÖZELLİK	BİRİM	DEĞERİ
Kimyasal ismi	—	Klordiflormetan
Kimyasal Formülü	—	CHF_2Cl
Molekül Ağırlığı	g/mol	86,47
1 atm'de (101,3 kPa veya 1,013 bar) Kaynama Noktası	°C	-40,8
Kritik Sıcaklık	°C	96,2
Kritik Basınç	kPa	4990
Kritik Hacim	m^3/kg	$1,91 \times 10^{-3}$
Kritik Yoğunluk	kg/m^3	523,85
25°C (77°F)'de Yoğunluk (sıvı)	kg/m^3	1365
Kaynama Noktasındaki Yoğunluk (Doymuş buhar)	kg/m^3	4,70
25°C (77°F)'de Isı Kapasitesi (sıvı)	kJ/kg-K	1,1006
25°C (77°F)'de ve 1 atm'de Isı Kapasitesi (sabit basınçta buhar)	kJ/kg-K	0,6111
Kaynama Noktasında Buharlaşma Isısı	kJ/kg	233,69
25°C (77°F)'de Termal iletkenlik (sıvı)	W/m-K	0,11248
25°C (77°F)'de ve 1 atm'de Termal iletkenlik (buhar)	W/m-K	0,00788
25°C (77°F)'de Viskozite (sıvı)	kg/(m s)	$2,87 \times 10^{-4}$
25°C (77°F)'de ve 1 atm'de Viskozite (buhar)	kg/(m s)	$1,08 \times 10^{-5}$
Ozon Tahrip Potansiyeli (ODP)	—	0,055
Küresel Isıtma Potansiyeli (GWP)	—	1600
Zehirlilik Limiti (TLV)	ppm (v/v)	1000

8.4. R-134a Soğutucu Akışkanın Özellikleri

R-134a (CH_2FCF_3 -tetrafloraetan) soğutucu akışkanı kimyasal yapısında klorin atomu içermediği için ozonu tahrip etme potansiyeli hemen hemen (ODP) 0'dır ve diğer özellikleri açısından en uygun alternatif soğutucu akışkandır. R-12'ye benzer güvenli ve alev almaz bir soğutucudur. R-12'ninkine benzer buhar basıncına sahiptir [32]. R-134a soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri aşağıda Tablo 8.7'de verilmiştir.

Tablo 8.7. R-134a soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri [33].

FİZİKSEL ÖZELLİK	BİRİM	DEĞERİ
Kimyasal ismi	—	Ethane, 1, 1, 1, 2-Tetrafluoro
Kimyasal Formülü	—	CH ₂ FCF ₃
Molekül Ağırlığı	g/mol	102,03
1 atm'de(101,3 kPa veya 1,013 bar) KaynamaNoktası	°C °F	-26,1 -14,9
Donma Noktası	°C °F	-103,3 -153,9
Kritik Sıcaklık	°C °F	101,08 213,9
Kritik Basınç	kpa lb/in ² abs	4060 588,9
Kritik Hacim	m ³ /kg ft ³ /lb	1,94x10 ⁻³ 0,031
Kritik Yoğunluk	kg/m ³ lb/ft ³	515,3 32,17
25°C (77°F)'de Yoğunluk (sıvı)	kg/m ³ lb/ft ³	1206 75,28
Kaynama Noktasındaki Yoğunluk (Doymuş buhar)	kg/m ³ lb/ft ³	5,25 0,328
25°C (77°F)'de Isı Kapasitesi (sıvı)	k J/kg -K Btu/(lb) (°F)	1,44 0,339
25°C (77°F)'de ve 1 atm'de Isı Kapasitesi (sabit basınçta buhar)	k J/kg -K Btu/(lb) (°F)	0,852 0,204
25°C (77°F)'de Buhar Basıncı	kpa Bar Psia	666,1 6,661 96,61
Kaynama Noktasında Buharlaştırma Isısı	kJ/kg Btu/lb	217,2 93,4
25°C (77°F)'de Termal iletkenlik (sıvı)	W/m.K Btu/hr-ft°F	0,0824 0,0478
25°C (77°F)'de ve 1 atm'de Termal iletkenlik (buhar)	W/m-K Btu/hr-ft°F	0,0145 0,00836
25°C (77°F)'de Viskozite (sıvı)	mPa-S (cP)	0,202
25°C (77°F)'de ve 1 atm'de Viskozite (buhar)	mPa-S (cP)	0,012
25°C (77°F)'de ve 1 atm'de R-134a 'nın su içindeki çözünürlüğü	wt%	0,15
25°C (77°F)'de R-134a içindeki suyun çözünürlüğü	wt%	0,11
1 atm'de Havadaki Yanıcılığı	vol %	Yok
Ateşleme Sıcaklığı	°C °F	770 1418
Ozon Tahrip Potansiyeli (ODP)	—	0
Küresel Isıtma Potansiyeli (GWP) (100yıl, CO ₂ için GWP = 1)	—	1200
Zehirlilik Limiti (TLV) TWA 'da(8ve12saat)	ppm (v/v)	1000
ASHRAE Güvenlik Sınıfı Standardı	—	A1

R-134a'nın küresel ısıtma potansiyeli (GWP) 100 yıllık bir süre için 1200'dür. Termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R-12'ye yakın özellikler taşır. R-134a saf bir soğutucu akışkandır. Ev tipi ve araç soğutucuları için uygun soğutucu akışkandır. Düşük evaporatör sıcaklıklarında çift kademeli sıkıştırma gerektirmektedir. R-134a mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliester veya polyolakalinglikol bazlı yağlarla kullanılması önerilmektedir [26].

R-134a alternatif soğutucu akışkanın, R-12 ile benzer fiziksel ve termodinamik özelliklere sahip olması nedeniyle, R-12'nin kullanıldığı birçok uygulamada R-12'nin alternatifi olarak kullanılabileceğini göstermektedir.

8.5. Doğal Soğutucu Akışkanlar

Değişik fiziksel özelliklerde birçok doğal madde soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır. Bunlar arasında su, hava, helyum, nitrojen, hidrokarbonlar, amonyak ve karbondioksit sayılabilir. Düşük kaynama sıcaklığına sahip helyum, hava, nitrojen ve metan yaygın olarak düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmaktadır. Orta sıcaklık uygulamasında enerji kaybı çok olduğundan mevcut ekipmanlarla kullanımı uygun değildir. Klasik soğutma sistemlerinde -40° C ile +40°C arasındaki buharlaşma sıcaklıklarında kullanılabilen üç soğutucu akışkan mevcuttur. Amonyak, hidrokarbonlar (örneğin, propan ve karışımları) ve karbondioksit [26].

8.5.1. Karbondioksit (R 744 - CO₂)

1930' lara kadar yaygın bir soğutucu akışkan olarak kullanılan karbondioksit daha çok gemilerde tercih edilmiştir. Özellikle R12'nin ortaya çıkmasıyla cazibesini yitirmiş ve son 40-50 yıldır da neredeyse unutulmuştur. CO₂'nin özellikleri arasında kolay temin edilebilir olması, ucuzluğu, sıkıştırma oranının düşüklüğü sayılabilir [26].

Karbondioksit karbonun yanmasından elde edilir. Kokusuzdur. Yanıcı değildir. Hava ile fazla karışımları boğucu tesir göstermesine rağmen % 4'ün altında olan karışımlarda hayat için tehlikeli değildir. Bu gaz madenlere ve yağlara etki etmez. Kritik sıcaklığı da düşüktür. Kondenserinden iyi sonuç almak için kondenser içinde dolaştırılan soğutma suyunun çok soğuk olması gerekir. Bu nedenle kondenserleri hava soğutmalı olmaz ve dolayısıyla da çok sıcak ülkelerde kullanımı elverişli değildir. Atmosfer basıncında -73 °C'de kaynar. Bu nedenle kompresör karterine koyulacak olan yağın iyi seçilmesi gerekir. Karbondioksitin bazı fiziksel özellikleri Tablo 8.8'de verilmiştir [29,30].

Son birkaç yılda karbondioksit kullanımı ile ilgili önemli gelişmeler gözlenmiştir. Bu gelişmeler arasında araç klimaları, ısı pompaları ve ev tipi soğutucularla ilgili uygulamalar yer almaktadır.

Tablo 8.8. CO₂ soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri.

FİZİKSEL ÖZELLİK	BİRİM	DEĞERİ
Kimyasal Sembolü	—	CO ₂
Molekül ağırlığı	g/mol	44,1
Gaz Sabitesi	mkg/kg °C	19,27
Üçlü Noktası	°C	-56,6
Atmosfer Basıncında Süblimleşme Noktası	°C	-78,52
Kritik Sıcaklığı	°C	+31,1
Kritik Basıncı	kPa	7372
Sabit Basıncıta Buharın Özgül Isısı (20 °C 'de)	Kcal/kg. °C	0,1998
Sabit Hacimde Buharın Özgül Isısı (20 °C 'de)	Kcal/kg. °C	0,1525
Atmosfer Basıncı Altında Süblimleşme Gizli Isısı	Kcal/kg	135,89
-15 °C'de emme basıncı	kPa	2334
+35 °C'de Yoğuşma Basıncı	kPa	5846
Sabit Hacimde Buharın Özgül Isısı (20 °C 'de)	Kcal/kg. °C	0,1525
Ozonu Tahrip Etme Potansiyeli (ODP)	—	0
Küresel Isıtma Potansiyeli (100 Yıl İçin)	—	1
Zehirlilik Limiti (TLV)	Ppm (v/v)	5000

8.5.2. Amonyak (R 717 – NH₃)

Amonyak uygulama sahası en eski olan bir soğutucu akışkandır. Termodinamik ve çevresel etki özellikleri yönünden oldukça önemli bir soğutucudur. Ekonomik olması ve kolay temin edilebilir olması da ayrı bir avantajdır. Ozon tabakasına zarar vermeyen ve sera etkisi olmayan Amonyak CFC içeren soğutucu maddelere önemli bir alternatiftir. Ancak zehirli etkiye sahip olması ve yanabilir olması kullanım alanını büyük endüstriyel tesislerle sınırlı tutmaktadır [26]. Kritik sıcaklığı, uygulama sahasında herhangi bir problem yaratmayacak derecede yüksek bir değerdedir. Donma sıcaklığı da, gıda maddeleri bakımından soğuk depolama tekniğinde istenilen en düşük değerde soğutma yapabilmesine imkan verecek şekildedir. Düşük hızlarda

bile küçük kompresör kullanılmasına imkan verecek şekilde düşük özgül hacimlidir. Amonyak kg başına en yüksek gizli ısıya sahip bir soğutucu akışkandır. Kimyasal açıdan tatmin edici bir kararlılık gösterir. Tüm dünyada kolaylıkla temin edilebilen ve CFC ve HCFC içeren soğutucu maddelere uzun dönemde de alternatif olabilecek bir soğutucudur. R134a'ya göre fiyatı 25 kat daha ucuzdur.

Zehirli ve keskin bir kokulu olduğundan ideal bir soğutucu akışkan olmaktan çok uzaktır. Kolay yanmaz, fakat; belirli şartlar meydana gelince yanar ve hava ile karışarak şiddetli bir patlayıcı madde haline gelir. Bu tehlikelerinden dolayı amonyak hiçbir zaman insanların yaşadığı kapalı ortamlardaki iklimlendirme sistemlerinde ve soğutucularda kullanılmamalıdır. Amonyak, su hariç diğer soğutucu akışkanların en ucuzudur. Hava ile %0,005 oranında karışım durumunda bile kokusunun hissedilebilme özelliğinden dolayı kaçak aranması çok kolay olur. Amonyakın bazı fiziksel özellikleri Tablo 8.9.'da verilmiştir [30].

Tablo 8.9. Amonyak (R-717) soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri.

FİZİKSEL ÖZELLİK	BİRİM	DEĞERİ
Kimyasal Sembolü	—	NH ₃
Molekül ağırlığı	g/mol	17,03
Gaz Sabitesi	mkg/kg. °C	49,79
Atmosfer Basıncında Kaynama Noktası	°C	-33
Kritik Sıcaklığı	°C	132,4
Kritik Basıncı	kPa	11520
Sabit Basıncıta Buharın Özgül Isısı (20 °C'de)	Kcal/kg. °C	0,524
Sabit Hacimde Buharın Özgül Isısı (20°C'de)	Kcal/kg. °C	0,400
Atmosfer basıncı altında Buharlaşma Gizli Isısı	Kcal/kg	327,6
+35 °C'de Yoğuşma Basıncı	kPa	1376,5
-15 °C'de emme basıncı	kPa	241
Donma Noktası	°C	-77,6

8.5.3. Hidrokarbonlar

Hidrokarbonlar CFC, HCFC ve HFC'lere benzer fiziksel özelliklere sahiptirler, ancak ozon tabakasına zarar vermemeleri ve çok düşük sera etkileri nedeniyle, özellikle R502, R22 ve R12 için önemli alternatiflerdir [34]. Bu grupta yer alan maddeler; propan, izobütan ve bütandır.

Yüksek yanıcılık özellikleri kullanım alanlarının çok yaygınlaşmasına engel olmaktadır. Tek başlarına kullanıldıkları gibi ikili veya üçlü karışımlar olarak da kullanılmaktadırlar. Propan-izobütan ve propan-bütan karışımları ev tipi soğutucularda R12 yerine alternatif olarak kullanılmaktadırlar. R12 ile kullanılan yağlarla uyum göstermektedirler. Hidrokarbonlar içerisinde propanın ucuz ve kolay temin edilebilir olmasının yanısıra hacimsel soğutma kapasitesinin R12'ye göre % 35 – 50 kadar daha yüksek olması bu soğutucuyu cazip bir alternatif olarak düşündürmektedir [26].

8.5.3.1. Propan (R-290)

ODP oranı sıfır olup, sera etkisi çok düşük olan bu soğutucu akışkan hidrokarbonlar sınıfına giren doğal bir soğutucu akışkandır. Bu özelliklerinden dolayı R-12, R-22 ve R-502' ye önemli bir alternatiftir. Fakat, R-290 soğutucu akışkanın yanıcılık özelliğinin yüksek olması ve solunması halinde solunum güçlüğü yaratması sebebiyle kullanım alanı kısıtlıdır. R-12 ile kullanılan yağlara uyum göstermektedir. Kolay temin edilebilir ve ucuz olmasının yanı sıra hacimsel soğutma kapasitesinin R-12 soğutucu akışkanına göre daha yüksek olması önemli bir avantajdır [26]. Propanın bazı fiziksel özellikleri Tablo 8.10.'da verilmiştir.

8.5.3.2. Bütan

Bütan sadece iki dezavantajı ile mükemmel bir soğutucu akışkandır. İlk önemli dezavantajı yüksek bir şekilde tutuşabilir olmasıdır. İkinci dezavantajı geniş süpürme hacmi gerektirmesi ve bağıl olarak düşük basınçta çalışmasıdır.

8.5.3.3. İzobütan

Daha yüksek bir basınçta çalışan ve oldukça az süpürme hacmi isteyen izobütan normal bütanın bir izomoridir. İzobütan dünyanın birçok yerinde seçkin bir soğutucu olmayı hak etmiştir. Bu onun tehlikesiz çevresel özelliklerinden, bağıl ucuzluğundan ve tamamen onaylanmış sistemlerde çalışma yeteneğinden dolayıdır. Şayet uygun tedbirler alınırsa atılmış ısının bağıl olarak yüksek sıcaklıklarda mevcut olduğu ısı pompası sistemlerinde izobütanın kullanılmaması için bir sebep yoktur [35].

Tablo 8.10. R-290 (propan) soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri [36, 37].

FİZİKSEL ÖZELLİK	BİRİM	DEĞERİ
Kimyasal ismi	-	Propane
Kimyasal Formülü	-	C ₃ H ₈
Molekül Ağırlığı	g/mol	44,1
1 atm'de(101,3 kPa veya 1..013 bar)	°C	- 42,05
Kaynama Noktası	°F	- 43,7
Donma Noktası	°C	- 103,3
	°F	- 153,9
Kritik Sıcaklık	°C	96,67
	°F	206,01
Kritik Basınç	kPa	4247,17
	Psia	616
Kritik Yoğunluk	kg/m ³	216,25
	lb/ft ³	13,50
21, 1°C(70°F)'de Yoğunluk (sıvı)	kg/m ³	498,49
	lb/ft ³	31,12
21,1°C (70°F)'de ve 1 atm Yoğunluk (buhar)	kg/m ³	1,86
	lb/ft ³	0,1160
15,6°C (60°F)'de Isı Kapasitesi (sıvı)	k J/kg -K	2,59
	Btu/(lb) °F	0,620
15,6°C(60°F)'de ve 1 atm'de Isı Kapasitesi (sabit basınçta buhar)	kJ/kg-K	1,63
	Btu/(lb) °F	0,389
21,1°C (70°F)'de Buhar Basıncı	kPa	861,2
	Bar	8,612
	Psia	124,9
37,8°C (100°F)'de Viskozite (sıvı)	mPa-S (cP)	0,186
21,1°C (70°F)'de ve 1 atm'de R-290 'nın su içindeki çözünürlüğü	wt%	0,007
21,1°C (70°F)'de R-290 içindeki suyun çözünürlüğü	wt%	0,016
Havadaki Yanıcılığı	vol %	2,2-9,5
Ateşleme Sıcaklığı	°C	450
	°F	842
Ozon Tahrip Potansiyeli (ODP)	-	0
Küresel Isıtma Potansiyeli (GWP) (100 yıl, CO ₂ için GWP = 1)	-	
Zehirlilik Limiti (TLV) (TWA 'da (8 ve 12 saat)	ppm (v/v)	1000

8.5.3.4. LPG Soğutucu Akışkanı

LPG (liquefied petroleum gas - sıvılaştırılmış petrol gazı) çoğunlukla 3 ve 4 karbonlu hidrokarbonları içerir ve düşük basınçlarda sıvılaşır. Doğal haliyle LPG renksiz, kokusuz, toksit özelliği bulunmayan bir maddedir. Havadan daha yoğundur ve basınç altında sıvı halde depolanır. Kaçak oluşması durumunda kolayca fark edilmesi için içerisine kokulandırıcılar eklenerek kullanıma sunulur. Evsel, ticari ve endüstriyel yakıt olarak kullanımının yanı sıra oto gaz adı altında binek taşıtlarında kullanım alanı bulmaktadır. Ayrıca kullandığımız sprej kutuları içerisinde itici gaz olarak LPG kullanılmaktadır [38].

LPG propan (C_3H_8) ve bütan (C_4H_{10}) gazlarının yanı sıra kokulandırma amacıyla düşük miktarda etil merkaptan (etan tiol) veya benzeri kükürtlü bileşikler içerir. Ülkemizde kullanıma sunulduğu şekliyle (tüpgaz ve otogaz olarak) LPG hacimce % 30 propan ve % 70 bütan içerir. Dökme gaz olarak konutlara ve endüstriye pazarlanan LPG ise ticari saflıkta propan içermektedir [38].

Türkiye’de daha çok mutfaklarda ve bu arada ısınma, aydınlatma ve sanayimizin birçok kesimlerinde kullanılan, dünyada ve özellikle de ABD’de otomotiv sanayinde araçlara enerji elde etmede, havalandırma cihazlarının çalıştırılmasında, petrol kuyuları sondaj donanımlarına güç elde etmede karşımıza çıkan LPG, soğutma sanayinde de soğutucu akışkan olarak kullanılabilir [39].

Ozon tabakasının incelmesini ve küresel ısınmayı önlemek amacı ile R-12 gibi kloroflorokarbon (CFC) soğutucu akışkanların kullanımının azaltılması ve bunların yerine alternatif soğutucu akışkanların kullanılması gerekmektedir. Bu gereksinimden yola çıkarak LPG soğutucular, doğal halde bulunan, kolay tutuşabilen, ozon tabakasını inceltici bir etkisi bulunmayan ve küresel ısınmaya çok fazla etkisi olmayan maddeler olması nedeni ile alternatif soğutucu akışkan olarak kullanılabilirler [22].

LPG soğutucular çok pahalı olmaması ve geniş miktarda mevcut olmasının yanı sıra diğer avantajlara da sahiptir. Onların termodinamik, fiziksel ve kimyasal karakteristikleri mükemmeldir. CFC soğutucularına oranla daha yüksek COP değerleri vardır [7]. LPG kullanımında tek problem onun tutuşabilir bir madde olmasıdır

Bilindiği gibi LPG sahip olduğu yüksek kalori, parlama hızı ve yanma basıncı nedeni ile ticari hayatta yakıt olarak çok yaygın kullanılmaktadır. Bu yaygın kullanımın nedenleri arasında LPG’nin içerisinde bulunan propanın bir etkisi yoktur. Propan, LPG’nin ana maddesi olmasına rağmen içeriği kaynaktan kaynağa ve ülkeden ülkeye değişmektedir. Avrupa ülkelerinde yakıt olarak kullanılan LPG içerisindeki propan ve bütan oranları aşağıda Tablo 8.11’de verilmiştir.

Tablo 8.11. Bazı ülkelerde yaz ve kış aylarında LPG içerisindeki propan ve bütan oranları [39].

PROPAN/BÜTAN ORANLARI (%)		
ÜLKE ADI	YAZ	KIŞ
Türkiye /Belçika	30/70	50/50
Almanya	Propan	Propan
Danimarka	30/70	70/30
İngiltere	Propan	Propan
Avusturya	20/80	80/20
Hollanda	30/70	70/30
İsveç	50/50	Propan
İsviçre	Propan	Propan

Almanya’da yeni soğutucu ve buzdolapların çoğunda izobütan(R-600a) kullanılmaktadır. Birçok klima ve ısı pompalarında ise enerji tüketimi R-12, R134a, ve R-22’ye göre %10-20 daha az olan R-290 (propan) kullanılmaktadır.

Soğutucu özellik parametreleri gösteriyor ki R-600a, R-12 ve R-134a’ya göre yarı oranında basınç kaybı, kondenser basıncı ve iki katı ısı transferi özelliğine sahiptir. Bu R-600a soğutucularının enerji tüketiminde bize tasarruf sağladığını gösterir. Isı pompalarının ve araba klimalarının R-600a’ya göre yeniden dizaynı bize daha fazla faydalar sağlayacaktır [22].

Günlük yaşamda ve ticari hayatta kullanılan soğutucu akışkanların belli standartları vardır. Zararlı ve tehlikeli olmamalı, kimyasal olarak sabitlenebilmeli, oda sıcaklığının altında kaynamalı, oda sıcaklığının üstünde bir sıcaklıkta ise buharlaşmalıdır. Tablo 8.12 bu kriterlere uyan hidrokarbonları göstermektedir. Bunlar LPG soğutucu akışkanları olarak adlandırılırlar [22].

Tablo 8.12. Normal yaşamda ve ticari alanda kullanılabilecek LPG soğutucu akışkanları [22].

Kod	Kimyasal isim	Donma (°C)	Kaynama (°C)	Kritik sıcaklık (°C)	Kritik basınç	Gizli ısı (kJ/kg)
R 290	Propan	-189	-42,08	96,70	4,25	423,3
R 600a	İzobütan	-145	-11,76	134,70	3,65	364,4
R 600	Normal bütan	-138	-0,54	152,01	3,79	386,0

8.6. Alternatif Soğutucu Akışkanların Seçimini Etkileyen Faktörler

Alternatif soğutucu akışkan seçiminde göz önünde bulundurulacak kriterler; seçilecek alternatif soğutucu maddenin mevcut bir cihazda kullanılan soğutucu madde yerine veya tamamen yeni tasarlanıp imal edilecek bir cihaz için kullanılması durumuna göre değişiklik gösterecektir.

Alternatif soğutucu akışkan seçiminde gözetilecek noktalar şunlardır [40]:

8.6.1. Temin Edilebilirlik

Alternatif soğutucu akışkanlardan, saf olarak kullanılan soğutucu akışkanlar pek çok üretici firma tarafından üretildiğinden temin edilmesinde zorluk bulunmamaktadır. Ancak performans ve verimin artırılması amacıyla yapılan karışımlarda henüz bir standart oluşturulamamıştır. Soğutucu akışkan üreticileri tarafından yeni karışımlar geliştirilmekte ve denenmektedir [26].

8.6.2. Kararlılık

Bir soğutucu akışkanın kullanım şartları altında kimyasal kararlılığa sahip olması soğutucu akışkanın en önemli karakteristiğidir. Çalışma şartlarında basınç ve sıcaklığın en uç noktalarında dahi ayrışıp çözünmemeli, bütün özelliklerini muhafaza etmelidir [30].

8.6.3. Termodinamik ve Fiziksel Özellikler

Mevcut soğutucu akışkanlarla çalışan soğutma sistemlerinin dönüşümlerinde, alternatif soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerinin, soğutma sisteminde kullanılmakta olan soğutucu akışkanın özelliklerine yakın olması gerekir. Alternatif soğutucu akışkanlarla çalışacak yeni soğutma sistemlerinin tasarımında uygulamaya göre yüksek verim sağlayacak alternatif soğutucu akışkan seçilmelidir [26].

8.6.4. Kaynama Sıcaklığı

Bir soğutucu akışkan düşük değerde bir kaynama sıcaklığına sahip olmalıdır. Kaynama sıcaklığı düşük değerde olmasa yeterli derecede soğutma yapmak için kompresörü yüksek bir vakum altında çalıştırmak gerekir. Bu durum da kompresör verim ve kapasitesinin düşük

olmasına sebep olur. Bununla beraber çok düşük sıcaklıklarda çalışılması istenmedikçe aşırı derecede düşük kaynama noktasına lüzum yoktur [30].

8.6.5. Kaynama Basıncı

Soğutma sistemi içine girebilecek hava sızıntılarının önlenmesi bakımından bir soğutucu akışkanın buharlaşma basıncının atmosfer basıncından az büyük olması arzu edilir. Aksi takdirde vakum altında çalışmak zorunluluğu hasıl olur ki, bu durum sistem içine hava sızıntılarına sebep olabileceği gibi kompresör veriminin ve kapasitesinin de düşük olmasına sebep olur [30].

8.6.6. Yoğuşma Basıncı

Atmosfer veya normal su sıcaklığının tesiri altında yoğuşan soğutucu akışkan buharının yoğuşma basıncı düşük değerde olmalıdır. Yüksek bir yoğuşma basıncı kompresör, boru sistemi, soğutucu ünite ve kondenser gibi makine ve teçhizatın lüzumundan fazla ağır ve sağlam malzeme ile yapılmasını gerektirir. Ayrıca yüksek basınç altında kaçak ihtimali de artar. Akışkan çevrimindeki yoğuşma ve buharlaşma basınç değerleri birbirine ne kadar yakın olur ise COP değeri de o oranda artar [30].

8.6.7. Özgül Hacim

Bir soğutucu akışkan gaz durumunda iken düşük bir özgül hacimde olmalıdır. Böyle bir özelliğe sahip bir soğutucu akışkan hem kullanılan makine ve teçhizatın küçük boyutta olmasını ve hem de kompresör veriminin yüksek olmasını sağlar [30].

8.6.8. Gizli Isı

Büyük kapasiteli soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısı büyük olmalıdır. Çevrimde devreden akışkanın birim kütlesi başına evaporatörden çekilen ısı miktarı daha fazla olur. Büyük kapasiteli soğutma gruplarında daha büyük buharlaşma gizli ısıya sahip soğutucu akışkan kullanılırsa, grupta birim zamanda devreden akışkan miktarı azalacağından bu da kompresör yükünün azalmasını sağlar.

Düşük kapasiteli soğutma sistemlerinde gizli ısı düşük olan bir soğutucu akışkanın kullanımı, gizli ısı yüksek olan bir soğutucu akışkana göre çevrimde daha fazla miktarda

bulunmasını gerektirir. Böyle bir soğutucu akışkan, sistemin daha kolay kontrol edilmesini sağlayacaktır. Çünkü çok miktarda soğutucu akışkan dolaşan sistemde daha az hassasiyetli kontrol cihazlarına ihtiyaç duyulur.

8.6.9. Kritik Sıcaklık

Kritik sıcaklık değeri akışkanın önemli termodinamik özelliklerindendir. COP değeri ve volümetrik kapasiteyi en uygun verecek şekilde kritik sıcaklığa sahip akışkan arzu edilir.

8.6.10. Viskozite

Bir soğutucu akışkanın viskozitesi o soğutucu akışkanının ısı iletimi karakteristiklerinin ve borulardaki akış direncinin tayininde büyük öneme sahiptir. Viskozitesi düşük olan bir soğutucu akışkan iyi bir ısı iletimi karakteristiklerini ve borulardan minimum bir sürtünme ile akış özelliğine sahiptir. Bir buharın viskozitesi kaynama noktasına yaklaşmanın haricinde hemen hemen basıncın etkisi altında çok az miktarda değişir. Doymuş buharlar kızgın buharlara nazaran fark edilebilir şekilde daha büyük değerlerde bir viskoziteye sahiptirler [30].

8.6.11. Isı İletkenliği

Sıvı ve gaz halindeki soğutucu akışkanların ısı iletimi bir soğutucu akışkanın buharlaşması, yoğunlaşması veya bir borudan akışı esnasında meydana gelen ısı iletiminin tayini için film katsayılarının hesap edilmesinde büyük öneme sahiptir. Soğutucu akışkanlar iyi bir ısı iletimi özelliğine sahip olmalıdır [30].

8.6.12. Yanıcılık Özelliği

Hidrojen içeren tüm bileşiklerde belirli oranlarda yanma özelliği vardır. Bu nedenle HCFC ve HFC'den oluşan karışımlarda ortaya çıkan yanıcı özellikler farklı karışım oranları ve yanma özelliğini azaltan başka maddelerin ilavesi ile giderilmeye çalışılmaktadır. Saf olarak kullanılan ve yanıcı özelliği olan hidrokarbonların, örneğin R 290'ın (propan) soğutucu akışkan olarak yaygın kullanımı düşünülmemektedir. Sonuç olarak bir soğutucu akışkan yanıcı olmamalıdır. Havaya karıştığı zaman yanıcı ve patlayıcı bir ortam oluşturmamalıdır [40].

8.6.13. ODP Değeri

Ozon tabakasının parçalanmasına neden olan Cl ve Br içeren soğutucu akışkanların ozonu tahrip etme potansiyelleri değişik oranlardadır. CFC'li soğutucu akışkanlar yüksek ODP değerlerine sahip soğutucu akışkanlardır. Bunlara alternatif soğutucu akışkanların seçiminde ODP'nin sıfır veya çok dūşük olmasına dikkat edilmelidir [26].

8.6.14. GWP Değeri

Ozon tahribatının yanı sıra sera etkisi de çevreyi olumsuz yönde etkilemektedir. Alternatif soğutucu akışkanın belirlenmesinde GWP değeri dikkate alınması gereken önemli bir etkindir [26].

8.6.15. Zehirlilik zelliği

Soğutucu akışkan zehirli olmamalıdır. Sistemden kaçarak havaya karışması halinde civardaki insanlara ve canlılara zarar vermemelidir. Yiyecek maddeleri üzerinde zararlı etki yapmamalıdır. Alternatif soğutucu akışkanların kullanılabilmesi için zehirlilik değeri 400 ppm den küçük olmalıdır [26].

8.6.16. Soğutucu Akışkanın Fiyatı

Alternatif soğutucu akışkanlar yeterli özelliklere sahip olsa bile ticari anlamda önem kazanmaları maliyetlerine bağlıdır [26].

8.6.17. Malzeme Uyumu

Alternatif soğutucu akışkanlar kullanılmakta olan sistem elemanlarının malzemesi ile uyumlu olarak alışabilmelidirler [26].

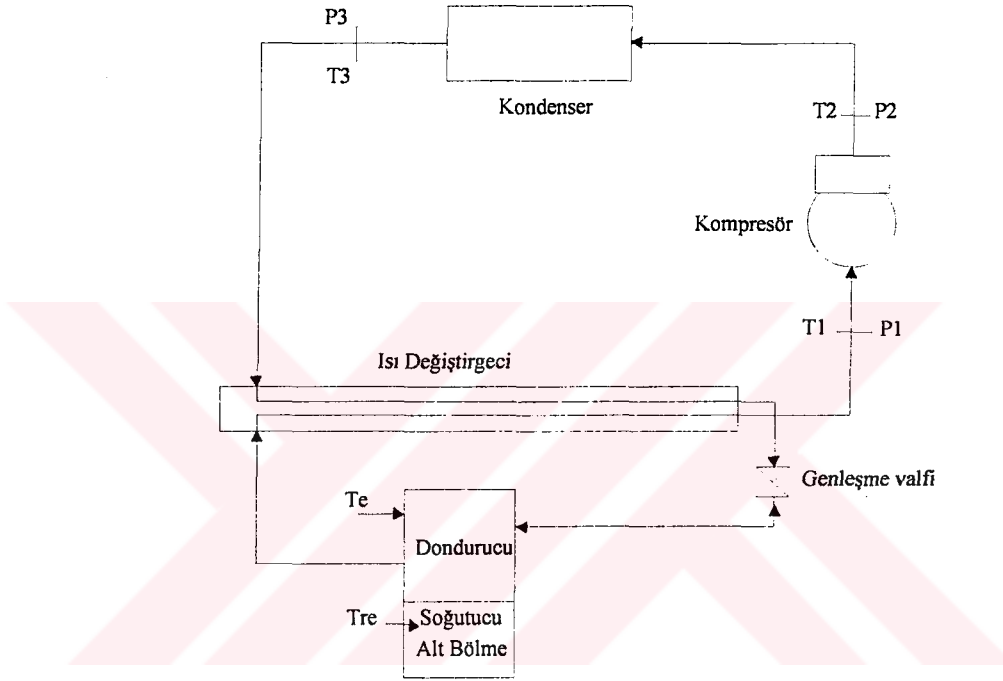
8.6.18. Yağlarla uyum

CFC içeren soğutucu akışkanların alternatifleri ile değiştirilebilmesi, beraberinde yağ değişim sorununu getirmiştir. CFC'lerle kullanılan mineral yağların yerine HFC'li alternatif soğutucu akışkanlarda poliestere bazı yağların kullanılması gerekmektedir [26].

9. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

9.1. Deney Düzenegi

R-12 soğutucu akışkanını ile çalışan ev tipi bir buzdolabında alternatif soğutucu akışkan olarak Türkiye pazarında mevcut L.P.G.'nin kullanımının deneysel olarak araştırılması amacıyla hazırlanan deney düzeneginin şematik görünüşü Şekil 9.1'de gösterilmiştir.



Şekil 9.1. Deney setinin şematik görünüşü.

Deneylerde R-12 soğutucu akışkanlı ev tipi bir soğutucu buzdolabı kullanıldı. Kullanılan buzdolabının teknik özellikleri Tablo 9.1'de verilmiştir.

Deneyler esnasında soğutucu akışkanın evaporatör sıcaklığı, kondenser sıcaklığı, soğutulan hacmin (buzdolabı içinin) sıcaklığı ve buzdolabının yerleştirildiği ortamın sıcaklığı belirli zaman aralıklarıyla bir multimetre ile okundu. Sıcaklıkları tespit etmek için bakır-konstantan (Cu-Co) termoelemanlar (ısı çiftleri) kullanıldı. Isıl çiftlerin bağlandıkları noktalarda, kompresöre soğutucu akışkan giriş sıcaklığı (T_1), kompresörden soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı (T_2), kondenserden soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı (T_3), dondurucu (üst) bölme

(evaporatör borusunun ortasında) soğutucu akışkan sıcaklığı (T_e), soğutucu (alt) bölme soğutucu akışkan sıcaklığı (T_{re}) ve buzdolabının yerleştirilmiş olduğu çevre ortam (hava) sıcaklığı tespit edildi.

Ayrıca deneyler süresince kompresör giriş ve çıkış basıncı ile kompresöre harcanan güç yine eşit zaman aralıklarıyla tespit edildi. Basınçları belirlemek için belirtilen yerlere manometreler monte edildi. Kompresörün harcadığı elektrik gücünü okumak için bir wattmetre'den yararlanıldı.

Tablo 9.1. Deneylerde kullanılan buzdolabının teknik özellikleri.

Soğutucu (alt) bölme hacmi (net)	360 lt	Genişlik	70 cm
Dondurucu (üst) bölme hacmi (net)	50 lt	Derinlik	60 cm
Toplam brüt hacim	425 lt	Ağırlık	64 kg
Toplam net hacim	410 lt	Elektrik girişi	220 V/ 50 Hz
Yükseklik	172 cm	Toplam güç	150 W
Kompresör tipi	Pistonlu-Hermetik	R-12 miktarı	160 gr

Deneyler benzer şartlar altında hem R-12 soğutucu akışkanını ile hem de üç farklı L.P.G. kütlesiyle ile tekrarlandı. L.P.G.'li deneyler için R-12 boşaltıldıktan sonra, soğutma devresi sırasıyla 90, 110 ve 130 gr L.P.G. ile dolduruldu ve kompresördeki yağlama yağı değiştirilmedi. Kullanılan L.P.G. ülkemiz pazarından temin edilmiş olup, kimyasal bileşimi küttelece % 70 bütan ve % 30 propandan oluşmaktadır. R-12 ve L.P.G.'li deneyler aynı evaporatör (soğutma) yükü altında olsun diye buzdolabının üst (dondurucu) bölümü içerisine 50 ve 100 W'lık elektrik direnç tellerinden oluşan ısıtıcılar yerleştirildi. Deneyler için bunların kapasiteleri 150 ve 450 W arasında değiştirildi. Deneysel sonuçlar sistem ısısal olarak kararlı hale geldikten sonra alındı.

9.2. Hesaplamalar

Kompresör giriş ve çıkış noktalarındaki soğutucu akışkanın (L.P.G.) özgül entalpi (h_1 , h_2) ve özgül hacim (v_1 , v_2) değerleri bu noktalarda okunan basınç ve sıcaklık değerleri esas alınarak kullanılan gazların P-h diyagramından belirlendi. Kondenser çıkışındaki soğutucu akışkanın özgül entalpisi (h_3) yine bu noktada okunan basınç ve sıcaklıktan belirlendi. Evaporatör girişindeki soğutucu akışkanın özgül entalpisi (h_4) ise, genleşme vanasında kısılma sabit entalpide olduğu için h_3 'e eşittir. Evaporatör (soğutma) yükü (Q_e), her deneyde kullanılan ve ısı

akıları sabitlenen elektrik direnç teli ısıtıcısının kapasitesine eşit alındı. Diğer parametreler aşağıdaki gibi belirlendi:

$$\text{Efektif soğutma kapasitesi, } q_e = h_1 - h_3$$

$$\text{Soğutucu akışkan debisi, } m = Q_e / q_e$$

$$\text{Kompresör gücü, } W_k = m(h_2 - h_1)$$

$$\text{Kondenser yükü, } Q_c = m(h_2 - h_3)$$

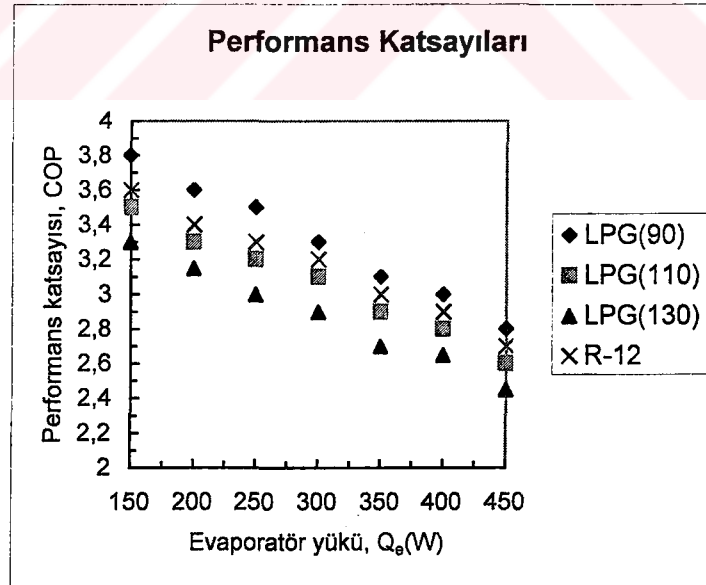
$$\text{Performans katsayısı, } \text{COP} = (h_1 - h_3) / (h_2 - h_1)$$

$$\text{Volümetrik verim, } \eta_v = 0.01m.v_1 [41].$$

9.3. Deney Sonuçları

Deneyler R-12 soğutucu akışkanı kullanan bir ev tipi soğutucuda (buzdolabında), hem bu akışkanla hem de üç değişik L.P.G. miktarı için aynı çalışma şartları altında yapıldı. Kompresör yağlama yağı, L.P.G.'ye uyumlu olup olmadığını araştırmak amacıyla her iki soğutucu akışkan deneylerinde de değiştirilmedi. İncelenen bütün performans parametreleri için evaporatör yükü 150-450 W aralığında değiştirilen elektrik direnç telleri ile sağlandı ve bu parametrelerin evaporatör yükü ile değişimleri aşağıdaki grafiklerde verildi.

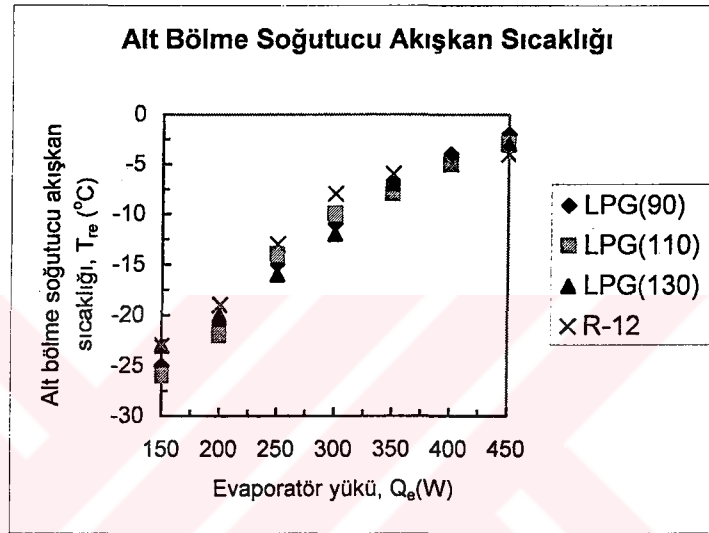
Şekil 9.2, buzdolabı performans katsayısının evaporatör yükü ile değişimini göstermektedir.



Şekil 9.2. Buzdolabı performans katsayısının evaporatör yükü ile değişimi.

Şekilden görüldüğü gibi L.P.G. miktarı arttıkça, performans katsayısı düşmektedir. Bunun sebebi ileride Şekil 9.5’de de görüleceği gibi L.P.G. miktarı arttıkça kompresör güç tüketiminin de artmasıdır. Ayrıca Şekil 9.6’da L.P.G. miktarı ile kondenser yükünün dolayısıyla da evaporatör yükünün azalması bu durumun diğer bir göstergesidir. 110 gr L.P.G. için R-12’ninkine yakın COP değerleri elde edilmektedir.

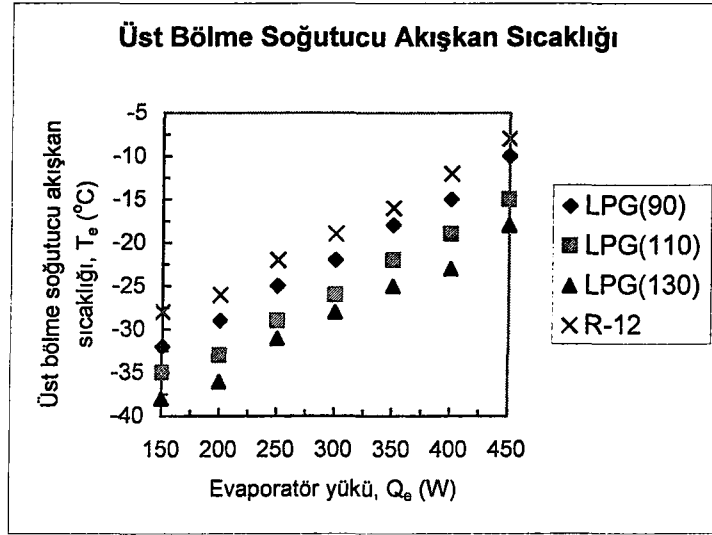
Buzdolabı alt bölümü ile üst bölümü soğutucu akışkan sıcaklığının evaporatör yükü ile değişimi sırasıyla Şekil 9.3 ve Şekil 9.4’de görülmektedir.



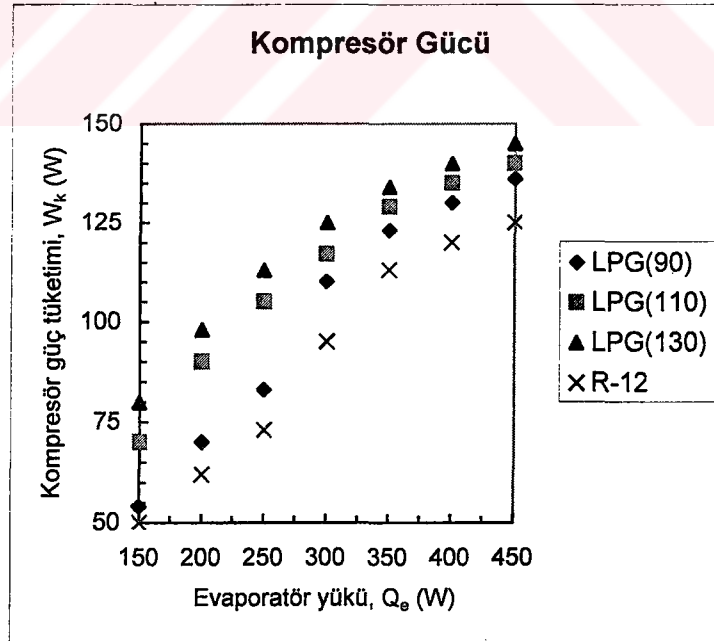
Şekil 9.3. Alt bölüm soğutucu akışkan sıcaklığının evaporatör yükü ile değişimi.

Şekil 9.3’den görüldüğü gibi L.P.G.’nin denenen tüm miktarları genellikle R-12’ye göre daha iyi, yani daha düşük soğutucu akışkan sıcaklıkları verirken, 110 gr L.P.G. için elde edilen sıcaklıklar R-12’ninkilere çok yakındır. Zaten denenen soğutucu akışkanların alternatif olabilmeleri için, yerine kullanıldıkları soğutucu akışkanın sıcaklık değerlerine eşit veya daha düşük değerler göstermesi gerekir. Böylece bu grafikten de görüldüğü gibi 110 gr L.P.G. miktarı diğer miktarlara göre daha çok tercih edilmelidir. Şekil 9.4’de ise L.P.G. miktarı arttırıldıkça R-12’ye nazaran daha düşük üst bölüm soğutucu akışkan sıcaklıkları elde edilmektedir.

Şekil 9.5, kompresör güç tüketiminin evaporatör yükü ile değişimini vermektedir. Şekilden açıkça görüldüğü gibi, L.P.G. miktarı düştükçe kompresörün çektiği güç de azalmaktadır.

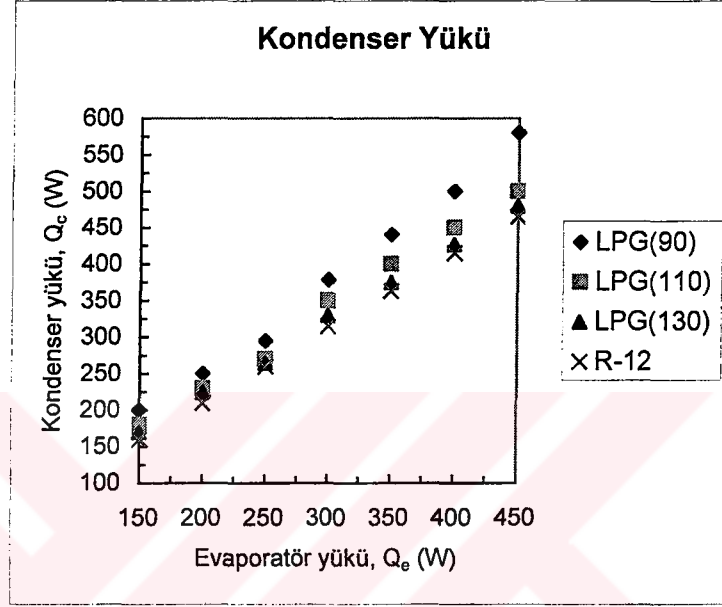


Şekil 9.4. Üst bölme soğutucu akışkan sıcaklığının evaporatör yükü ile değişimi.



Şekil 9.5. Kompresör güç tüketiminin evaporatör yükü ile değişimi.

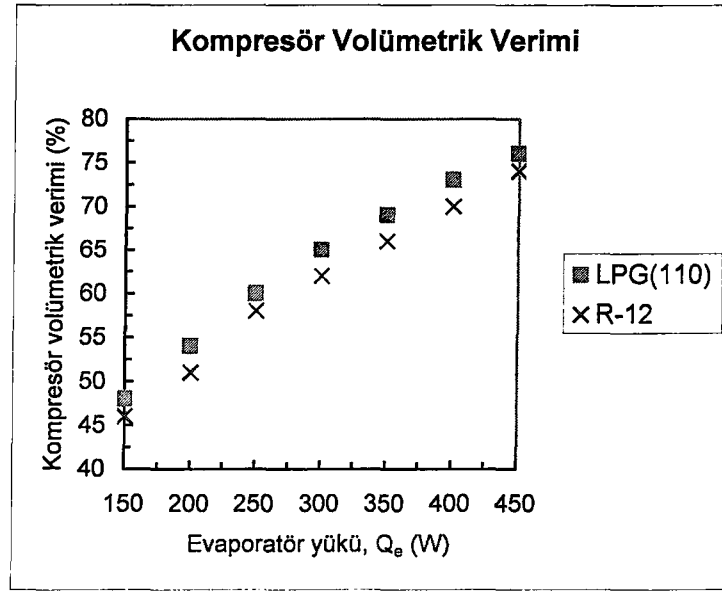
Kondenser yükünün evaporatör yükü ile değişimi ise Şekil 9.6'da gösterilmiştir. L.P.G. miktarı düştükçe kondenser yükü artmaktadır. Yine 110 gr L.P.G. için kondenser yükü R-12'ninkine yakın olduğundan, R-12 için dizayn edilmiş bir soğutucu bu miktar L.P.G. ile kondenser değiştirilmeden kullanılabilir.



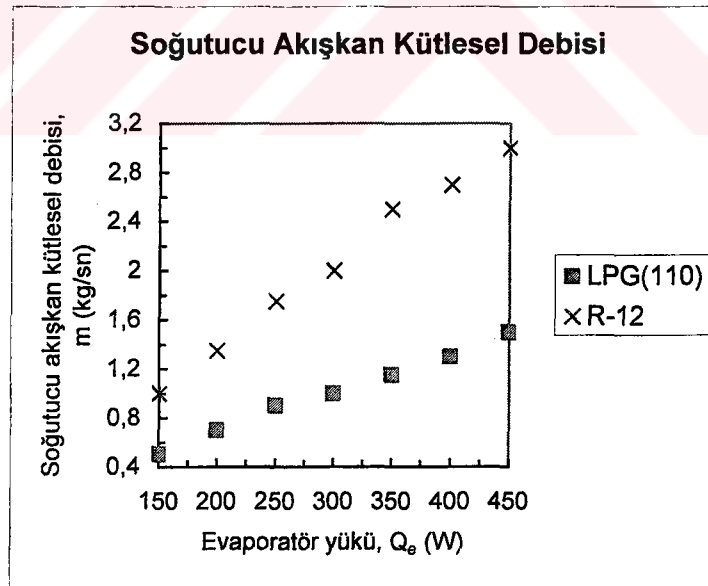
Şekil 9.6. Kondenser yükünün evaporatör yükü ile değişimi.

Şekil 9.7'de kompresör volümetrik veriminin evaporatör yükü ile değişimi sunulmuştur. Şekilden görüldüğü gibi 110 gr L.P.G. ile çalışıldığında R-12'ye kıyasla daha yüksek volümetrik kompresör verimleri elde edilmektedir. Bu nedenle, R-12 için tasarlanmış bir kompresör bu miktar L.P.G. ile daha verimli çalışacak ve R-12 için mevcut kompresör yağlama yağının değiştirilmesine de gerek kalmayacaktır.

Soğutucu akışkan kütleli debisinin evaporatör yükü ile değişimi Şekil 9.8'de görülmektedir. Kullanılan her üç L.P.G. miktarı için de R-12'ye göre çok daha düşük soğutucu akışkan kütleli debileri elde edilmiş ve bunlardan sadece 110 gr L.P.G. için olanı bu şekilde R-12'ninkilerle karşılaştırılmıştır. Şekilden görüldüğü gibi L.P.G. için R-12'ye nazaran oldukça küçük kütleli debiler elde edilmiştir. Bu elde edilen küçük soğutucu akışkan kütleli debileri aynı zamanda L.P.G.'li soğutucunun R-12'liye göre daha sessiz çalıştığının da bir kanıtıdır.

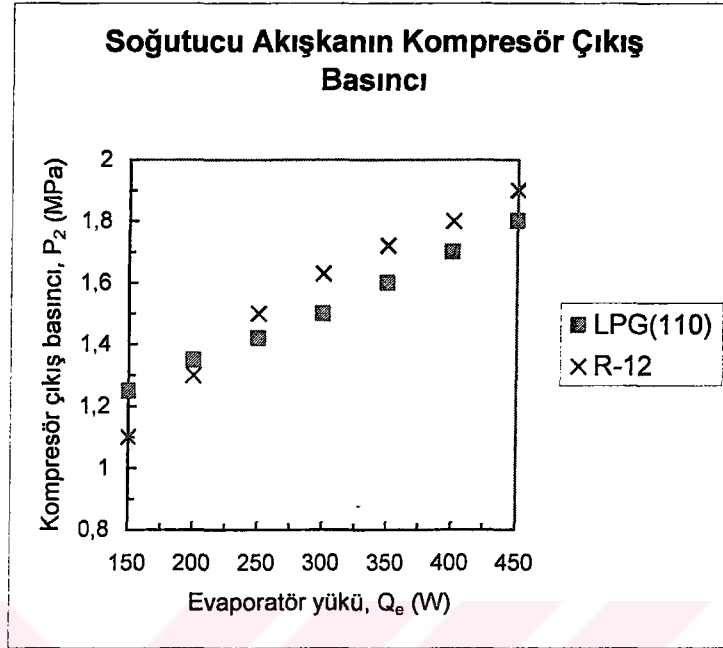


Şekil 9.7. Kompresör volümetrik veriminin evaporatör yükü ile değişimi.

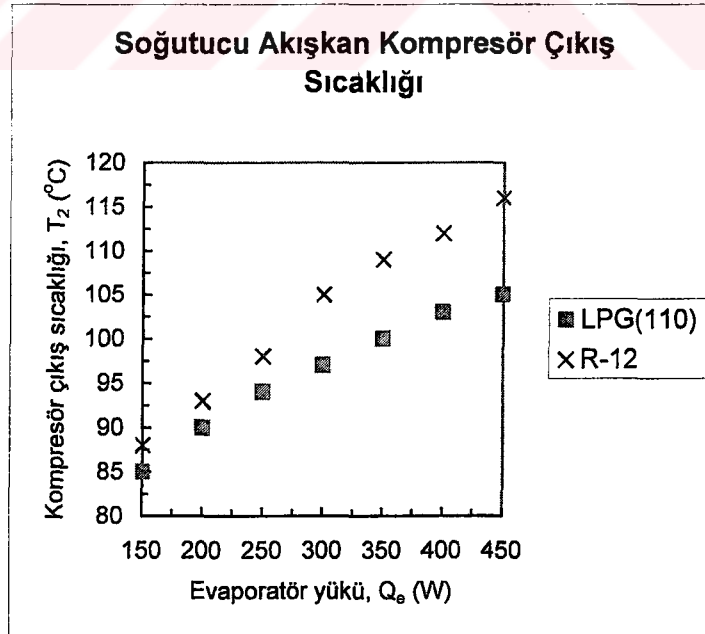


Şekil 9.8. Soğutucu akışkan kütlesel debisinin evaporatör yükü ile değişimi.

Şekil 9.9 ve Şekil 9.10 sırasıyla, soğutucu akışkan kompresör çıkış basıncının ve soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının evaporatör yükü ile değişimlerini göstermektedir.



Şekil 9.9. Soğutucu akışkan kompresör çıkış basıncının evaporatör yükü ile değişimi.



Şekil 9.10. Soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının evaporatör yükü ile değişimi.

Düşük evaporatör yüklerinde L.P.G., R-12'ye göre daha yüksek kompresör çıkış basınçları verirken, yüksek evaporatör yüklerinde bu trendin tersi görülmektedir. Bununla birlikte Şekil 9.10'dan da görüldüğü gibi bütün evaporatör yükleri için L.P.G., R-12'ye göre daha düşük soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklıkları sergilemektedir. Bu da daha az tersinmezlik ve dolayısıyla daha yüksek izentropik verim demektir. Ayrıca L.P.G. için bu durum daha düşük kondenser çıkışı soğutucu akışkan sıcaklığı anlamına gelir ki, bu da R-12'ye göre daha büyük soğutma etkisi demektir.



10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Soğutma sistemlerinde kullanılan Kloroflorokarbonlar ve hidrokloroflorokarbonların (HCFCs), son zamanlarda dünyamız için çok büyük bir çevresel problem olmaya başlayan küresel ısınma ve ozon tabakasının incelmesinde önemli bir etken olmasının anlaşılması nedeniyle ve enerjinin daha verimli kullanılması gereğinden dolayı, bilhassa yabancı ülkelerde yeni soğutucu akışkanlar bulmak için araştırmalar hızlanmıştır.

Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak R-12 kullanılan ev tipi bir buzdolabının soğutma performansı önce bu akışkan ile deneysel olarak belirlendi, daha sonra benzer çalışma şartlarında aynı buzdolabında soğutucu akışkan olarak L.P.G. kullanılarak yine deneysel olarak belirlenen soğutma performansı R-12'ninki ile karşılaştırıldı. Ayrıca değişik L.P.G. miktarlarının soğutma çevriminde kullanılması durumunda performansın deneysel olarak nasıl değiştiği araştırıldı.

Deneyler esnasında hem R-12 hem de L.P.G. için ölçülen değerler yardımıyla; buzdolabının soğutma performans katsayısı, soğutma kapasitesi ve kompresör tarafından çekilen gücün değişimi değişik soğutucu akışkan (L.P.G.) miktarları ve R-12 için grafikler halinde verilmiş ve her iki akışkan için karşılaştırmalar yapılmış ve aşağıda özetlenmiştir:

Deneysel sonuçlardan anlaşılmıştır ki, R-12'li bir buzdolabında kullanılan L.P.G. miktarları genelde iyi sonuçlar vermesine rağmen, R-12'ye en yakın değerler 110 gr L.P.G. için elde edilmiştir. Dolayısıyla bu miktar L.P.G.'nin kullanımı ile, ayrıca R-12 için kullanılan yağlama yağının ve kondenserin değiştirilmesine de gerek kalmamaktadır. Yine 110 gr L.P.G. için R-12'ye nazaran kompresörün volümetrik verimi daha yüksek elde edilmiştir. Ayrıca deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar literatürdeki bulgularla uygunluk göstermiştir.

İleriki çalışmalar için daha değişik soğutucu akışkanlar ve daha farklı kimyasal bileşime (hidrokarbonlara) ve miktarlara sahip L.P.G. denenebilir. Ayrıca hidrokarbonların yanıcılığına karşı alınacak önlemler üzerine araştırmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Alsaad, M.A. and Hammad, M.A., 1998, The application of propane/butane mixture for domestic refrigerators, *Applied Thermal Engineering*, 18, 911-918.
- [2] Rivis, E. and Bidone, A., 1994, isobutane/propane mixtures: comparasion with trational refrigerants, *The Day After Conference*. Padua, Italy, 345-353.
- [3] Richardson, R. and Butterworth, J., 1995, The performance of propane/isobutane mixtures in vapor compression systems, *International Journal of Refrigeration*, 18, 1, 58-62.
- [4] Hammad, M.A. and Alsaad, M.A., 1999, The use hydrocarbon mixtures as refrigerants in donestic refrigerators, *Applied Thermal Engineering*, 19, 1181-1189.
- [5] Meyer, J.P., 1998, Evaluation of LPG as a refrigerant in airconditioning and refrigeration, *Mechanical Technology*, December 1998, 7-12.
- [6] Jen li, C. and Chia Su, C., 2003, Experimental study of a series-connected two-evaporator refrigerating system with propane (R-290) as the refrigerant, *Applied Thermal Engineering*, 23,1503-1514.
- [7] Bansal, P.K. and Purkayastha, B., 1998, An experimental study on HC290 and a commercial liquefied petrpleum gas (LPG) mix as suitable replacements for HCFC22, *Int J. Refrig.*, 21, No. 1, 3-17.
- [8] Jung, D., Kim, C.B., Song, K. and Park, B., 2000, Testing of propane/isobutane mixture in domestic refrigerators, *International Journal of Refrigeration*, 23, 517-527.
- [9] Wongwises, S. and Chimres, N., 2004, Experimental study of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in a domestic refrigerator, *Energy Conversion and Management*, in press.
- [10] Bechtler, H., Browne, M.W., Bansal, P.K. and Kecman. V., 2001, Neural Networks-a new approach to model vapour-compression heat pumps, *Int. J. Energy Res.*, 25, 591-599.
- [11] Tashtoush, B., Tahat, M. and Shudeifat, M.A., 2002, Experimental study of new refrigerant mixtures to replace R12 in domestic refrigerators, *Applied Thermal Engineering*, 22, 495-506.
- [12] Linton, J.W., Snelson, W.K., Triebe, A.R. and Hearty, p.f., 1995, System performance comparision of R 507 with R 502, *ASHRAE Transsactions*, 101, 502-510.
- [13] Linton, J.W., Snelson, W.K., Triebe, A.R. and Hearty, P.F., 1995, Some performance measurements of four long term R 502 replacements in a test facility containing a scroll compressor, 19th International Congress of Refrigeration, The Hague, The Netherlands.
- [14] Türkoğlu, H., Ataer, Ö.,E. ve Ataman, Ş., 1999, Alternatif soğutucu akışkanların karşılaştırılması, ULBTK'99-220 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 8-10 Eylül 1999, 6s., Sakarya.

- [15] Ataer, Ö., E., Türkoğlu H. ve Usta H., 1999, Ticari soğutucularda alternatif soğutucu akışkanların kullanımı, Türkiye Teknoloji Geliştirme Vakfı, 29s.
- [16] Ercan, S., 1999, Düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında ticari soğutucular için alternatif soğutucu akışkanların karşılaştırılması, Yüksek lisans tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 84s.
- [17] Ree, H., 1998, Replecament of R-22, Bulletin of the International Institue, 98-1, v.LXXVIII, 5-16.
- [18] Luzzatto, D., Magni, F. and Redaelli, G., 1994, Alternative refrigerants: aplications of R-22 alternativites in air conditioning equipment, AERMEK International Conferance CFCs The Day After Joint Meeting Of IIR Commissions B1, B2, E1 and E2, Padova 21-23 sept. 1994, 307-317.
- [19] Chen, Q. and Prasad, R.C., 1999, Simulation of a vapour compression refrigeration cycles using HFC134a and CFC12, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 26, No. 4, 513-521.
- [20] Didion, D.A., 1999, The Influence of the thermophysical fluid properties of the new ozone-safe refrigerants on performance, Applied Thermodynamics, 2, No. 1, 19-35.
- [21] Ataer, Ö.,E. ve Usta, H., 1999, Alternatif akışkan seçiminde ticari soğutucuların test edilmesi, ULBTK'99 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 8-10 Eylül 1999, 6s., Ankara.
- [22] Leonardi, E. and Maclaine-cross, I.L., 1995, Performance and safety of LPG Refrigerants, Proceedings of the 'Fuel for Change' Conference of the Australian LPG Association Ltd, 149-168.
- [23] Akash, B.A. and Said, S.A., 2003, Assessment of LPG as a possible alternative to R-12 in domestic refrigerators, Energy Conversion and Manegement, 44, 381-388.
- [24] Altinkurt, K., Gülyavuz, H. ve Görenoğlu, M., 1983, Soğuk Depolama Tekniği, 6-15.
- [25] Dossat., R. J., 1991, Principles of Refrigeration, Prentice Hall, University of Houston, Texas.
- [26] Beşer, E., 1998, Soğutucu maddelerle ilgili dünyada ve Türkiye'deki gelişmeler, Mühendis ve Makine, 39, Sayı 458, 15-26.
- [27] Horuz. I., 2004, Ozone-Depleting Substances, Phase-Out Program and Alternatives, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 31, No.4, 607-618.
- [28] Genceli, O.F., 2002, *Soğutma Tesisatı*, Makine Mühendisleri Odası Yayınları: Yayın No: MMO/2002/295-2, Özkan Matbaacılık, Ankara, 193s.
- [29] Beşer, E., 1997, Soğutucu Maddelerle İlgili Dünyada ve Türkiye'deki Gelişmeler, III. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 20-23 Kasım 1997, Ankara, 679-697.
- [30] Savaş, S., 1974, *Soğutma Tekniğinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar*, Makine Mühendisleri Odası Yayınları, Yayın No: 88, 134s.

- [31] Skovrup, M.J., Knudsen, H.J.H. and Holm, H.V., 1998, Refrigeration utilities version 1.21, Dept. of Energy Engineering, DTU, Denmark.
- [32] Lorentzen, G., 1995, The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HFC predicament. *Int J Refrigeration*, 18, 190-197.
- [33] <http://www.dupont.com>.
- [34] <http://www.earthcareproducts.co.uk>.
- [35] Forbes Pearson, UK., 2004, Naturel refrigerants for heat pumps, IEA Heat Puump Centre Newsletter, 22, No. 1, 13-16.
- [36] <http://www.diversifiedcpc.com/property.htm>.
- [37] <http://www3.airproducts.com>.
- [38] http://selimcetinkaya.tripod.com/guncel/lpg_conversion.
- [39] Falcioğlu, A.R. ve Polat M., 1999, *Araçlarda LPG Dönüşümü Mühendis El Kitabı*, Makine Mühendisleri Odası Yayınları, Yayın No: MMO/1999/217, Ankara, 1-9.
- [40] Stefanutti, L. and Lassa, E., 1998, İklimlendirme ve Soğutma Sistemleri İçin Yeni Soğutkanlar, TTMD III. Uluslar arası Yapıda Tesisat Bilimi ve Teknolojisi Sempozyumu, 7-9 Mayıs 1998, İstanbul.
- [41] Stoeker, W. and Jones, J., 1987, *Refrigeration and Air Conditioning*, second ed., McGraw-Hill, Singapore.

ÖZGEÇMİŞ

1977 yılında Elazığ'da doğan Serhat ŞENGÜR ilkokulu Elazığ'da Fırat ilkokulunda tamamladı. Orta öğretimi Elazığ Mezre ortaokulunda tamamlayıp 1994 yılında Elazığ Mehmet Akif ERSOY lisesinden mezun oldu. 2000 yılında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Öğretmenliği'nden mezun oldu. Aynı yıl Kars Merkez Mesleki Eğitim Merkezi Müdürlüğüne teknik öğretmen olarak atandı. 2003 yılında Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Bölümü Enerji Anabilim Dalında yüksek lisans öğrenimine başladı. Halen 100. Yıl Anadolu Teknik Lisesi'nde Otomotiv Öğretmeni olarak görev yapmaktadır.

