

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KARBONDİOKSİT KULLANAN SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE SOĞUTUCU
AKIŞKAN TARAFININ MODELLENMESİ VE PERFORMANS
PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ**

SELİM ÖZDEMİR

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. HASAN ALPAY HEPERKAN**

İSTANBUL, 2011

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KARBONDİOKSİT KULLANAN SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE SOĞUTUCU
AKIŞKAN TARAFININ MODELLENMESİ VE PERFORMANS
PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ**

SELİM ÖZDEMİR

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. HASAN ALPAY HEPERKAN**

İSTANBUL, 2011

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KARBONDİOKSİT KULLANAN SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE SOĞUTUCU
AKIŞKAN TARAFININ MODELLENMESİ VE PERFORMANS
PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ

Selim Özdemir tarafından hazırlanan tez çalışması 03/08/2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Galip TEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Oktay ÖZCAN
Bahçeşehir Üniversitesi

Bu alışma, Sanayi Tezleri Programı (SAN-TEZ) dahilinde yürütülen 00238.STZ.2008-1 kodlu proje ile ortak yürütülen çalışmalar sonucunda hazırlanmıştır.

ÖNSÖZ

Bu çalışmamın tüm safhalarında değerli görüşlerini ve yol gösterişlerini benden esirgemeyerek, bana sabırla destek olan değerli hocalarım Sn. Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN ve Sn. Arş. Gör. Orkan KURTULUŞ'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her anında bana destek olan aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca yüksek lisans eğitimim süresince, kendilerine danıştığımda beni yanıtsız bırakmayan ve desteklerini esirgemeyen diğer tüm öğretim üyelerine teşekkür ederim.

Ağustos, 2011

Selim ÖZDEMİR

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	Vii
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT.....	xii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.1.1 Soğutucu Akışkanlar ve Küresel Etkileri.....	3
1.1.1.1 Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP).....	6
1.1.1.2 Küresel Isınma Potansiyeli (GWP).....	7
1.1.1.3 Yaygın Olarak Kullanılan Soğutucu Akışkanlar	8
1.1.2 Soğutkan Olarak CO ₂ ve CO ₂ Üzerine Yapılan Çalışmalar	10
1.2 Tezin Amacı	22
1.3 Hipotez	23
BÖLÜM 2	
DENEY DÜZENEGİ.....	24
2.1 Deney Düzenegi	24
2.2 Deney Düzenegi Elemanları	27
2.2.1 Isı Değiştiriciler	29
2.2.2 Chiller	30
2.2.3 Soğutma Suyu Deposu	30
2.2.4 Su Şartlandırma Havuzu	31
2.2.5 Aşırı Soğutucu	31
2.2.6 Hava/Su Isı Değiştiricileri.....	32

2.2.7	Sıvı Aküsü	32
2.2.8	Debimetre	32
2.2.9	Isılçiftler	32
2.2.10	Elektrik Panosu ve Otomasyon Sistemi.....	33
2.2.11	Kesme Vanası	33
2.2.12	Kısılma Vanası.....	33
2.3	Deney Düzeneği Kurulumu	33
BÖLÜM 3		
MODELLEME VE SAYISAL ANALİZ		35
3.1	Algoritma	35
3.2	Teorik Analiz.....	37
3.2.1	Sistem Elemanlarının Analizi.....	37
3.2.1.1	Gaz Soğutucu.....	37
3.2.1.2	Evaporatör.....	38
3.2.1.3	Kompresör.....	38
3.2.2	Sistemin Analizi.....	39
3.2.2.1	Debinin Tayini.....	39
3.2.2.2	Soğutma Etkinlik Katsayısının Belirlenmesi.....	39
3.3	Matlab Programı ve Hesaplamalar	39
3.3.1	CO ₂ Sistemi için Elde Edilen Değerler	40
3.3.2	Alternatif Akışkanlar için Elde Edilen Değerler	44
3.3.2.1	R-22	45
3.3.2.2	R-134a	47
3.3.2.3	R-717	Error! Bookmark not defined.
3.3.2.4	R-600a	51
3.3.3	CO ₂ ve Alternatif Soğutucu Akışkanların Soğutma Kapasitelerinin Kıyaslanması	53
3.3.4	CO ₂ ve Alternatif Soğutucu Akışkanların COP Değerlerinin Kıyaslanması	57
BÖLÜM 4		
SONUÇ VE ÖNERİLER		61
KAYNAKLAR		64
EK-A		
MATLAB.....		67
A-1	Matlab Programı.....	67
A-2	CO ₂ için Matlab Programı ile Hesaplanan Değerler	76
A-3	Alternatif Soğutkanlar için Matlab Programı ile Hesaplanan Değerler	79
A-4	Matlab Programı ile Elde Edilen Matrisler	83
A-5	Matlab Programı ile Çizdirilen Grafikler	84
ÖZGEÇMİŞ.....		86

SİMGE LİSTESİ

A	Isıtma yüzeyi alanı
COP	Soğutma etkinlik katsayısı değeri
h	Entalpi
m	Kütleli debi
P	Basınç
Q	Atılan veya çekilen ısı
T	Sıcaklık
U	Isı transfer katsayısı
W	Harcanan iş
ΔT_{ln}	Logaritmik sıcaklık farkı

KISALTMA LİSTESİ

AB	Avrupa Birliği
ABD	Amerika Birleşik Devletleri
CFC	Chlorofluorocarbon
COP	Coefficient Of Performance
GWP	Global Warming Potential
HC	Hydrocarbon
HCFC	Hydrochlorofluorocarbon
HFC	Hydrofluorocarbon
KP	Kyoto Protocol
ODP	Ozone Depletion Potential
PLC	Programmable Logic Control
RTD	Resistance Temperature Detector
TEWI	Total Equivalent Warming Impact
UV	Ultraviolet

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Ozon molekülleri kimyasal döngüsü..... 6
Şekil 1.2	CO ₂ soğutucu akışkanlı klima sisteminin şematik gösterimi 12
Şekil 1.3	Havanın evaporatöre giriş sıcaklığının COP'ye etkisi..... 13
Şekil 1.4	Havanın evaporatöre giriş hızının COP'ye etkisi..... 13
Şekil 1.5	Havanın gaz soğutucuya giriş sıcaklığının COP'ye etkisi..... 14
Şekil 1.6	Havanın gaz soğutucuya giriş hızının COP'ye etkisi 14
Şekil 1.7	Evaporasyon sıcaklığının COP'ye etkisi..... 15
Şekil 1.8	Deneysel düzeneğin şematik gösterimi..... 16
Şekil 1.9	Dış hava sıcaklığına göre COP değişimi..... 17
Şekil 1.10	Kompresör boşaltma basıncına göre COP değişimi..... 18
Şekil 1.11	İzentropik verimin basınç oranına göre değişimi 20
Şekil 1.12	Kompresör deşarj sıcaklıklarının gaz soğutucu basıncına etkisi..... 20
Şekil 2.1	Deney düzeneği akış şeması 25
Şekil 2.2	Tesisat elemanları ve kabindeki yerleşimleri 28
Şekil 2.3	Kompresör kabini 34
Şekil 2.4	Isı değiştirici kabini 34
Şekil 3.1	Simülasyon programına ait algoritma 36
Şekil 3.2	Soğutma kapasitesinin farklı kondensasyon basınçlarında evaporasyon sıcaklığı ile değişimi 43
Şekil 3.3	Soğutma etkinlik katsayısının farklı kondensasyon basınçlarında evaporasyon sıcaklığı ile değişimi 44
Şekil 3.4	R-22 soğutucu akışkanının soğutma kapasitesi..... 46
Şekil 3.5	R-22 soğutucu akışkanının soğutma etkinlik katsayısı 46
Şekil 3.6	R-134a soğutucu akışkanının soğutma kapasitesi 48
Şekil 3.7	R-134a soğutucu akışkanının soğutma etkinlik katsayısı..... 48
Şekil 3.8	R-717 soğutucu akışkanının soğutma kapasitesi..... 50
Şekil 3.9	R-717 soğutucu akışkanının soğutma etkinlik katsayısı 50
Şekil 3.10	R-600a soğutucu akışkanının soğutma kapasitesi..... 52
Şekil 3.11	R-600a soğutucu akışkanının soğutma etkinlik katsayısı 52
Şekil 3.12	70bar kondensasyon basıncında (30°C) soğutma kapasiteleri..... 54
Şekil 3.13	90bar kondensasyon basıncında (35°C) soğutma kapasiteleri..... 55
Şekil 3.14	110bar kondensasyon basıncında (40°C) soğutma kapasiteleri..... 56
Şekil 3.15	70bar kondensasyon basıncında (30°C) COP değerleri 58
Şekil 3.16	90bar kondensasyon basıncında (35°C) COP değerleri 59
Şekil 3.17	110bar kondensasyon basıncında (40°C) COP değerleri 60

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1.1	Günümüzde kullanılan soğutucu akışkanların listesi 4
Çizelge 1.2	Bazı soğutkanların GWP değerleri 7
Çizelge 1.3	Deneyde kullanılan çalışma şartları 12
Çizelge 1.4	Kompresör hızının COP'ye etkisi 18
Çizelge 2.1	Akış şeması malzeme listesi 26
Çizelge 2.2	Tesisat elemanları 28
Çizelge 3.1	Hesaplamalarda kullanılan basınç ve sıcaklık değerleri 41
Çizelge 3.2	Hesaplama sonucu elde edilen sıcaklıklar ve entalpi değerleri 41
Çizelge 3.3	Sistemin debi, ısı, iş ve COP değerleri 42
Çizelge 3.4	R-22 soğutucu akışkanı için elde edilen değerler 45
Çizelge 3.5	R-134a soğutucu akışkanı için elde edilen değerler 47
Çizelge 3.6	R-717 soğutucu akışkanı için elde edilen değerler 49
Çizelge 3.7	R-600a soğutucu akışkanı için elde edilen değerler 51
Çizelge 3.8	CO ₂ ile alternatif soğutkanların soğutma kapasitelerinin kıyaslanması.. 53
Çizelge 3.9	CO ₂ ile alternatif soğutkanların COP'lerinin karşılaştırılması 57

**KARBONDİOKSİT KULLANAN SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE SOĞUTUCU
AKIŞKAN TARAFININ MODELLENMESİ VE PERFORMANS
PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ**

Selim ÖZDEMİR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN

SAN-TEZ programı dahilinde yürütülen 00238.STZ.2008-1 kodlu proje kapsamında, buzdolabı için genel bir çevrim simülasyonu programının hazırlanması planlanmıştır. Her ne kadar literatürde CO₂ için -10°C'ye kadar bazı sayısal ve deneysel çalışmalar mevcut olsa da, özellikle -10°C'den daha düşük buharlaşma sıcaklığı gerektiren uygulamalar için yapılmış herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Derin dondurucu bölmelerine sahip ev tipi buzdolaplarında buharlaşma sıcaklığının -30°C mertebelerinde olması nedeniyle, -10°C'den daha düşük sıcaklıkların da incelenmesi ve bu sıcaklıklar için optimum egzoz basıncı değerlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Ticari olarak temin edilmiş olan CO₂ kompresörlerinin performansının belirlenebilmesi için deneysel bir sistem kurulmuş ve kompresör performans karakteristikleri deneysel olarak elde edilmiştir. Simülasyon çalışmalarına paralel olarak yürütülecek çalışmalarla soğutucu akışkan olarak CO₂'in test edilebilmesi için bir buzdolabı çevriminin kurulması ve farklı çalışma şartlarında bu çevrimin performansının belirlenmesi ile simülasyon çalışmalarının doğrulanması planlanmıştır. Bu kapsamda çıkarılacak matematiksel modelin çözümü için bir MATLAB programı kullanılarak simülasyon programına alt bir modül oluşturulacaktır.

Anahtar Kelimeler: Karbondioksit, transkiritik buzdolabı çevrimi, MATLAB simülasyon programı

**MODELLING REFRIGERANT SIDE OF CARBONDIOXIDE REFRIGERANT
SYSTEMS AND DETERMINATION OF THE PERFORMANCE PARAMETERS**

Selim ÖZDEMİR

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN

In the scope of 00238.STZ.2008-1 coded project that was sponsored by the SAN-TEZ program, preparing a general simulation program for the refrigerator cycle has been planned. Although there are some numerical and experimental studies existing in the literature up to -10°C , applications which require a lower evaporation temperatures than -10°C for CO_2 has not been found in any study. Studying lower temperatures than -10°C and optimum exhaust pressure values for these temperatures have to be determined because the evaporation temperature is about -30°C for domestic type refrigerators with a freezer compartment. An experimental system has been prepared to determine the performance of commercial CO_2 compressors and compressor performance characteristics have been experimentally obtained. To verify the simulation studies; a sample refrigerator cycle has been set to test the CO_2 as a cooling agent and to determine the performance of this cycle under different conditions paralel to the simulation studies. Sub-module of the simulation program will be created by utilizing MATLAB program for the solution of the extracted mathematical model in this context.

Key words: Carbondioxide, transcritical refrigerator cycle, MATLAB simulation program

BÖLÜM 1

GİRİŞ

İnsanlığın ve teknolojinin gelişimi ile birlikte atmosfere atılan gazların atmosfere salınımı dünyayı koruyan ozon tabakasında belirli tahribatlar yaratmaya başlamıştır. Atmosfere atılan gazların büyük bir bölümü, ozon tüketme potansiyellerinin (ODP) yüksek olması nedeni ile ozon tabakasının incelmesine ve atmosferde uzun süre kalmaları sonucunda sera etkisine neden olmaktadır [1]. Ozon (O_3) üç adet oksijen atomundan oluşan şeffaf bir gazdır. Yeryüzünden 40-50 km yüksekte bulunan ozon tabakasının temel rolü, Ultraviyole (UV) ışınları olarak adlandırılan güneşin zararlı ışınlarına karşı bizleri korumaktır. Atmosfere salınan gazların sera etkisi yaratması sonucunda dünya yüzeyinde sıcaklığın artmasına küresel ısınma denilmektedir [2].

Buhar sıkıştırma çevrimi esaslarına göre çalışan soğutma sistemlerinde, ısı enerjinin taşınması görevi yapan akışkan “soğutucu akışkan” veya “soğutkan” adı ile tanımlanmıştır. Soğutma, iklimlendirme ve sıcak su hazırlama endüstrilerinde kullanılan buhar sıkıştırmalı çevrimde kullanılan soğutucu akışkanlar, düşük sıcaklıkta buharlaşarak ısı çekerken, yüksek sıcaklıkta yoğunlaşarak bu ısıyı farklı bir ortama verirler [3]. Günümüzde kullanılan soğutucu akışkanların atmosfere salınımları sonucu küresel ısınma potansiyelleri (GWP) ve ozon tüketme potansiyelleri yüksektir. Bazı soğutkanların bileşenlerinde klor (Cl) ve brom (Br) bulunmaktadır. Bu bileşikler atmosfere yayıldıklarında güneş ışınlarının etkisi ile ayrışmakta, Cl ve Br atomları serbest kalmaktadırlar. Oldukça zayıf bağlantılara sahip olan (O_3) molekülleri, serbest kalan Cl ve Br atomları ile reaksiyona girerek bromoksit (BrO) ve klormonoksit'e (ClO) dönüşmektedir. Bu reaksiyon sonucu açığa oksijen (O_2) çıkmaktadır.

Uzun yıllardan beri soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak kullanılan CFC ve HCFC gazlarının ozon tabakasına zarar verdiklerinin anlaşılması üzerine bu gazlar Montreal Protokolü ile yasaklanmıştır. CFC ve HCFC soğutkanlarının ozon tüketim potansiyeli (ODP) belirlenerek yerlerine alternatif olarak geliştirilen ozon tüketmeyen HFC gazlarının kullanımı yaygınlaşmaya başlamasına rağmen, küresel ısınma etkileri olduğu tespit edilmiş ve bu gazların kullanımı da Kyoto Protokolü (KP) ile küresel ısınma potansiyelleri (GWP) belirlenerek AB tarafından kısıtlanmıştır [4]. Kyoto protokolü ile gelen kısıtlamaların ardından; soğutma sistemlerinde, çevre sorunları yaratmayan alternatif gaz arayışları başlamış ve karbondioksit (CO₂) gazına olan ilgi artmıştır. Diğer gazlara oranla daha az kirletici olan CO₂'in termofiziksel özellikleri sayesinde günümüzde uygulamaları artmıştır. Yüksek kapasiteli kaskat soğutma sistemlerinde veya yine yüksek kapasiteli endüstriyel uygulamalarda kullanılmaya başlanmıştır. Buzdolabı uygulamalarında 100W ile 300W arasında soğutma kapasiteleri kullanılmaktadır. CO₂ ile çalışan kompresörlerin buzdolabı uygulamalarında kullanılan sıcaklıklarda test değerleri mevcut değildir. Bu nedenlerden dolayı; Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalında, Prof. Dr. Hasan Heperkan yürütücülüğünde 00238.STZ.2008-1 referans kod numaralı, "Soğutucu akışkan olarak karbondioksit kullanan transkritik çevrimlerin sayısal ve deneysel incelenmesi" isimli San-Tez projesi kapsamında CO₂ ile çalışan kompresörlerin buzdolabı uygulamalarında kullanılan sıcaklıklarda ki soğutma kapasitesi ve elektriksel gücün ölçülebileceği bir deney düzeneği kurulmuştur [5].

1.1 Literatür Özeti

Bu bölüm soğutucu akışkanlar ve karbondioksit olmak üzere iki bölüme ayrılmıştır. İlk bölümde soğutucu akışkanlar ile ilgili genel bir bilgi verilmiş, çevresel etkilerine detaylı olarak değinilmiş ve yaygın olarak kullanılan akışkanlardan bahsedilmiştir. İkinci bölümde ise soğutucu akışkan olarak karbondioksit ve özelliklerine değinilmiş, soğutucu akışkan olarak karbondioksit üzerine yapılmış çalışmalar detaylı olarak anlatılmıştır.

1.1.1 Soğutucu Akışkanlar ve Küresel Etkileri

Soğutucu akışkanlar ısı alışverişini, sıvı fazdan buhar fazına (soğutucu/evaporatör devresi) ve buhar fazından sıvı fazına (yoğuşturucu/kondenser devresi) dönüşerek sağlamaktadırlar. Soğutucu akışkan olarak kullanılan maddelerin bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olması beklenmektedir. Genel olarak soğutucu akışkanlarda aranılan özellikler aşağıda özetlenmeye çalışılmıştır [3]:

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

1980 yılına kadar R-22 ve R-12 gazları; otomotiv, soğutma, küçük soğutma sistemleri, ısı pompaları gibi çok geniş bir alanda kullanılmışlardır. 1987 yılında ABD, Japonya, Sovyetler Birliği ve Avrupa Topluluğu ülkelerinin bulunduğu 43 ülkenin katılımı ile Montreal Protokolü imzalanmıştır. Montreal Protokolüne taraf olan ülkeler, O₃ tabakasına olumsuz etkileri olan maddelerin kullanım miktarlarını 1995'te %50, 1997'de %85 oranında azaltılmasını ve 2000 yılında tamamen kaldırılmasını kabul etmişlerdir. Montreal Protokolü'ne 1991 yılında imza atan Türkiye, gelişmekte olan ülkeler grubunda yer aldığı için 10 yıllık ek bir süre ile 2010 yılında CFC tüketimini sınırlayacaktır [6]. HCFC'lar için ise tüketimin sınırlanacağı yıl 2040 olarak belirlenmiştir [7], [8]. CFC ve HCFC soğutkanlarının yerine alternatif olarak geliştirilen HFC gazlarının kullanımı yaygınlaşmaya başlamasına rağmen, 11 Ekim 1997 yılında Japonya'da yapılan bir çalışma ile birlikte tüm dünyadaki 37 ülke kendi aralarında sera etkisi yaratacak gazların azaltılması yönünde bir anlaşma imzalamışlardır. Bu anlaşma gereği bazı FC ve HFC'lar yasaklanmıştır [5]. Çizelge 1.1'de günümüze kadar kullanılan soğutucu akışkanların listesi ve bu akışkanların ODP ve GWP değerleri mevcuttur.

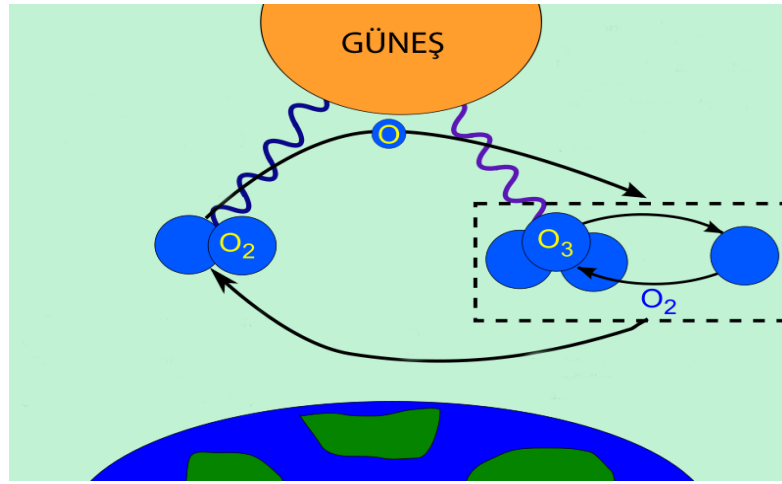
Çizelge 1.1 Günümüzde kullanılan soğutucu akışkanların listesi [9]

ASHRAE Numarası	Kimyasal Adı	Moleküler Formülü	Atmosferik Ömrü	ODP	GWP (100yıl)
R-11 (CFC-11)	Triklorflormetan	CFCL ₃	45,0	1,00	4.750,0
R-12 (CFC-12)	Diklorflormetan	CF ₂ CL ₂	100,0	1,00	10.900,0
R-13 (CFC-13)	Klortriflormetan	CCLF ₃	640,0	1,00	14.400,0
R-13B1 (BFC-13)	Bromtriflormetan	CBRF ₃	65,0	16,00	7.140,0
R-22 (HCFC-22)	Klordiflormetan	CHF ₂ CL	12,0	0,05	1.810,0
R-23 (HCF-23)	Triflormetan	CHF ₃	270,0	0,00	14.800,0

R-32 (HCF-32)	Diflormetan	CH ₂ F ₂	4,9	0,00	675,0
R-113 (CFC-113)	Triklortrifloretan	C ₂ F ₃ CL ₃	85,0	1,00	6130,0
R-114 (CFC-114)	Diklortetrafloretan	C ₂ F ₄ CL ₂	300,0	1,0*	10.000,0
R-115 (CFC-115)	Klortentafloretan	C ₂ F ₅ CL	1.700,0	0,44	7.370,0
R-123 (HCFC-123)	Diklortrifloretan	C ₂ HF ₃ CL ₂	1,3	0,02	77,0
R-125 (HFC-125)	Pentafloretan	CF ₃ CHF ₂	29,0	0,00	3.500,0
R-134a (HCF-134a)	Tetrafloretan	C ₂ H ₂ F ₄	14,0	0,00	1.430,0
R-141b (HCFC-141b)	Flordikloretan	C ₂ CL ₂ FH ₃	9,3	0,12	725,0
R-143a (HFC-143a)	Trifloretan	CF ₃ CH ₃	52,0	0,00	4.470,0
R-152a (HCF-152a)	Difloretan	C ₂ H ₄ F ₂	1,4	0,00	124,0
R-290 (HC-290)	Propan	C ₃ H ₈			3,3
R-600 (HC-600)	Bütan	CH ₃		0,00	4,0
R-600a (HC-600a)	İzobütan	CH(CH ₃) ₃		0,00	4,0
R-717	Amonyak	NH ₃	<0,019165	0,00	0,0
R-718	Su	H ₂ O	0,02601	0,00	0,2
R-744	Karbondioksit	CO ₂	29.300- 36.100	0,00	1,0

1.1.1.1 Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP)

Ozon tabakası yüksek konsantrasyonda ozon içermektedir ve yeryüzünden yaklaşık 13-40 km kadar yukarıda bulunmaktadır. Bu tabaka %97-99 oranda güneşten gelen, dünyamız ve bizler için zararlı UV ışınlarını absorbe edip bir nevi filtre görevi görmektedir. O_3 gazı üç adet O atomundan oluşmaktadır ve bu atomlar birbirlerine zayıf kimyasal bağlar ile bağlıdır. UV ışınlarının gelmesi sonucunda O_2 ve O atomlarına ayrışır ve bu kimyasal reaksiyon çok hızlı bir şekilde gerçekleşmektedir. Atmosferde bulunan O atomları, UV ışınlarına maruz kaldıklarında ise fotoliz olmaktadır ve O_2 atomları ile birleşerek O_3 oluşturmaktadırlar. O_2 ile O'nun birleşim reaksiyonu ise uzun zaman almaktadır. Şekil 1.1'de O_3 moleküllerinin kimyasal döngüsü görülmektedir



Şekil 1.1 Ozon molekülleri kimyasal döngüsü [10]

CFC, FC, HCFC gazlarının içerisinde bulunan klor ve bromür atomları yüksek Ozon tabakasının dolaylı yoldan incelmesine ve ayrıca sera etkisine neden olmaktadır. Bu bileşikler atmosfere yayıldıklarında güneş ışınlarının da etkisi ile ayrışmakta, Cl ve Br atomları serbest kalmaktadır. Zayıf bir molekül bağına sahip olan O_3 , Br ve Cl ile tepkimeye girerek BrO ve ClO'e dönüşmektedir. Bu reaksiyon sonucu O_2 açığa çıkmaktadır. Bir kimyasal bileşiğin ODP oranı R-11 soğutkan gazına göre yapılan hesap ve orana göre belirlenmiştir. R-11 (CFC-11) soğutkan gazı diğer üç klorin atomlu soğutkanlara göre en yüksek ODP'ye sahiptir. Kısacası bir soğutkanın ODP oranı soğutkanın ozon tabakasına yapmış olduğu zararlı etkinin, aynı kütledeki CFC-11 gazının ozon tabakasına yapmış olduğu zararlı etkiye oranı olarak verilebilir.

1.1.1.2 Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)

Küresel ısınma potansiyeli, atmosfere salınan sera gazı miktarının kütleli oranı olarak belirtilmiştir. Bu oran aynı kütle miktarındaki CO₂ için hesaplanmaktadır. GWP belli bir zaman aralığı için hesaplanmaktadır. Çizelge 1.2’de bazı soğutkanların GWP değerleri 20 yıl, 50 yıl ve 100 yıl için tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 1.2 Bazı soğutkanların GWP değerleri [9]

ASHRAE Numarası	Moleküler Formülü	Küresel Isınma Potansiyeli		
		20 yıl	50 yıl	100 yıl
R-11 (CFC-11)	CFCl ₃	6730	4750	1620
R-12 (CFC-12)	CF ₂ Cl ₂	11000	10900	5200
R-13 (CFC-13)	CCLF ₃	10800	14400	16400
R-13B1 (BFC-13)	CBRF ₃	8480	7140	2760
R-22 (HCFC-22)	CHF ₂ Cl	5160	1810	549
R-23 (HCF-23)	CHF ₃	12000	14800	12200
R-32 (HCF-32)	CH ₂ F ₂	2330	675	205
R-113 (CFC-113)	C ₂ F ₃ Cl ₃	6540	6130	2700
R-114 (CFC-114)	C ₂ F ₄ Cl ₂	8040	10000	8730
R-115 (CFC-115)	C ₂ F ₅ Cl	5310	7370	9990
R-123 (HCFC-123)	C ₂ HF ₃ Cl ₂	273	77	24
R-125 (HFC-125)	CF ₃ CHF ₂	6350	3500	1100
R-134a (HCF-134a)	C ₂ H ₂ F ₄	3830	1430	435
R-141b (HCFC-141b)	C ₂ Cl ₂ FH ₃	2250	725	220
R-143a (HFC-143a)	CF ₃ CH ₃	5890	4470	1590
R-152a (HCF-152a)	C ₂ H ₄ F ₂	437	124	38
Metan	CH ₄	72	25	7,6
Azotoksit	N ₂ O	289	298	153
Karbondioksit	CO ₂	1	1	1

1.1.1.3 Yaygın Olarak Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar ısı alış verişini genellikle sıvı halden buhar haline (Soğutucu-Evaporatör devresinde) ve buhar halden sıvı haline (Yoğuşturucu-Kondenser devresinde) dönüşerek sağlarlar. Bu durum bilhassa buhar sıkıştırma çevrimlerinde geçerlidir.

Soğutucu akışkanların, yukarıda tarif edilen görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi, yani soğutma sisteminin verimli ve emniyetli çalışabilmesi için bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olmaları gerekir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarına göre değişebileceği gibi her zaman bu özelliklerin hepsini yerine getirmek mümkün olmayabilir. Genel kaide olarak bir soğutucu akışkanda aranması gereken özellikler şunlardır [3]:

- Daha az enerji (güç) sarfiyatı ile daha çok soğutma elde edebilmelidir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır. (Daha az soğutkan akışı)
- Buharlaşma (Evaporatör) basıncı mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır.
- Yoğuşma (Kondenser) basıncı düşük olmalıdır.
- Vizkozitesi düşük ve yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalıdır. (Bu özellik, yüksek ısı geçişini sağlayan, damlalaşarak yoğuşmayı zorlaştırmaktadır ve kondenserde bu istenmez.)
- Emniyetli ve güvenilir olmalı, nakli, depolanması, sisteme şarjı kolay olmalıdır.
- Yağlama yağları ve soğutma devresindeki elemanlar ile zararlı sonuç verebilecek reaksiyonlara girmemelidir ve yağlama yağında çözülebilmelidir.
- Soğutma devresinde bulunmaması gereken rutubet (su) ile bulunması halinde bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
- Sistemden kaçması halinde, bilhassa yiyecek maddeleri üzerinde zararlı etki yapmamalıdır. Sistemden kaçması halinde kolay farkedilmeli ve saptanabilmelidir.

- Sistemden kaçarak havaya karışması halinde civardaki insanlara, çevreye ve diğer canlılara zarar vermemelidir. Sistemden, gerektiğinde geri toplanıp kullanılabilmelidir.
- Havaya karıştığında yanıcı ve patlayıcı bir ortam oluşturmamalıdır.
- Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların en uç sınırlarında dahi ayrışıp çözülmemeli, stabil olmalı ve bütün özelliklerini muhafaza etmelidir.
- Elektriksel özellikleri, bilhassa hermetik ve yarı hermetik tip kompresörler için uygun olmalıdır.
- Temini kolay ve fiyatı düşük olmalıdır.
- Kritik noktası ve kaynama sıcaklığı, kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalı, ısıl kondüktivitesi yüksek, molar buharlaşma ısısı ise düşük olmalıdır.

Bu özelliklerin hepsini birden her şart altında yerine getirebilen üniversal bir soğutkan madde halen mevcut değildir. Fakat yukarıda da belirtildiği gibi, uygulamalardaki şartlara göre bunlardan bir kısmı aranmayabilir. Örneğin, amonyak yukarıdaki şartlardan dört tanesini sağlamadığı halde bilhassa yurdumuzda çok sık tercih edilebilmektedir. Uygulamanın durumuna göre bu özelliklerin gerekli olanlarını sağlayabilen pek çok soğutkan madde mevcut olup bunlar geniş ölçüde kullanılmaktadır.

Çizelge 1.1'de günümüzde kullanılan soğutucu akışkanların bir listesi verilmiştir. Bu akışkanların bazılarının kullanımı, Montreal ve Kyoto prokolleri ile sınırlandırılmış veya yasaklanmıştır. Halen eski endüstriyel sistemlerde bu gazlar kullanılmaktadır. Fakat yeni kurulan soğutma sistemlerinde, bu gazların yerine aynı özelliklerde çevreye karşı zararı daha az olan gazlar kullanılmaktadır.

Çevremizde doğal olarak bulunan ve soğutma sistemlerinde kullanılabilecek gazlar üzerine araştırmalar devam etmektedir. Bu gazlar içerisinde izobütan, amonyak ve CO₂ en çok kullanılanlardır.

1.1.2 Soğutkan Olarak CO₂ ve CO₂ Üzerine Yapılan Çalışmalar

CO₂'in ozonda tükenme potansiyeli sıfır, küresel ısınmaya katkısı ise önemsenmeyecek kadar küçük değerlerdedir. Bunların yanında maliyeti çok düşük olduğu için doğal soğutucu akışkanlar içerisinde en mükemmel alternatif olduğu söylenebilir [11]. 1900'lü yılların başında özellikle gemilerdeki soğutma sistemlerinde soğutucu olarak kullanılan CO₂ [12] doğal soğutucular olan amonyağın zehirli, HC gazlarının ise yanıcı olması nedeniyle 1990'lı yılların ortalarında tekrar gündeme gelmiştir [13].

Coca Cola Şirketi 2004 yılında HFC uygulamalarını yavaş yavaş azaltmaya yönelik bir program başlatmıştır. Bu program, yeni geliştirilen şişe soğutucu ve şişe otomatı gibi cihazların CO₂ bazlı ekipmanlar ile çalışacağı ve bu şekilde HFC'ların yerini doğal soğutucuların alacağı şeklinde duyurulmuştur [14]. 2008 yılında şirket, 2010 yılı sonuna kadar 100.000 adet soğutucu akışkanı CO₂ olan soğutucu cihaz satın alacağını ve kullanacağını açıklamıştır [15]. Bu cihazlar, HFC bazlı soğutucularla piyasada rekabet edebileceğini hatta daha üstün olduklarını göstermişlerdir. R-134a üniteleriyle kıyaslandığında, R-744 kompresörlü Sanyo Danfoss marka, para ile çalışan şişe otomatı %17 enerji tasarrufu sağlamıştır. Bu tasarrufun ana etkeni elektrik tüketiminin kompresörde %15-35 civarında azaltılması olarak açıklanmıştır. [16], [17].

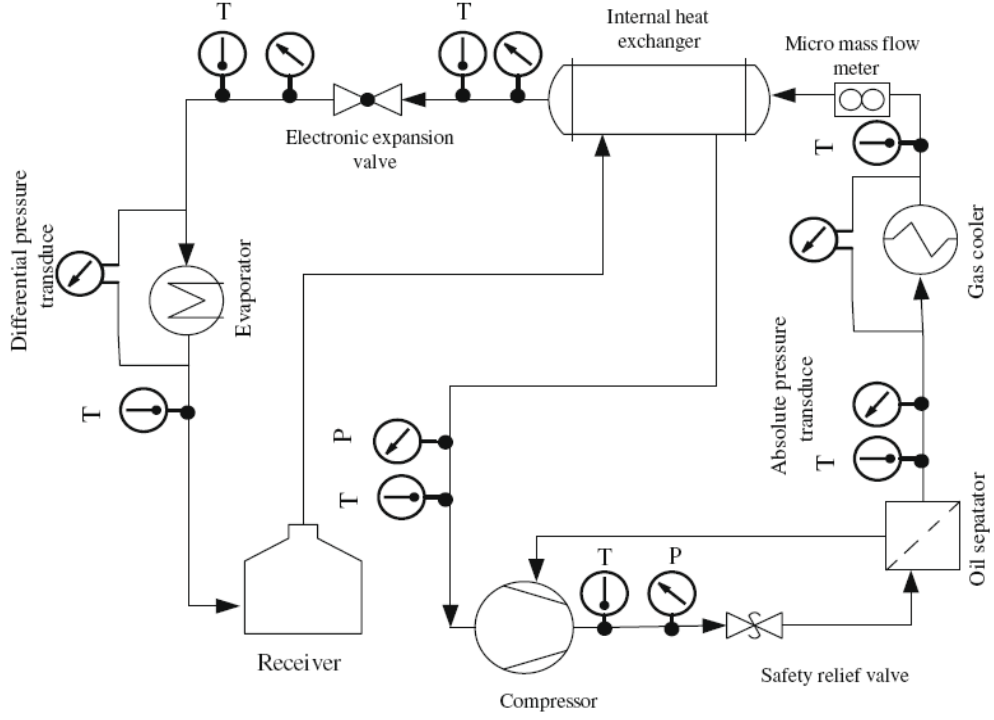
CO₂ kullanılan soğutma sistemlerinin verimlerinin artırılması için birçok çalışma yapılmıştır ve çalışmalar artarak devam etmektedir. Ayrıca bu sistemler içerisindeki basınç, konvansiyonel sistemlere göre daha yüksektir. Konvansiyonel sistemlerde yoğuşturucu olarak adlandırılan ısı değiştirici yerine, kritik nokta üstü CO₂ çevrimlerinde, gaz soğutucu olarak adlandırılan ısı değiştirici kullanılmaktadır. Sistemden ısı atımı, CO₂'in kritik nokta basıncının ve sıcaklığının üstünde olmaktadır. Bu yüzden CO₂ bu süreçte yoğuşmamaktadır ve CO₂'in sıcaklığı, gaz soğutucu içinde sürekli azalarak değişmektedir. Yoğuşma ise kısma valfine giren kızgın CO₂ buharının, kısma valfi çıkışında ıslak buhara dönüşmesi ile olmaktadır [18].

Yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanlar ile karşılaştırıldığında CO₂'in en önemli özelliği 31,1°C olan düşük kritik sıcaklık noktasıdır. Normal ortam sıcaklıklarında CO₂ ile çalışan buhar sıkıştırımlı sistemlerde, sıcaklık bu değere çok yaklaşmakta ve dolayısıyla

basınç 73,8bar'ın üzerine çıkmaktadır. Bu özellik CO₂ sistemlerini bazı noktalarda diğerlerinden farklı kılmaktadır [19]:

- Isı atımı çoğu kez süper kritik basınçlarda gerçekleşmektedir. Kritik üstü çevrimde sistem kritik basıncın üstünde çalışırken, yüksek taraf basınçları doyma basıncı ile belirlenemediğinden soğutucu akışkan şarjı ile belirlenmektedir.
- Sistem tasarımı, yeterli COP ve kapasite değerini sağlamak üzere yüksek taraf basıncının sürekli kontrolünü gerektirmektedir.
- Sistemin basınç seviyesi oldukça yüksektir. Sistem elemanlarının CO₂'in özelliklerine göre yeniden tasarlanması ve uyarlanması gerekmektedir. Boru ve elemanları küçük hacim işgal ettiklerinden, CO₂'li sistemlerin depo edilen patlama enerjisi mevcut sistemlerden çok fazla değildir [20]. Yüksek basıncın faydası ise verilen bir soğutma kapasitesi için %80-90 daha küçük kompresör süpürme hacmi gerektirmesidir.
- Kompresör sıkıştırma oranları düşük olduğundan kompresör verimleri yüksektir.
- Isı atılması durumunda soğutucu akışkandaki sıcaklık kaymaları yüksektir. Süper kritik ve yakın kritik basınçlarda ısı transferinin neredeyse tamamı veya büyük bir kısmı sıkıştırılmış gazın soğumasıyla oluşur. Isı atımı yapılan ısı değiştirici, kondenser yerine gaz soğutucu olarak adlandırılır.

CO₂ soğutucu akışkanlı iklimlendirme sistemleri hakkında yapılan nümerik ve deneysel uygulamalar sonucunda çeşitli veriler elde edilmiştir. Kritik nokta üstü CO₂ çevrimli konut iklimlendirme sistemi kurulan bir uygulamada soğutma etkinlik katsayısı üzerinde çalışma koşullarının etkileri araştırılmıştır [21]. Şekil 1.2'de sistemin şematik gösterimi yer almaktadır.



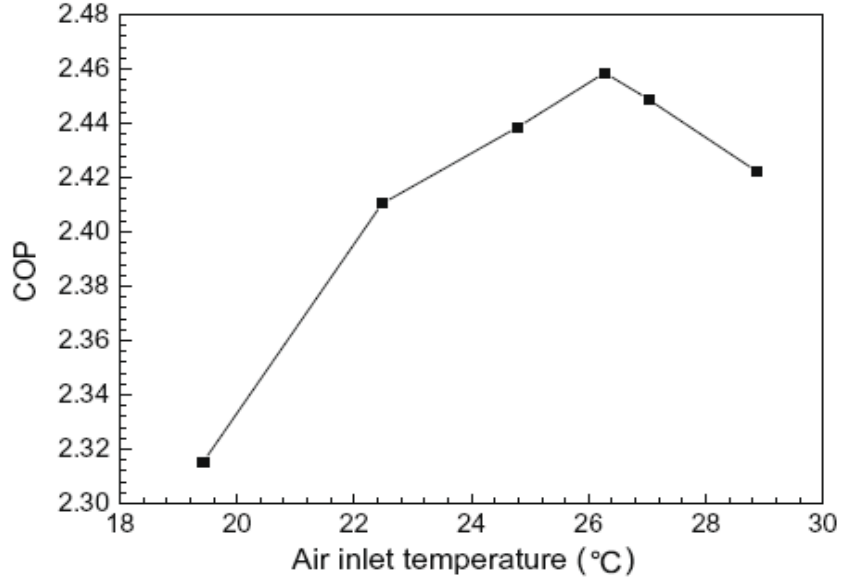
Şekil 1.2 CO₂ soğutucu akışkanlı klima sisteminin şematik gösterimi [21]

Havanın evaporatöre ve gaz soğutucuya giriş sıcaklıklarının ve hızlarının COP üzerindeki etkileri ayrıntılı olarak ele alınmıştır. COP üzerinde en etkili parametrenin bulunabilmesi için, bu dört parametreden birisi değişken olurken diğer üçü sabit tutulmuş ve her parametre için bu işlemler tekrarlanmıştır. Çizelge 1.3'te deneyin çalışma şartları verilmiştir.

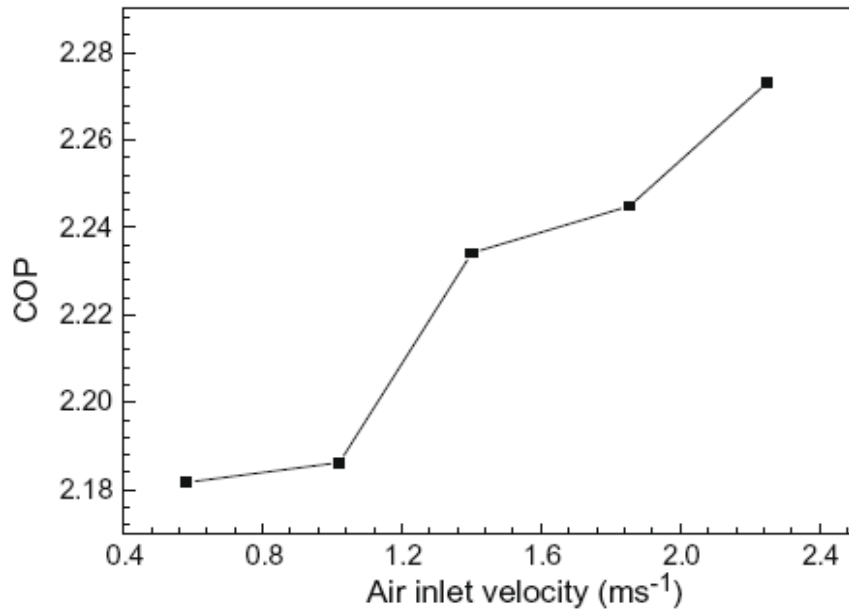
Çizelge 1.3 Deneyde kullanılan çalışma şartları [21]

Durum	Evaporatöre hava giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatöre hava giriş hızı (m/s)	Gaz soğutucuya hava giriş sıcaklığı (°C)	Gaz soğutucuya hava giriş hızı (m/s)
1	Değişken	1,03	32,9	1,04
2	27,0	Değişken	35,0	1,04
3	27,0	1,03	Değişken	1,04
4	26,9	1,02	34,9	Değişken
5	27,3	1,43	35,2	1,41

Ardından da evaporasyon sıcaklığının COP üzerinde etkisi araştırılmıştır. Deneysel sonucunda evaporatöre giren hava sıcaklığı ve hızının, COP katsayısı üzerinde çok küçük bir etkisi olduğu (Şekil 1.3) görülmüştür. Evaporatöre giren havanın; sıcaklığının COP'ye etkisi Şekil 1.3'te, hızının COP'ye etkisi ise Şekil 1.4'te gösterilmiştir. Evaporatöre giren havanın sıcaklığını ve hızını değiştirmek, COP katsayısını sadece %4-6 oranında arttırmıştır.

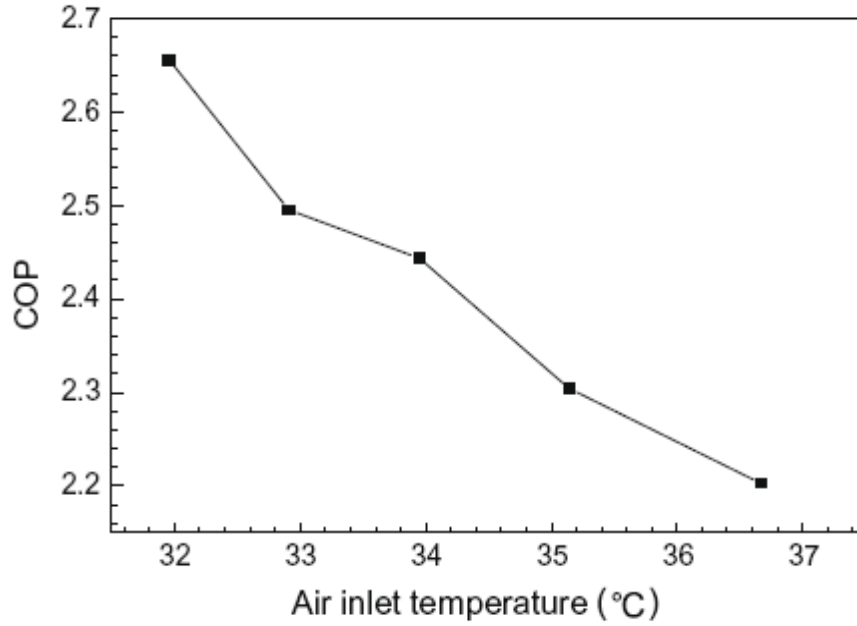


Şekil 1.3 Havanın evaporatöre giriş sıcaklığının COP'ye etkisi [21]

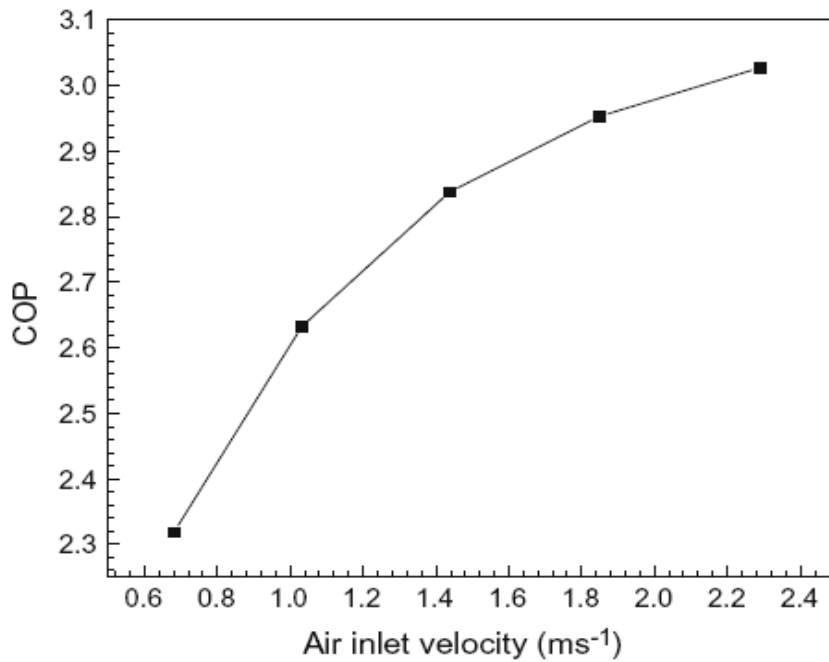


Şekil 1.4 Havanın evaporatöre giriş hızının COP'ye etkisi [21]

Gaz soğutucuya giren hava sıcaklığı ve hızının COP üzerinde en önemli etkenlerden birisi olduğu; gaz soğutucuya giren havanın sıcaklık ve hızının artırılması ile COP katsayısının yaklaşık olarak %27 oranında iyileşme göstermesiyle tespit edilmiştir. Gaz soğutucuya giren hava; sıcaklığının COP'ye etkisi Şekil 1.5'te, hava hızının COP'ye etkisi ise Şekil 1.6'da gösterilmiştir.

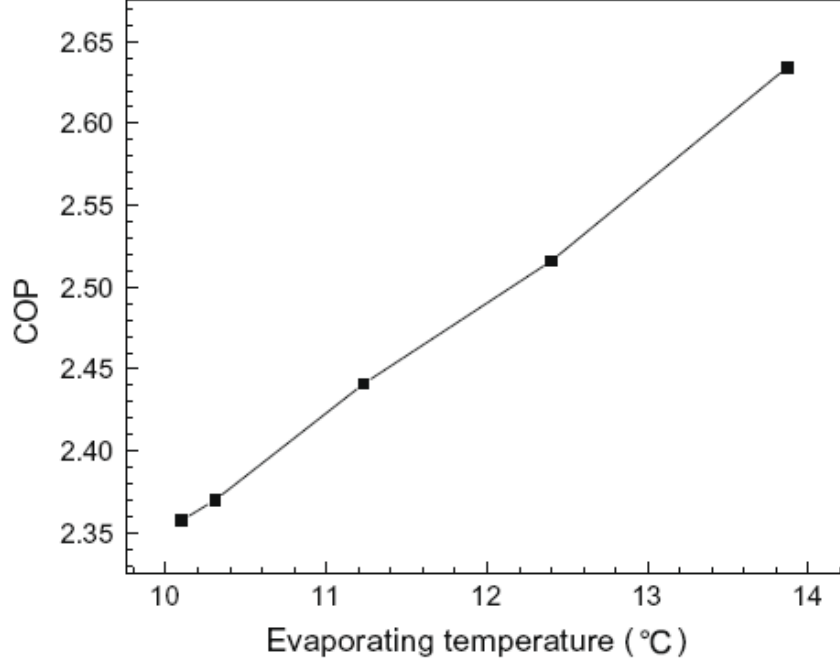


Şekil 1.5 Havanın gaz soğutucuya giriş sıcaklığının COP'ye etkisi [21]



Şekil 1.6 Havanın gaz soğutucuya giriş hızının COP'ye etkisi [21]

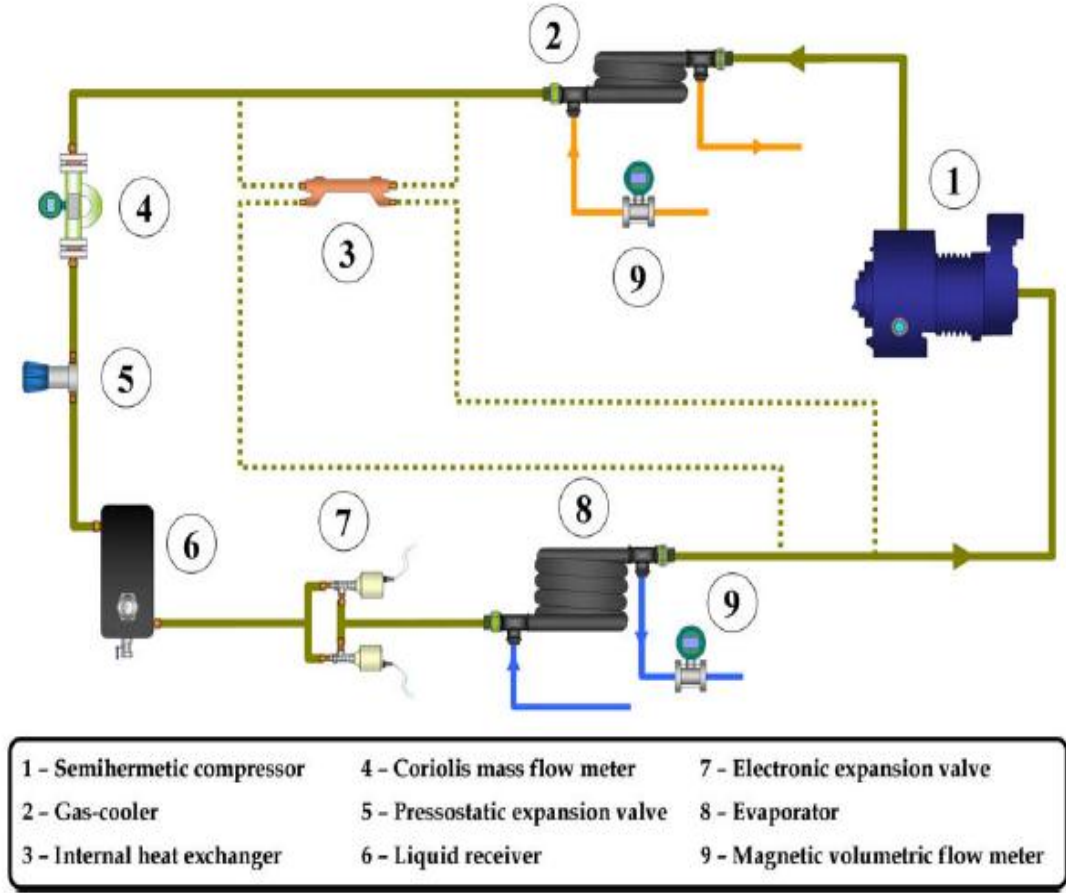
Evaporasyon sıcaklığının da COP üzerinde önemli bir etken olduğu, evaporasyon sıcaklığının arttırarak COP katsayısının yaklaşık %11 oranında iyileşme (Şekil 1.7) göstermesiyle belirlenmiştir.



Şekil 1.7 Evaporasyon sıcaklığının COP'ye etkisi [21]

Havanın evaporatör giriş sıcaklığının arttırılması ile COP değerinin maksimuma ulaştığı ve daha sonra düşmeye başladığı, evaporatöre giren havanın hızının arttırılması ile COP değerinin çok küçük bir artış gösterdiği ölçülmüştür. Gaz soğutucuya giren havanın sıcaklığı arttırıldığında COP'nin düştüğü, gaz soğutucuya giren hava hızı arttırıldığında ise arttığı görülmüştür. Gaz soğutucunun ısı transferi performansını iyileştirmenin, sistem performansını arttırmak için etkin bir yaklaşım olduğu sonucuna ulaşılmıştır [21].

Kurulu bir soğutma tesisi üzerinde (Şekil 1.8) yapılan deneysel bir çalışmada, yarı hermetik kompresörün kritik nokta üstü CO₂ çevrimine etkisi hakkında bilgi verilmiştir [22].



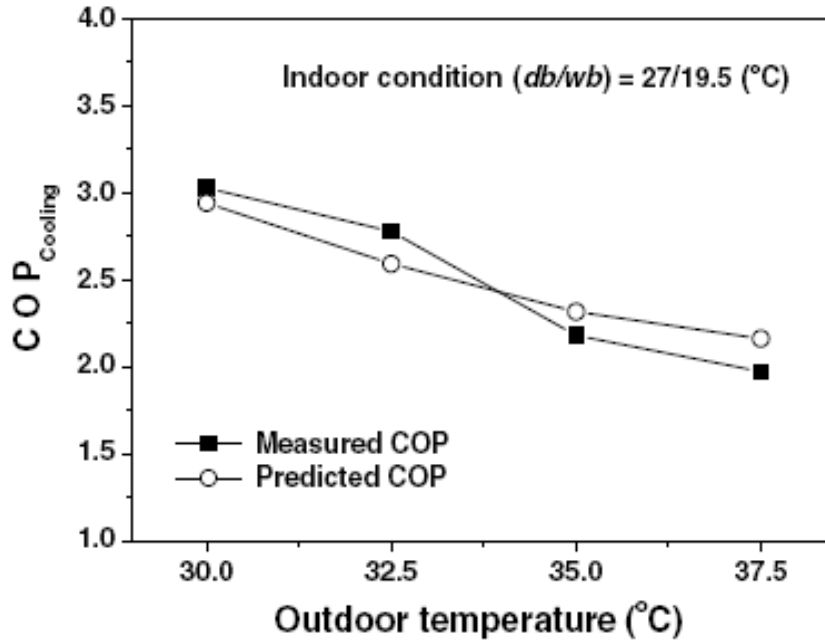
Şekil 1.8 Deneysel düzeneğin şematik gösterimi [22]

Kritik nokta üstü CO₂ çevriminde, yarı hermetik kompresör ile normal kompresörün farklı boşaltım basıncı ve hızlardaki çalışma koşullarında, aralarındaki farklar tespit edilmeye çalışılmış, fakat fazla bir fark olmadığı görülmüştür. Araştırmanın yapıldığı deney parametreleri aşağıda verilmiştir [22].

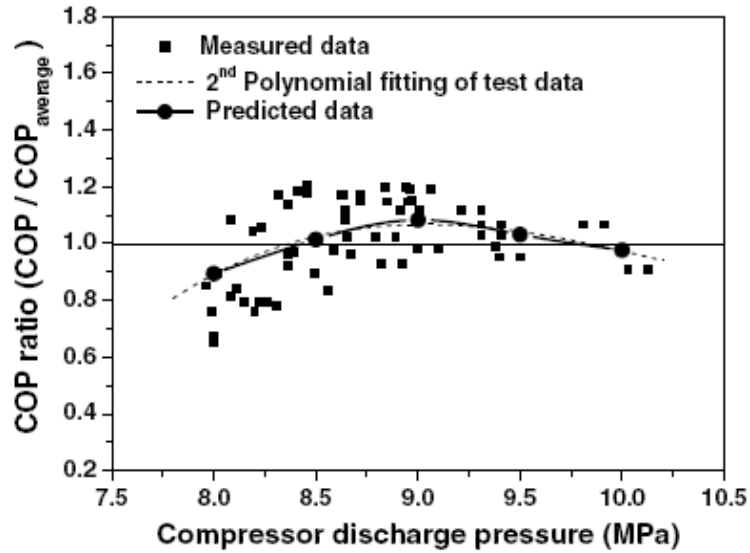
- Evaporasyon Sıcaklıkları: (0 , -10 , -17) °C
- Kompresör Hızları: (1150 , 1300 , 1450 , 1600) dev/dak
- Boşaltım Basıncı: (74.2 - 104.9) bar

Ancak yarı hermetik kompresör kullanımının; enerji verimliliğinin ve soğutucu akışkan debisinin azalmasına, soğutma kapasitesinin düşmesine, kompresör işinin artmasına, boşaltım sıcaklığının yükselmesine neden olduğu belirlenmiştir. Bu sebeplerden dolayı, yarı hermetik kompresörün sadece yüksek boşaltım ve düşük evaporasyon basınçlarında kullanılmasının uygun olduğu sonucuna ulaşılmıştır [22].

Başka bir çalışmada ise CO₂ çevriminin performansının, açık hava sıcaklığı ve soğutucu dolum miktarına aşırı duyarlı olduğu öne sürülmüş ve soğutma modunda çalışan CO₂ çevriminin performansını arttırmak için, birçok ileri çevrim teknolojisi ortaya atılmıştır [23]. Bu çalışmadaki ileri CO₂ çevrimleri; genişleticili ve tek kademeli CO₂ çevrimi, ara soğutuculu ve iki kademeli CO₂ çevrimi, buhar enjeksiyonlu ve iki kademeli CO₂ çevrimi olarak ele alınmıştır. Kompresör sıkıştırma prosesi esnasında; motor verimi, mekanik verim ve soğutucu sızıntıları göz önüne alınarak, kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri çözülerek simüle edilmiştir. Yapılan bu simülasyon çalışmalarının ardından, genişleticili ve tek kademeli CO₂ çevriminin COP'sinin, kompresör işindeki büyük azalmadan dolayı en yüksek değere sahip olduğu belirlenmiştir. Ayrıca dış hava sıcaklığının artması ile COP değerinin azaldığı (Şekil 1.9) ve COP değerinin, kompresör boşaltım basıncı belirli bir değere kadar arttırıldığında maksimum değere ulaştığı fakat daha sonra düşmeye başladığı (Şekil 1.10) görülmüş ve optimum boşaltım basıncı değeri belirlenmiştir [23].



Şekil 1.9 Dış hava sıcaklığına göre COP değişimi [23]



Şekil 1.10 Kompresör boşaltma basıncına göre COP değişimi [23]

İşletim parametrelerinin araçlardaki CO₂ klima sistemlerinin performansı üzerindeki etkilerinin incelendiği bir çalışmada; CO₂ soğutucu akışkanı için klima sisteminin performans özellikleri analiz edilmiş, CO₂ sistemi ve R-134a sistemi için soğutma etkinlik katsayıları karşılaştırılmıştır [24]. Kritik nokta üstü CO₂ sisteminin COP'sinin gaz soğutma basıncının güçlü bir fonksiyonu olduğu; gaz soğutucu çıkış sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı ve sıkıştırma işlemi için uygun bir net basınç elde etmenin mümkün olduğu öne sürülmüştür. Araçlar için kullanılan kompresörün hızı, araç hızı ile ilgili işletim parametrelerine bağlıdır. Sistem kapasitesini ve gaz soğutucu hava girişini etkileyen kompresör hızı önemli bir faktördür. Çizelge 1.4'te görüldüğü gibi; kompresör hızı arttıkça soğutma kapasitesi artar, ancak COP azalır. Kompresörün çektiği güç de bunlara paralel olarak artış göstermektedir.

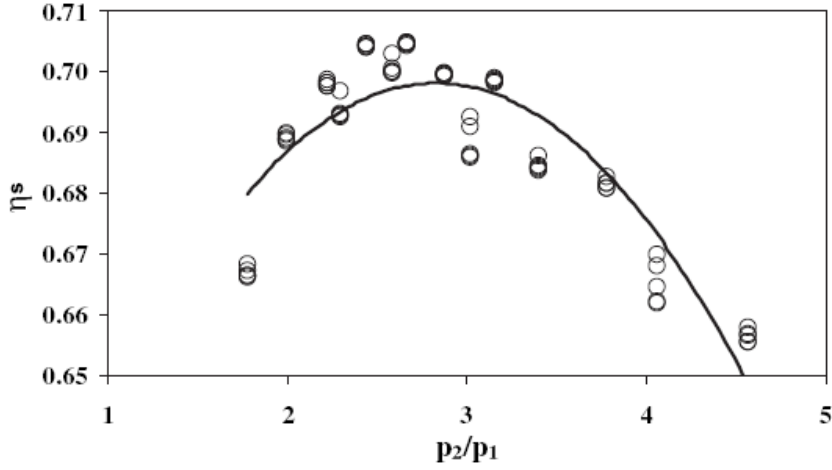
Çizelge 1.4 Kompresör hızının COP'ye etkisi [24]

Kompresör hızı (rpm)	Soğutma kapasitesi (kW)	Kompresörde harcanan iş (kW)	COP
900	4,6	1,7	2,7
1800	8,0	4,2	1,9

Optimum yüksek basıncının farklı işletim parametreleri için belirlenebileceği iddia edilmiştir. Gaz soğutucu ve evaporatör performanslarının, ısı değiştirici tasarımı için yeterli bir ön bilgi oluşturacağı sonucuna ulaşılmıştır [24].

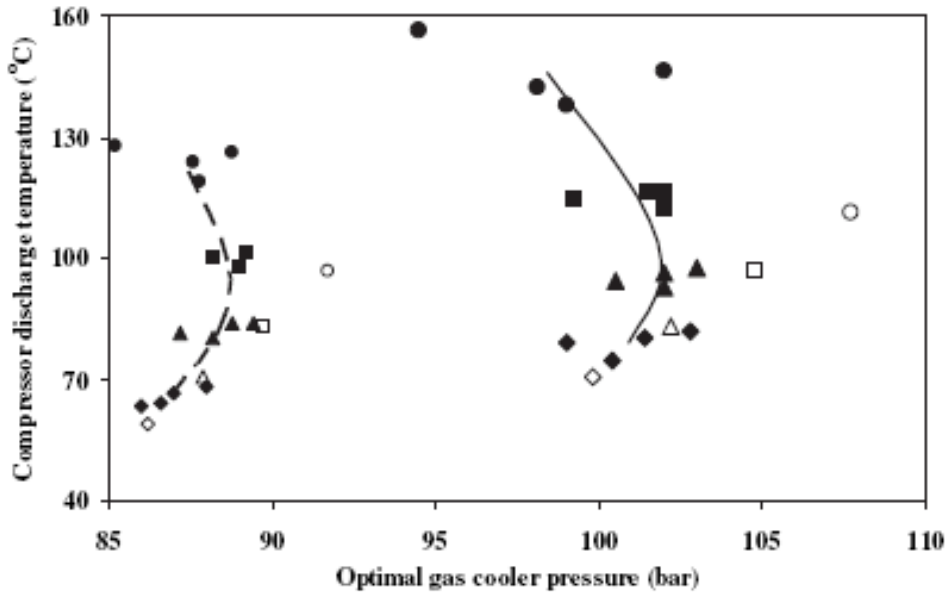
Diğer bir çalışmada ise kritik nokta üstü koşullardaki CO₂'in soğutucu akışkan olarak kullanıldığı tek kademeli soğutma tesisinin, enerji verimliliğinin ve optimum gaz soğutucu basınçlarının deneysel değerlendirmesi sunulmuştur [25]. Tesisin performansı; üç farklı evaporasyon sıcaklığında ve bu evaporasyon sıcaklıklarının her biri için ayrı ayrı olmak üzere üç farklı soğutucu akışkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığında, geniş bir basınç aralığında test edilmiştir. Deneysel tesisteki en iyi performansı elde etmek amacıyla, ideal bir sıkıştırma süreci göz önünde bulundurularak eşzamanlı ısı pompası/soğutma çevrim kombinasyonu geliştirilmiştir. Deneysel araştırmalar tüm kritik nokta üstü CO₂ uygulamaları için, optimum gaz basıncındaki soğutma çevrimlerinde, maksimum verimin elde edildiğini göstermiştir. Testlerin ardından, hem kompresör güç tüketiminin, hem de soğutucu kütle akış oranının, soğutucu gaz basıncının lineer bir fonksiyonu olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca optimum gaz soğutucu çıkış basıncının, tamamen gaz soğutucu çıkış sıcaklığına bağlı olduğu; gaz soğutucu çıkış sıcaklığının artmasıyla birlikte çıkış basıncının da o kadar artış göstermesiyle tespit edilmiştir. Son olarak, optimum basınç değerinin evaporasyon sıcaklığına bağlı olduğu ve düşük evaporasyon sıcaklıkları, yüksek gaz soğutucu sıcaklığı gerektirdiklerinden, evaporatör sıcaklığındaki düşüşünün COP'yi azalttığı sonucuna ulaşılmıştır [25].

Termodinamik temellerle tanımlanan ve geniş bir basınç aralığında çalışan transkritik soğutma çevrimi sunulan bir çalışmada ise ideal izentropik sıkıştırma ve verimi baz alınarak piyasada bulunan kompresörler kıyaslanmıştır [26]. Analizler piyasada bulunan gerçek kompresörlerle yapıldığı için optimum yüksek çevrim basıncının ideal kompresörlere oranla ne kadar farklı olduğu saptanmaya çalışılmıştır. İzentropik verimlerin sabitliği pratik kompresörlerde görülemediği ve sabit gaz soğutucu basıncının fonksiyonu olduğu için üreticiler tarafından verilen verimlilik tabloları aracılığıyla ampirik formüller oluşturulmuştur. İzentropik verimliliğin genelde basınç oranının 3 olduğu durumlarda maksimum seviyede olduğu (Şekil 1.11) gözlemlenmiştir.



Şekil 1.11 İzentropik verimin basınç oranına göre değişimi [26]

Yüksek basıncı sınırlama kriterinin, maksimum COP'yi sağlayan buharlaştırıcı ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığı olduğu öne sürülmüştür. Güçlü deşarj basıncı ile maksimum operasyon basıncının azalma eğilimi gösterdiği ve bunun da COP'ye negatif yönde yansıdığı tespit edilmiştir. COP'yi yükseltmek için kısımla kayıplarını minimize etmek gerektiği ve bunun en önemli kriter olduğu belirlenmiştir. Kompresörlerin çoğu neredeyse aynı optimum gaz soğutucu basınçlarını ve kompresör deşarj sıcaklıklarını (Şekil 1.12) sağlamaktadır.



Şekil 1.12 Kompresör deşarj sıcaklıklarının gaz soğutucu basıncına etkisi [26]

Diğer bir kriter ise gaz soğutucu çıkışı ile buharlaşma sıcaklıkları arasındaki farkı 45°C'nin üstünde tutmak olarak belirlenmiştir. Yüksek deşarj sıcaklıklarını daha dengeli hale getirmek için çok fazlı ve kademeli sıkıştırma kullanmanın ise mantıklı bir çözüm olabileceği savunulmuştur [26].

R-404A ve R-134a soğutkanları ile çalışan tek kapılı şişe soğutucularını, R-744 kullanımına uygun hale getirmeyi amaçlayan bir uygulamada, ticari meşrubat soğutucusunun bir prototipi CO₂ transkritik tersinir çevrimi ile çalıştırılırken, sistemin hem ücreti hem de enerji verimliliği üzerine odaklanılmıştır [27]. Geliştirme ve optimize etme ihtimali, bu ürünün piyasadaki ilk izlenimi açısından ve karmaşık çözümlerini hafifletmeye yönelik önemli bir adımdır. Böylece ucuz ve kolaylıkla ulaşılabilen bileşenler göz önüne alınabilecektir. Farklı deplasman ve farklı verimdeki kompresörler ile değişik gaz soğutucular baz alınarak yapılan hesaplamaların ana amacı soğutucu ekipmanlarının boyut ve verimliliğini optimum seviyelere taşımaktır. İlk adım olarak, farklı çevre sıcaklıklarında ideal yüksek çevrim basıncına yaklaşmak için kılcal tüp sistemleri üzerinde durulmuş ve ideal çevrim yüksek basınç problemi için ortaya atılan yaklaşım çözümleri sorgulanmıştır. Kılcal tüpün kendiliğinden akış oranını ayarlayarak kompresör üzerinden geçerken gaz soğutucu basıncını ideal değerlere yaklaştırdığı görülmüştür. Ayrıca uygun gaz soğutucu seçimi derin bir şekilde araştırılmıştır. Bu amaçla kanatlı boru demetli ısı değiştiricileri ile çok ucuz olan çelik telli borulu ısı değiştiricileri test edilmiştir. Karbondioksit sisteminin enerji tüketimi R-134a ve R-404A ile kıyaslanmıştır. Testler, CO₂'in enerji tüketiminin güncel akışkanlardan çok daha fazla olduğunu özellikle 25°C'nin üstündeki sıcaklıklarda göstermiştir. 20°C ile 35°C arasındaki sıcaklıklarda %19,4'ten %54,4'e kadar değişen geniş bir aralık olduğu saptanmıştır. R404A ile kıyaslandığında bu sonuçların daha iyi olduğu %-3,9 ile %29,5 aralığından anlaşılmıştır. Karbondioksit sistemlerinde çelik telli borulu ısı değiştiricilerinin uygulanabilir bir çözüm olduğu; düşük çevre sıcaklığında, enerji tüketiminin güncel kanatlı boru demetli ısı değiştiricilerine yakın değerlerde olmasıyla doğrulanmıştır. Ayrıca CO₂ sistemlerinin, gaz soğutucu ısı transfer yüzeyi ile kompresör deplasmanı arasındaki ilişki araştırılmıştır ve CO₂ sisteminin enerji verimliliği açısından daha hassas olacağı, halojen soğutucu ünitelere göre kompresörün daha büyük boyutlu olduğuna dayanılarak gösterilmiştir. Bunun yanında kanatlı boru demetli ısı

değiştiricilerinin kesik kanatlı olmasının, sistem verimliliğini artıran önemli bir parametre olduğu başarıyla test edilmiştir. Aslında, bu durumda, oda sıcaklığı 30-35°C aralığında iken R-134a ve R-404A için ortalama yüzde değişimleri %39,5 ile %17,4'tür. Kanatlı boru demetli ya da alternatif olarak mikrokanallı gaz soğutucuların getirdiği maliyet artışı nedeniyle ev tipi soğutma cihazlarındaki uygulama olasılığı yüksek verimliliğin elde edilmesine rağmen azalmaktadır. Sonuçta karbondioksit, soğutucu ekipmanların toplam eşdeğer ısınma etkisi (TEWI) göz önüne alınarak tek kademeli R-744 kompresör teknolojisi ile HFC'larla kıyaslandığında, sadece soğutucu ünitenin gaz soğutucu giriş sıcaklığının orta veya düşük değerlerde olduğunda bağımsız olarak uygulanabilir bir seçenek olduğu görülmüştür. Bu durumda, ticari avantajlarla ilgili tasarruf açısından kıyaslandığında, düşük maliyetli bileşenlerin sisteme adapte edilmesinin, ihmal edilebilir enerji verimliliği cezası ile sonuçlanacağı öne sürülmüştür [27].

1.2 Tezin Amacı

Literatür özeti kısmında anlatıldığı gibi günümüzde kullanılan CFC ve HCFC gibi yapay soğutkanların ozon tabakasına verdikleri zarardan dolayı kullanımları yasaklanmıştır. CFC'ların kullanılması artık yasaktır ve HCFC'ların da tüketimi zamanla sınırlanacaktır. Bu gazlara alternatif olarak geliştirilen HFC'ların ise küresel ısınma etkilerinin tespit edilmesi ve kısıtlanmasıyla birlikte doğal soğutuculara yönelim kaçınılmaz olmuştur. Bu yönelimin ardından ozon tabakası ve sera etkisi yönünden birçok avantaja sahip doğal soğutucuların; düşük viskozite, yüksek hacimsel kapasite ve mükemmel ısı transfer katsayısı gibi benzersiz termal özelliklere sahip oldukları görülmüştür. Ozonda tükenme potansiyeli sıfır, küresel ısınmaya katkısı ise önemsizmeyecek kadar küçük değerlerde ve çok düşük maliyetli olan CO₂ için doğal soğutucu akışkanlar içerisinde en dikkat eden alternatif olduğu söylenebilir. Aslında CO₂ ile ilgili birçok deneysel ve sayısal çalışma yapılmıştır. Fakat -10°C'den daha düşük buharlaşma sıcaklığı gerektiren uygulamalar için yapılmış herhangi bir çalışma bulunamamıştır. Derin dondurucu bölmesine sahip ev tipi buzdolaplarında buharlaşma sıcaklığının -30°C mertebelerinde olması nedeniyle, -10°C'den daha düşük sıcaklıkların da incelenmesi ve bu sıcaklıklar için optimum egzoz basıncı değerlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bunlara dayanarak yapılan

araştırmaların ardından buzdolabı için genel bir çevrim simülasyonu programının hazırlanması planlanmıştır. Bu doğrultuda ticari olarak temin edilmiş olan CO₂ kompresörlerinin performansının belirlenebilmesi için deneysel bir sistem kurulmuş ve kompresör performans karakteristikleri deneysel olarak elde edilmiştir. Çıkarılacak matematiksel modelin çözüümü için MATLAB programı kullanılarak simülasyon programına alt bir modül oluşturulmasına karar verilmiştir. Simülasyon programına oluşturulan alt modülle birlikte farklı basınç ve sıcaklık değerlerinde sistemin elde edilen soğutucu akışkan debisi, soğutma yükü ve sistem verimi açısından irdelenmesi amaçlanmıştır. Ayrıca oluşturulan modüle alternatif akışkanlar da entegre edilerek, aynı şartlarda çalışan alternatif akışkanlarla CO₂'in sistem verimi açısından kıyaslanması amaçlanmıştır.

1.3 Hipotez

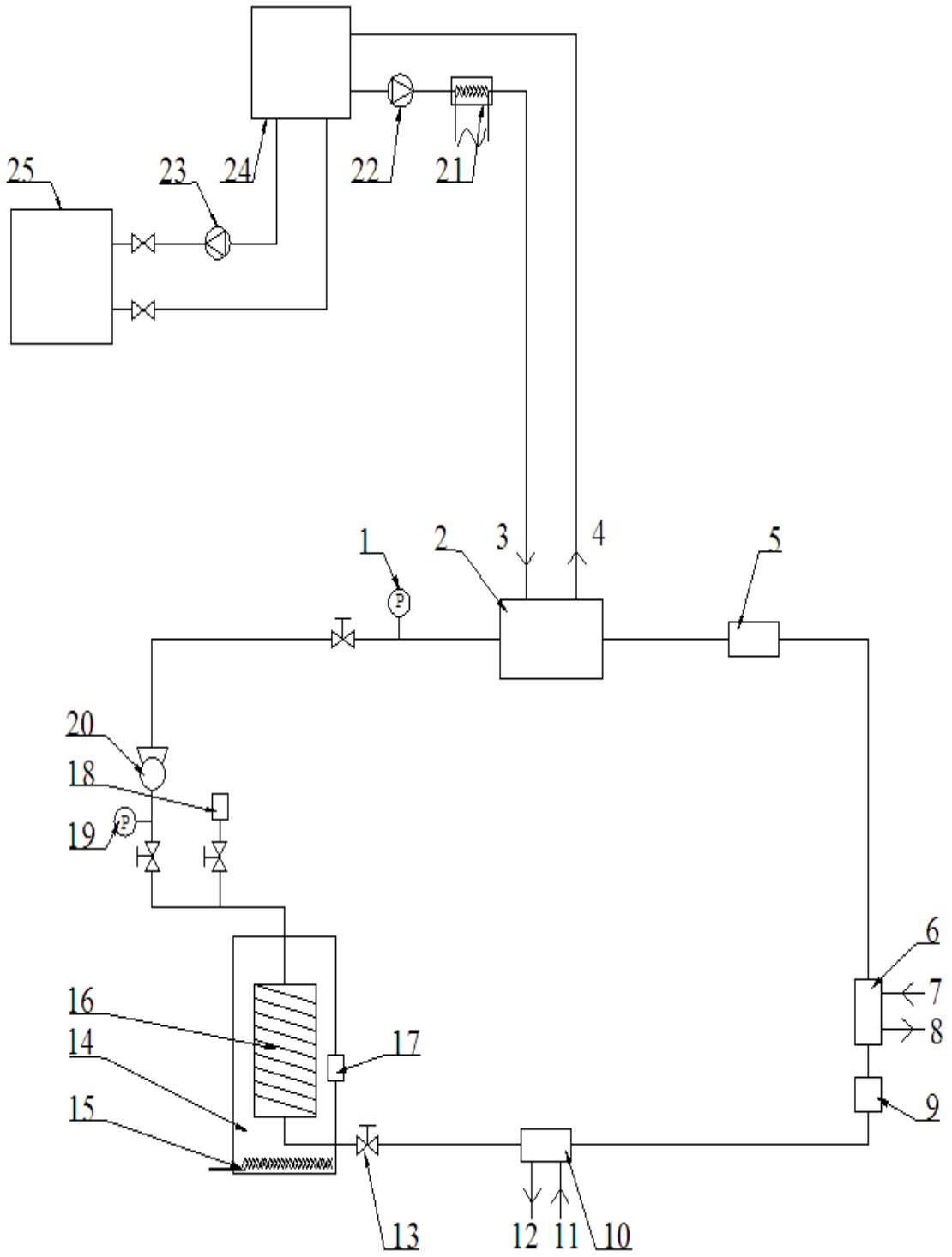
Buzdolabı için hazırlanan çevrim simülasyon programının optimum çalışma koşullarının belirlenmesiyle etkin bir sistem oluşturulabileceği ve mevcut akışkanlarla kıyaslandığında enerji etkinliği bakımından uygun bir alternatif olacağı savunulmuştur.

DENEY DÜZENEĞİ

Giriş kısmında, CO₂ ile çalışan kompresörlerin buzdolabı uygulamalarında kullanılan sıcaklıklardaki test değerleri mevcut olmadığından dolayı CO₂ ile çalışan kompresörlerin buzdolabı uygulamalarında kullanılan sıcaklıklarda ki soğutma kapasitesi ve elektriksel gücün ölçülebileceği bir deney düzeneği kurulduğundan bahsedilmiştir [5]. Deney düzeneği ve kullanılan elipmanın anlatıldığı bu bölümde, öncelikle düzeneğin kendisi ve düzeneğin akış şemasına yer verilmiştir. Ardından, düzenekte kullanılan elemanlar ve bu elemanların özellikleri anlatılmıştır. Son olarak ise deney düzeneğinin kurulumundan söz edilmiştir.

2.1 Deney Düzeneği

Test sistemi tasarlanmadan önce, diğer alternatif soğutkanlar için hali hazırda dizayn edilmiş ve kullanılmakta olan kompresör performans deney düzenekleri incelenmiştir. Yapılan bu incelemelerin ardından; etkileri incelenmesi düşünülen parametreler araştırılmış ve bu esnada karbondioksitin fiziksel ve termodinamik özelliklerine uygun teknik detayları içeren sistem akış şeması oluşturulmuştur [5]. Tasarımı yapılarak imal edilen deney düzeneğinin akış şeması şekil 2.1'de görülmektedir.



Şekil 2.1 Deney düzeneği akış şeması [5]

Şekil 2.1'de gösterilen deney düzeneği akış şeması üzerinde görülen numaraların açıklamaları Çizelge 2.1'de görülmektedir.

Çizelge 2.1 Akış şeması malzeme listesi [5]

Parça No	Açıklama
1	Yüksek basınç sensörü
2	Kondenser
3	Kondenser soğutma suyu giriş
4	Kondenser soğutma suyu çıkış
5	Sıvı deposu
6	Aşırı soğutucu 1
7	Aşırı soğutucu 1 soğutma suyu giriş
8	Aşırı soğutucu 1 soğutma suyu çıkış
9	Debimetre
10	Aşırı soğutucu 2
11	Aşırı soğutucu 2 soğutma suyu giriş
12	Aşırı soğutucu 2 soğutma suyu çıkış
13	Kısılma vanası
14	I tüpü
15	Elektrikli ısıtıcı
16	Evaporatör
17	Gözetleme camı
18	Şarj/Vakum noktası
19	Düşük basınç sensörü
20	Kompresör
21	Kondenser soğutma suyu şartlandırma havuzu
22	Pompa 1
23	Pompa 2
24	Su deposu
25	Chiller

Hazırlanan deney düzeneği 2 kabinden oluşmaktadır. Bu kabinler kompresör ve ısı değıştirci olarak adlandırılmıştır. Düzeneğin haricinde, deney düzeneğinin ihtiyacı olan yardımcı soğutma sistemi olarak hava soğutmalı kondenserli chiller kullanılmıştır. Kompresör test sisteminin haricinde test düzeneğinde sıcaklık şartlandırmalarında kullanılacak soğutma suyu kabin şartlandırmasında, aşırı soğutucularda ve gaz soğutucu su şartlandırma havuzunda kullanılmaktadır. Şekil 2.1'deki akış şemasında görülen 6 ve 10 numara ile gösterilen aşırı soğutucular ise daha önceden de bahsedildiği gibi chillerde şartlandırılan soğutma suyu aracılığı ile yapılmaktadır. Aşırı soğutucuların asıl amacı kalibrasyonu sıvı ölçümüne göre yapılmış olan debimetreye CO₂ soğutkanının sıvı fazda gitmesini sağlamaktır. İkinci aşırı soğutucunun kullanım amacı ise debimetre çıkışında yaklaşık olarak 30 °C mertebelerinde olan CO₂ soğutkanının buz dolabı çalışma şartlarını sağlayabilmesi için 25°C civarında kısılma vanasına girmesini sağlamaktır. 18 numaralı noktadan sistemin vakuma alınması ve şarjı işlemleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.1'de görüleceği üzere kompresör giriş ve çıkışındaki basınçları ölçebilmek amacı ile birer adet elektronik basınç sensörü ve aynı zamanda sistem çalışırken gözle ölçüm yapabilmek amacı ile yine birer adet basınç göstergesi mevcuttur.

2.2 Deney Düzeneği Elemanları

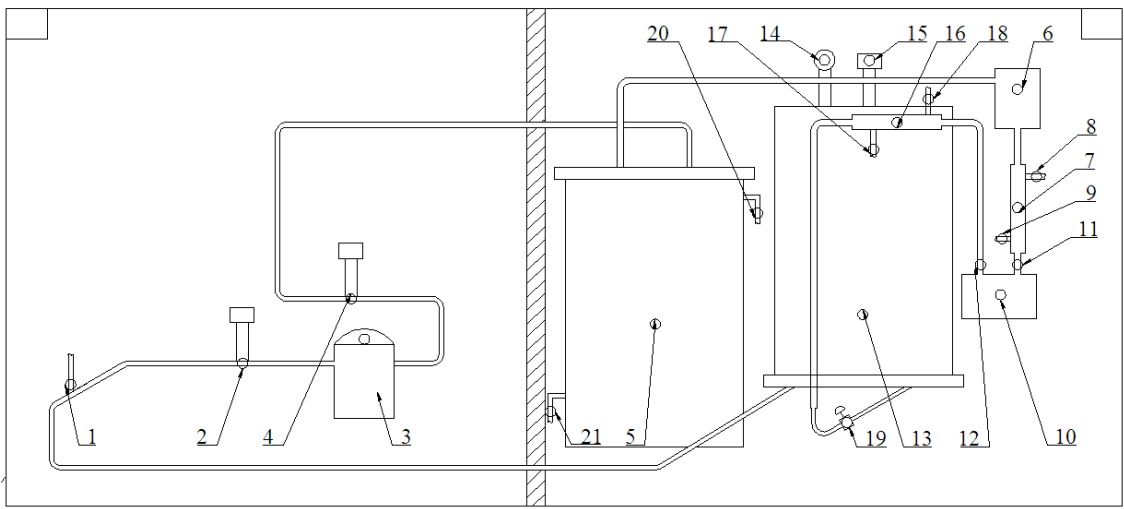
Kompresör performans deney düzeneği aşağıda liste halinde sunulmuş elemanlardan oluşmaktadır:

- Kalorimetre kabini
- Isı değıştirciler (Gaz soğutucu ve Evaporatör)
- Soğutma suyu deposu (2 pompalı)
- Chiller
- Aşırı soğutucu (2 adet)
- Hava/su ısı değıştirci (2 adet)
- Sıvı aküsü
- Debimetre

- Isılçift
- Besleme panosu ve otomasyon sistemi
- Kesme vanası
- Kısılma vanası

Deney düzeneğinde araştırma çalışmasını destekleyen firma tarafından CO₂ ile çalışmaya uygun bir kompresör temin edilmiştir.

Şekil 2.2’de tesisattaki elemanlar ve kabindeki yerleşimleri görülmektedir.



Şekil 2.2 Tesisat elemanları ve kabindeki yerleşimleri [5]

Çizelge 2.2’de ise şekil 2.2’de numaralandırılmış olan tesisat elemanların listesi yer almaktadır.

Çizelge 2.2 Tesisat elemanları [5]

Malzeme Listesi	
No	Açıklama
1	Şarj noktası
2	Düşük basınç sensörü
3	Kompresör
4	Yüksek Basınç Sensörü
5	Kondenser

6	Sıvı Aküsü
7	Aşırı soğutucu 1
8	Aşırı soğutucu 1 soğutma suyu çıkış
9	Aşırı soğutucu 1 soğutma suyu giriş
10	Debimetre
11	Debimetre giriş
12	Debimetre çıkış
13	I-tüpü (Evaporatör)
14	I-tüpü basınç transmitteri
15	I-tüpü üst nokta sıcaklık ölçümü
16	Aşırı soğutucu 2
17	Aşırı soğutucu 2 soğutma suyu giriş
18	Aşırı soğutucu 2 soğutma suyu çıkış
19	Kısılma Vanası
20	Kondenser soğutma suyu çıkış
21	Kondenser soğutma suyu giriş

2.2.1 Isı Değiştiriciler

Hazırlanan deney düzeneğinde kullanılacak olan gaz soğutucu ve evaporatör yapılan dizayn hesaplarının ardından özel imalat yolu ile temin edilmiştir [5].

Deney düzeneğinde kompresör ile basıncı yükselen CO₂'in soğutulması işlemi gerçekleşmektedir. Şekil 2.2'de görülen resimde sağdaki kabinin sol tarafında gaz soğutucu görülmektedir. Gaz soğutucunun iki adet giriş ve iki adet çıkış noktası bulunmaktadır. Kapalı kabin içerisindeki paslanmaz borudan imal edilmiş serpantin borularının içerisinde CO₂ geçmektedir. Sarmal boruların dış tarafından ise karşı soğutkan olarak su geçirilmektedir. Gaz soğutucu soğutma suyu kompresör performans deney düzeneği üzerine yerleştirilmiş bir su şartlandırma havuzu sayesinde sıcaklığı

hassas olarak kontrol edilerek gönderilmektedir. Gaz soğutucu soğutma suyunun amacı burada kompresör çıkış basıncını istenilen basınçta hassas olarak ayarlayabilmektir.

I-tüpü içerisindeki sarmal halde bulunan paslanmaz çelik boruların içerisinde CO₂ gazı dolaşmaktadır. Boruların dış kısmında ise R-134a gazı bulunmaktadır. I-tüpü basınçlı bir tüptür. Serpantin borularının dışarısındaki R-134a soğutkanı I-tüpü alt noktasında bulunan elektrikli ısıtıcı ile buharlaşıp serpantin üzerinden düşük sıcaklıkta geçen CO₂ soğutkanı üzerinden ısı çekmektedir. I-tüpünün üst noktasında yoğuşan R-134a gazı alt kısımda birikip tekrardan elektrikli ısıtıcının yardımı ile buharlaşmaktadır. I-tüpü üzerinde basınç kontrolü ve sıcaklık kontrolü yapılmaktadır. Tepe noktasından basınç ölçümü yapılmakta, yine tepe noktasından sıcaklık kontrolü yapılmaktadır. Aynı zamanda elektrikli ısıtıcının içerisinde bulunduğu bölgede, I-tüpünün içerisine kadar giden ucu köreltilmiş sıcaklık ölçüm noktası bulunmaktadır. Sistemin basınçlı sızdırmaz bir kap olmasından ötürü sıcaklık ölçümleri dirençsel sıcaklık sensörleri (RTD) ile yapılmıştır. Basınç ve sıcaklık kontrolünün iki amacı vardır. Birinci amaç R-134a gazının basıncı ve sıcaklığı okunarak istenildiği takdirde termodinamik özelliklerinin belirlenebilmesi, ikinci amaç ise güvenlidir. Sistemde oluşacak aşırı basınçlanma istenilmeyen bir durumdur. Bu nedenden dolayı, hem elektronik hemde mekanik aşırı basınç yükselmesi durumunda sistemi durduracak ve aşırı basıncı ortama atacak emniyet vanaları eklenmiştir. Yine güvenlik amacı ile sistem çalışırken I-tüpü içerisine şarj edilmiş R-134a gazının seviyesini görebilmek amacı ile gözetleme camı eklenmiştir.

2.2.2 Chiller

10 kW gücünde bulunan chiller kompresör performans test düzeneğinde ihtiyaç duyulan soğutmayı sağlamaktadır [5].

2.2.3 Soğutma Suyu Deposu

Kompresör performans deney düzeneğinde gerekli olan soğutma ihtiyacını karşılamak amacı ile kullanılan su deposu üzerinde 2 adet pompa bulunmaktadır. Depo 160 litre kapasitesindedir. Üzeri açık olan depo seviye farkından ötürü, tesisatı su basmaması amacı ile yerden 2,5m yükseklikte durmaktadır. Üzerinde bulunan 2 adet pompa ile sirkülasyon sağlanmaktadır. Deponun kullanılmasının asıl amacı ise chillerin devreye

giriş çıkışlarında sistemde oluşabilecek sıcaklık dalgalanmalarına karşı bir önlemdir. Deponun üzerindeki pompalardan biri chiller ile depo arasında su sirkülasyonunu sağlarken, diğer pompa ise kompresör performans deney düzeneğindeki kullanım yerlerine soğutma suyunun sirkülasyonunu sağlamaktadır.

2.2.4 Su Şartlandırma Havuzu

Kompresör performans deney düzeneğinde gaz soğutucu üzerinden geçen CO₂ soğutkanının üzerinden ısı çekmek amacı ile kullanılmaktadır. Gaz soğutucuda ihtiyaç duyulan soğutma suyu sıcaklığının sabit olması istenildiğinden ve Chillerin devreye girip çıkması ile oluşacak sıcaklık dalgalanmalarından etkilenmemesi amacı ile kullanılmaktadır. Su şartlandırma havuzu içerisinde aşağıda belirtilen ekipmanlar ayrıntılı olarak listelenip açıklanmıştır [5]:

- Su havuzu: 40 lt su kapasitesine sahiptir.
- Rezistans: 1000W gücünde olan elektrikli rezistans suyun sıcaklığını +50°C'ye kadar zorlanmadan çıkarabilecek kapasitededir.
- Sıcaklık Kontrol Ünitesi: Havuz içerisindeki su sıcaklığını 0,1°C hassasiyette kontrol edebilmektedir.
- Soğutma suyu serpantini, su şartlandırma havuzunun ihtiyacı olduğu soğutma ihtiyacını chiller soğutma suyundan sağlamaktadır. Chillerden gelen soğutma suyu serpantinin içerisinden geçerek havuz içerisindeki suyu soğutmaktadır. Chiller suyu ile su şartlandırma havuzu içerisinde bulunan su birbirlerine karışmamaktadır.
- Pompa, kapalı sistem olarak çalışan su şartlandırma havuzu içerisindeki suyu su şartlandırma havuzu ve gaz soğutucusu arasında sirküle etmektedir.

2.2.5 Aşırı Soğutucu

Sistemde iki adet olarak bulunan aşırı soğutucular (subcooler), debimetrede ölçülecek CO₂ debisinin tamamen sıvı şartta debimetreye girmesi ve aynı zamanda yine CO₂ soğutkanının kısılma vanasına ortalama 24–26°C derece sıcaklığında girmesi amacı ile kullanılmaktadır.

2.2.6 Hava/Su Isı Değiştiricileri

Yine sistemde 2 adet olarak bulunan hava-su ısı değiştiricileri, ısı değiştirici ve kompresör kabini olarak isimlendirilen iki kabinin sıcaklıklarının sistemi kontrol eden operatörün belirleyeceği sıcaklığa göre sabit tutabilmek amacı ile kullanılmaktadır. Isı değiştiricilerin soğutma suyu ise chiller tarafından sağlanmaktadır.

2.2.7 Sıvı Aküsü

Gaz soğutucudan çıkan CO₂'in, farklı çevrim şartlarındaki şarj dağılımının dengeli olarak yapılabilmesi için kullanılmaktadır.

2.2.8 Debimetre

Farklı çevrim şartlarına göre CO₂ soğutkanının debisini ölçebilmek amacı ile kullanılan yüksek basınçlı coriolis tip sıvı debimetresidir. Ek olarak yoğunluk, sıcaklık, toplam debi vs. gibi özellikleri bulunmaktadır.

2.2.9 Isılçiftler

Kompresör performans deney düzeneğinde ısılıçiftler kullanılmıştır. Isılçiftler iki farklı alaşımın ucunun kaynaklanması ile oluşan basit ölçüm cihazlarıdır [28]. Kaynak noktası sıcak nokta, diğer iki uç soğuk nokta veya referans noktası olarak anılır. Isılçift olayı sıcak nokta ile soğuk nokta arasındaki sıcaklık farkından doğar. Bu sıcaklık farkına orantılı, soğuk nokta uçlarında mV mertebelerinde gerilim üretilir. Isılçiftin sıcaklık noktası ve soğuk noktası arasındaki sıcaklık dağılımı nasıl olursa olsun üretilen gerilim, sıcaklık ile soğuk nokta arasındaki sıcaklık farkı ile orantılıdır. Isılçiftler kullanılan alaşım malzemelerine göre isimlendirilmektedir. Kompresör performans deney düzeneğinde T tipi ısılıçift kullanılmıştır. Alaşım malzemeleri bakır ve bakır konstantdır. T tipi ısılıçift ile -200°C-350°C sıcaklık aralıklarında hassas sıcaklık ölçümü yapılabilir. Kompresör performans deney düzeneğinde T tipi ısılıçiftleri ile ölçülen sıcaklıklar PLC yardımı ile bilgisayar ortamına aktarmaktadır.

2.2.10 Elektrik Panosu ve Otomasyon Sistemi

Kompresör performans deney düzeneğinin kontrol sistemini oluşturmaktadır. Elektrik panosunun içerisinde kullanılan motorların korunması amaçlı şalterler, PLC, motor korumalar, akım trafoları, enerji analizörü, röleler bulunmaktadır. PLC ile kompresör performans deney düzeneğinde sıcaklık kontrolleri ve ölçümler yapılabilmektedir.

2.2.11 Kesme Vanası

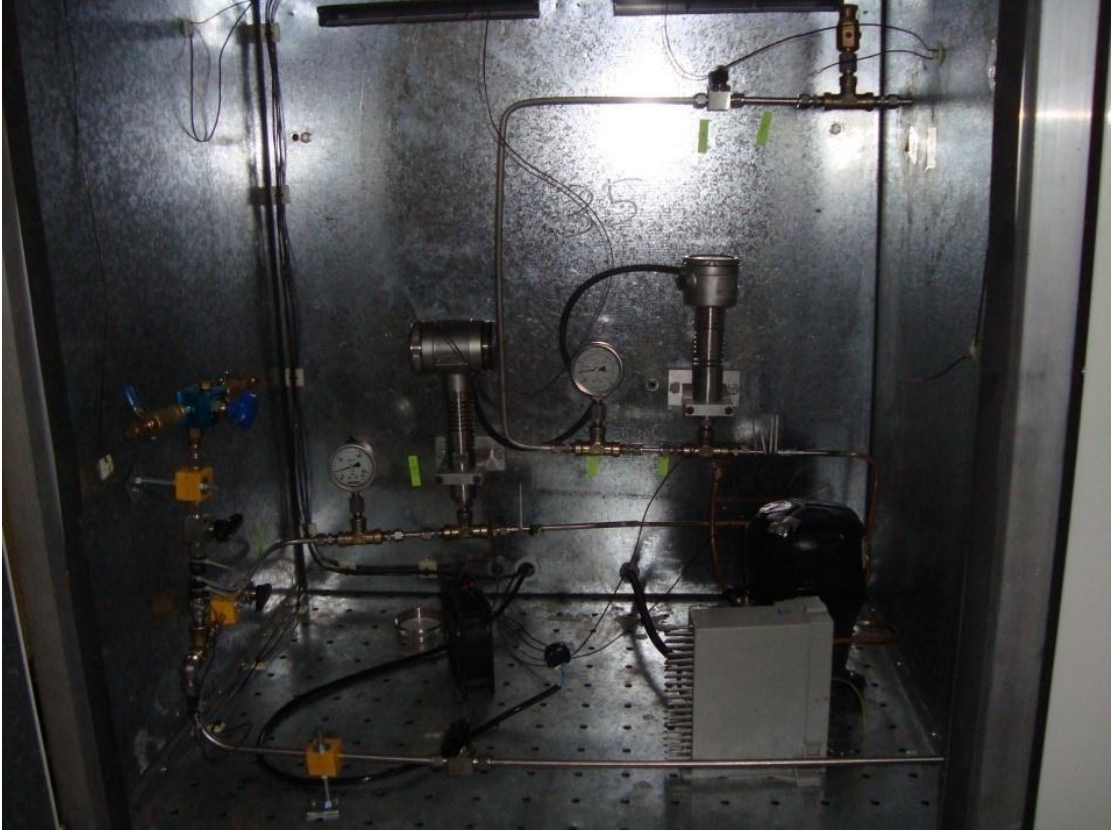
Sistemde bazı durumlarda CO₂ soğutkanının akışını durdurmak amacı ile kullanılmaktadır. Uygulamada kompresörün giriş noktasının yüksek basınca maruz kalmaması gerekmektedir. Deney düzeneği çalışmadığı durumlarda denge basıncına ulaşan CO₂ soğutkanının basıncı ortalama olarak 55-60 bar aralığında değişmektedir. Ayrıca gaz şarj noktasında kullanılan kesme vanaları, sistemin dışarıdan izole edilmesi amacı için de kullanılmıştır.

2.2.12 Kısılma Vanası

Bir oksijen regülatörünün çalışma mantığı gibi çalışmaktadır. Mekanik bir çalışma sistemi olan kısılma vanası çok türlü genleşme vanası olarak da isimlendirilmektedir. İstenilen çalışma sıcaklıkları ve basınçları farklılık gösterdiğinden, deneyler yapılırken sistem rejime girmeden önceki evaporasyon sıcaklığına göre evaporasyon çıkış sıcaklığı ayarlanır. Amaç evaporasyon basıncını verecek CO₂ soğutkanının debisini ayarlamaktır.

2.3 Deney Düzeneği Kurulumu

Dizaynı yapılan ısı değiştiricileri imal edildikten sonra kondenser çalışma basıncı göz önüne alınarak yapılan hesaplar sonucunda yüksek basınçtan ötürü oluşacak sorunları gidermek amacı ile AISI 316 kalite paslanmaz çelik boru ile tesisat tamamlanmıştır [5]. Tesisat hazırlanırken ara bağlantı elemanları için AISI 316 kalite paslanmaz çelik boru ve yüksek basınçlı sistemlerde kullanılabilen özel bağlantı elemanları kullanılmıştır. Hazırlanan ısı değiştiriciler ve kompresör temin edildikten sonra kabinlerin içerisine yerleştirilmiştir. Şekil 2.3'te kompresör kabini, Şekil 2.4'te ise ısı değiştirici kabini görülmektedir.



Şekil 2.3 Kompresör kabini



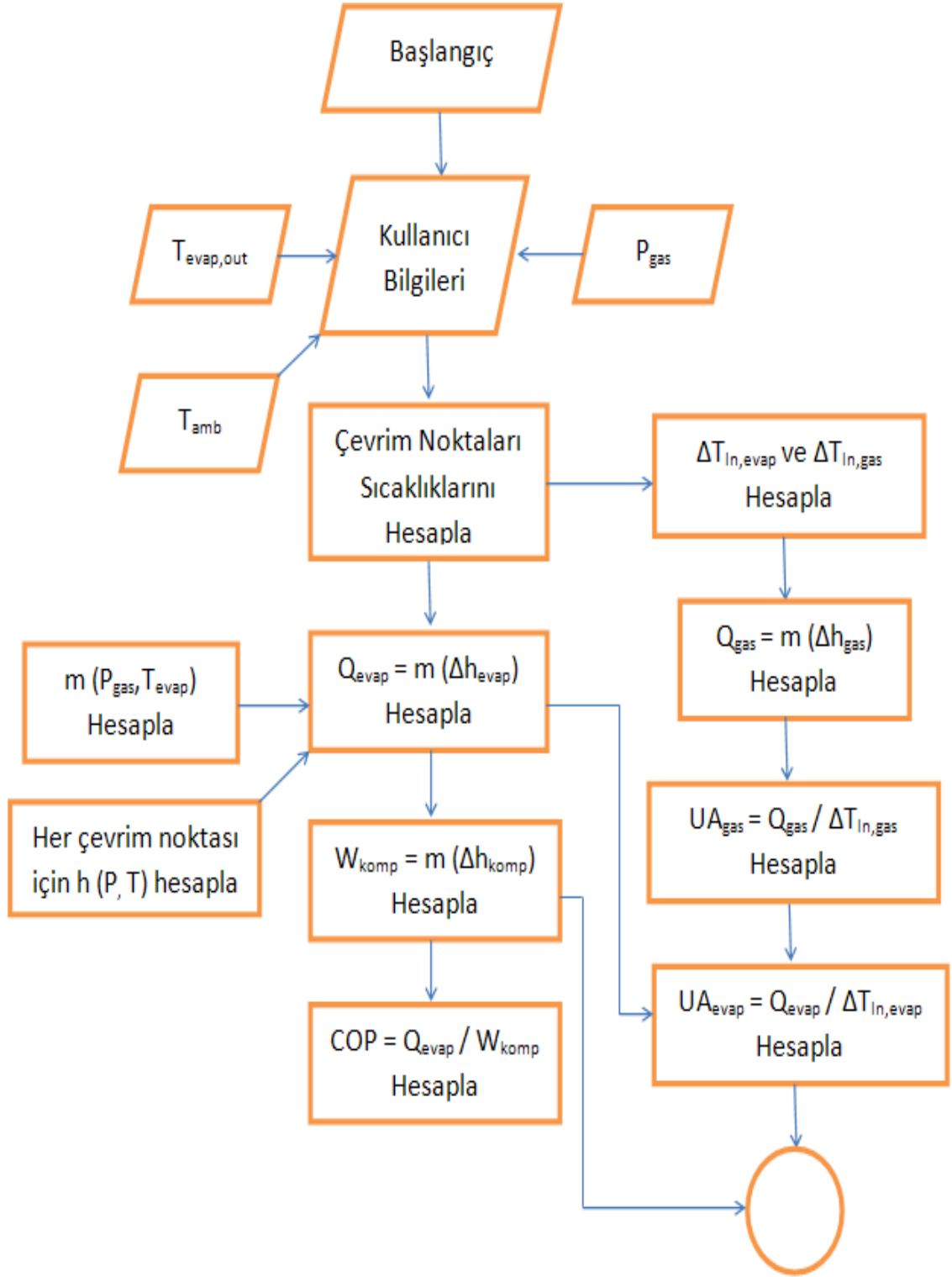
Şekil 2.4 Isı değiştirici kabini

MODELLEME VE SAYISAL ANALİZ

Bu bölümde, öncelikle simülasyon programının algoritması oluşturulmuştur. Ardından, ikinci bölümde anlatılan deney düzeneği üzerinden alınan ölçümlerden yola çıkılarak, sistem irdelenmiş ve bu işlemler esnasında kullanılan formüller verilmiştir. Daha sonra MATLAB'de yazılan program aracılığıyla elde edilen değerler tablo ve grafikler halinde verilip yorumlanmıştır. CO₂ için yapılan bu işlemler alternatif soğutucu akışkanlara da uygulanmış, benzer değerler elde edilmiş ve CO₂ ile alternatif soğutkanların kıyaslaması yapılmıştır.

3.1 Algoritma

MATLAB programında yazılan simülasyon programı için oluşturulan algoritma Şekil 3.1'de gösterilmiştir. Algoritmada da görüldüğü üzere kondensasyon basıncı, evaporasyon sıcaklığı ve ortam sıcaklığı bilgileri girilerek, çevrim noktaları termodinamik özellikleri elde edilip, buzdolabı üzerindeki elemanların ısı yükleri hesaplanabilmektedir. Hesaplamalarda ihtiyaç duyulan bazı değerler (debi, elektriksel güç, kompresör çıkış sıcaklığı) deneysel çalışmalar sonucu elde edilmiş verilerdir.



Şekil 3.1 Simülasyon programına ait algoritma

3.2 Teorik Analiz

Teorik analiz kısmında kullanılan formüller ve bazı değerler hakkında ön bilgi verilmiştir. Sistem, çevrimde bulunan elemanlara göre ve sistem olarak ayrı ayrı ele alınmıştır.

3.2.1 Sistem Elemanlarının Analizi

Sistemde kullanılan elemanların analiz edilmesinin amacı, sistem bir bütün olarak ele alındığında ihtiyaç duyulan değerlerin tayinidir. Yani sistemin irdelenebilmesi için gerekli doneler elde edilecektir. Bu doğrultuda; gaz soğutucu, evaporatör ve kompresör elemanları incelenmiştir.

3.2.1.1 Gaz Soğutucu

Gaz soğutucudaki basınç değerleri testler esnasında ölçülmüş ve gaz soğutucunun ideal şartlarda çalıştığı kabul edilerek basınç kayıpları ihmal edilmiştir.

Gaz soğutucuya giriş sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığı ile eşit kabul edilmiştir ve kompresör analizi esnasında anlatılacaktır. Gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı sabit bir değer olarak kabul edilmiştir. Logaritmik sıcaklık farkı ise (3.1) eşitliğinden yararlanılarak hesaplanmıştır.

$$\Delta T_{In,gas} = \frac{(T_{komp,out} - T_{gas,out,air}) - (T_{gas,out} - T_{amb})}{\ln[(T_{komp,out} - T_{gas,out,air}) - (T_{gas,out} - T_{amb})]} \quad (3.1)$$

Gaz soğutucuya giriş entalpisi ve gaz soğutucudan çıkış entalpisi Matlab'de yazılan program aracılığıyla bulunmuştur. Gaz soğutucudaki ısı atımı (3.2) kullanılarak hesaplanmıştır [29]. Sistemde dolaşan kütleli debi ise sistem analizi kısmında anlatılacaktır.

$$Q_{gas} = \dot{m} (h_{gas,in} - h_{gas,out}) \quad (3.2)$$

Gaz soğutucu için ısıtma yüzey alanı ve ısı transfer katsayısı çarpanı, gaz soğutucudaki ısı atımından gidilerek (3.3) eşitliği ile hesaplanmıştır.

$$UA_{gas} = Q_{gas} / \Delta T_{In,gas} \quad (3.3)$$

3.2.1.2 Evaporatör

Evaporatördeki basınç değeri Matlab'de yazılan program aracılığıyla sıcaklık ve kuruluk derecesinden gidilerek hesaplanmıştır ve evaporatörün ideal şartlarda çalıştığı kabul edilerek basınç kayıpları ihmal edilmiştir.

Evaporatöre giriş sıcaklığı ve evaporatörden çıkış sıcaklığı sabit değerler olarak kabul edilmiştirler. Evaporasyon sıcaklığı ise testler esnasında ölçülmüştür. Logaritmik sıcaklık farkı ise (3.4) eşitliğinden yararlanılarak hesaplanmıştır.

$$\Delta T_{In, evap} = \frac{(T_{evap, in, air} - T_{evap, in}) - (T_{evap, out} - T_{evap, out, air})}{\ln[(T_{evap, in, air} - T_{evap, in}) - (T_{evap, out} - T_{evap, out, air})]} \quad (3.4)$$

Evaporatöre giriş ve evaporatörden çıkış entalpileri ise Matlab'de yazılan program aracılığıyla bulunmuştur. Evaporatöre giriş entalpisi hesaplanırken akışkanın genleşme valfine girdiği basınç ve sıcaklık değerlerinden faydalanılmıştır. Genleşme valfinde sabit entalpide genişleme olduğu kabul edilmiştir. Evaporatörden çıkış entalpisi hesaplanırken ise, akışkanın evaporasyon basıncı ve kompresöre giriş sıcaklığından faydalanılmıştır. Evaporatördeki ısı atımı denklem (3.5) aracılığıyla hesaplanmıştır [29].

$$Q_{evap} = \dot{m} (h_{evap, out} - h_{evap, in}) \quad (3.5)$$

Evaporatör için ısıtma yüzey alanı ve ısı transfer katsayısı çarpanı, evaporatördeki ısı atımından gidilerek (3.6) eşitliği ile hesaplanmıştır.

$$UA_{evap} = Q_{evap} / \Delta T_{evap} \quad (3.6)$$

3.2.1.3 Kompresör

Kompresöre giriş sıcaklığı evaporatör çıkış sıcaklığına eşit kabul edilirken, kompresörden çıkış sıcaklığı testlerden elde edilen sonuçların irdelenmesiye tanımlanan ampirik formül¹ aracılığıyla hesaplanmıştır [5].

Kompresörden çıkış basıncı testler esnasında ölçülmüştür. Kompresöre giriş basıncı ise evaporasyon basıncı olarak kabul edilmiştir.

¹Sayın Kurtuluş'un doktora çalışması esnasında geliştirdiği kompresör çıkış sıcaklığı deneysel formülü, Arçelik A.Ş ile yapılan gizlilik anlaşmasından ötürü verilememektedir.

Ayrıca kompresörden çıkış entalpisi Matlab’de yazılan program aracılığıyla bulunurken, kompresöre giriş entalpisi evaporatör çıkış entalpisine eşittir.

Kompresörde harcanan iş iki farklı yöntemle hesaplanabilmektedir. Bunlardan ilki testlerden elde edilen sonuçların irdelenmesiye tanımlanan ampirik formül¹ [5], diğeri ise hesaplamalarda da tercih edilen (3.7) eşitliğidir [29].

$$W_{\text{komp}} = \dot{m} (h_{\text{komp,out}} - h_{\text{komp,in}}) \quad (3.7)$$

3.2.2 Sistemin Analizi

Sistem analiz edilirken öncelikle soğutucu akışkanın debisi üzerinde durulmuştur. Debinin belirlenmesinin ardından ise sistem elemanları analizi kısmındaki değerler hesaplanarak sistem verimine geçilmiştir.

3.2.2.1 Debinin Tayini

Sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi de aynı şekilde testlerden elde edilen sonuçların irdelenmesiye tanımlanan ampirik formül² aracılığıyla hesaplanmıştır [5]. Kompresör test düzeneğinde yapılan testler sonucunda çalışma şartlarına göre elde edilmiş debiler Çizelge 3.3’de verilmiştir.

3.2.2.2 Soğutma Etkinlik Katsayısının Belirlenmesi

Tüm bu analizlerin ardından elde edilen değerlerden yola çıkılarak soğutma etkinlik katsayısı denklem (3.8) eşitliği ile hesaplanmıştır [29].

$$\text{COP} = Q_{\text{evap}} / W_{\text{komp}} \quad (3.8)$$

3.3 Matlab Programı ve Hesaplamalar

Matlab programı yazılırken, National Institute of Standards and Technology’nin geliştirmiş olduğu “Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database” kullanılmıştır [30].

¹ Sayın Kurtuluş’un doktora çalışması esnasında geliştirdiği kompresörde harcanan iş deneysel formülü, Arçelik A.Ş ile yapılan gizlilik anlaşmasından ötürü verilememektedir.

² Sayın Kurtuluş’un doktora çalışması esnasında geliştirdiği kütleli debi deneysel formülü, Arçelik A.Ş ile yapılan gizlilik anlaşmasından ötürü verilememektedir

Kompresör performans deney düzeneğinde yapılan testlerde; aşağıda özetleneceği üzere, farklı gaz soğutucu basınçları ve evaporatör çıkış sıcaklıklarının parametrik olarak değişimi irdelenmiş ve üç farklı basınç ile üç farklı sıcaklık kombinasyonundan oluşan deney serisinde, aynı kompresör üzerinde farklı şartlar altında dokuz adet farklı test gerçekleştirilmiştir [5]:

- Gaz soğutucu basıncı: 70/90/110 bar
- Evaporatör çıkış sıcaklığı: -10/-20/-30 °C

Test koşulları aralığı daha da daraltılarak, bu koşullar arasında çalışacak ve diğer akışkanları da kapsayacak bir program yazılmıştır. Ampirik formüllerin yardımıyla yazılan Matlab programında, kondensasyon basıncı ve evaporasyon sıcaklığı değerlerinin girilmesinin ardından, bu koşulların kombinasyonları için; elde edilen soğutma yükü, kompresörde harcanan iş ve sistemin COP'si çıktı olarak elde edilmektedir. Matlab programının çalışır durumdaki anlık resimleri Ek-A-1'de verilmiştir.

3.3.1 CO₂ Sistemi için Elde Edilen Değerler

Yapılan hesaplar bir buzdolabının çalışma şartlarına göre sıcaklık kabulleri yapılarak tamamlanmıştır. Buna göre yapılan kabuller aşağıdaki gibidir;

- Çevre sıcaklığı 25°C
- CO₂ Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı 33°C,
- Hava gaz soğutucu çıkış sıcaklığı 28°C,
- CO₂ evaporatör giriş sıcaklığı hesaplanmak istenilen evaporasyon sıcaklığından 8°C daha düşük,
- Havanın Evaporatör giriş sıcaklığı evaporasyon sıcaklığından 4°C fazla,
- Havanın Evaporatör çıkış evaporasyon sıcaklığından 2°C daha düşük,

Çizelge 3.1 Hesaplamalarda kullanılan basınç ve sıcaklık değerleri

P_{kond} (bar)	T_{evap} (°C)	P_{evap} (bar)	T_{amb} (°C)	$T_{gas,out}$ (°C)	$T_{gas,out,air}$ (°C)	$T_{evap,in}$ (°C)	$T_{evap,in,air}$ (°C)	$T_{evap,out,air}$ (°C)
70-90-110	-10	26,37	25	33	28	-18	-6	-12
70-90-110	-20	19,61	25	33	28	-28	-16	-22
70-90-110	-30	14,21	25	33	28	-38	-26	-32

Hesaplamalarda kullanılan basınç ve sıcaklıklar Çizelge 3.1’de görüldüğü gibidir. CO₂ akışkanın için hesapmalar sonucu elde edilen sıcaklık ve entalpi değerleri Çizelge 3.2’de görülmektedir. Matlab programı ile elde edilen değerler Ek-A-2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2 Hesaplamalar sonucu elde edilen sıcaklıklar ve entalpi değerleri

P_{kond} (bar)	T_{evap} (°C)	$T_{komp,out}$ (°C)	$\Delta T_{In,evap}$ (°C)	$\Delta T_{In,gas}$ (°C)	$h_{evap,in}$ (kJ/kg)	$h_{evap,out}$ (kJ/kg)	$h_{gas,out}$ (kJ/kg)	$h_{gas,in}$ (kJ/kg)	$h_{komp,out}$ (kJ/kg)
70	-10	53,01	5,58	14,92	459,29	478,81	268,24	408,93	530,96
70	-20	47,61	5,58	12,95	448,99	486,76	268,24	408,93	560,35
70	-30	41,22	5,58	10,39	434,80	492,65	268,24	408,93	591,44
90	-10	58,99	5,58	16,97	439,97	478,81	258,76	288,13	546,29
90	-20	50,07	5,58	13,86	413,50	486,76	258,76	288,13	577,41
90	-30	45,38	5,58	12,09	391,98	492,65	258,76	288,13	610,28
110	-10	60,61	5,58	17,51	406,67	478,81	253,72	276,93	559,20
110	-20	54,21	5,58	15,34	377,88	486,76	253,72	276,93	591,76
110	-30	45,54	5,58	12,15	327,55	492,65	253,72	276,93	626,10

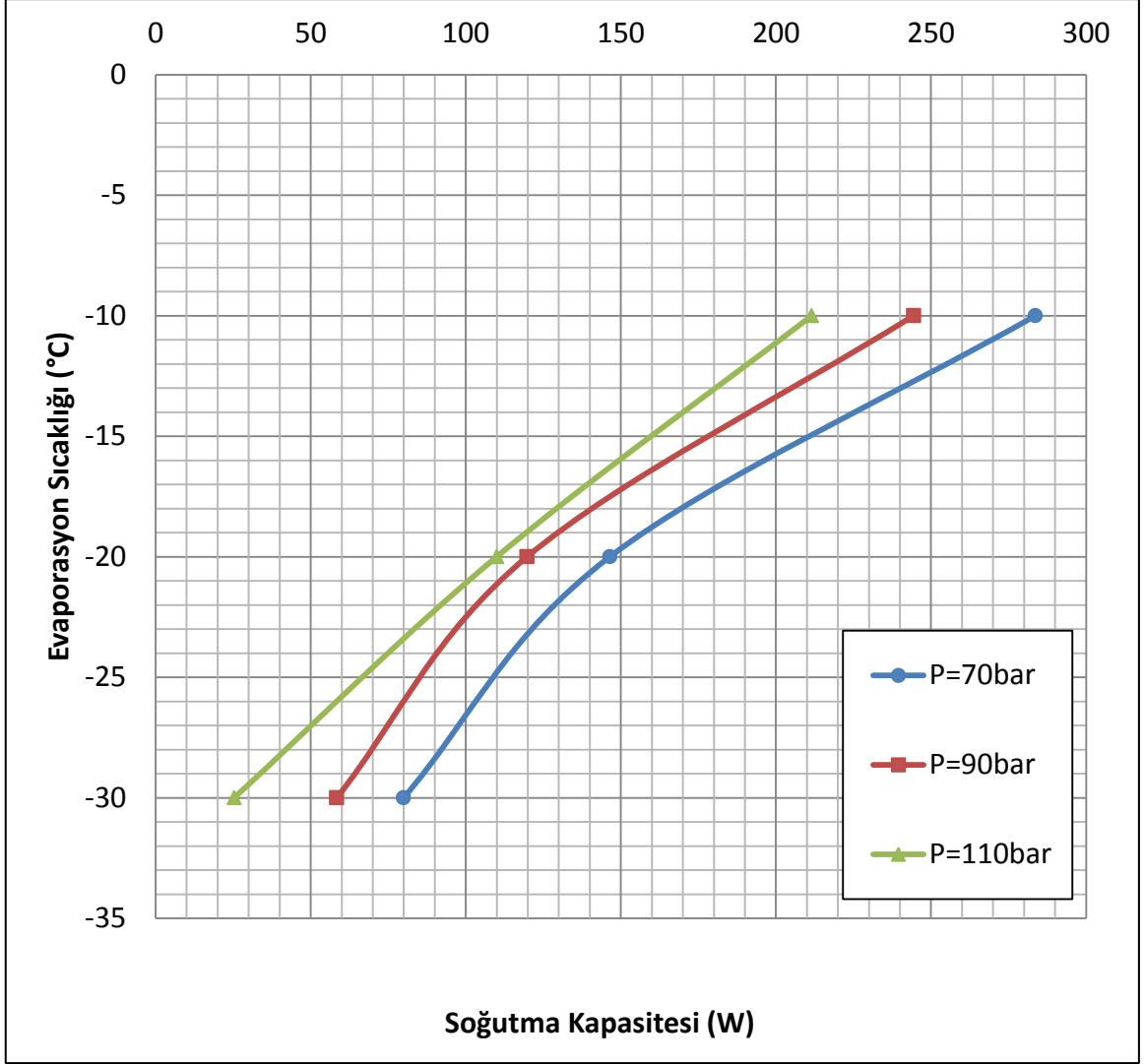
Soğutma sisteminin kütleli debisi, elde edilen soğutma kapasitesi ve soğutma etkinlik katsayısı gibi değerler Çizelge 3.3’de görülmektedir.

Çizelge 3.3 Sistemin debi, ısı, iş ve COP değerleri

P_{kond} (bar)	T_{evap} (°C)	m (kg/h)	Q_{evap} (W)	UA_{evap} (W/K)	Q_{kond} (W)	UA_{kond} (W/K)	W_{komp} (W)	COP
70	-10	4,85	283,67	50,83	67,85	4,55	70,26	4,04
70	-20	2,41	146,43	26,24	26,84	2,07	49,31	2,97
70	-30	1,28	79,96	14,33	9,22	0,89	35,20	2,27
90	-10	4,00	244,36	43,78	168,62	9,93	74,94	3,26
90	-20	1,89	119,75	21,46	65,85	4,75	47,61	2,52
90	-30	0,90	58,41	10,47	25,94	2,15	29,38	1,99
110	-10	3,38	211,54	37,90	121,93	6,96	75,56	2,80
110	-20	1,70	109,96	19,70	47,63	3,10	49,54	2,22
110	-30	0,38	25,31	4,54	5,36	0,44	14,14	1,79

Matlab programında bu değerler matris olarak elde edilmiştir. Bu değerler matristen alınıp, kategorize edilmiş ve excele aktarıldıktan sonra çizelge olarak verilmiştir. Matlab'de elde edilen matrisler Ek-A-4'te verilmiştir.

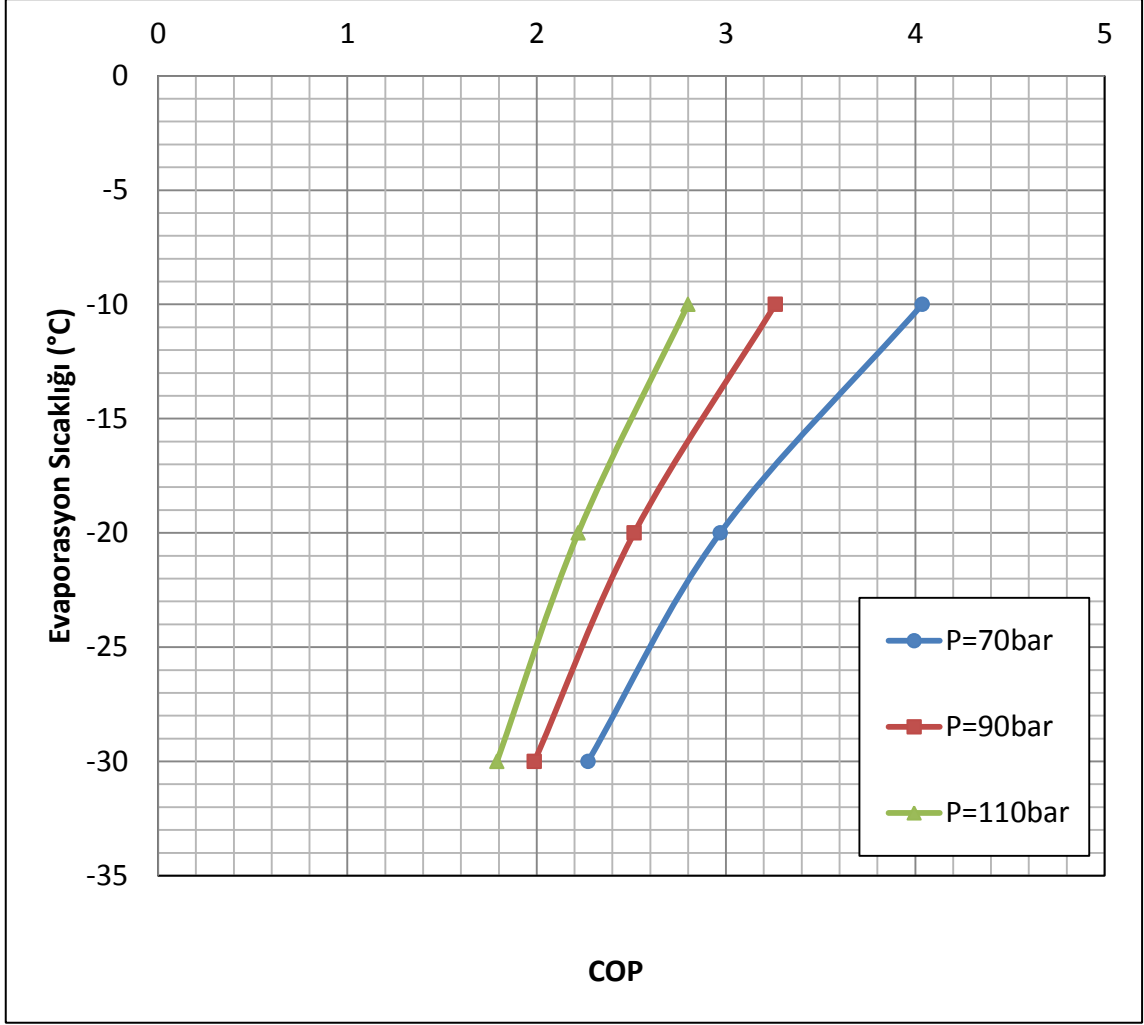
Soğutma kapasitesi ve soğutma etkinlik katsayısının, test parametreleri ile nasıl bir değişim gösterdiğini görebilmek için elde edilen değerler aracılığıyla grafikler çizdirilmiştir. Matlab programı görsellik açısından zayıf kaldığı için şekiller Excel programı vasıtasıyla sunulmuştur. Matlab programında elde edilen şekiller de Ek-A-5'te verilmiştir. Şekil 3.2'de soğutma kapasitesinin test parametreleriyle değişimi görülmektedir.



Şekil 3.2 Soğutma kapasitesinin farklı kondensasyon basınçlarında evaporasyon sıcaklığı ile değişimi

Elde edilen değerlerden ve Şekil 3.2'den de görüldüğü gibi en yüksek soğutma kapasitesi 70bar kondensasyon basıncında ve -10°C evaporasyon sıcaklığında sağlanmıştır. Kondensasyon basıncı arttırıldığında soğutma kapasitesinin azaldığı görülmüştür. Aynı şekilde evaporasyon sıcaklığı azaltıldığında soğutma kapasitesinin azaldığı tespit edilmiştir.

Şekil 3.3'de ise soğutma etkinlik katsayısının evaporasyon sıcaklıklarına göre değişimi görülmektedir.



Şekil 3.3 Soğutma etkinlik katsayısının farklı kondensasyon basınçlarında evaporasyon sıcaklığı ile değişimi

Şekil 3.3'den de görüldüğü gibi en yüksek soğutma etkinlik katsayısı 70bar kondensasyon basıncında ve -10°C evaporasyon sıcaklığındadır. Soğutma kapasitesinde olduğu gibi COP de kondensasyon basıncı ile ters orantılı iken evaporasyon sıcaklığı ile doğru orantılıdır.

3.3.2 Alternatif Akışkanlar için Elde Edilen Değerler

CO_2 soğutucu akışkanlı sistemin soğutma kapasitesi ve soğutma etkinlik katsayısının değerlendirilebilmesi için alternatif soğutkanlar ile kıyaslama yapılmaya karar verilmiştir. Bu kıyaslama yapılırken CO_2 yüksek kondensasyon basıncına sahip olduğu için, kondensasyon sıcaklığı belirlenmiş ve diğer akışkanlarla aynı kondensasyon sıcaklığında hesaplamalar yapılmıştır. Aynı şekilde debi ve evaporasyon sıcaklığı da eşit

değerde alınmıştır. Alternatif akışkan olarak ise CO₂'in çalıştığı kondensasyon sıcaklıklarında çalışabilecek; R-22, R-134a, R-600a (İzobütan) ve R-717 (Amonyak) soğutkanları seçilmiştir. Bu soğutkanlar için aynı çalışma koşullarında elde edilen değerler tablolar ve grafikler halinde verilecektir. Ayrıca bu akışkanlar için de hesaplama aynı matlab programında yapılmıştır. Çalışır durumdaki Matlab Ek-A-1'de, elde edilen değerler ise Ek-A-3'te verilirken, oluşturulan matris ve şekiller CO₂ sistemi ile aynı ekte verilmiştir.

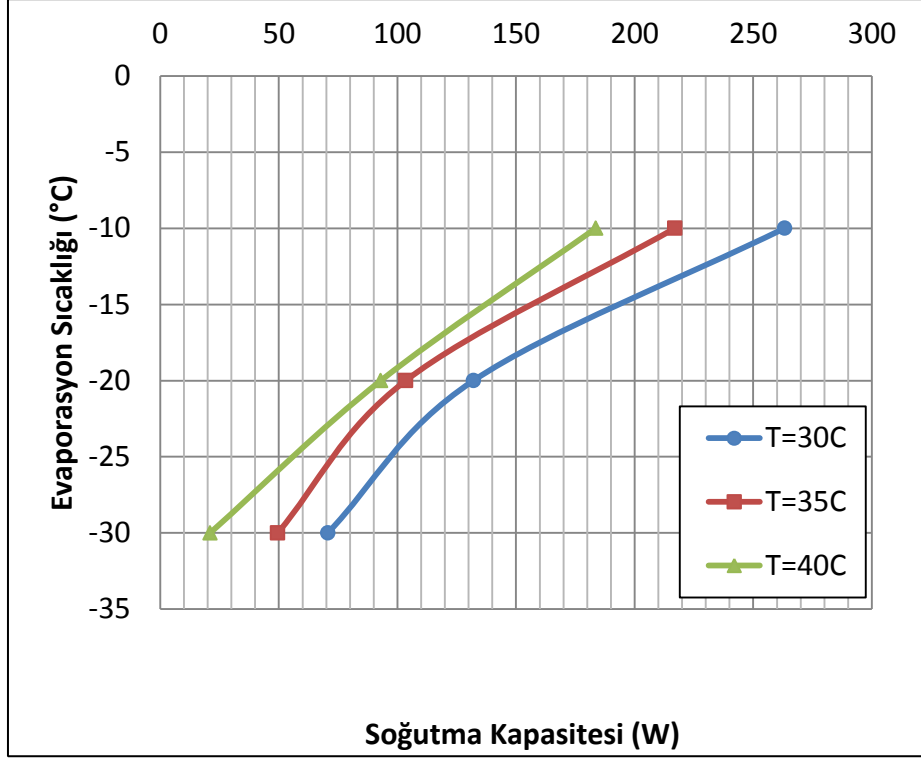
3.3.2.1 R-22

Alternatif olarak seçilen R-22 soğutkanı için elde edilen değerler Çizelge 3.4'te görülmektedir.

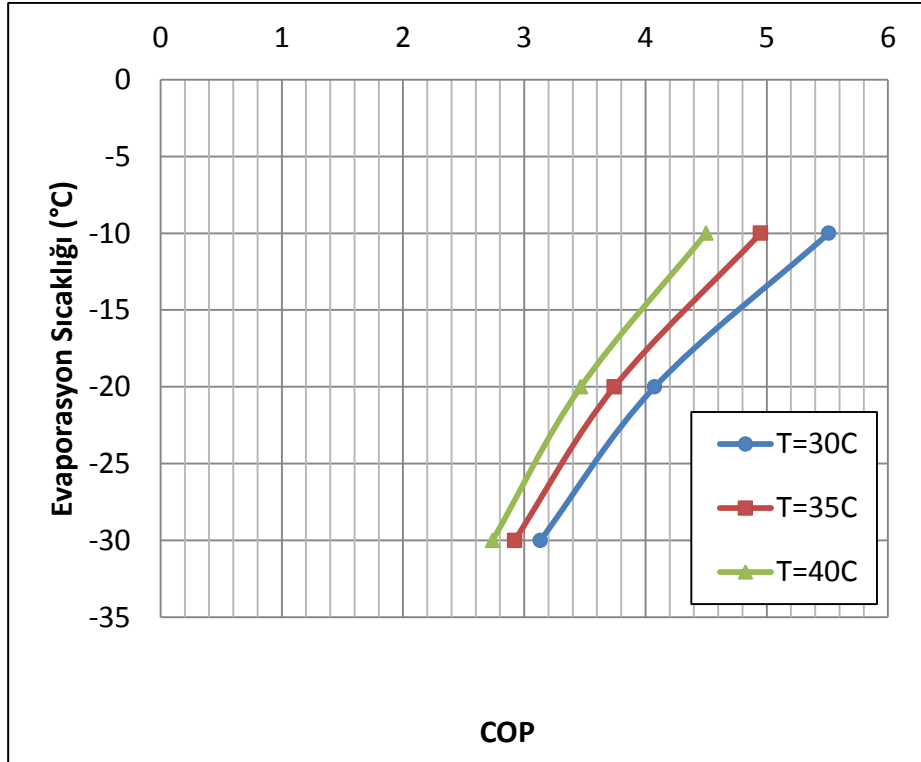
Çizelge 3.4 R-22 soğutucu akışkanı için elde edilen değerler

T_{kond} (°C)	T_{evap} (°C)	m (kg/h)	$P_{kond,alt1}$ (bar)	$P_{evap,alt1}$ (bar)	$Q_{evap,alt1}$ (W)	$W_{komp,alt1}$ (kW)	COP_{alt1}
30	-10	4,85	11,87	3,53	263,18	47,74	5,51
30	-20	2,41	11,87	2,44	132,03	32,39	4,08
30	-30	1,28	11,87	1,63	70,63	22,55	3,13
35	-10	4,00	13,50	3,53	216,95	43,82	4,95
35	-20	1,89	13,50	2,44	103,49	27,65	3,74
35	-30	0,90	13,50	1,63	49,51	16,95	2,92
40	-10	3,38	15,28	3,53	183,60	40,79	4,50
40	-20	1,70	15,28	2,44	92,97	26,82	3,47
40	-30	0,38	15,28	1,63	21,00	7,67	2,74

R-22 soğutkanı için bu değerlerdeki soğutma kapasitesi ve soğutma etkinlik katsayılarının değişimleri Şekil 3.4 ve Şekil 3.5'te görülmektedir.



Şekil 3.4 R-22 soğutucu akışkanının soğutma kapasitesi



Şekil 3.5 R-22 soğutucu akışkanının soğutma etkinlik katsayısı

R-22 soğutucu akışkanı için en yüksek soğutma kapasitesi ve en yüksek COP değeri 30°C kondensasyon sıcaklığı ve -10°C evaporasyon sıcaklığı şartlarında görülmüştür. CO₂ gazı ile paralel bir özellik göstermiştir.

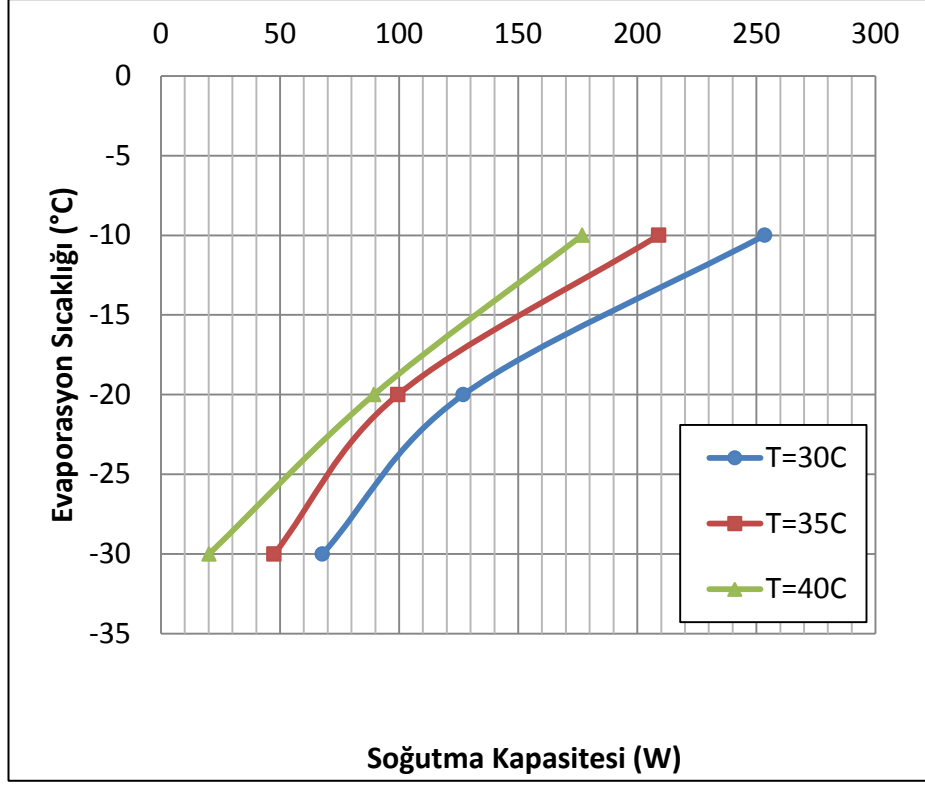
3.3.2.2 R-134a

R-134a soğutkanı için elde edilen değerler çizelge 3.5'te görülmektedir.

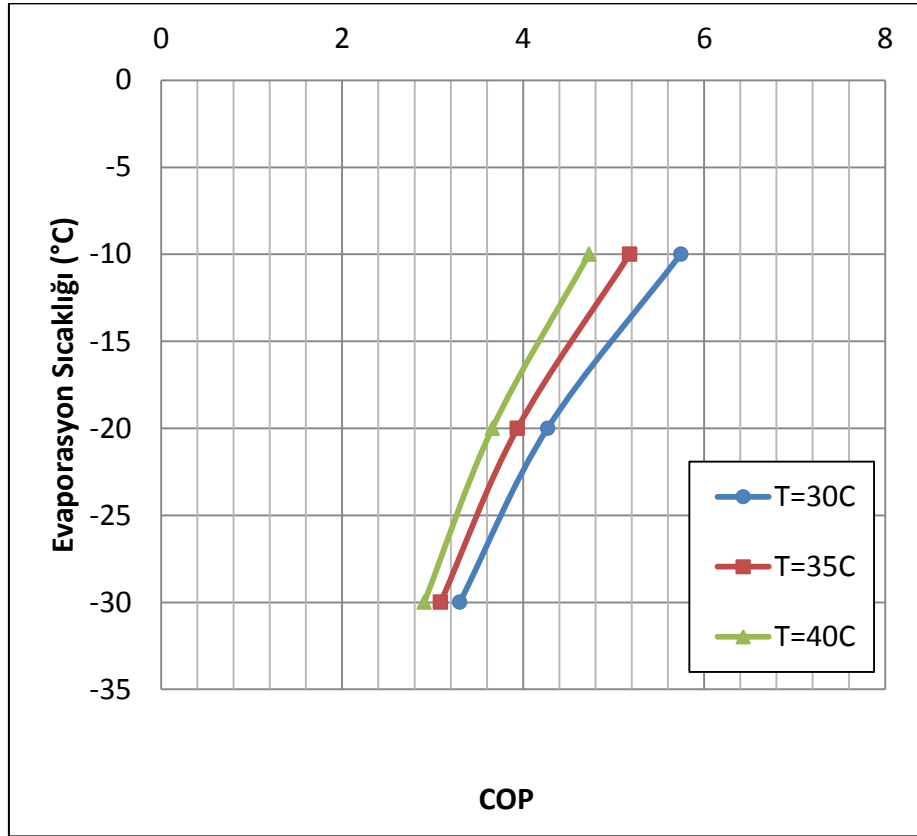
Çizelge 3.5 R-134a soğutucu akışkanı için elde edilen değerler

T _{kond} (°C)	T _{evap} (°C)	m (kg/h)	P _{kond,alt2} (bar)	P _{evap,alt2} (bar)	Q _{evap,alt2} (W)	W _{komp,alt2} (kW)	COP _{alt2}
30	-10	4,85	7,67	1,99	253,56	44,16	5,74
30	-20	2,41	7,67	1,32	126,98	29,74	4,27
30	-30	1,28	7,67	0,84	67,84	20,56	3,30
35	-10	4,00	8,83	1,99	209,01	40,37	5,18
35	-20	1,89	8,83	1,32	99,53	25,28	3,94
35	-30	0,90	8,83	0,84	47,55	15,40	3,09
40	-10	3,38	10,13	1,99	176,88	37,41	4,73
40	-20	1,70	10,13	1,32	89,41	24,44	3,66
40	-30	0,38	10,13	0,84	20,17	6,94	2,91

R-134a soğutkanı için bu değerlerdeki soğutma kapasitesi ve soğutma etkinlik katsayılarının değişimleri Şekil 3.6 ve Şekil 3.7'de görülmektedir. R-134a akışkanı da CO₂ ve R-22 akışkanları ile benzer özellikleri göstermiştir.



Şekil 3.6 R-134a soğutucu akışkanının soğutma kapasitesi



Şekil 3.7 R-134a soğutucu akışkanının soğutma etkinlik katsayısı

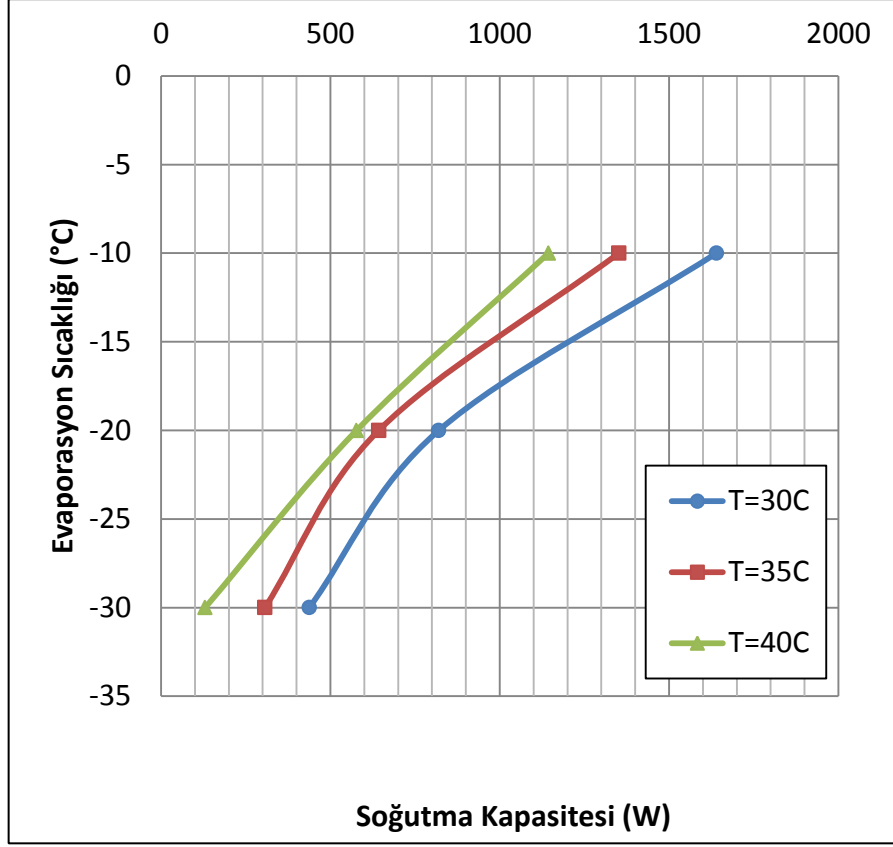
3.3.2.3 R-717

R-717 soğutkanı için elde edilen değerler çizelge 3.6'da görülmektedir

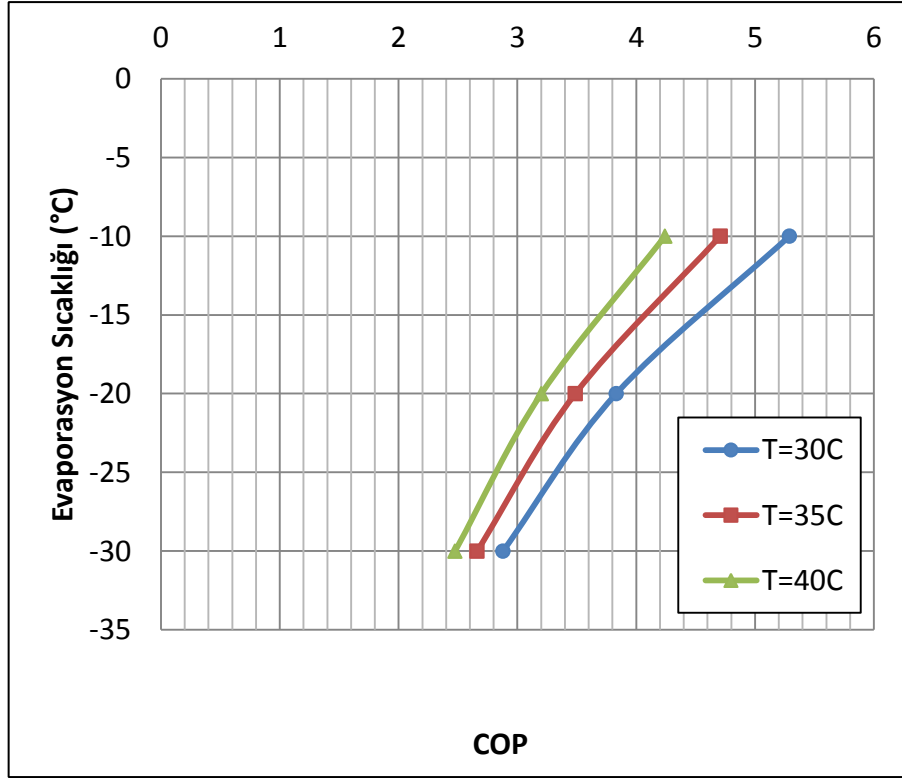
Çizelge 3.6 R-717 soğutucu akışkanı için elde edilen değerler

T_{kond} (°C)	T_{evap} (°C)	m (kg/h)	$P_{kond,alt3}$ (bar)	$P_{evap,alt3}$ (bar)	$Q_{evap,alt3}$ (W)	$W_{komp,alt3}$ (kW)	COP_{alt3}
30	-10	4,85	11,62	2,89	1640,23	310,08	5,29
30	-20	2,41	11,62	1,89	820,10	214,02	3,83
30	-30	1,28	11,62	1,19	437,63	152,01	2,88
35	-10	4,00	13,45	2,89	1352,00	287,21	4,71
35	-20	1,89	13,45	1,89	642,79	184,29	3,49
35	-30	0,90	13,45	1,19	306,73	115,26	2,66
40	-10	3,38	15,49	2,89	1144,11	269,67	4,24
40	-20	1,70	15,49	1,89	577,43	180,33	3,20
40	-30	0,38	15,49	1,19	130,11	52,56	2,48

R-717 soğutkanı için bu değerlerdeki soğutma kapasitesi ve soğutma etkinlik katsayılarının değişimleri Şekil 3.8 ve Şekil 3.9'de görülmektedir. R-600a akışkanı da diğer akışkanlarla aynı özellikleri göstermiştir.



Şekil 3.8 R-717 soğutucu akışkanının soğutma kapasitesi



Şekil 3.9 R-717 soğutucu akışkanının soğutma etkinlik katsayısı

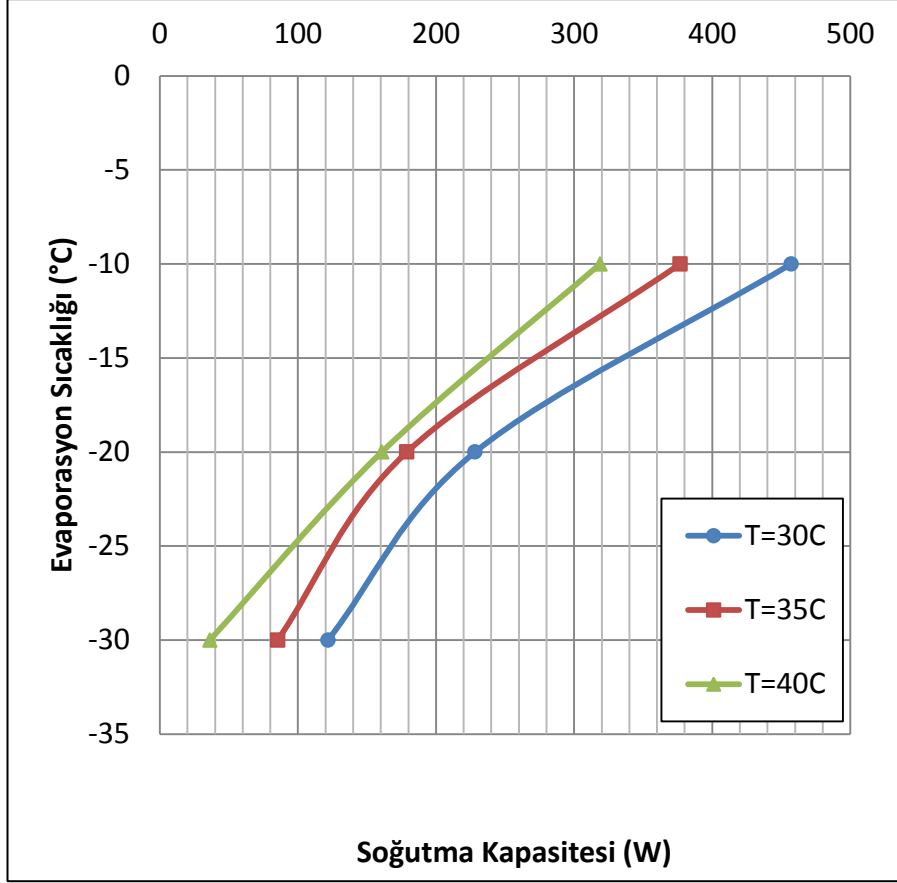
3.3.2.4 R-600a

R-600a soğutkanı için elde edilen değerler çizelge 3.7’de görülmektedir

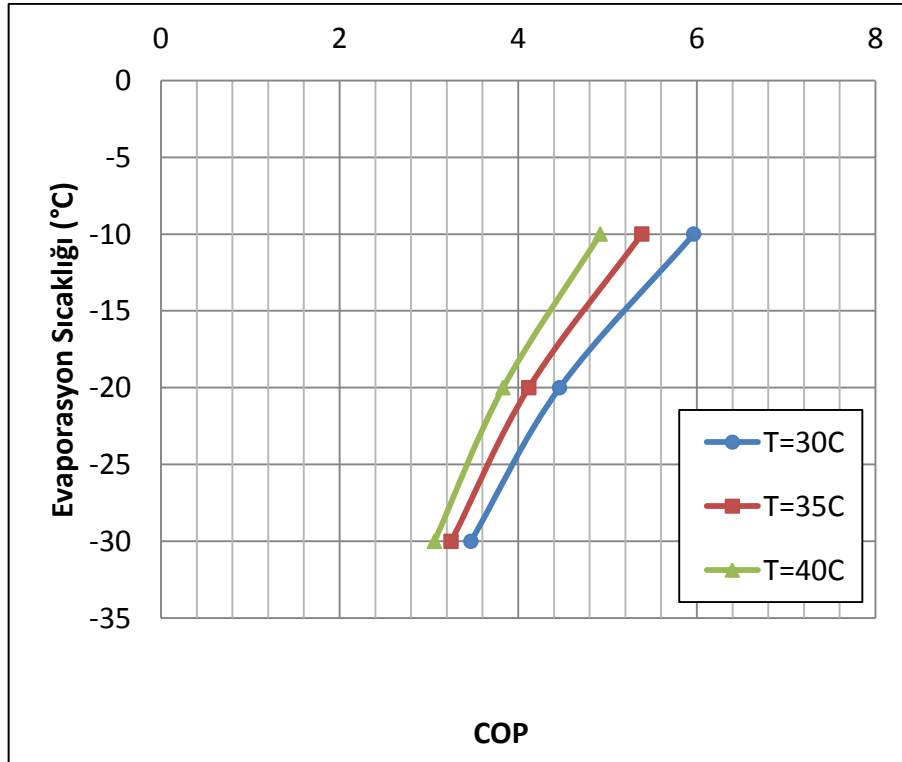
Çizelge 3.7 R-600a soğutucu akışkanı için elde edilen değerler

T_{kond} (°C)	T_{evap} (°C)	m (kg/h)	$P_{kond,alt4}$ (bar)	$P_{evap,alt4}$ (bar)	$Q_{evap,alt4}$ (W)	$W_{komp,alt4}$ (kW)	COP_{alt4}
30	-10	4,85	42,8	1,08	457,14	76,61	5,97
30	-20	2,41	42,8	0,72	228,28	51,13	4,46
30	-30	1,28	42,8	0,46	121,72	35,07	3,47
35	-10	4,00	46,3	1,08	376,80	69,98	5,38
35	-20	1,89	46,3	0,72	178,92	43,44	4,12
35	-30	0,90	46,3	0,46	85,31	26,25	3,25
40	-10	3,38	52,9	1,08	318,85	64,81	4,92
40	-20	1,70	52,9	0,72	160,72	41,95	3,83
40	-30	0,38	52,9	0,46	36,18	11,82	3,06

R-600a soğutkanı için bu değerlerdeki soğutma kapasitesi ve soğutma etkinlik katsayılarının değişimleri Şekil 3.9 ve Şekil 3.10’da görülmektedir. R-600a akışkanı da diğer akışkanlarla aynı özellikleri göstermiştir.



Şekil 3.10 R-600a soğutucu akışkanının soğutma kapasitesi



Şekil 3.11 R-600a soğutucu akışkanının soğutma etkinlik katsayısı

3.3.3 CO₂ ve Alternatif Soğutucu Akışkanların Soğutma Kapasitelerinin Kıyaslanması

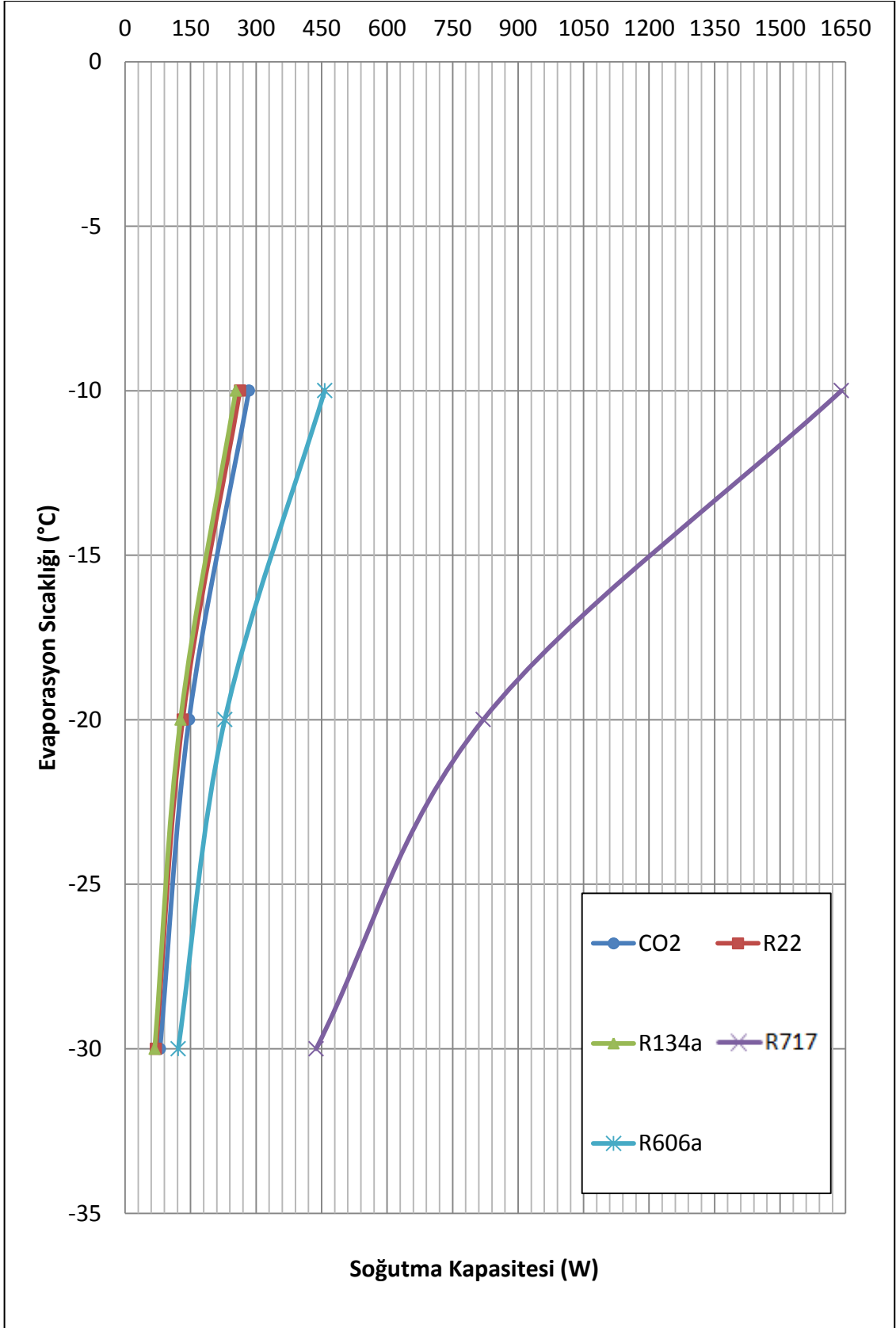
Tüm hesaplamalar yapıldıktan sonra ortak bir çizelge oluşturulmuştur. Çizelge 3.8’de akışkanların bu parametrelerdeki soğutma kapasiteleri görülmektedir.

Çizelge 3.8 CO₂ ile alternatif soğutkanların soğutma kapasitelerinin kıyaslanması

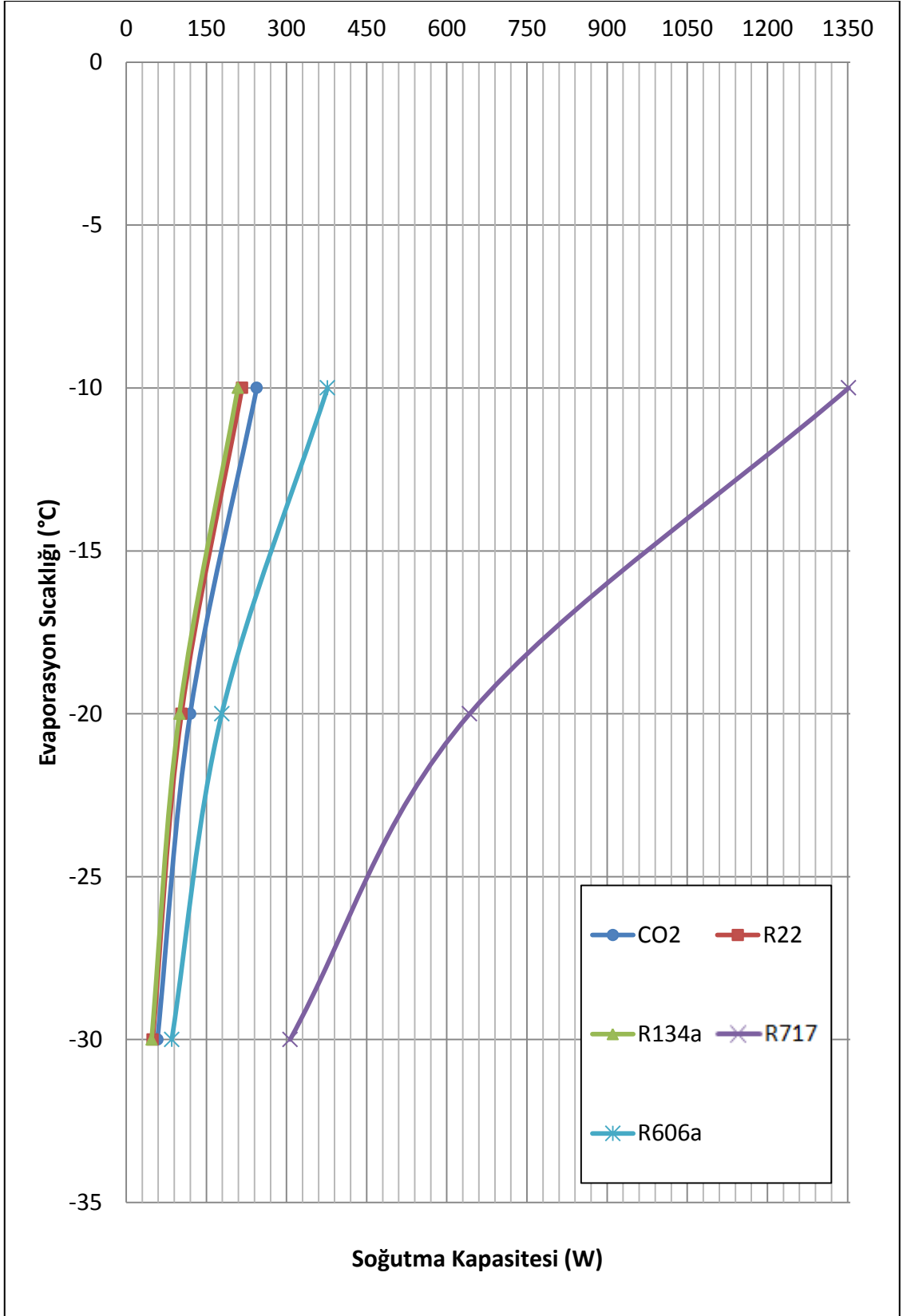
P _{kond} (bar)	T _{kond} (°C)	T _{evap} (°C)	Q _{evap} (kW)	Q _{evap,alt1} (W)	Q _{evap,alt2} (W)	Q _{evap,alt3} (W)	Q _{evap,alt4} (W)
70	30	-10	283,67	263,18	253,56	1640,23	457,14
70	30	-20	146,43	132,03	126,98	820,10	228,28
70	30	-30	79,96	70,63	67,84	437,63	121,72
90	35	-10	244,36	216,95	209,01	1352,00	376,80
90	35	-20	119,75	103,49	99,53	642,79	178,92
90	35	-30	58,41	49,51	47,55	306,73	85,31
110	40	-10	211,54	183,60	176,88	1144,11	318,85
110	40	-20	109,96	92,97	89,41	577,43	160,72
110	40	-30	25,31	21,00	20,17	130,11	36,18

Aynı şekilde akışkanlar için ortak grafikler çizdirilmiştir. Her kondensasyon basıncı için ayrı ayrı olmak üzere üç adet grafik çizdirilmiştir. Şekil 3.12, Şekil 3.13 ve Şekil 3.14’te CO₂ ile alternatif akışkanların kıyaslamaları görülmektedir.

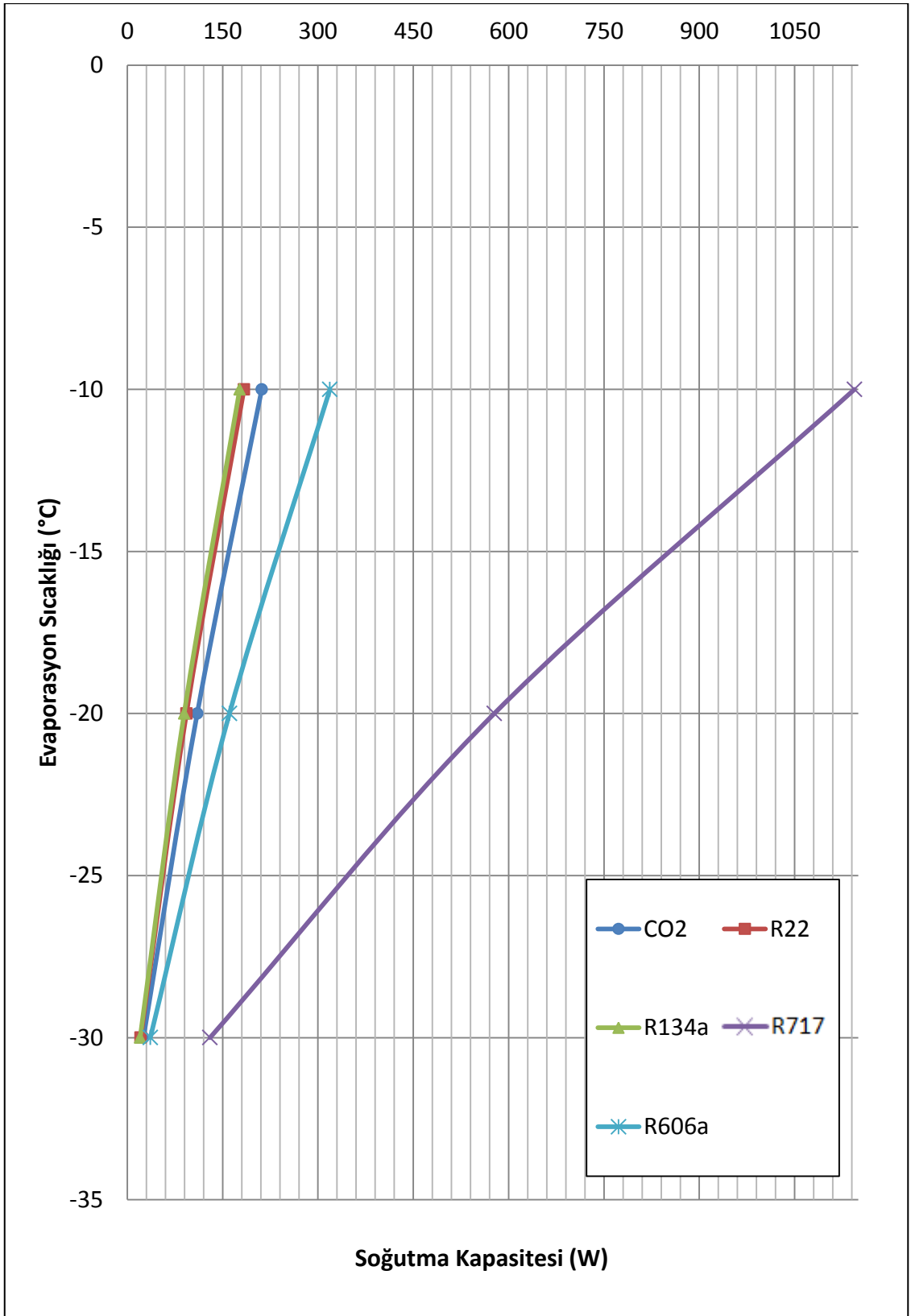
Çizelge 3.8 ile Şekil 3.12, Şekil 3.13 ve Şekil 3.14 aracılığıyla anlaşılacağı üzere CO₂ hatırı sayılır bir soğutma kapasitesine sahiptir. Zamanında kullanımı oldukça yaygın olan R-22 ve R-134a gazlarından daha iyi soğutma kapasitesine sahiptir. Diğer alternatifler olan R-606a ve R-717, soğutma kapasitesi yönünden bu çalışma koşullarında daha üstündürler. Fakat buzdolabı uygulamalarında, bu kadar fazla (özellikle R-717’nin sağladığı kadar) soğutma kapasitesi ihtiyacı olmadığı da göz ardı edilmemelidir.



Şekil 3.12 70bar kondensasyon basıncında (30°C) soğutma kapasiteleri



Şekil 3.13 90bar kondensasyon basıncında (35°C) soğutma kapasiteleri



Şekil 3.14 110bar kondensasyon basıncında (40°C) soğutma kapasiteleri

3.3.4 CO₂ ve Alternatif Soğutucu Akışkanların COP Değerlerinin Kıyaslanması

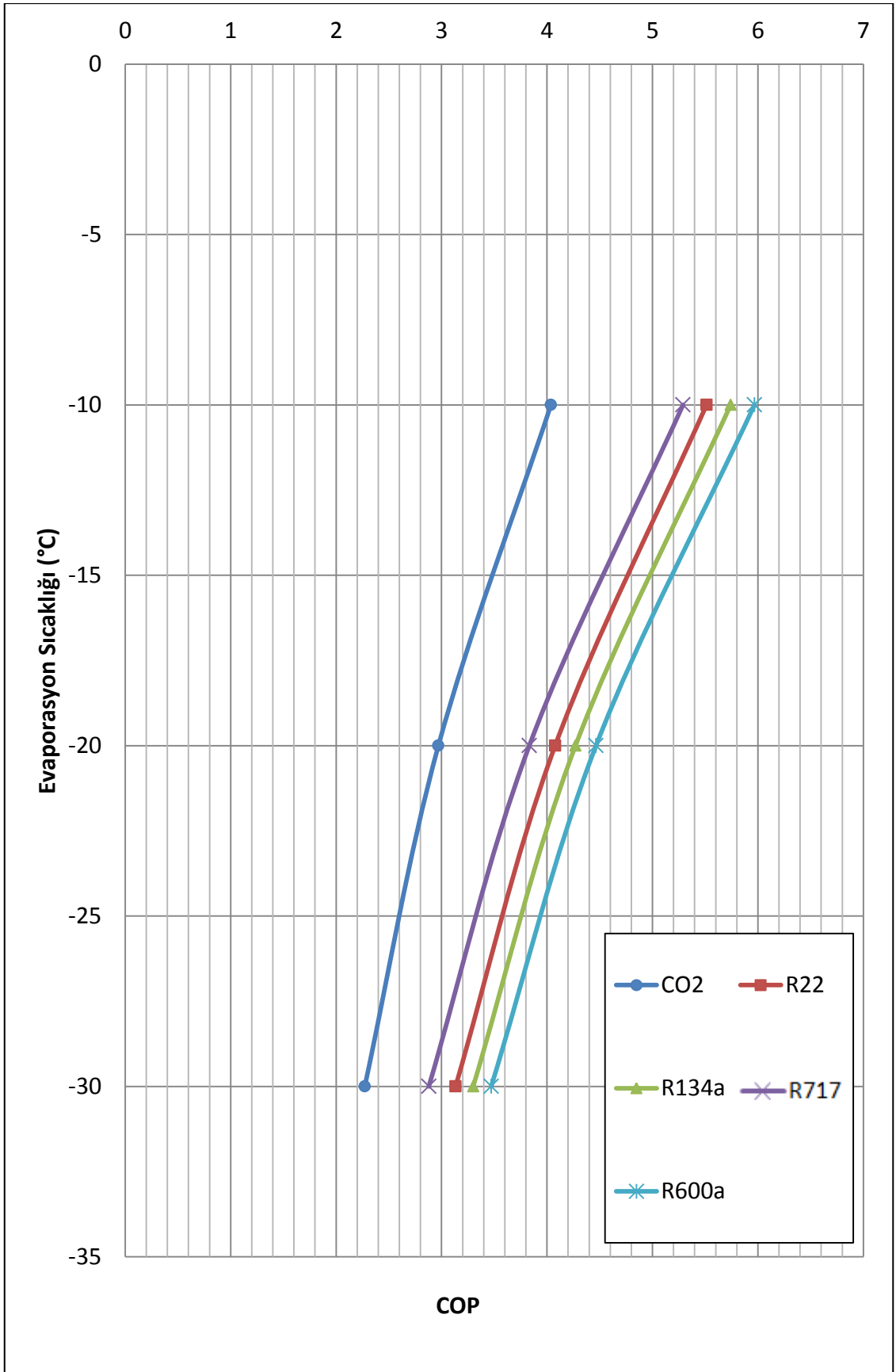
Soğutma kapasitesi kıyaslamasında olduğu gibi, soğutma etkinlik katsayısının kıyaslanabilmesi için de ortak bir çizelge oluşturulmuştur. Akışkanların bu parametrelerdeki COP değerleri Çizelge 3.9'da görülmektedir.

Çizelge 3.9 CO₂ ile alternatif soğutkanların COP'lerinin karşılaştırılması

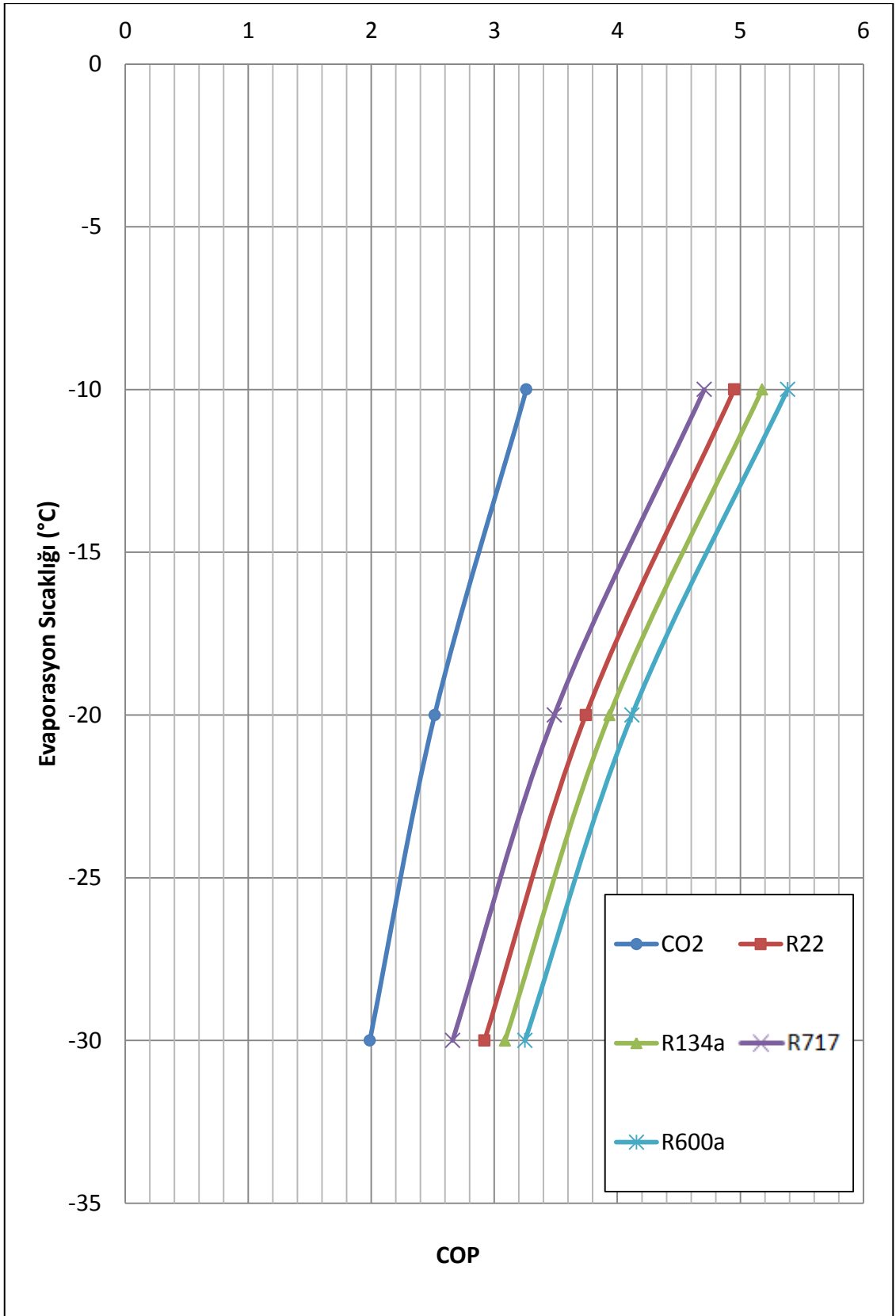
P _{kond} (bar)	T _{kond} (°C)	T _{evap} (°C)	COP	COP _{alt1}	COP _{alt2}	COP _{alt3}	COP _{alt4}
70	30	-10	4,04	5,51	5,74	5,29	5,97
70	30	-20	2,97	4,08	4,27	3,83	4,46
70	30	-30	2,27	3,13	3,30	2,88	3,47
90	35	-10	3,26	4,95	5,18	4,71	5,38
90	35	-20	2,52	3,74	3,94	3,49	4,12
90	35	-30	1,99	2,92	3,09	2,66	3,25
110	40	-10	2,80	4,50	4,73	4,24	4,92
110	40	-20	2,22	3,47	3,66	3,20	3,83
110	40	-30	1,79	2,74	2,91	2,48	3,06

Benzer şekilde akışkanlar için ortak grafikler çizdirilmiştir. Her kondensasyon basıncı için ayrı olmak üzere üç adet grafik çizdirilmiştir. Şekil 3.13, Şekil 3.14 ve Şekil 3.15'te CO₂ ile alternatif akışkanların COP açısından kıyaslamaları görülmektedir.

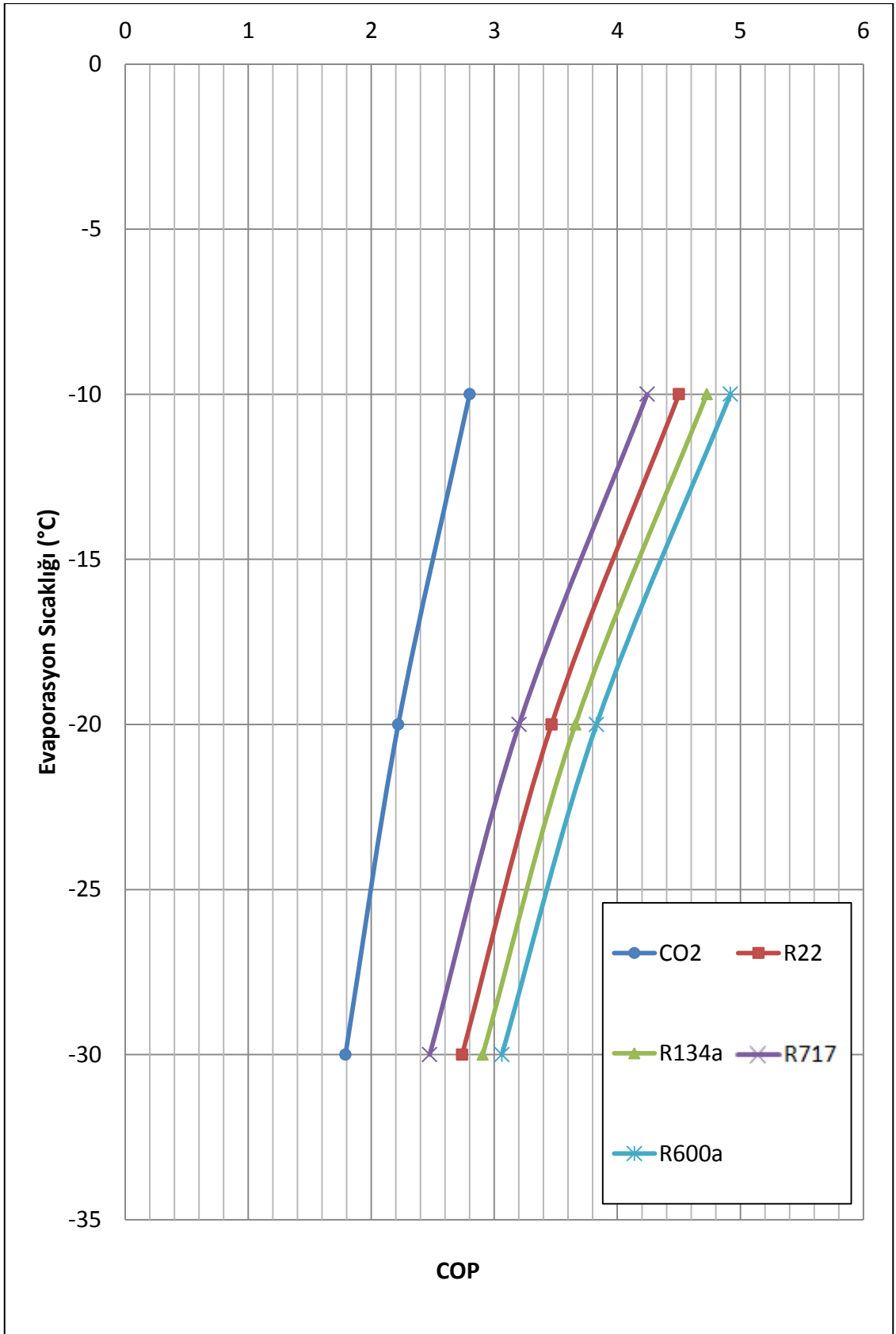
Çizelge 3.9 ile Şekil 3.13, Şekil 3.14 ve Şekil 3.15 aracılığıyla da rahatlıkla anlaşılacağı üzere CO₂'in soğutma etkinlik katsayısı alternatiflerinden daha düşüktür. Bunun başlıca nedeni transkritik bölgede daha fazla iş yapıyor olması olarak özetlenebilir [13]. Her ne kadar iyi bir soğutma kapasitesine sahip olsa da soğutma etkinlik katsayısı bakımından zayıf kalmıştır. En yüksek soğutma kapasitesine sahip olan R-717 soğutkanı da alternatifler arasında en düşük COP değerine sahip çıkmıştır. Soğutma kapasitesinin yüksekliğinin tek başına yeterli olmadığı buradan da anlaşılmaktadır. Kullanılan soğutucu akışkanları karşılaştırırken sadece soğutma kapasiteleri veya COP lerine bakarak değerlendirilemeyeceği sonuçlardan da görülmektedir. En iyi soğutma kapasitesine sahip olan amonyak çevresel etkilerine bakıldığında çok avantajlı görülsede kullanım alanı olarak çok kısıtlı bir yelpazeye sahip olduğu bilinmektedir.



Şekil 3.15 70bar kondensasyon basıncında (30°C) COP değerleri



Şekil 3.16 90bar kondensasyon basıncında (35°C) COP değerleri



Şekil 3.17 110bar kondensasyon basıncında (40°C) COP değerleri

SONUÇ VE ÖNERİLER

Atmosfere atılan gazların büyük bir bölümü ozon tabakasının incelmesine neden olurken, küresel ısınmaya da katkıda bulunmaktadır. Bunun önüne geçilmesi adına yapılan anlaşma ve protokoller ile gelen kısıtlamaların ardından; soğutma sistemlerinde, çevre sorunları yaratmayan alternatif gaz arayışları başlamıştır. Ozonda tükenme potansiyeli sıfır, küresel ısınmaya katkısı ise önemsenmeyecek kadar küçük değerlerde olan CO₂, düşük viskozite, düşük kritik sıcaklık noktası, yüksek hacimsel kapasitesi ve mükemmel ısı transfer katsayısı gibi benzersiz termal özellikleri ve düşük maliyeti ile doğal soğutucu akışkanlar arasında ön plana çıkmıştır. CO₂ soğutucu akışkanlı iklimlendirme sistemleri hakkında birçok nümerik ve deneysel çalışma yapılmıştır. Yüksek kapasiteli kaskat soğutma sistemleri ile endüstriyel uygulamalarda kullanılmaya başlanmıştır.

Her ne kadar literatürde CO₂ için -10°C'ye kadar bazı sayısal ve deneysel çalışmalar mevcut olsa da, özellikle -10°C'den daha düşük buharlaşma sıcaklığı gerektiren uygulamalar için yapılmış herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Buzdolabı uygulamalarında 100W ile 300W arasında soğutma kapasiteleri kullanılmaktadır. Derin dondurucu bölmesine sahip ev tipi buzdolaplarında buharlaşma sıcaklığının -30°C mertebelerinde olması nedeniyle, -10°C'den daha düşük sıcaklıkların da incelenmesi ve bu sıcaklıklar için optimum egzoz basıncı değerlerinin belirlenmesi gerekmektedir.

SAN-TEZ programı dahilinde yürütülen 00238.STZ.2008-1 kodlu proje kapsamında, temin edilecek CO₂ soğutkan gazı ile çalışabilen bir kompresörün veya kompresörlerin performansının belirlenmesi üzerine çalışmalar yapılmıştır.

SAN-TEZ programı paralelinde yürütülen buzdolabı simülasyon programı çalışmasında, elde edilen matematiksel model ile simülasyon programında bir alt modül oluşturmak amacı için Matlab programı kullanılmıştır.

Soğutma kapasitesi ve soğutma etkinlik katsayısının, test parametreleri ile değişimi incelenmiştir. En yüksek soğutma kapasitesi ve COP değeri 70bar kondensasyon basıncında ve -10°C evaporasyon sıcaklığında sağlanmıştır. Bu değerlerin, gaz soğutucu basıncı ile ters orantılı iken evaporasyon sıcaklığı ile doğru orantılı olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

CO₂ soğutucu akışkanlı sistemin soğutma kapasitesi ve soğutma etkinlik katsayısının değerlendirilebilmesi için alternatif soğutkanlar ile kıyaslama yapılmıştır. Bu kapsamda, CO₂ yüksek kondensasyon basıncına sahip olduğu için, kondensasyon sıcaklığı belirlenmiş ve bu sıcaklıklarında çalışabilecek; R-22, R-134a, R-600a ve R-717 soğutkanları seçilmiştir. Hesaplamalar aynı kondensasyon ve evaporasyon sıcaklıklarında eşit debi ile yapılmıştır.

Hesaplamalar sonucunda CO₂'in iyi bir soğutma kapasitesine sahip olduğu görülmüştür. Soğutma kapasitesi yönünden R-22 ve R-134a gazlarından üstünken, diğer alternatifler olan R-606a ve R-717 soğutkanlarının gerisinde kalmıştır. Fakat buzdolabı uygulamalarında, bu kadar fazla soğutma kapasitesi ihtiyacı olmadığı da göz ardı edilmemelidir.

Soğutma etkinlik katsayısı söz konusu olduğunda ise CO₂, her ne kadar diğer akışkanlara göre iyi bir soğutma kapasitesine sahip olmasına karşı yeterli değildir. En yüksek soğutma kapasitesine sahip olan R-717 soğutkanı da alternatifler arasında en düşük COP değerine sahip çıkmıştır. Soğutma kapasitesinin tek başına yeterli bir ölçüt olmadığı buradan da anlaşılmıştır.

Sonuç olarak, çevresel etkilerine bakıldığında soğutucu akışkan olarak kullanılan CO₂ daha az zararlı etkiye sahip olması, yüksek ısı kapasitesi ve her ortamda kullanılabilir olması nedeni ile tercih edilebilir bir akışkan olarak karşımıza çıkmaktadır. Soğutma kapasitesi yönünden alternatifleri ile rekabet edebilecek durumda olan CO₂, COP değerine bakıldığında en az değere sahiptir. Bunun başlıca nedeni kompresörde harcanan işin fazla olmasıdır. Elde edilen sonuçlar bir kompresörün sürekli çalışması

göz önüne alınarak elde edilmiş sonuçlardır. Bir soğutma sisteminin çalışması dur/kalk şeklinde olduğu için, kompresörde harcanan iş bu durumda azalacaktır ve bu durumda CO₂'in yüksek ısı kapasiteye sahip olması göz önüne alınarak COP'de artış olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Olgun, B. ve Özil, E., (2011) “Soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanlara genel bir bakış”, RVC-İST.
- [2] Küresel Isınma Organizasyon, Küresel Isınmanın Etkileri, <http://www.kuresel-isinma.org/kuresel-isinma/kuresel-isinmanin-etkileri.html>, 20 Şubat 2011.
- [3] Özkol, N., (2007). Uygulamalı Soğutma Tekniği, 7. Baskı, Makina Mühendisleri Odası, MMO/2007/115/7, Ankara.
- [4] United Nations Framework Convention on Climate Change (UNFCCC), (1997). Kyoto Protocol on Climate Change.
- [5] Kurtuluş, O., (2011). “Soğutucu Akışkan Olarak Karbondioksit Kullanılan Transkritik Çevrimlerin Sayısal Ve Deneysel İncelenmesi”, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [6] Özkaya, M.G., Variyenli, H.İ. ve Gedik, B., (2009). “Ev Tipi Soğutucularda Farklı Soğutucu Akışkanların Performanslarının Deneysel İncelenmesi”, Türk Bilim Araştırma Vakfı Bilim Dergisi, 2:5-13.
- [7] United Nations Environment Program (UNEP) (1987), Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer.
- [8] Powell, R.L., (2002). “CFC phase out: Have we met the challenge?”, Journal of Fluorine Chemistry, 114:237-250.
- [9] Solomon, S., D. Qin, M. Manning, Z. Chen, M. Marquis, K.B. Averyt, M. Tignor ve H.L. Miller, 2007 “The physical Science Basis” Working Group 1 Report, IPCC, AR4.
- [10] National Aeronautics and Space Administration, Ozone & Oxygen Cycle, <http://www.nasa.gov>, 20 Şubat 2011.
- [11] Tao, Y.B., He, Y.L., Tao, W.Q. ve Wu, Z.G., (2009). “Experimental Study On The Performance Of CO₂ Residential Air-Conditioning System With An Internal Heat Exchanger”, Energy Conversion and Management, 51:64-65.
- [12] Riffat, S.B., Afonso, C.F., Oliveira, A.C. ve Reay, D.A., (1997). “Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems”, Applied Thermal Energy, 17:33-42.

- [13] Kurtuluş, O., Olgun, B., Oğuz, E. Ve Heperkan, H., (2011). "CO₂ ile Çalışan Transkritik Soğutma Çevriminin Deneysel İncelenmesi", X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13-16 Nisan 2011, İzmir.
- [14] The Coca Cola Company, (2004). Our Environmental Values, The Coca Cola Company Environmental Report 2004, Atlanta.
- [15] The Coca Cola Company, (2008). Sustainability Review 2007-2008, Atlanta.
- [16] Yamasaki, H., Yamanaka, M., Matsumoto, K. ve Shimada, G., (2004). "Introduction of transcritical refrigeration cycle utilizing CO₂ as working fluid", 17th International Compressor Engineering Conference, 12-15 Haziran 2004, Purdue West Lafayette.
- [17] Veje, C., Süss, J., (2004). "The Transcritical CO₂ Cycle in Light Commercial Refrigeration Applications", 6th G. Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, 29 Ağustos 2004 - 1 Eylül 2004, Glasgow.
- [18] Özgür, A.E., Bayrakçı, H.C. ve Akdağ, A.E., (2008). "Kritik Nokta Üstü Çevrimli CO₂ Soğutma Sistemlerinde Optimum Gaz Soğutucu Basıncı: Yeni Bir Korelasyon", Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 29:23-28.
- [19] Özgür, A.E., (2008). "Değişik Gaz Soğutucu Çıkış Sıcaklıkları ve Basınçları İçin Bir CO₂ Soğutkanlı Mobil Klimanın Performansının İncelenmesi", Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 23:181-185.
- [20] Pettersen, J., (1999). "Comparison Of Explosion Energies İn Residential Air-Conditioning Systems Based on HCFC-22 and CO₂", 20th International Congress of Refrigeration, , 19-24 Eylül 1999, Sydney.
- [21] Tao, Y.B., He, Y.L., Tao, W.Q. ve Wu, Z.G., (2009). "Experimental Study On The Performance Of CO₂ Residential Air-Conditioning System With An Internal Heat Exchanger", Energy Conversion and Management, 51:64-70.
- [22] Sánchez, D.A., Torrella, E.B., Cabello, R.B. ve Llopis, R., (2009). "Influence of the Superheat Associated to a Semihermetic Compressor of a Transcritical CO₂ Refrigeration Plant", Applied Thermal Engineering, 30:302-309.
- [23] Honghyun, C., Moo-Yeon, L. ve Yongchan, K., (2009). "Numerical Evaluation on the Performance of Advanced CO₂ Cycles in the Cooling Mode Operation", Applied Thermal Engineering, 29:1485-1492.
- [24] Sung, C.K., Jong, P.W. ve Min S.K., (2009). "Effects of Operating Parameters on the Performance of a CO₂ Air Conditioning System for Vehicles", Applied Thermal Engineering, 29:2408-2416.
- [25] Sánchez, D.A., Torrella, E.B., Cabello, R.B. ve Llopis, R., (2008). "Experimental Evaluation of the Energy Efficiency Of A CO₂ Refrigerating Plant Working In Transcritical Conditions", Applied Thermal Engineering, 28:1596-1604.
- [26] Sirinivasan, K., Sheahen, P. ve Sarathy, C.S.P, (2010). "Optimum Thermodynamic Conditions for Upper Pressure Limits of Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration Cycle", International Journal of Refrigeration, 33:1395-1401.

- [27] Cecchinato, L. ve Corradi, M., (2010). "Transcritical Carbon Dioxide Small Commercial Cooling Applications Analysis", International Journal of Refrigeration, 34:50-62.
- [28] Falcioğlu, A.R. (1994). Makine Mühendisliği El Kitabı: Üretim ve Tasarım, 1. Cilt, 2. Baskı, Makine Mühendisleri Odası, 169, Ankara.
- [29] Çengel, Y.A., Boles, M.A., (1996). Thermodynamics: An Engineering Approach, Berbentli, T., 1.Cilt, 2. Baskı, McGraw-Hill, 975-7860-78-6, İstanbul.
- [30] National Institute of Standards and Technologies, Answers to Frequently Asked Questions, <http://www.nist.gov>, 10 Mart 2011.

MATLAB

Matlab programından çalışır durumda alınan anlık resimler, CO₂ ve alternatif akışkanlar için elde edilen değerler, matrisler ve grafikler ek olarak sunulmuştur.

A-1 Matlab Programı

```
Command Window
Ölçüm Yaptığınız değerleri aşağıda istenildiği şekilde giriniz:
En Yüksek Akışkan Sıcaklığını (C) cinsinden Giriniz => -10
```

```
Command Window
Ölçüm Yaptığınız değerleri aşağıda istenildiği şekilde giriniz;

En Yüksek Akışkan Sıcaklığını (C) cinsinden Giriniz => -10
fx Ölçüm Yaptığınız Sıcaklık Aralığını (C) cinsinden Giriniz => 10
```

```
Command Window
Ölçüm Yaptığınız değerleri aşağıda istenildiği şekilde giriniz;

En Yüksek Akışkan Sıcaklığını (C) cinsinden Giriniz => -10
Ölçüm Yaptığınız Sıcaklık Aralığını (C) cinsinden Giriniz => 10
fx En Düşük Akışkan Sıcaklığını (C) cinsinden Giriniz => -30
```

```
Command Window
Ölçüm Yaptığınız değerleri aşağıda istenildiği şekilde giriniz:

En Yüksek Akışkan Sıcaklığını (C) cinsinden Giriniz => -10
Ölçüm Yaptığınız Sıcaklık Aralığını (C) cinsinden Giriniz => 10
En Düşük Akışkan Sıcaklığını (C) cinsinden Giriniz => -30
fx En Düşük Akışkan Basıncını(bar) cinsinden Giriniz => 70
```

```
Command Window
Ölçüm Yaptığınız değerleri aşağıda istenildiği şekilde giriniz:

En Yüksek Akışkan Sıcaklığını (C) cinsinden Giriniz => -10
Ölçüm Yaptığınız Sıcaklık Aralığını (C) cinsinden Giriniz => 10
En Düşük Akışkan Sıcaklığını (C) cinsinden Giriniz => -30
En Düşük Akışkan Basıncını(bar) cinsinden Giriniz => 70
fx Ölçüm Yaptığınız Basınç Aralığını (bar) cinsinden Giriniz => 20
```

```
Command Window
Ölçüm Yaptığınız değerleri aşağıda istenildiği şekilde giriniz;

En Yüksek Akışkan Sıcaklığını (C) cinsinden Giriniz => -10
Ölçüm Yaptığınız Sıcaklık Aralığını (C) cinsinden Giriniz => 10
En Düşük Akışkan Sıcaklığını (C) cinsinden Giriniz => -30
En Düşük Akışkan Basıncını(bar) cinsinden Giriniz => 70
Ölçüm Yaptığınız Basınç Aralığını (bar) cinsinden Giriniz => 20
fx En Yüksek Akışkan Basıncını(bar) cinsinden Giriniz => 110
```

```
Command Window

co2
r134a
r22
r12
methanol
ammonia
hexane
isobutan

fx Akışkan tipinizi yukarıdaki listeden kesme işareti içerisinde yazarak seçiniz => 'co2'
```

```
Command Window
Tlnkond=13.3440 C
P2=1.9605 bar
hevapin=253.7221 kJ/kg
hevapout=486.7603 kJ/kg
hkondin=377.8761 kJ/kg
hkondout=276.9298 kJ/kg
hkompout=591.7568 kJ/kg
Qevap=109.9619 kW
Ulevap=19.7025 kW/C
Qkond=47.6327 kW
Ulkond=3.1042 kW/C
Wkomp=49.5439 kW
Wkomp2=180.8849 kW
COP=2.2195

P=110 bar da;
T=-30 C için elde edilen değerler;

m=0.38141 kg/s
Tkompout=318.545 C
Tlinevap=5.5811 C
Tlnkond=12.1542 C
P2=1.4206 bar
hevapin=253.7221 kJ/kg
hevapout=492.6463 kJ/kg
hkondin=327.5481 kJ/kg
hkondout=276.9298 kJ/kg
hkompout=626.0976 kJ/kg
Qevap=25.3131 kW
Ulevap=4.5355 kW/C
Qkond=5.3628 kW
Ulkond=0.44123 kW/C
Wkomp=14.1387 kW
Wkomp2=137.8603 kW
COP=1.7903

Başka bir akışkanla kıyaslama yapmak ister misiniz? (e) veya (h) olarak yazınız => e
```

```
Command Window
Wkomp=49.5439 kW
Wkomp2=180.8849 kW
COP=2.2195

P=110 bar da;
T=-30 C için elde edilen değerler;

m=0.38141 kg/s
Tkompout=318.545 C
Tlinevap=5.5811 C
Tlnkond=12.1542 C
P2=1.4206 bar
hevapin=253.7221 kJ/kg
hevapout=492.6463 kJ/kg
hkondin=327.5481 kJ/kg
hkondout=276.9298 kJ/kg
hkompout=626.0976 kJ/kg
Qevap=25.3131 kW
Ulevap=4.5355 kW/C
Qkond=5.3628 kW
Ulkond=0.44123 kW/C
Wkomp=14.1387 kW
Wkomp2=137.8603 kW
COP=1.7903

Başka bir akışkanla kıyaslama yapmak ister misiniz? (e) veya (h) olarak yazınız => e

co2
r134a
r22
r12
methanol
ammonia
hexane
isobutan

Kıyaslama yapacağınız akışkan tipini yukarıdaki listeden kesme işareti içerisinde yazarak seçiniz => 'r22'
```

```
Command Window
Qaevap=103.4884 kW
Wakomp=27.6455 kW
COPa=3.7434 kW

P=90 bar da;
T=-30 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=49.5097 kW
Wakomp=16.9532 kW
COPa=2.9204 kW

P=110 bar da;
T=-10 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=183.6037 kW
Wakomp=40.788 kW
COPa=4.5014 kW

P=110 bar da;
T=-20 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=92.9715 kW
Wakomp=26.8246 kW
COPa=3.4659 kW

P=110 bar da;
T=-30 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=21.0022 kW
Wakomp=7.6691 kW
COPa=2.7385 kW
Başka bir akışkanla kıyaslama yapmak ister misiniz? (e) veya (h) olarak yazınız => e
```

```
Command Window
COPa=2.9204 kW

P=110 bar da;
T=-10 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=183.6037 kW
Wakomp=40.788 kW
COPa=4.5014 kW

P=110 bar da;
T=-20 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=92.9715 kW
Wakomp=26.8246 kW
COPa=3.4659 kW

P=110 bar da;
T=-30 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=21.0022 kW
Wakomp=7.6691 kW
COPa=2.7385 kW
Başka bir akışkanla kıyaslama yapmak ister misiniz? (e) veya (h) olarak yazınız => e

co2
r134a
r22
r12
methanol
ammonia
hexane
isobutan

Kıyaslama yapacağınız Akışkan tipini yukarıdaki listeden kesme işareti içerisinde yazarak seçiniz => 'r134a'
```

```
Command Window
Qaevap=99.5287 kW
Wakomp=25.2844 kW
COPa=3.9364 kW

P=90 bar da;
T=-30 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=47.5485 kW
Wakomp=15.399 kW
COPa=3.0878 kW

P=110 bar da;
T=-10 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=176.8784 kW
Wakomp=37.4122 kW
COPa=4.7278 kW

P=110 bar da;
T=-20 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=89.4113 kW
Wakomp=24.4353 kW
COPa=3.6591 kW

P=110 bar da;
T=-30 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=20.1696 kW
Wakomp=6.9395 kW
COPa=2.9065 kW
Başka bir akışkanla kıyaslama yapmak ister misiniz? (e) veya (h) olarak yazınız => e
```

```
Command Window
COPa=3.0878 kW

P=110 bar da;
T=-10 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=176.8784 kW
Wakomp=37.4122 kW
COPa=4.7278 kW

P=110 bar da;
T=-20 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=89.4113 kW
Wakomp=24.4353 kW
COPa=3.6591 kW

P=110 bar da;
T=-30 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=20.1696 kW
Wakomp=6.9395 kW
COPa=2.9065 kW
Başka bir akışkanla kıyaslama yapmak ister misiniz? (e) veya (h) olarak yazınız => e

co2
r134a
r22
r12
methanol
ammonia
hexane
isobutan

Kıyaslama yapacağınız Akışkan tipini yukarıdaki listeden kesme işareti içerisinde yazarak seçiniz => 'ammonia'
```

```
Command Window
Qaevap=642.7916 kW
Wakomp=184.2921 kW
COPa=3.4879 kW

P=90 bar da;
T=-30 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=306.7349 kW
Wakomp=115.2607 kW
COPa=2.6612 kW

P=110 bar da;
T=-10 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=1144.1145 kW
Wakomp=269.6665 kW
COPa=4.2427 kW

P=110 bar da;
T=-20 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=577.4262 kW
Wakomp=180.3305 kW
COPa=3.202 kW

P=110 bar da;
T=-30 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=130.1084 kW
Wakomp=52.5638 kW
COPa=2.4752 kW
Başka bir akışkanla kıyaslama yapmak ister misiniz? (e) veya (h) olarak yazınız => e
```

```
Command Window
COPa=2.6612 kW

P=110 bar da;
T=-10 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=1144.1145 kW
Wakomp=269.6665 kW
COPa=4.2427 kW

P=110 bar da;
T=-20 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=577.4262 kW
Wakomp=180.3305 kW
COPa=3.202 kW

P=110 bar da;
T=-30 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=130.1084 kW
Wakomp=52.5638 kW
COPa=2.4752 kW
Başka bir akışkanla kıyaslama yapmak ister misiniz? (e) veya (h) olarak yazınız => e

co2
r134a
r22
r12
methanol
ammonia
hexane
isobutan

Kıyaslama yapacağınız Akışkan tipini yukarıdaki listeden kesme işareti içerisinde yazarak seçiniz => 'isobutan'
```

```
Command Window
Qaevap=178.9162 kW
Wakomp=43.4395 kW
COPa=4.1187 kW

P=90 bar da;
T=-30 C de;
isobutan alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=85.3101 kW
Wakomp=26.247 kW
COPa=3.2503 kW

P=110 bar da;
T=-10 C de;
isobutan alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=318.8474 kW
Wakomp=64.8131 kW
COPa=4.9195 kW

P=110 bar da;
T=-20 C de;
isobutan alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=160.7163 kW
Wakomp=41.9491 kW
COPa=3.8312 kW

P=110 bar da;
T=-30 C de;
isobutan alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=36.1849 kW
Wakomp=11.8184 kW
COPa=3.0617 kW
Başka bir akışkanla kıyaslama yapmak ister misiniz? (e) veya (h) olarak yazınız => h
```

A-2 CO₂ için Matlab Programı ile Hesaplanan Değerler

```
MATLAB 7.7.0 (R2008b)
File Edit Debug Paralel Desktop Window Help
Current Directory: C:\Documents and Settings\Selin Özdemir\Belgelerim\MATLAB
Shortcuts How to Add What's New
Command Window

P=70 bar da;
T=-10 C için elde edilen değerler:

m=4.8498 kg/s
Tkompout=326.0058 C
Tlinevap=5.5811 C
Tlnkond=14.9217 C
P2=2.6374 bar
hevapin=268.2433 kJ/kg
hevapout=478.8081 kJ/kg
hkondin=459.2945 kJ/kg
hkondout=408.9283 kJ/kg
hkompout=530.963 kJ/kg
Qevap=283.6657 kW
Uhevap=50.8261 kW/C
Okond=67.8517 kW
Uakond=4.5472 kW/C
Wkomp=70.2612 kW
Wkomp2=144.2218 kW
COP=4.0373

P=70 bar da;
T=-20 C için elde edilen değerler:

m=2.4123 kg/s
Tkompout=320.6074 C
Tlinevap=5.5811 C
Tlnkond=12.948 C
P2=1.9605 bar
hevapin=268.2433 kJ/kg
hevapout=486.7603 kJ/kg
hkondin=448.9892 kJ/kg
hkondout=408.9283 kJ/kg
hkompout=560.3459 kJ/kg
Qevap=146.4251 kW
Uhevap=26.2359 kW/C
Okond=26.8443 kW
Uakond=2.0732 kW/C
Wkomp=49.3087 kW
Wkomp2=136.409 kW
COP=2.9696

Start
```

```
MATLAB 7.7.0 (R2008b)
File Edit Debug Paralel Desktop Window Help
Current Directory: C:\Documents and Settings\Selin Özdemir\Belgelerim\MATLAB
Shortcuts How to Add What's New
Command Window

P=70 bar da;
T=-30 C için elde edilen değerler:

m=1.2827 kg/s
Tkompout=314.2151 C
Tlinevap=5.5811 C
Tlnkond=10.3903 C
P2=1.4206 bar
hevapin=268.2433 kJ/kg
hevapout=492.6463 kJ/kg
hkondin=434.8018 kJ/kg
hkondout=408.9283 kJ/kg
hkompout=591.4433 kJ/kg
Qevap=79.958 kW
Uhevap=14.3266 kW/C
Okond=9.2191 kW
Uakond=0.88728 kW/C
Wkomp=35.2028 kW
Wkomp2=119.6506 kW
COP=2.2714

P=90 bar da;
T=-10 C için elde edilen değerler:

m=3.9978 kg/s
Tkompout=331.9851 C
Tlinevap=5.5811 C
Tlnkond=16.9749 C
P2=2.6374 bar
hevapin=258.7612 kJ/kg
hevapout=478.8081 kJ/kg
hkondin=439.9684 kJ/kg
hkondout=288.1281 kJ/kg
hkompout=546.2924 kJ/kg
Qevap=244.3634 kW
Uhevap=43.784 kW/C
Okond=168.6195 kW
Uakond=9.9335 kW/C
Wkomp=74.9417 kW
Wkomp2=173.129 kW
COP=3.2607

Start
```

```
MATLAB 7.7.0 (R2008b)
File Edit Debug Paralel Desktop Window Help
Current Directory: C:\Documents and Settings\Selim Özdemir\Belgelerim\MATLAB
Shortcuts How to Add What's New
Command Window

P=90 bar da;
T=-20 C için elde edilen değerler:

m=1.8909 kg/s
Tkompout=323.0673 C
Tlinevap=5.5811 C
Tlinkond=13.8641 C
P2=1.9605 bar
hevapin=258.7612 kJ/kg
hevapout=486.7603 kJ/kg
hkondin=413.5042 kJ/kg
hkondout=288.1281 kJ/kg
hkompout=577.4075 kJ/kg
Qevap=119.7546 kW
Ulevap=21.4572 kW/C
Qkond=65.8527 kW
Ulkond=4.7499 kW/C
Wkomp=47.6117 kW
Wkomp2=149.4962 kW
COP=2.5152

P=90 bar da;
T=-30 C için elde edilen değerler:

m=0.89912 kg/s
Tkompout=318.3786 C
Tlinevap=5.5811 C
Tlinkond=12.089 C
P2=1.4206 bar
hevapin=258.7612 kJ/kg
hevapout=492.6463 kJ/kg
hkondin=391.9762 kJ/kg
hkondout=288.1281 kJ/kg
hkompout=610.2772 kJ/kg
Qevap=58.4139 kW
Ulevap=10.4664 kW/C
Qkond=25.9365 kW
Ulkond=2.1455 kW/C
Wkomp=29.3789 kW
Wkomp2=132.9219 kW
COP=1.9883

Start OVR
```

```
MATLAB 7.7.0 (R2008b)
File Edit Debug Paralel Desktop Window Help
Current Directory: C:\Documents and Settings\Selim Özdemir\Belgelerim\MATLAB
Shortcuts How to Add What's New
Command Window

P=110 bar da;
T=-10 C için elde edilen değerler:

m=3.3833 kg/s
Tkompout=333.6072 C
Tlinevap=5.5811 C
Tlinkond=17.5129 C
P2=2.6374 bar
hevapin=253.7221 kJ/kg
hevapout=478.8081 kJ/kg
hkondin=406.6719 kJ/kg
hkondout=276.9298 kJ/kg
hkompout=559.2041 kJ/kg
Qevap=211.5395 kW
Ulevap=37.9028 kW/C
Qkond=121.9338 kW
Ulkond=6.9625 kW/C
Wkomp=75.5575 kW
Wkomp2=209.7098 kW
COP=2.7997

P=110 bar da;
T=-20 C için elde edilen değerler:

m=1.6987 kg/s
Tkompout=327.2091 C
Tlinevap=5.5811 C
Tlinkond=15.3448 C
P2=1.9605 bar
hevapin=253.7221 kJ/kg
hevapout=486.7603 kJ/kg
hkondin=377.8761 kJ/kg
hkondout=276.9298 kJ/kg
hkompout=591.7568 kJ/kg
Qevap=109.9619 kW
Ulevap=19.7025 kW/C
Qkond=47.6327 kW
Ulkond=3.1042 kW/C
Wkomp=49.5439 kW
Wkomp2=180.8849 kW
COP=2.2195

Start OVR
```

The image shows a MATLAB 7.7.0 (R2008b) Command Window. The window title is "MATLAB 7.7.0 (R2008b)". The menu bar includes "File", "Edit", "Debug", "Parallel", "Desktop", "Window", and "Help". The current directory is "C:\Documents and Settings\Selim Özdemir\Belgelerim\MATLAB". The Command Window displays the following text:

```
P=110 bar da;  
T=-30 C için elde edilen değerler;  
  
m=0.38141 kg/s  
Tkompout=318.545 C  
Tlinevap=5.5811 C  
Tlnkond=12.1542 C  
P2=1.4206 bar  
hevapin=253.7221 kJ/kg  
hevapout=492.6463 kJ/kg  
hkondin=327.5481 kJ/kg  
hkondout=276.9298 kJ/kg  
hkompout=626.0976 kJ/kg  
Qevap=25.3131 kW  
Ukevap=4.5355 kW/C  
Okond=5.3628 kW  
Ukond=0.44123 kW/C  
Wkomp=14.1387 kW  
Wkomp2=137.8603 kW  
COP=1.7903
```

A-3 Alternatif Soğutkanlar için Matlab Programı ile Hesaplanan Değerler

```
MATLAB 7.7.0 (R2008b)
File Edit Debug Paralel Desktop Window Help
Current Directory: C:\Documents and Settings\Selin Özdemir\Belgelerim\MATLAB
Shortcuts How to Add What's New
Command Window
Kiyaslama yapacağınız Akışkan tipini yukarıdaki listeden kesme işareti içerisinde yazarak seçiniz => 'r22'

P=70 bar da;
T=-10 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=263.1803 kW
Wakomp=47.7408 kW
COPa=5.5127 kW

P=70 bar da;
T=-20 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=132.0258 kW
Wakomp=32.3857 kW
COPa=4.0767 kW

P=70 bar da;
T=-30 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=70.6328 kW
Wakomp=22.5472 kW
COPa=3.1327 kW

P=90 bar da;
T=-10 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=216.9487 kW
Wakomp=43.822 kW
COPa=4.9507 kW

P=90 bar da;
T=-20 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;
```

```
MATLAB 7.7.0 (R2008b)
File Edit Debug Paralel Desktop Window Help
Current Directory: C:\Documents and Settings\Selin Özdemir\Belgelerim\MATLAB
Shortcuts How to Add What's New
Command Window
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=103.4884 kW
Wakomp=27.6455 kW
COPa=3.7434 kW

P=90 bar da;
T=-30 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=49.5097 kW
Wakomp=16.9532 kW
COPa=2.9204 kW

P=110 bar da;
T=-10 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=183.6037 kW
Wakomp=40.788 kW
COPa=4.5014 kW

P=110 bar da;
T=-20 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=92.9715 kW
Wakomp=26.8246 kW
COPa=3.4659 kW

P=110 bar da;
T=-30 C de;
r22 alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=21.0022 kW
Wakomp=7.6691 kW
COPa=2.7385 kW
```

```
MATLAB 7.7.0 (R2008b)
File Edit Debug Paralel Desktop Window Help
Current Directory: C:\Documents and Settings\Selin Özdemir\Belgelerim\MATLAB
Shortcuts How to Add What's New
Command Window
Kıyaslama yapacağınız Akışkan tipini yukarıdaki listeden kesme işareti içerisinde yazarak seçiniz => 'r134a'

P=70 bar da;
T=-10 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=253.556 kW
Wakomp=44.164 kW
COPa=5.7412 kW

P=70 bar da;
T=-20 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=126.9781 kW
Wakomp=29.7394 kW
COPa=4.2697 kW

P=70 bar da;
T=-30 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=67.8369 kW
Wakomp=20.5587 kW
COPa=3.2997 kW

P=90 bar da;
T=-10 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=209.0086 kW
Wakomp=40.3666 kW
COPa=5.1778 kW

P=90 bar da;
T=-20 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;
```

```
MATLAB 7.7.0 (R2008b)
File Edit Debug Paralel Desktop Window Help
Current Directory: C:\Documents and Settings\Selin Özdemir\Belgelerim\MATLAB
Shortcuts How to Add What's New
Command Window
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=99.5287 kW
Wakomp=25.2844 kW
COPa=3.9364 kW

P=90 bar da;
T=-30 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=47.5485 kW
Wakomp=15.399 kW
COPa=3.0878 kW

P=110 bar da;
T=-10 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=176.8784 kW
Wakomp=37.4122 kW
COPa=4.7278 kW

P=110 bar da;
T=-20 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=89.4113 kW
Wakomp=24.4353 kW
COPa=3.6591 kW

P=110 bar da;
T=-30 C de;
r134a alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=20.1696 kW
Wakomp=6.9395 kW
COPa=2.9065 kW
```

```
MATLAB 7.7.0 (R2008b)
File Edit Debug Paralel Desktop Window Help
Current Directory: C:\Documents and Settings\Selim Özdenir\Belgelerim\MATLAB
Shortcuts How to Add What's New
Command Window

Kıyaslama yapacağınız Akışkan tipini yukarıdaki listeden kesme işareti içerisinde yazarak seçiniz => 'ammonia'

P=70 bar da;
T=-10 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=1640.2265 kW
Wakomp=310.0826 kW
COPa=5.2896 kW

P=70 bar da;
T=-20 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=820.1016 kW
Wakomp=214.0192 kW
COPa=3.8319 kW

P=70 bar da;
T=-30 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=437.632 kW
Wakomp=152.0097 kW
COPa=2.879 kW

P=90 bar da;
T=-10 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=1352.0012 kW
Wakomp=287.2053 kW
COPa=4.7074 kW

P=90 bar da;
T=-20 C de;
```

```
MATLAB 7.7.0 (R2008b)
File Edit Debug Paralel Desktop Window Help
Current Directory: C:\Documents and Settings\Selim Özdenir\Belgelerim\MATLAB
Shortcuts How to Add What's New
Command Window

ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=642.7916 kW
Wakomp=184.2921 kW
COPa=3.4879 kW

P=90 bar da;
T=-30 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=306.7349 kW
Wakomp=115.2607 kW
COPa=2.6612 kW

P=110 bar da;
T=-10 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=1144.1145 kW
Wakomp=269.6665 kW
COPa=4.2427 kW

P=110 bar da;
T=-20 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=577.4262 kW
Wakomp=180.3305 kW
COPa=3.202 kW

P=110 bar da;
T=-30 C de;
ammonia alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=130.1084 kW
Wakomp=52.5638 kW
COPa=2.4752 kW
```

```
MATLAB 7.7.0 (R2008b)
File Edit Debug Parallel Desktop Window Help
Current Directory: C:\Documents and Settings\Selim Özdenir\Belgelerim\MATLAB
Shortcuts How to Add What's New
Command Window

Kıyaslama yapacağınız Akışkan tipini yukarıdaki listeden kesme işareti içerisinde yazarak seçiniz => 'isobutan'

P=70 bar da;
T=-10 C de;
isobutan alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=457.1382 kW
Wakomp=76.6069 kW
COPa=5.9673 kW

P=70 bar da;
T=-20 C de;
isobutan alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=228.2767 kW
Wakomp=51.1306 kW
COPa=4.4646 kW

P=70 bar da;
T=-30 C de;
isobutan alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=121.7197 kW
Wakomp=35.0697 kW
COPa=3.4708 kW

P=90 bar da;
T=-10 C de;
isobutan alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=376.796 kW
Wakomp=69.9765 kW
COPa=5.3846 kW

P=90 bar da;
T=-20 C de;
```

```
MATLAB 7.7.0 (R2008b)
File Edit Debug Parallel Desktop Window Help
Current Directory: C:\Documents and Settings\Selim Özdenir\Belgelerim\MATLAB
Shortcuts How to Add What's New
Command Window

T=-20 C de;
isobutan alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=178.9162 kW
Wakomp=43.4395 kW
COPa=4.1187 kW

P=90 bar da;
T=-30 C de;
isobutan alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=85.3101 kW
Wakomp=26.247 kW
COPa=3.2503 kW

P=110 bar da;
T=-10 C de;
isobutan alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=318.8474 kW
Wakomp=64.8131 kW
COPa=4.9195 kW

P=110 bar da;
T=-20 C de;
isobutan alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=160.7163 kW
Wakomp=41.9491 kW
COPa=3.8312 kW

P=110 bar da;
T=-30 C de;
isobutan alternatif akışkanı için elde edilen değerler;

Qaevap=36.1849 kW
Wakomp=11.8184 kW
COPa=3.0617 kW
```

A-4 Matlab Programı ile Elde Edilen Matrisler

Variable Editor - A

File Edit View Graphics Debug Desktop Window Help

Stack: Base

A <9x19 double>

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	70	-10	4.8498	53.0068	5.5811	14.9217	26.3738	268.2433	478.8081	459.2945	408.9283	530.9630	283.6657	50.8261	67.8517	4.5472	70.2612	144.2218	4.0373	
2	70	-20	2.4123	47.6074	5.5811	12.9480	19.6053	268.2433	486.7603	448.9992	408.9283	560.3459	146.4251	26.2359	26.8443	2.0732	49.3087	136.4090	2.9696	
3	70	-30	1.2827	41.2151	5.5811	10.3903	14.2058	268.2433	492.6463	434.8018	408.9283	591.4433	79.9580	14.3266	9.2191	0.8873	35.2028	119.6506	2.2714	
4	90	-10	3.9978	58.9851	5.5811	16.9749	26.3738	258.7612	478.8081	439.9684	288.1281	546.2924	244.3634	43.7840	168.6195	9.9335	74.9417	173.1290	3.2607	
5	90	-20	1.8909	50.0673	5.5811	13.8641	19.6053	258.7612	486.7603	413.5042	288.1281	577.4075	119.7546	21.4572	65.8527	4.7499	47.6117	149.4962	2.5152	
6	90	-30	0.8991	45.3786	5.5811	12.0890	14.2058	258.7612	492.6463	391.9762	288.1281	610.2772	58.4139	10.4664	25.9365	2.1455	29.3789	132.9219	1.9883	
7	110	-10	3.3833	60.6072	5.5811	17.5129	26.3738	253.7221	478.8081	406.6719	276.9298	559.2041	211.5395	37.9028	121.9338	6.9625	75.5575	209.7098	2.7997	
8	110	-20	1.6987	54.2091	5.5811	15.3448	19.6053	253.7221	486.7603	377.8761	276.9298	591.7568	109.9619	19.7025	47.6327	3.1042	49.5439	180.8849	2.2195	
9	110	-30	0.3814	45.5450	5.5811	12.1542	14.2058	253.7221	492.6463	327.5481	276.9298	626.0976	25.3131	4.5355	5.3628	0.4412	14.1387	137.8603	1.7903	

Variable Editor - B

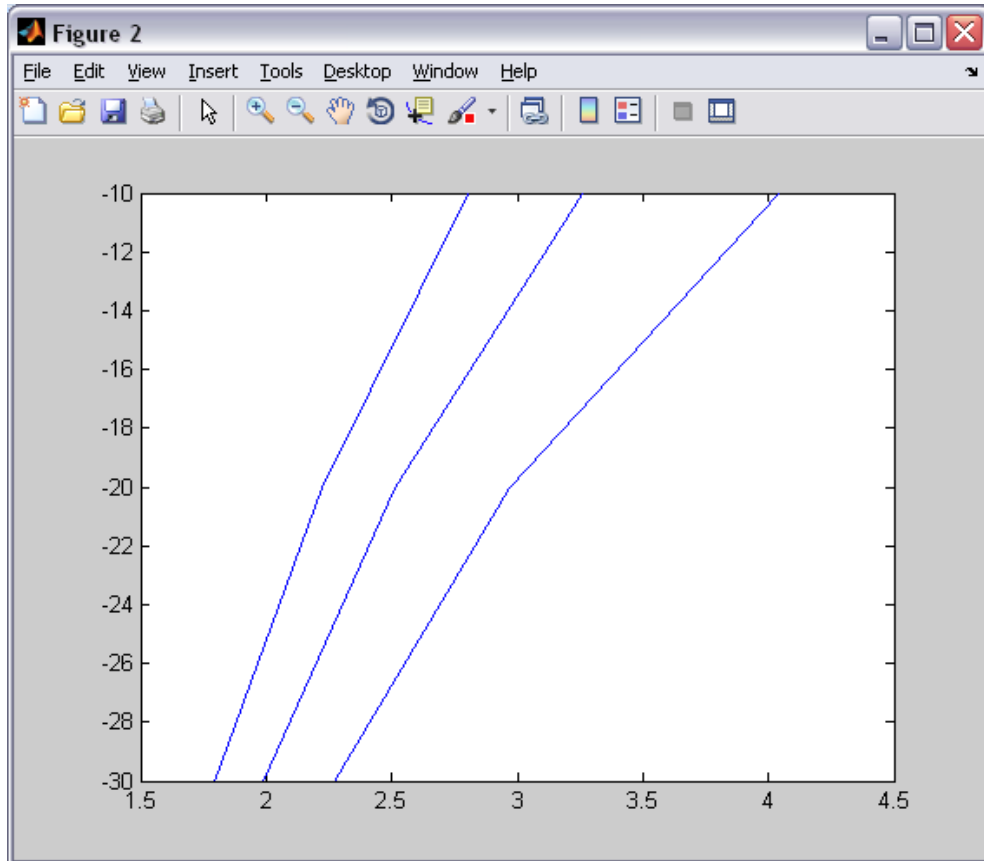
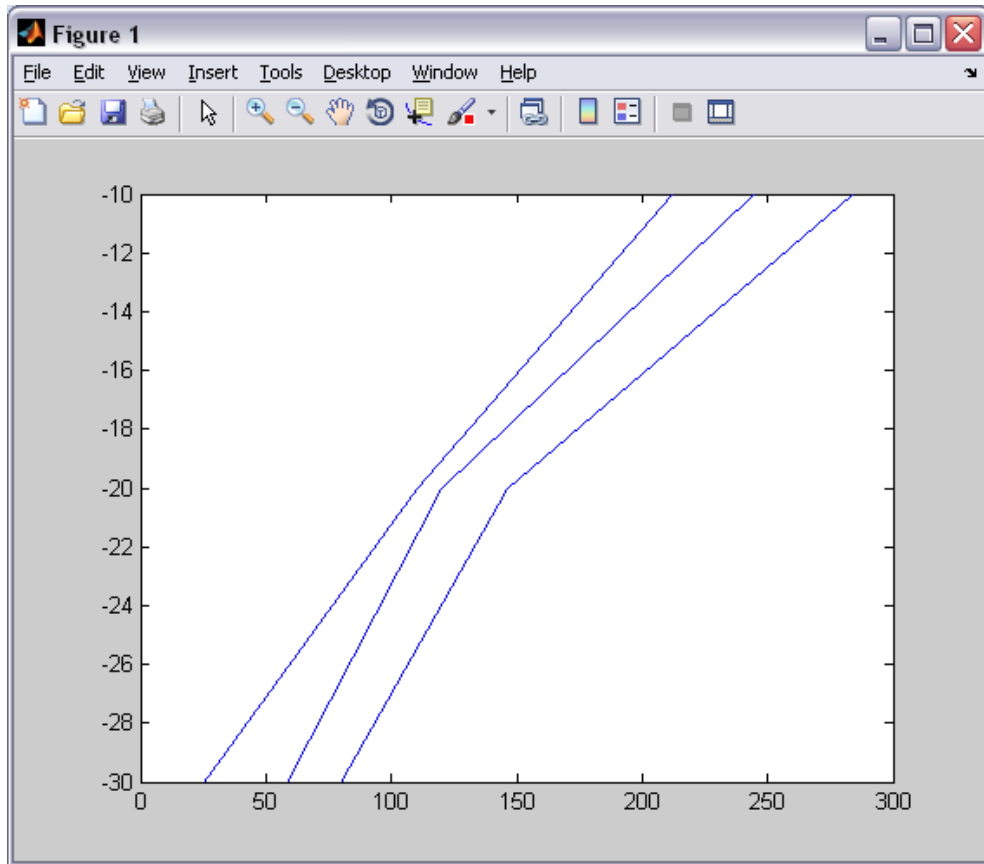
File Edit View Graphics Debug Desktop Window Help

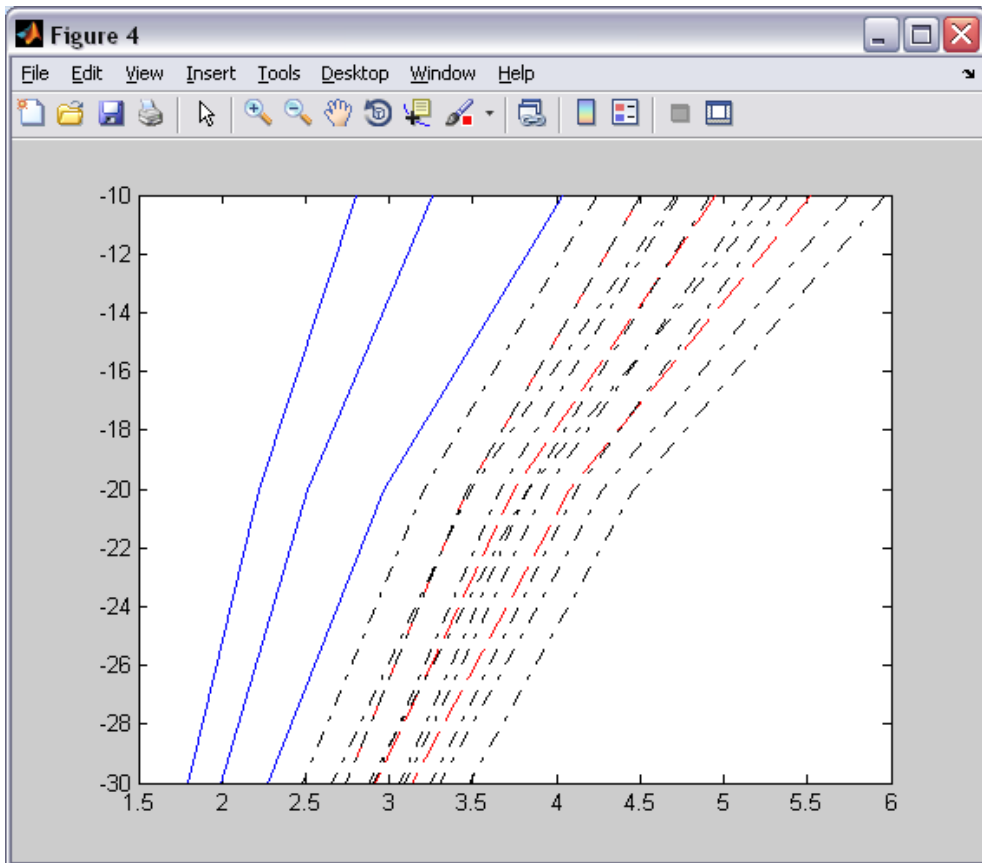
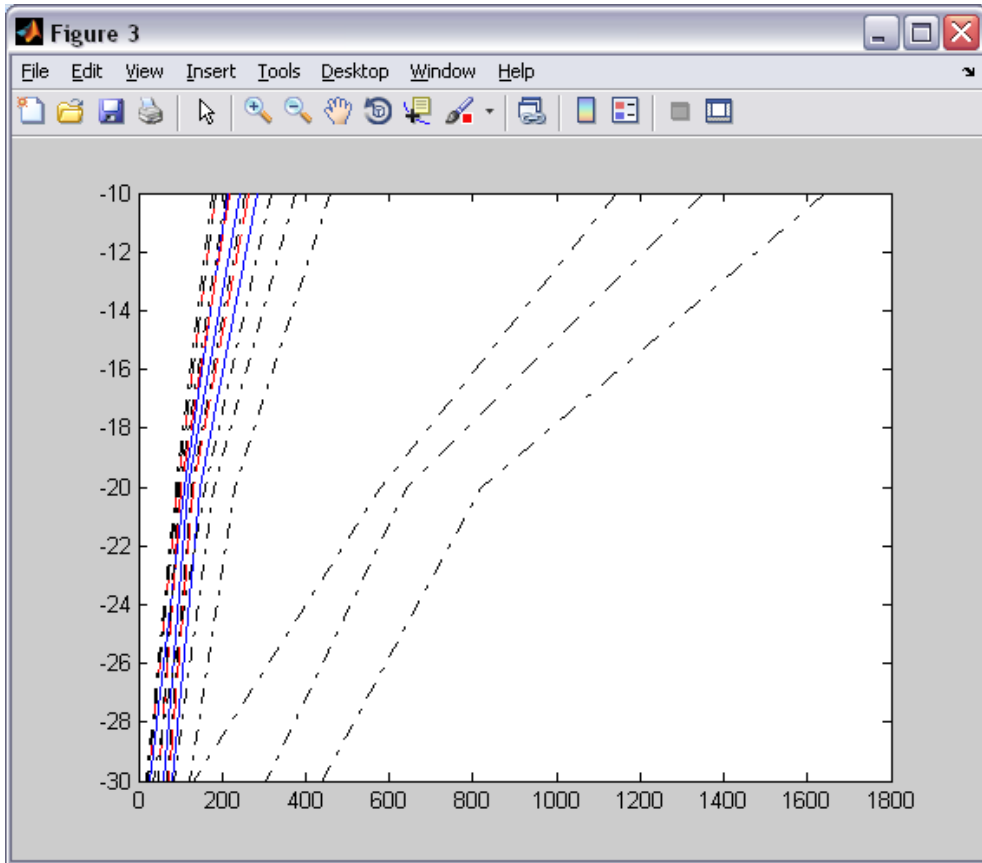
Stack: Base

B <36x11 double>

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	303	-10	1.1872e+03	352.9094	230.0987	425.4571	1.8529e+03	460.8950	263.1803	47.7408	5.5127	
2	303	-20	1.1872e+03	243.8978	230.0987	427.1269	1.8924e+03	475.4576	132.0258	32.3857	4.0767	
3	303	-30	1.1872e+03	162.8521	230.0987	428.3302	1.9342e+03	491.6090	70.6328	22.5472	3.1327	
4	308	-10	1.3497e+03	352.9094	230.0969	425.4571	1.8529e+03	464.9184	216.9487	43.8220	4.9507	
5	308	-20	1.3497e+03	243.8978	230.0969	427.1269	1.8924e+03	479.7607	103.4884	27.6455	3.7434	
6	308	-30	1.3497e+03	162.8521	230.0969	428.3302	1.9342e+03	496.2098	49.5097	16.9532	2.9204	
7	313	-10	1.5280e+03	352.9094	230.0959	425.4571	1.8529e+03	468.8571	183.6037	40.7880	4.5014	
8	313	-20	1.5280e+03	243.8978	230.0959	427.1269	1.8924e+03	483.9752	92.9715	26.8246	3.4659	
9	313	-30	1.5280e+03	162.8521	230.0959	428.3302	1.9342e+03	500.7172	21.0022	7.6691	2.7385	
10	303	-10	766.8819	199.4182	234.3354	422.5498	1.8404e+03	455.3327	253.5560	44.1640	5.7412	
11	303	-20	766.8819	131.8769	234.3354	423.8307	1.8773e+03	468.2121	126.9781	29.7394	4.2697	
12	303	-30	766.8819	83.7781	234.3354	424.7203	1.9165e+03	482.4184	67.8369	20.5587	3.2997	
13	308	-10	883.2952	199.4182	234.3396	422.5498	1.8404e+03	458.8995	209.0086	40.3666	5.1778	
14	308	-20	883.2952	131.8769	234.3396	423.8307	1.8773e+03	471.9693	99.5287	25.2844	3.9364	
15	308	-30	883.2952	83.7781	234.3396	424.7203	1.9165e+03	486.3766	47.5485	15.3990	3.0878	
16	313	-10	1.0125e+03	199.4182	234.3446	422.5498	1.8404e+03	462.3577	176.8784	37.4122	4.7278	
17	313	-20	1.0125e+03	131.8769	234.3446	423.8307	1.8773e+03	475.6154	89.4113	24.4353	3.6591	
18	313	-30	1.0125e+03	83.7781	234.3446	424.7203	1.9165e+03	490.2209	20.1696	6.9395	2.9065	
19	303	-10	1.1620e+03	288.9445	460.1681	1.6777e+03	6.5308e+03	1.9079e+03	1.6402e+03	310.0826	5.2896	
20	303	-20	1.1620e+03	188.8165	460.1681	1.6840e+03	6.7546e+03	2.0034e+03	820.1016	214.0192	3.8319	
21	303	-30	1.1620e+03	118.5595	460.1681	1.6884e+03	6.9928e+03	2.1150e+03	437.6320	152.0097	2.8790	
22	308	-10	1.3450e+03	288.9445	460.2425	1.6777e+03	6.5308e+03	1.9363e+03	1.3520e+03	287.2053	4.7074	
23	308	-20	1.3450e+03	188.8165	460.2425	1.6840e+03	6.7546e+03	2.0349e+03	642.7916	184.2921	3.4879	
24	308	-30	1.3450e+03	118.5595	460.2425	1.6884e+03	6.9928e+03	2.1499e+03	306.7349	115.2607	2.6612	
25	313	-10	1.5490e+03	288.9445	460.3260	1.6777e+03	6.5308e+03	1.9646e+03	1.1441e+03	269.6665	4.2427	
26	313	-20	1.5490e+03	188.8165	460.3260	1.6840e+03	6.7546e+03	2.0662e+03	577.4262	180.3305	3.2020	
27	313	-30	1.5490e+03	118.5595	460.3260	1.6884e+03	6.9928e+03	2.1845e+03	130.1084	52.5638	2.4752	
28	303	-10	402.8043	107.5017	259.1028	598.4360	2.5035e+03	655.3012	457.1382	76.6069	5.9673	
29	303	-20	402.8043	71.7184	259.1028	599.7707	2.5646e+03	676.0752	228.2767	51.1306	4.4646	
30	303	-30	402.8043	46.0387	259.1028	600.7103	2.6302e+03	699.1338	121.7197	35.0697	3.4708	
31	308	-10	462.6680	107.5017	259.1349	598.4360	2.5035e+03	661.4492	376.7960	69.9765	5.3846	
32	308	-20	462.6680	71.7184	259.1349	599.7707	2.5646e+03	682.4745	178.9162	43.4395	4.1187	
33	308	-30	462.6680	46.0387	259.1349	600.7103	2.6302e+03	705.8012	85.3101	26.2470	3.2503	
34	313	-10	528.8967	107.5017	259.1705	598.4360	2.5035e+03	667.3996	318.8474	64.8131	4.9195	
35	313	-20	528.8967	71.7184	259.1705	599.7707	2.5646e+03	688.6718	160.7163	41.9491	3.8312	
36	313	-30	528.8967	46.0387	259.1705	600.7103	2.6302e+03	712.2613	36.1849	11.8184	3.0617	

A-5 Matlab Programı ile Çizdirilen Grafikler





ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Selim ÖZDEMİR
Doğum Tarihi ve Yeri : 07.02.1986 – Halle Westf./ ALMANYA
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : selimozdemir@yahoo.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y.Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2011
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2010
Lise	Fen Bilimleri	Lüleburgaz Atatürk Lisesi	2004

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2010 -	Ford Otomotiv Sanayi A.Ş	Ürün Geliştirme ve Dizayn Mühendisi