

T.C.
KASTAMONU ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI



NON İNVERTER SPLIT CİHAZ ÜZERİNDE FARKLI
GAZLARIN AYNI ORTAM ŞARTLARINDA ŞARJ EDİLEREK
ENERJİ, EKSERJİ VE VERİMLİLİKLERİNİN İNCELENMESİ

SELÇUK SEVDALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DR. ÖĞR. ÜYESİ ALİ KEMAL ÇAKIR

OCAK - 2022
KASTAMONU

TEZ ONAYI

Selçuk SEVDALI tarafından hazırlanan “**Non İnverter Split Cihaz Üzerinde Farklı Gazların Aynı Ortam Şartlarında Şarj Edilerek Enerji, Ekserji ve Verimliliklerinin İncelenmesi**” adlı tez çalışmasının savunma sınavı **28.12.2021** tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Kastamonu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman	Dr. Öğr. Üyesi Ali Kemal ÇAKIR Adnan Menderes Üniversitesi	
Jüri Üyesi	Dr. Öğr. Üyesi Özkan ESKİ Kastamonu Üniversitesi	
Jüri Üyesi	Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN Ege Üniversitesi	

Jüri üyeleri tarafından kabul edilmiş olan bu tez Kastamonu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca onanmıştır.

Enstitü Müdürü	Prof. Dr. İzzet ŞENER	
----------------	-----------------------	-------

TAAHHÜTNAME

Bu tezin tasarımı, hazırlanması, yürütülmesi, araştırmalarının yapılması ve bulgularının analizlerinde bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu; ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını, bilimsel etiğe uygun olarak kaynak gösterildiğini bildirir ve taahhüt ederim.

Selçuk SEVDALI

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

NON INVERTER SPLIT CİHAZ ÜZERİNDE FARKLI GAZLARIN AYNI ORTAM ŞARTLARINDA ŞARJ EDİLEREK ENERJİ, EKSERJİ VE VERİMLİLİKLERİNİN İNCELENMESİ

SELÇUK SEVDALI

KASTAMONU ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

DANIŞMAN:DR. ÖĞR. ÜYESİ ALİ KEMAL ÇAKIR

Dünyada nüfusun hızlı bir şekilde artması ve yaşam standartlarının yükselmesi iklimlendirme ve soğutma sistemlerine olan ihtiyacı artırmaktadır. Bu sebeple iklimlendirme ve soğutma sistemlerine yönelik cihazların enerji performanslarının artırılması yönündeki çalışmalar da her geçen gün hız kazanmaktadır. Soğutma sistemlerinin enerji tüketimlerinin azaltılması yanında sistemlerde kullanılan soğutucu akışkanlarında çevre dostu olması oldukça önemlidir. Bu çalışmada bir MDF fabrikasındaki iklimlendirme sisteminde kullanılan non invertör split cihaz üzerinde araştırma yapılmıştır. Aynı ortam koşullarında R22, R32 ve R410A üç farklı soğutucu akışkanın kullanılması ile termodinamiğin birinci ve ikinci kanuna göre bir değerlendirilme yapılmıştır. Sisteme ait soğutma performans katsayıları, enerji, ekserji ve ekserji verimleri hesaplanmış ve birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Çalışmada kullanılan soğutucu akışkanların entalpi ve entropi değerleri EES (Engineering Equation Solver) programı yardımıyla hesaplanmıştır. Çalışmada kullanılan soğutucu gazların (R32, R22 ve R410A) COP değerleri sırasıyla, 6.89, 2.70, 6.08'tir. COP değeri yüksek olan soğutucu akışkanın ekserji verimliliği de yüksek olmaktadır. Yapılan çalışma sonucunda en yüksek soğutma performansı (COP) ve ekserji verimine R32 ve R410A gazları kullanıldığında ulaşılmış olup, en düşük COP ve ekserji verimine ise R22 gazı kullanıldığında ulaşılmıştır. R32 ve R410A soğutucu akışkanların ODP değerleri aynı iken GWP değerleri karşılaştırıldığında R32 soğutucu akışkanın daha düşük değere sahip olduğu görülmüştür.

ANAHTAR KELİMELER:Soğutma sistemi, Non inverter, Enerji, Ekserji, COP, R22, R32, R410A

Ocak 2022, 89 Sayfa

ABSTRACT

MSC THESIS

INVESTIGATION OF ENERGY, EXERGY AND EFFICIENCY BY CHARGING DIFFERENT GAS AT THE SAME ENVIRONMENTAL CONDITIONS ON NON INVERTER SPLIT DEVICE

SELÇUK SEVDALI

**KASTAMONU UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**

SUPERVISOR:ALİ KEMAL ÇAKIR

The rapid increase in the population and the increase in living standards in the world increase the need for air conditioning and cooling systems. For this reason, efforts to increase the energy performance of devices for air conditioning and cooling systems are gaining momentum day by day. In addition to reducing the energy consumption of cooling systems, it is very important that the refrigerants used in the systems are environmentally friendly. In this study, a research was carried out on the non-inverter split device used in the air conditioning system in an MDF factory. An evaluation was made according to the first and second laws of thermodynamics by using three different refrigerants R22, R32 and R410A in the same ambient conditions. The cooling performance coefficients, energy, exergy and exergy efficiencies of the system were calculated and compared with each other. The enthalpy and entropy values of the refrigerants used in the study were calculated with the help of the EES (Engineering Equation Solver) program. The COP values of the refrigerants (R32, R22 and R410A) used in the study are 6.89, 2.70, 6.08, respectively. The exergy efficiency of the refrigerant with a high COP value is also high. As a result of the study, the highest cooling performance (COP) and exergy efficiency were achieved when R32 and R410A gases were used, and the lowest COP and exergy efficiency was achieved when R22 gas was used. While the ODP values of R32 and R410A refrigerants are the same, when the GWP values are compared, it is seen that the R32 refrigerant has a lower value.

KEYWORDS:Cooling system, Non inverter, Energy, Exergy, COP, R22, R32, R410A

January 2022, 89 Page

TEŞEKKÜR

“Non İnverter Split Cihaz Üzerinde Farklı Gazların Aynı Ortam Şartlarında Şarj Edilerek Enerji, Ekserji ve Verimliliklerinin İncelenmesi” isimli bu çalışma, Kastamonu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans Tezi olarak hazırlanmıştır.

Tez danışmanlığımı üstlenerek araştırma konusunun seçimi ve yürütülmesi sırasında, değerli bilimsel uyarı ve önerilerinden yararlandığım Sayın Hocam Dr. Öğr. Üyesi Ali Kemal ÇAKIR ’a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans çalışmamı destekleyerek bu tezin oluşmasında maddi manevi büyük katkısı ve desteği olan ve bünyesinde çalışmaktan mutluluk duyduğum Kastamonu Entegre Ağaç San. ve Tic. A.Ş. yönetimine ve ailesine teşekkürlerimi sunarım. Tezimin hazırlanması sırasında desteklerini esirgemeyen başta Kastamonu Fabrikalar Direktörü Sayın Enes KOÇ’ a, Mekanik Bakım ve Yardımcı İşletmeler Müdürü Galip Özden SÜZEN’ e, Mekanik Bakım ve Yardımcı İşletmeler Şefi Erdal Diribaş’a ve Mekanik Bakım Formeni Ömer KARADAŞ’ a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Her zaman bana destek olan annem Hatice SEVDALI’ ya, ablam Seval FERHAT’a, kardeşim Serhat SEVDALI’ ya, arkadaşlarım Ahmet ÖZTÜRK ve Aslıhan BABAŞ ÖZTÜRK’e ve son olarak her zaman yanımda olan, benden desteğini esirgemeyen yol arkadaşım biricik eşim Nuray KÖK SEVDALI’ ya çok teşekkür ederim.

SELÇUK SEVDALI

Kastamonu, 2022

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
TEZ ONAYI	ii
TAAHHÜTNAME	iii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
TABLolar DİZİNİ	x
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Isı Pompaları.....	1
1.1.1 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi.....	2
1.1.1.1 Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi elemanları	4
1.1.1.1.1 Kompresör	4
1.1.1.2 Buharlaştırıcı (Evaporatör)	7
1.1.1.3 Yoğuşturucu (Kondenser).....	8
1.1.1.4 Genleşme valfi (Basınç düşürücüler).....	9
1.1.1.4.1 Kılcal boru	9
1.1.1.4.2 Otomatik genleşme valfi.....	10
1.1.1.4.3 Termal genleşme valfi	10
1.1.1.4.4 Termostatik genleşme valfi.....	10
1.1.1.4.5 Elektronik genleşme valfi (EGV)	11
1.1.1.4.6 Filtre kurutucu.....	11
1.1.2 Buhar Sıkıştırılmalı Sistemin Yapısı.....	11
1.1.3 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi.....	13
1.1.4 Hava Soğutma Sistemi.....	15
1.1.5 Enjektör Soğutma Sistemi	15
1.1.6 Isı Kaynağı Tipine Göre Isı Pompaları	16
1.1.6.1 Hava – hava ısı pompası	16
1.1.6.2 Su – hava ısı pompası.....	17
1.1.6.3 Su – su ısı pompası.....	18
1.2 İklimlendirme Sistemleri	19
1.2.1 Bireysel İklimlendirme Sistemleri	19
1.2.1.1 Pencere tipi klima.....	20
1.2.1.2 Oda tipi paket klima	20
1.2.1.3 Hassas kontrollü klima cihazları	20
1.2.1.4 Split klimalar	20
1.2.1.5 Portatif klimalar	21
1.2.1.6 Değişken soğutucu akışkan debili (VRF) sistemler	21
1.2.2 Merkezi İklimlendirme Sistemleri	22
1.2.2.1 Avantajları.....	22
1.2.2.2 Dezavantajları	23
1.3 Soğutucu Akışkanlar	23
1.3.1 Soğutucu Akışkanlarla İlgili Kavramlar	24

1.3.1.1	Zehirlilik sınır değeri (TLV)	24
1.3.1.2	Küresel ısıtma etkisi (GWE)	24
1.3.1.3	Ozonu tahrip etme potansiyeli (ODP).....	24
1.3.1.4	Küresel ısıtma potansiyeli (GWP)	24
1.3.2	Soğutucu Akışkanların Çeşitleri	25
1.3.2.1	Hidrokarbonlar	25
1.3.2.2	Kloroflorokarbonlar (CFC)	25
1.3.2.3	Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC).....	26
1.3.2.4	Hidrokloroflorokarbonlar (HFC)	26
1.3.2.5	Karışım ve inorganik soğutucu akışkanlar	26
1.3.3	Soğutucu Akışkanlar ve Özellikleri	26
2.	LİTERATÜR TARAMASI	30
3.	MATERYAL ve YÖNTEM	36
3.1	Çalışma Düzeninde Kullanılan Ekipmanlar	36
3.1.1	R22, R32, R410A Soğutucu Akışkan	36
3.1.2	Lazer Termometre Ölçüm Cihazı	37
3.1.3	Gaz Dolum Saati ve Basınç Manometresi	37
3.1.4	İzalsasyon Malzemesi.....	38
3.1.5	İç Ünite	38
3.1.6	Dış Ünite	39
3.2	Sistem Verilerinin Toplanması.....	39
3.3	Sistemin Termodinamik Analizi.....	40
3.4	Non İnvörtör Split Soğutma Sisteminde R22, R32, R410A Gazlarının Termodinamik Analizleri	44
3.4.1	R22 Gazı için COP, Enerji, Ekserji Verimlerinin Hesaplanması	44
3.4.2	R32 Gazı için COP, Enerji, Ekserji Verimlerinin Hesaplanması	50
3.4.3	R410 A Gazı için COP, Enerji, Ekserji Verimlerinin Hesaplanması ...	54
4.	BULGULAR	60
5.	TARTIŞMA	64
6.	SONUÇ ve ÖNERİLER	68
KAYNAKLAR	70	
EKLER	76	
EK-1	R22 Soğutucu Akışkan için EES Programından Alınan Değerler.....	77
EK-2	R32 Soğutucu Akışkan için EES Programından Alınan Değerler	81
EK-3	R410A Soğutucu Akışkan için EES Programından Alınan Değerler	85
ÖZGEÇMİŞ.....	89	

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1 Helisel vidalı kompresör	5
Şekil 1.2 Pistonlu tip kompresör	6
Şekil 1.3 Rotatif (Rotorlu) kompresörler	6
Şekil 1.4 Standart tavan tipi oda soğutucuları	8
Şekil 1.5 Hava soğutmalı kondenser	9
Şekil 1.6 Kılcal boru	10
Şekil 1.7 Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi tesisat şeması	12
Şekil 1.8 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde LnP-h diyagramı	12
Şekil 1.9 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde T-s diyagramı	13
Şekil 1.10 Amanyok-su soğurmalı soğutma çevrimi	14
Şekil 1.11 Hava soğutma çevrimi (kapalı sistem) şematik gösterimi	15
Şekil 1.12 Enjektörlü soğutma sistemi şematik gösterimi	16
Şekil 1.13 Hava kaynaklı ısı pompası	17
Şekil 1.14 Hava – su kaynaklı ısı pompası	18
Şekil 1.15 Su-su kaynaklı ısı pompası	19
Şekil 1.16 Pencere tipi klima	20
Şekil 1.17 Hava soğutmalı kondenserli VRF sistem	22
Şekil 1.18 Soğutucu akışkanların yıllara göre değişimleri	29
Şekil 3.1 Sistemde kullanılan gazlar	37
Şekil 3.2 Lazer termometre cihazı	37
Şekil 3.3 Basınç manometresi, gaz dolum saati ve aparatları	38
Şekil 3.4 Soğutma sisteminde kullanılan elastomerik kauçuk	38
Şekil 3.5 İç ünite	39
Şekil 3.6 Dış ünite	39
Şekil 3.7 Cihazın teknik çizimi	41
Şekil 4.1 Gazların soğutma performans katsayılarının (COP) karşılaştırılması	60
Şekil 4.2 Gazların aynı noktadaki enerji karşılaştırılması	61
Şekil 4.3 Gazların aynı noktadaki ekserjilerinin karşılaştırılması	62
Şekil 4.4 Gazların ekipman üzerindeki ekserji verimlerinin karşılaştırılması	63

TABLolar DİZİNİ

Sayfa

Tablo 1.1 Isı pompaları	2
Tablo 1.2 Mevcut soğutucu akışkanlar ve özellikleri	27
Tablo 1.3 Karışımlardan oluşan soğutucu akışkanlar ve özellikleri	28
Tablo 3.1 Soğutma cihazı üzerinden alınan veriler.....	40
Tablo 3.2 Ölü hal için T_0 , h_0 , s_0 değerleri	45
Tablo 3.3 R22 gazı için soğutma sistemine ait bulunan değerler	45
Tablo 3.4 R22 gazına ait Soğutma sistemi için hesaplanan enerji değerleri.....	45
Tablo 3.5 R22 gazına ait Hesaplanan ekserji değerleri.....	46
Tablo 3.6 R22 gazına ait Soğutma çevriminde bulunan veriler ve hesaplamalar.....	46
Tablo 3.7 R22 gazı için soğutma çevriminde bulunan değerler.....	49
Tablo 3.8 R32 gazı için Soğutma sistemine ait bulunan değerler.....	50
Tablo 3.9 R32 gazı için hesaplanan enerji değerleri.....	50
Tablo 3.10 R32 gazına ait hesaplanan ekserji değerleri.....	51
Tablo 3.11 R32 gazına ait Soğutma çevriminde bulunan veriler ve hesaplamalar....	51
Tablo 3.12 R410A gazına için soğutma sistemine ait bulunan değerler.....	55
Tablo 3.13 R410A gazına ait soğutma sistemi için hesaplanan enerji değerleri	55
Tablo 3.14 R410A gazına için hesaplanan ekserji değerleri.....	56
Tablo 3.15 R410A gazına ait soğutma çevriminde bulunan veriler ve hesaplamalar	56

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

Ex_i	: Ekserji (J, J/kg)
$m_i, \dot{m}$	: Kütle, Kütlesel Debi (kg, kg/s)
h_i	: Entalpi (J/kg)
T_i	: Sıcaklık (°C)
s_i	: Entropi (J/kgK)
W_{komp}	: Kompresörün Güç Tüketimi (W)
$\dot{Q}_{Evap}$	: Evaporatör Soğutma Kapasitesi (kw)
$W_{komp,el}$	: Kompresör elektriksel işi (W)
η_{el}	: Elektriksel verim
η_{mak}	: Makine verimi
$\dot{E}D_{komp}$	: Kompresör toplam ekserji (kw)
$\eta_{Ex\ komp}$	: Kompresör ekserji verimi
$\dot{E}D_{kond}$	: Kondenser toplam ekserji (kw)
$\eta_{Ex\ kond}$	: Kondenser ekserji verimi
$\dot{E}D_{expan}$	: Expansion valfi toplam ekserji (kw)
η_{Expan}	: Expansion ekserji verimi
$\dot{E}D_{evap}$	: Evaporatör toplam ekserji (kw)
$\eta_{Ex\ evap}$	: Evaporatör ekserji verimi
η_{II}	: Sistemin toplam verimi
C_p	: Özgül ısı, J/g °C
°C	: Santigrat Derece
kg	: Kilogram
kw	: Kilowatt
P	: Basınç (Pa)
S,s	: Entropi (J/K, J/kgK)
s	: Saniye
W	: Watt
ρ	: Yoğunluk (kg/ m ³)
v	: Hacim (m ³ , m ³ /kg)
T	: Sıcaklık (°C, K)

Kısaltmalar

ASHRAE	: Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği
CFC	: Kloroflorokarbon
COP	: Performans Katsayısı
EES	: Engineering Equation Solver
GWP	: Küresel Isınma Potansiyeli
HC	: Hidrokarbon
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HFC	: Hidroflorokarbon
HFO	: Hidrofloroolefin
ODP	: Ozon Delme Potansiyeli
komp	: Kompresör
kond	: Kondenser
DTS	: Darbe Tipli Soğutucu
evap	: Evaporatör
expan	: Expansion valf
ITK	: Isıtma Tesir Katsayısı
CO₂	: Karbondioksit
man	: Manometre
term	: Termometre
atm	: Atmosfer Basıncı
SEER	: Mevsimsel Enerji Verimliliği Oranı
SCOP	: Mevsimsel Performans Katsayısı

1. GİRİŞ

Günümüz koşullarında enerji kaynaklarının sınırlı sayıda olması ve üretim maliyetlerinin yükselmesi, kaynakların etkin ve verimli bir şekilde kullanılması zorunluluk haline gelmiştir. Zaman geçtikçe enerji tüketimlerinin artması sonucunda kaynaklarının azalması ısı pompası ve ısı geri kazanım sistemlerinin kullanımını arttırmıştır. Bu nedenle yaşıntımızın ihtiyaç duyduğumuz her alanında soğutma ve ısıtma sistemlerinde enerji kaynaklarının etkin kullanımı bir zorunluluk haline gelmiştir.

Soğutma ve ısıtma sistemlerinde ısıнын bir ortamdan başka bir ortama aktarılmasında soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Soğutucu sistemlerinde en çok aranan özellik kullanımı kısıtlanan veya yasaklanan soğutucu akışkanların yerine ozon tabakasına zararı olmayan ve küresel ısınmaya olumsuz etkisi olmayan soğutucu akışkanlar geliştirilmesi için çalışmalar yapılmıştır. Çalışmaların önemi enerjinin etkin kullanımını oluşturmaktadır. Çevremizde mükemmel ve tek bir soğutucu akışkan yoktur. Uygulamalarda bazıları düşük sıcaklıklar için elverişli iken, bazıları da yüksek sıcaklıkta soğutmalar için uygundur. Uygulamada tercih edilecek soğutucu akışkan sadece ısıyı taşıyıcı yeterliliği dışında yoğunluğu, viskozitesi, zehirliliği, tutuşa bilirliği ve çevresel etkilerini de göz önüne almalıdır. Bundan dolayı çevreye zarar veren soğutucu gazların yerine alternatif soğutucu gazlar geliştirilmiştir.

Buhar sıkıştırımalı soğutucu sistemlerde soğutucu akışkan olarak soğutucu gazlar üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Soğutucu akışkanlarda karışım oranlarında değişiklerin yapılmasıyla istenilen soğutma sistemlerinin özelliklerine sahip soğutucu gazlara ulaşılabilceği anlaşılmıştır.

1.1 Isı Pompaları

Isı geçişi sıcaklığın daima azalan yöne doğru olduğu bir gerçektir. Isı geçişindeki hareketi yüksek sıcaklıktaki bölgeden düşük sıcaklıktaki bölgeye doğru oluşmaktadır. Isı geçişi bir doğal harekettir ve kendiliğinden oluşur. Bu ısı transferinin tersi bir durum kendiliğinden oluşmamaktadır. Düşük sıcaklıktaki

bulunduğu bölgeden yüksek sıcaklığın bulunduğu bölgeye ısı geçişi sadece soğutma sistemleri makineleri aracılığı ile yapılmaktadır (Şanslı, 2015).

Isı pompaları ısı makinelerinin tersi bir çevrimle çalışan ve iş yapılması sayesinde ısı soğuk ortamdan sıcak ortama ileten makinelerdir. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı termodinamik çevrimle çalışmaktadırlar. Isıtma pompalarıyla bölgenin ısıtılması, soğutma makineleriyle bölgenin soğutulması sağlanmaktadır (Karadeniz, 2009).

Isı pompaları, ortamdaki sıcaklığın artırılması için ilave enerji harcayan ekipmanlar olarak ifade edilebilir. Isı pompalarının çalışması, ısı ileten akışkanları sıkıştırıp genişletme yoluyla çıkan enerjiyi, ortam ısısının arttırmada kullanılma prensibine dayanmaktadır (Viesmann, 2009).

Isı pompaları termodinamik çevrim ısı pompaları ve işletme türüne göre ısı pompaları olarak Tablo 1.1 'de gruplandırılmıştır.

Tablo 1.1 Isı pompaları

Termodinamik Çevrim Isı Pompaları	İşletme Türüne Göre Isı Pompası
Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları	Monovalent (Tekli) İşletim Türü
Termoelektrik Isı Pompaları	Monoenerjik (Tek Enerjili) İşletim Türü
Jet Buhar Püskürtmeli Isı Pompaları	Bivalent (İkili) İşletim Türü
Stirling Çevrimli Isı Pompaları	
Isı Kaynağı Tipine Göre Isı Pompaları	
Hava-Hava Isı Pompası	
Su-Hava Isı Pompası	
Su-Su Isı Pompası	
Diğer Sistemler	

1.1.1 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi

Soğutma sisteminde yaygın olarak kullanılan bir sistemdir. Bu tür soğutma sistemlerinde aracı madde seçiminde düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen soğutucu

gazlar seçilmelidir. Soğutucu gazların buharlaşması durumunda çevrelerinden ısı çekilmesiyle ortam sıcaklığı düşürülür. Bu sayede soğutma işlemi gerçekleşmiş olur. Gaz fazındaki soğutucu gaz, sıvılaştırılıp sistemde tekrar kullanılmak üzere kompresörde sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında basıncı ve sıcaklığı artan gaz, hava veya suyla soğutulur ve tekrar kullanılır (Şengür, 2005).

Buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminde, evaporatör sayesinde düşük sıcaklıktaki bir yerden çekilen ısı kondenser sayesinde yüksek sıcaklıktaki bir yere atılır. İşlemin gerçekleşebilmesi için soğutucu gaz soğutma sistemi içerisinde sirkülasyon yapılması sayesinde dolaştırılır. Soğutucu gazın sistem içerisindeki çevrimi kompresör ile sağlanır. Soğutucu gaz sistem içerisinde çevrimini yaparken bazı işleme maruz kalır. Çevrim esnasında soğutucu gaz hal değiştirir ardından soğutucu gaz hal değişimi ile soğutma işlemi gerçekleşmiş olur. Bu sistem buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi olarak bilinir. Pratikte ise yaygın olarak kullanılır. Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde kullanılan başlıca elemanları aşağıda verilmiştir (Alpsoy, 2009).

- Kompresör
- Buharlaştırıcı
- Yoğurturucu
- Genleşme valfleri

Evaporatör, soğutulan mekândaki ısının sistem içerisinde dolaşan soğutucu gaza geçirilmesini sağlar. Soğutucu gaz evaporatör içinde buharlaşırken, ortamdaki ısı çekerek soğutmayı gerçekleştirir. Evaporatör içerisinde buharlaşarak gaz fazına gelen soğutucu gaz, sistemdeki emme borusuyla kompresör girişine ulaşır. Kompresör, evaporatör emilen buhar halindeki soğutucu gazı sıkıştırarak sıcaklığını ve basıncını istenilen seviyeye yükseltir. Bu durumda gaz halindeki soğutucu akışkan, ortam havasıyla kolaylıkla yoğuşabilecek hale gelir. Yüksek basınç ve sıcaklığa sahip olan gaz halindeki soğutucu akışkan, sistemde bulunan basma borusu ile kondensere gönderilir. Kondenserdeki soğutucu gaz daha düşük sıcaklıktaki çevreye ısını bırakır. Bu işlemde soğutucu gaz kondenserde yoğuşur, sıvı duruma gelen soğutucu gaz bir sıvı toplama kabına birikir. Bu durumda, evaporatöre sürekli sıvı halde

soğutucu gaz temin edilir. Soğutucu gaz, sıvı kabından boru vasıtasıyla evaporatöre girer. Sıvı haldeki soğutucu gaz, evaporatöre girmeden kılcal boru veya expansion valfden geçirilerek sistemin basıncını istenilen seviyeye düşürür. Bu şekilde, tekrar evaporatöre giren soğutucu gaz evaporatörde tekrar buhar fazına geçer ve soğutulan ortamdan ısı çeker. Bu şekilde soğutma çevrimi tekrarlanır (Alpsoy, 2009).

1.1.1.1 Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi elemanları

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi elemanları kompresör, evaporatör, kondenser ve expansion valften oluşmaktadır.

1.1.1.1.1 Kompresör

Kompresörler, vidalı (Hermetik), pistonlu, rotorlu ve turbolu olmak üzere dört çeşitte imal edilmektedir. (Niğdelioğlu, 2006).

Vidalı (Hermetik) kompresörler yüz yıl önce mühendislerin soğutma sistemindeki kaçaqlara bir çare bulabilmek için yaptıkları çalışmalarla ortaya çıkmıştır. Küçük ölçekli kompresörlerde, soğutucu kaçağı en büyük problem oluşturmaktaydı. Kompakt sisteme olan taleplerle beraber soğutkan kaçağı daha çok önem kazandı ve araştırmacılar yeni fikirlerini ortaya koymaya başladılar. Sızdırmaz sistemler gerçek anlamda, 1940 yıllarında ortaya çıkmıştır. Motorun stator, sargı, rotor gibi parçaları ile beraber kit parçaları aynı muhafaza içinde bulunduğu kompresörlere vidalı kompresörler denir (Şahin, 2011).

Vidalı kompresörleri yarı hermetik ve tam hermetik kompresörler olarak iki şekilde gruplandırabiliriz. (Seyrek, 2010).



Şekil 1.1 Helisel vidalı kompresör (URL-1, 2021)

Pistonlu kompresörler ısı pompası ve soğutma uygulamalarında çok tercih edilen ve en geniş uygulama alanına sahip kompresörlerdir (Şekil 1.1). Pistonlu kompresörlerin bazı dezavantaj ve avantajları vardır. Bunları aşağıdakiler gibi sıralayabiliriz (Şanslı, 2015).

Dezavantajları:

- Soğutucu akışkan kaçakları oluşabilmektedir.
- Hermetik kompresörlere göre fiyatları yüksektir.

Avantajları:

- Pistonlu tip kompresörler her tip motorla çalışabilirler.
- Motor arıza yaptığında hemen yenisi ile değişimi yapılarak çalışması aksatılmamaktadır.
- Devir sayıları kayış – kasnak sistemleri ile değiştirilebilmektedir.

Şekil 1.2’ de pistonlu tip kompresörler ve parçaları ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 1.2 Pistonlu tip kompresör (URL-1, 2021)

Rotatif (Rotorlu) kompresörler pistonlu kompresörlerde olduğu gibi sıkıştırma makinasıdır. İleri ve geri hareket yerine döner bir pistona sahiptir. En çok görülen çeşitleri; wurn pistonlu, revoling pistonlu ve dönel pistonlu kompresör şeklindedir (Şanslı, 2015).

Avantajları:

- Sessiz çalışma
- Az yer işgal etmeleri

Dejavantajları:

- Yağlama güçlükleri
- Yüksek basınçlardaki kaçaklar

Şekil 1.3’de rotatif kompresör örneği verilmiştir.



Şekil 1.3 Rotatif (Rotorlu) kompresörler (URL-1, 2021)

Turbo kompresörler yüksek basınçlı radyal fanlarla çalışma şekli olarak aynı tarzda çalışmaktadır. Santifüj kuvvetlerden yararlanarak sıkıştırma yapmaktadır (Şanslı, 2015).

Dezavantajları;

- Motor tarafından çıkan ısıнын geri kazanılması olmamaktadır.
- Sıkıştırma oranları diğerlerine göre düşüktür.
- Yüksek güçlere dayanıklı değildir.

Avantajları;

- Gaz akışları sürekli.
- Yağ kaçağı yoktur.
- Titreşim görülmemektedir.
- %99 ile %20 arasında güç ayarı yapılır.

1.1.1.2 Buharlaştırıcı (Evaporatör)

Buharlaştırıcılar, genleşme valfinde basıncı düşürülen ve düşük sıcaklıklarda buharlaşan akışkanın, ısıyı çekerek gerçekleştirdiği ekipmandır. Diğer bir ifadeyle buharlaştırıcı bir soğutucudur. Buharlaştırıcılar kullanım ve uygulamalara göre farklı tiplerde dizayn edilmektedir. Buharlaştırıcı direkt veya soğutucu akışkan deposundan geçerken genleşme valfinde adyabatik olarak genişledikten sonra buharlaştırıcıya sıvı-buhar karışmış şekilde girer ve soğutucu akışkanın yoğunluğu sıvı haldedir. Buharlaştırıcı çıkışında akışkanın hepsi buhar halde olması istenir. Soğutma işlemi, sıvı halde bulunan akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşarak bulunduğu ortamdan ısı çekilmesiyle gerçekleşir (İsa ve Onat, 2017).

Expansion valf basıncı düşürülmüş olan soğutucu gazı buharlaştırarak soğutmanın elde edildiği yerdir. Soğutucu gazın tipine bağlı olarak farklı malzemelerden yapılır. Çoğunlukla çelik veya bakır boru kullanılır. Korozyona karşı dayanımlarını artırmak için çelik borulara galvanize işlemi yapılırken, bakır boruların ise dış yüzeyleri kalaylanır. Havanın soğutulmasında tercih edilen borularda temas yüzeylerini artırmak için boruların etrafına ilave kanatçıklar eklenir. Kanatlı borular; aynı malzemeden haddelenmiş, lamelli ve helisel sarımlı olarak adlandırılır. Sıvı soğutmalı sistemlerinde kullanılan evaporatörler; levhalı, iç içe borulu ve boru

demetli olarak ayrılırlar. Evaporatörler içindeki soğutucu gazın gaz veya sıvı halde olmasına göre yaş veya kuru evaporatörler olarak adlandırılırlar (Alpsoy, 2009).

Şekil 1.4’ de standart tavan tipi oda soğutucu evaporatör örneği verilmiştir.



Şekil 1.4 Standart tavan tipi oda soğutucuları (URL-2, 2021)

1.1.1.3 Yoğuşturucu (Kondenser)

Soğutma sistemlerinde kızgın buhar halindeki akışkanın ortama ısı atarak sıvı hale geçmesini sağlayan elemana yoğuşturucu denir. Teorik olarak yoğuşturucudan atılan ısı buharlaştırıcıdan çekilen ve kompresörden harcanan enerjinin toplamına eşittir

$$Q_{\text{kondenser}} = Q_{\text{kompresör}} + Q_{\text{evaporatör}}$$

Sadece soğutmada kullanılan sistemlerde kondenser kapasitesi evaporatörden her zaman büyüktür. Yoğuşturucu kapasite fazlalığı sistemde kullanılan akışkana, buharlaştırıcı basıncına, kompresör tipine ve yoğuşturucu basıncına göre değişmektedir. Buhar sıkıştırımlı mekanik tip soğutmalarda üç tip kondenser kullanılmaktadır (İsa ve Onat, 2017).

- I. Hava soğutmalı Yoğuşturucu: Yoğuşturma akışkanı olarak havanın kullanıldığı tip (Şekil 1.5)
- II. Su soğutmalı yoğuşturucu: Yoğuşturma akışkanı olarak suyun kullanıldığı tip
- III. Evaporatif kondenser: Yoğuşturucu akışkan olarak hava ve suyun beraber kullanıldığı tip



Şekil 1.5 Hava soğutmalı kondenser (URL-3, 2021)

Hava soğutmalı kondenserlerde, genelde kanatlı borulu olanlar tercih edilmektedir. Boru içerisinden soğutucu akışkan, dış yüzeyinden ise hava geçmektedir. Bu tür kondenserler küçük soğutma sistemlerinde ve soğutma sularının bulunmadığı hallerde kullanılmaktadır. Havanın ısı taşınım katsayısı düşük olduğundan, yüksek soğutma sistemleri için çok geniş yüzeylere ihtiyaç gerekmektedir. Kullanımı ve bakımları basittir (Sulatisky, 1991).

1.1.1.4 Genleşme valfi (Basınç düşürücüler)

Genleşme valfi, yoğuşturucudan gelen sıvı halde olan yüksek basınçtaki soğutucu akışkanın basıncını buharlaştırıcı basıncına düşürücüdür. Basınç düşürücü soğutma sisteminin gereksinimine göre, soğutucu gazın akışını modüle eden, durduran ve başlatan ekipmandır. Uygulamada farklı tiplerde expansion valfler kullanılmaktadır (İsa ve Onat, 2017).

Genleşme valfleri mekanik ya da elektronik tiptedirler. Küçük sistemlerde kılcal borular kullanılarak genleşme valfinin içinden geçen soğutucu akışkanın basıncının düşürülmesi sağlanır. Diyaframın her iki tarafındaki basınca göre expansion valf kapalı ya da açık pozisyonda çalışmaktadır (Reichler, 1999).

1.1.1.4.1 Kılcal boru

Buharlaştırıcı yük değişiminin olmadığı düşük kapasite soğutma sistemlerinde genleşme valfi olarak kullanılır. Buharlaştırıcı yük değişimlerine tepki veremez, kızgınlık ayarı yoktur.

Kılcal boru ucuz ve hareketli parçaları olmadığından arıza çıkarma riski çok az olan bir basınç düşürücüdür (Şekil 1.6).



Şekil 1.6 Kılcal boru (URL-4, 2021)

1.1.1.4.2 Otomatik genleşme valfi

Buharlaştırıcı yük değişiminin çok az olduğu düşük ve orta kapasiteli soğutma sistemlerinde genleşme valfi olarak kullanılır. Kılcal borulu sistemlere göre farklı soğutma yükleri olduğundan elle evaporatör buharlaşma sıcaklığı ayarlanabilmektedir. Kızgınlık ayarı yapılamaz. Geçmişte çok fazla kullanılan otomatik genleşme valfi günümüzde çok fazla kullanılmamaktadır (İsa ve Onat, 2017).

1.1.1.4.3 Termal genleşme valfi

Termal genleşme valfleri temel olarak termostatik genleşme vanaları gibi çalışmaktadır (İsa ve Onat, 2017).

1.1.1.4.4 Termostatik genleşme valfi

Buharlaştırıcı yük değişimlerine göre buharlaştırıcı soğutucu akışkan giriş miktarını hassas olarak ayarlayan ve kontrol eden basınç düşürücüdür. Kızgınlık verilerine göre buharlaştırıcıya gerekli miktarda soğutucu akışkan beslemesi yapar (İsa ve Onat, 2017).

1.1.1.4.5 Elektronik genleşme valfi (EGV)

Soğutucu akışkan debisinin sürekli olarak değişken hızlı, değişken debili sistemlerde, buharlaştırıcının yeterli miktarda soğutucu akışkanla beslenmesi gereken sistemlerde elektronik genleşme valfleri kullanılır (Erken ve Küçüka, 2010).

1.1.1.4.6 Filtre kurutucu

Soğutma çevrimlerinde expansion valf ile kondenser arasında bulunmaktadır. Soğutucu akışkan içerisindeki sistemin verimli çalışmasını engelleyecek partiküllerin filtrelenmesini sağlayarak soğutucu akışkanın temiz ve nemsiz kalmasını sağlar (ANSI/AHRI, 2014).

1.1.2 Buhar Sıkıştırma Sistemin Yapısı

Kompresörlü soğutma sistemlerinde, düşük sıcaklıktaki bir mekandan ısıyı çekerek yüksek sıcaklıktaki çevreye atarak bulunduğu ortamı soğutan sistemlerdir. Bu işlemler dışardan enerji harcanarak ve soğutucu gazlar yardımıyla gerçekleşir (Çengel ve Boles, 1994).

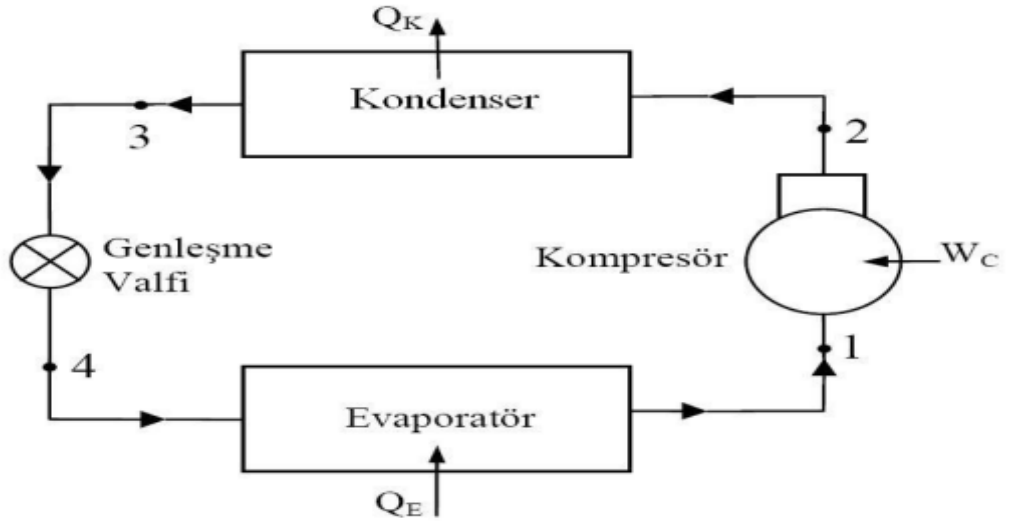
Kompresörlü tip soğutma sistemleri temel olarak evaporatör, kompresör, expansion valf ve kondenser olarak dört ana parçadan oluşmaktadır (Şekil 7). İdeal bir buhar sıkıştırma soğutma sistemi aşağıdaki şekilde gerçekleşir.

1-2 : Kompresörlerde izentropik sıkıştırma

2-3 : Kondenserlerden çevreye sabit basınçta ısı geçişi

3-4 : Expansion valflerde basıncın düşmesi

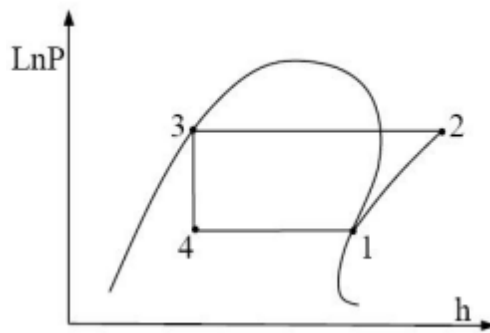
4-1 : Evaporatörlerde akışkanlara sabit basınçta ısı geçiş



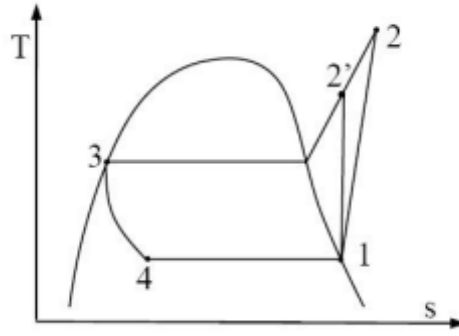
Şekil 1.7 Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi tesisat şeması (Alpsoy, 2009)

Şekil 1.7’de, 1. noktada doymuş buhar olarak çıkan soğutucu gaz, kompresör vasıtasıyla basıncı artırılarak borular yardımıyla kondensere basılır. 2. noktada yüksek basınçla kompresörden çıkan soğutucu gaz kondensere girer ve burada ısısını bırakarak sabit basınçta yoğunlaştırılır. 3. noktada yoğunlaşan soğutucu gaz expansion valfine girer. 4. noktada expansion valfden geçen soğutucu gaz sabit bir entalpide genişterek ıslak buhar fazına gelir. 1. noktada ıslak buhar fazında evaporatöre giren soğutucu gaz evaporatörden geçerken ortamın ısısını çeker, buharlaşarak tekrar kompresöre girer. Bu şekilde çevrim devam eder (Yamankaradeniz vd. 2002).

Şekil 1.8’de ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde basınç – entalpi diyagramı, Şekil 1.9’da ise ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde sıcaklık – entropi diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 1.8 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde LnP-h diyagramı (Kızıllıkan, 2004)



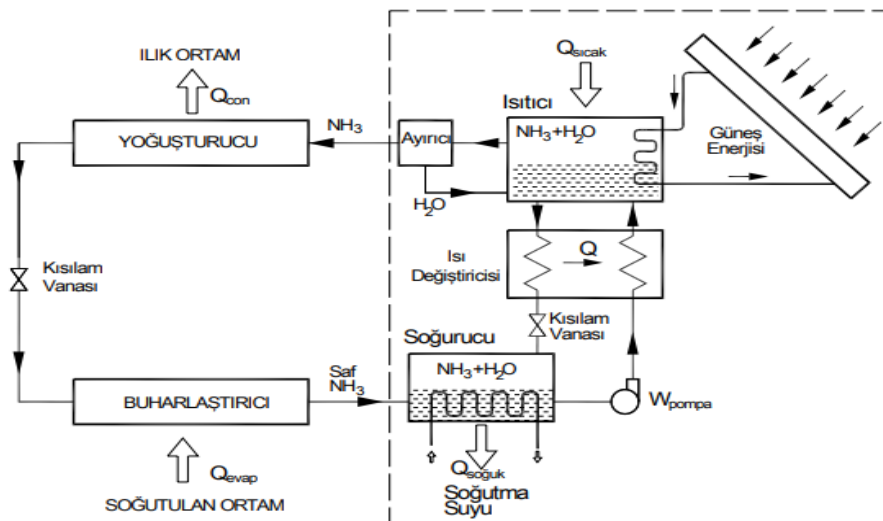
Şekil 1.9 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde T-s diyagramı (Kızıllıkan, 2004)

İdeal çevrimlerde sıkıştırma işlemleri izentropiktir. Gerçek çevrimlerde ısı geçişi ve akış sürtünmesi entropiyi etkiler. Isı geçişi hangi yönde olduğuna bağlı olarak entropiyi azaltır veya artırırken akış sürtünmesi entropiyi artırır. İdeal çevrimlerde, soğutucu gaz kondenserlerden, kompresör çıkışındaki basınçta ve doymuş sıvı fazında çıkar. Gerçek çevrimlerde ise kompresör çıkışı ile expansion valf girişi arasında basınç düşüşü vardır. Akışkanın expansion valfe girmeden önce sıvı halde olması için soğutucu gaz aşırı soğutulur. Soğutucu gaz evaporatöre düşük bir entalpi ile girer ve ortamdan daha çok ısı çekebilir. Expansion valf ile evaporatör birbirine çok yakın konumda olduğundan aralarındaki basınç kaybı çok küçüktür (Şengür, 2005).

1.1.3 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin çalışma prensibi şu şekildedir. Absorberden çıkan ve pompa sistemiyle ısı değiştiricisinden geçerken ısınan lityum bromür bakımından fakir eriyik kaynatıcıya gelir. Bu sırada dışarıdan sağlanan ısıyla soğutucu akışkan komple buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buhar fazına geçerek kaynatıcıdan çıkan soğutucu buhar kondensere gelir. Kaynatıcıda eriyik halinde soğutucu buharının ayrışmasıyla lityum bromür olarak zenginleşen eriyik ısı değiştiricilerden geçerek fakir eriyiğe ısı vermesiyle absorbere geri döner. Kaynatıcıdan buharlaştırılarak kondensere giden soğutucu buharı bu durumda yoğunlaşarak dışarıya ısı iletir. Yoğuşma basınçları, izafi olarak buharlaşma basınçlarından yüksektir. Bu iki basınç mutlak atmosfer basıncının altındadır (Ardıç, 2000).

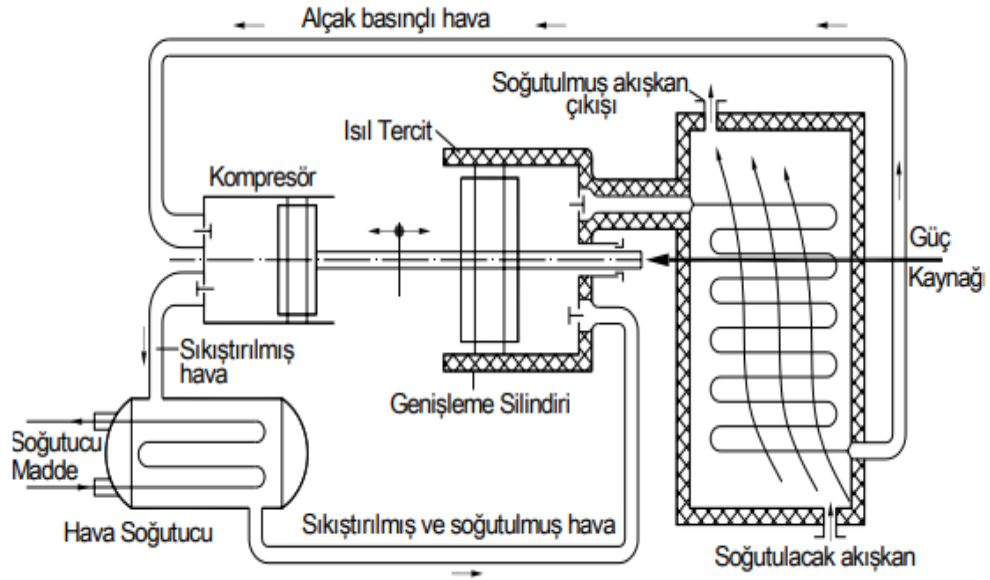
Basınç kayıpları görmezden gelinirse, absorber evaporatör basıncında ve kaynatıcı kondenser basıncındadır. Kondenserlerden komple yoğuşmuş olarak çıkan soğutucu akışkan izafi olarak düşük bir basınçla çalışan evaporatöre girmeden expansion valften geçirilir. Evaporatöre expansion valften kısılarak giren soğutucu akışkan bu durumda buharlaşarak gerekli soğutma yükünü çevreden çeker. Evaporatörden doymuş veya kızgın halde çıkan soğutucu buharı absorbere girer. Absorberde, ısı değiştiricilerinden geçerek ısı verdikten sonra expansion valf vanasından absorber basıncına kısılan zengin haldeki eriyik, evaporatörlerden gelen soğutucu buharını yutar. İşlem sırasında ısı açığa çıkar. Yutma işleminin gerçekleşmesi için açığa çıkan ısıнын absorberden atılması gerekir. Absorber içinde fakir halde bulunan eriyik pompa sistemiyle tekrar kaynatıcıya gönderilir. Isı kayıplarının azaltılması için absorberlerden kaynatıcılara gönderilen fakir eriyik kaynatıcılardan dönen zengin eriyik tarafından ısı değiştiricilerinde ısıtılır. Sistemdeki pompaya verilen küçük enerji absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışmasında mekanik enerjiye ihtiyaç yoktur. Kaynatıcılardan verilen ısı enerjisiyle sistem çalışır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, soğutucu akışkan iki defa yoğuşturularak buharlaştırılmaktadır. Yoğuşma ve buharlaşmada mekanik enerjinin yerini alan fiziko kimyasal işlemlerdir (Yiğit, 1989). Şekil 1.10'da Amonyak-su soğurmalı soğutma çevrimi çalışma prensibi şematik olarak görülmektedir.



Şekil 1.10 Amonyak-su soğurmalı soğutma çevrimi (Çengel ve Boles, 1996)

1.1.4 Hava Soğutma Sistemi

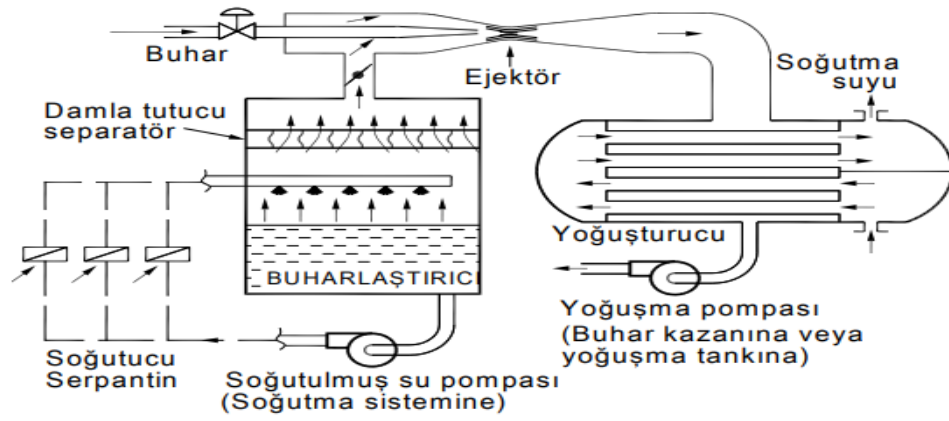
Hava soğutmalı sistemlerin diğer soğutma sistemlerden farkı, soğutucu akışkanlar tüm sistemlerde gaz halde olur ve faz değişimi göstermezler. Hava soğutma sistemi kapalı veya açık sistem prensibine göre çalışır. Kapalı sistemlerde kompresörlerde sıkıştırılan hava, sistem içerisinde serbest halde bırakılır ve çevreden ısı çekerek soğutma sağlanır (Şekil 1.11). Açık sistemlerde soğutma işlemi sürekli atmosferden alınan hava sistemlerde soğutulduktan sonra kullanılır.



Şekil 1.11 Hava soğutma çevrimi (kapalı sistem) şematik gösterimi (Özkoç, 1999)

1.1.5 Enjektör Soğutma Sistemi

Çalışma sistemi olarak buhar sıkıştırma çevrimi olan enjektörlü soğutma sistemlerinde, evaporatörlerde buharlaşan soğutucu gaz buharları enjektör sistemi ile sürüklenerek buharlaşma basınçlarının kontrolü sağlanmış olur. Soğutucu maddesi olarak su kullanılan ve sürükleyici akışkanı buhar olan uygulamalı çevrimlerde en çok tercih edilen akışkan maddelerdir. Evaporatörlerde buharlaşan ve sürüklenen buhar, enjektörlerde sürüklenme etkisi meydana gelen akışkan ile karışmaktadır. Karışma sonucu ısı, ortamdan alınan sıcaklığı yüksek bir başka madde veya ortama aktarılır ve soğutma işlemi gerçekleştirilmiş olur. Şekil 1.12’de enjektörlü soğutma sisteminde çalışma prensibi şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 1.12 Enjektörlü soğutma sistemi şematik gösterimi (Altınok, 2008)

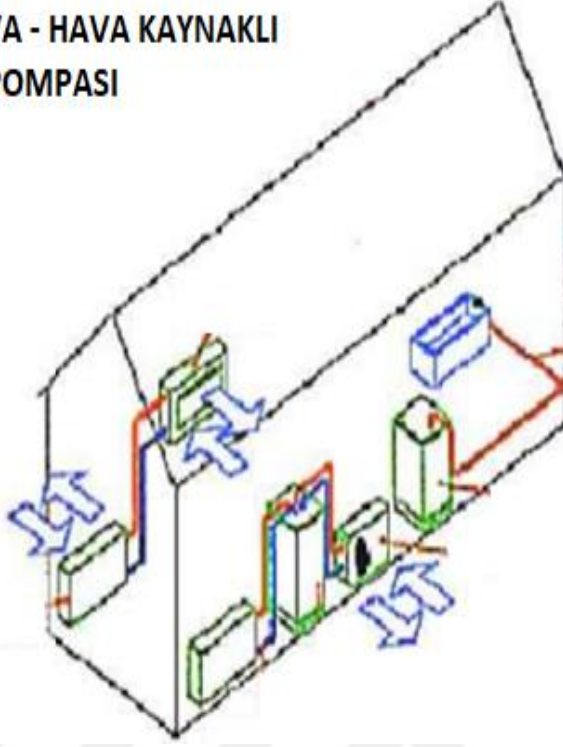
1.1.6 Isı Kaynağı Tipine Göre Isı Pompaları

Isı kaynağına göre ısı pompaları şu şekildedir; hava-su, hava-hava, su-su, su-hava olarak sınıflandırılmaktadır. 1. ekipman buharlaştırıcı, 2. ekipman kondenser kısmına aittir. Bu şekildeki sınıflandırmalara ek ısı pompaları dolaylı veya direkt şekilde olabilmektedirler. Dolaylı sistemlerde ısı sudan emilerek veya dış havadan aracı akışkana transfer edilmekte oradan buharlaştırıcıya gönderilmektedir. Direkt sistemlerde ısı, direkt olarak ısı kaynaklarından soğutucu akışkana aktarılmakta ve soğutucu gazlar da konfor şartlarına getirilecek ortama transfer edilmektedir (Akbıyık, 1999).

1.1.6.1 Hava – hava ısı pompası

Hava - hava tip ısı pompası, ısı kaynağı olarak dış havayı veya egzoz havasını kullanır. Kondenserlerdeki ısı atılabilmesi için dış hava kullanılır. Ünitenin kapalı bir çevrim yapabilmesi sistemin avantajlarından biridir. Kullanılmış suyu atma sorunu, sulu sistemlerde oluşabilecek tortu vb. sorunlar da oluşmamaktadır. Dış hava sıcaklığının, iklimlendirilecek mahal sıcaklığından bir miktar bile değişmesi yine de yüksek bir performans katsayıda çalışmasını mümkün kılmaktadır. Hava içerisinde çalışan ısı değiştiricileri, su içerisinde çalışanlara nazaran, ısı transfer katsayısı düşük olması sebebiyle, daha yüksek olmaktadır. Bu sebeple bu tarz sistemlerde büyük yer kaplamaktadır (Yamankaradeniz, 2011). Şekil 1.13’de hava kaynaklı ısı pompası çalışma sistemi ekipmanları ile beraber görülmektedir.

HAVA - HAVA KAYNAKLI ISI POMPASI



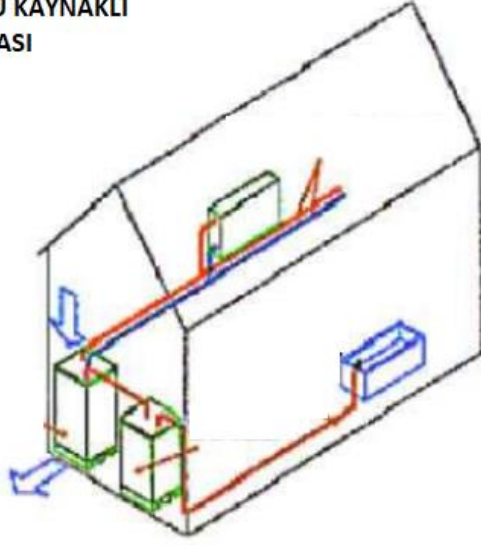
Şekil 1.13 Hava kaynaklı ısı pompası (Şanslı, 2015)

Bu tarz cihazlar ılıman iklimler de çalışmaktadır. Çünkü dış ortam hava sıcaklığının düşük olması performans katsayısını da düşürmektedir. Bu şekilde gerekli zamanda alınabilmesi gereken ısı miktarı azalmaktadır. Hava sıcaklığının 0 °C'nin altına düşmesi durumunda, dış hava serpantininde de buzlanma sorunu karşımıza çıkarmaktadır (Akbiyık, 1999).

1.1.6.2 Su – hava ısı pompası

Su - hava ısı pompaları suyu ısı kaynağı olarak kullanırken havayı ortamın iklimlendirilmesinde ısıyı iletme amaçlı kullanmaktadır. Isı kaynakları suyun kullanılmasında sabit sıcaklığa sahip göl, kuyu, doğa veya diğer kaynaklardan elde edilebilmektedir (Akbiyık, 1999). Şekil 1.14'de hava – su kaynaklı ısı pompası çalışma sistemi ve parçaları gösterilmiştir.

HAVA - SU KAYNAKLI ISI POMPASI



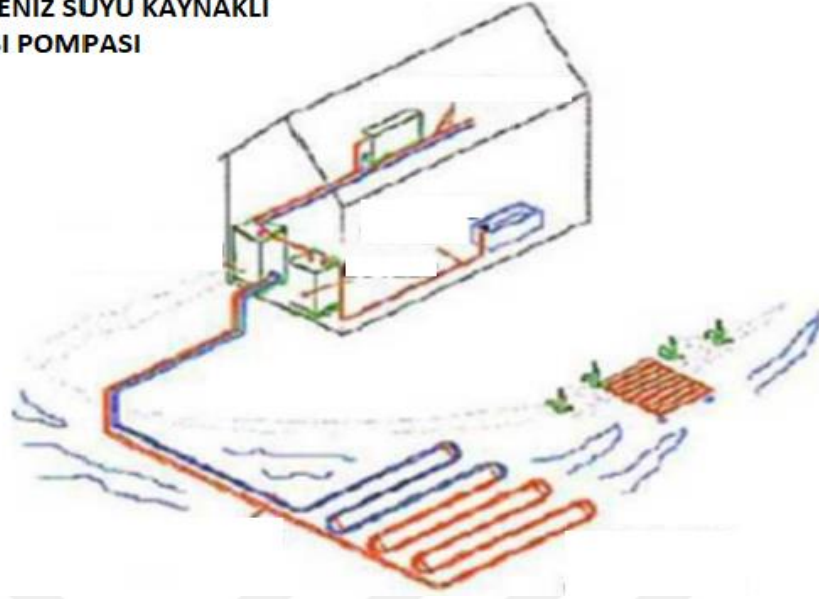
Şekil 1.14 Hava – su kaynaklı ısı pompası (Şanşlı, 2015)

Bu tarzdeki cihazlar dış ortamdaki hava sıcaklığına bağlı kalmadığından dolayı sabit performans katsayısıyla çalışmaktadır. Bu sebepten bu sistemlerin fazla sıcaklık değişiklikleri olabilen iklimlerde kullanılmaları mümkündür. Bu tip cihazlarda dış havayı ısı kaynağı olarak kullanması avantaj sağlamaktadır. Bu tip sistemlerde bir adet hava ısı değiştiricisi kullanıldığından daha küçük boyutlarda olmaktadır. Dezavantajı ise yeterli atık su ve besleme suyu bulunabilmesi problemidir (Bardak, 2011).

1.1.6.3 Su – su ısı pompası

Isı kaynağı olarak su kullanıldığından, su - hava sistemleri de birtakım avantajlara sahip olmaktadır. Su tedariğinin yeterli ve cihaz performansı için uygun olunan yerlerde, soğuk ve sıcak suyun aynı yerde, endüstriyel işlemlerde kullanılması gerektiği durumlarda ayrıca sıcak sulu ısıtmanın arzu edildiği hallerde kullanılmaktadır. Bu tip sistemler radyatörlü ısıtma sistemlerinde de uygulanabilmektedir (Akbıyık, 1999). Şekil 1.15’de su – su kaynaklı ısı pompası çalışma sistemi ve parçaları gösterilmiştir.

DENİZ SUYU KAYNAKLI ISI POMPASI



Şekil 1.15 Su-su kaynaklı ısı pompası

1.2 İklimlendirme Sistemleri

Amaca ve ihtiyaca göre bulunduğu çevreyi konfor şartlarında tutan cihazlara klima adı verilir. Klima sistemleri, herhangi bir ortamda en uygun konfor şartlarını oluşturmak için beş ana görevi yerine getirmektedir.

- I. Isıtma
- II. Havanın dolaşımı
- III. Nem kontrolü
- IV. Soğutma
- V. Filtreleme (havanın temizlenmesi)

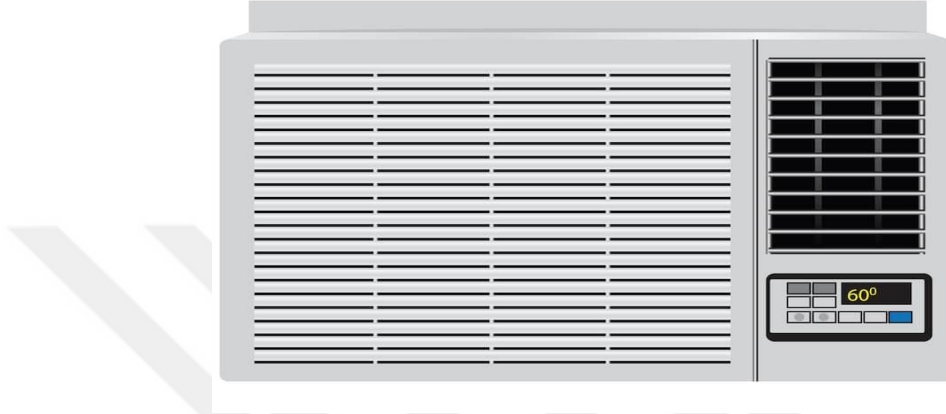
1.2.1 Bireysel İklimlendirme Sistemleri

Büro ve ev gibi ortamların havalarını şartlandırmak için tasarlanmış sistemlere bireysel klimalar denir. Bireysel klimalar aşağıdaki ana parçadan oluşur.

- I. Kompresör
- II. Kondenser (Yoğuşturucu)
- III. Genleşme valfi (Kılcal, termostatik, elektronik)
- IV. Evaporatör (Buharlaştırıcı)

1.2.1.1 Pencere tipi klima

Soğutma sistem parçalarının tek gövde içine yerleştirmesiyle oluşan dış ortamlarla direkt temasları olan pencere veya duvara monte edilen sistemlere, pencere tipi klima denir (Şekil 1.16). Son zamanlarda kullanımları son derece kısıtlıdır.



Şekil 1.16 Pencere tipi klima (URL-5, 2021)

1.2.1.2 Oda tipi paket klima

Ortamin dış duvarına takılan özel bir kasa içine yerleştirilir. Cihazın yarısı oda dışında ve diğer yarısı oda içindedir. Soğutma çevrimleri pencere tipli klimalarda olduğu gibidir. İstedığımız oranda temiz hava alma imkanı vardır. Ortamda pozitif basınç oluşturur ve iç hava kalitesini artırır.

1.2.1.3 Hassas kontrollü klima cihazları

Nem ve sıcaklık oranlarının düşük toleranslar ile sabit tutulması gereken UPS, sistem, telekomünikasyon, arşiv, kalibrasyon odaları gibi yerlerde kontrolü hassas klima cihazları kullanılmaktadır. Kademesiz kapasite kontrolü, nem ve sıcaklık sürekli kontrolü, inverter kompresörlerin devamlı çalışması ile sağlanır.

1.2.1.4 Split klimalar

Soğutma sistemi elemanları iki veya daha fazla gövde elemanı içine yerleştirilmesiyle oluşan cihazlara split tip klima denir. Pencere tipi klimalara

nazaran yüksek enerji verimine sahiptir. Pencere tipli klimalarda olduğu gibi sadece soğutma, ısı pompalı split tiplerde bulunmaktadır. Montaj zamanında montaj yerinin belirleme esnekliği, iç ünitenin sessiz çalışması ve daha küçük olması, split tip klimaların avantajları olarak dikkat çekmektedir. Kaset, duvar, kanallı, salon, split klima tipleri olarak çeşitleri vardır (İsa ve Onat, 2017).

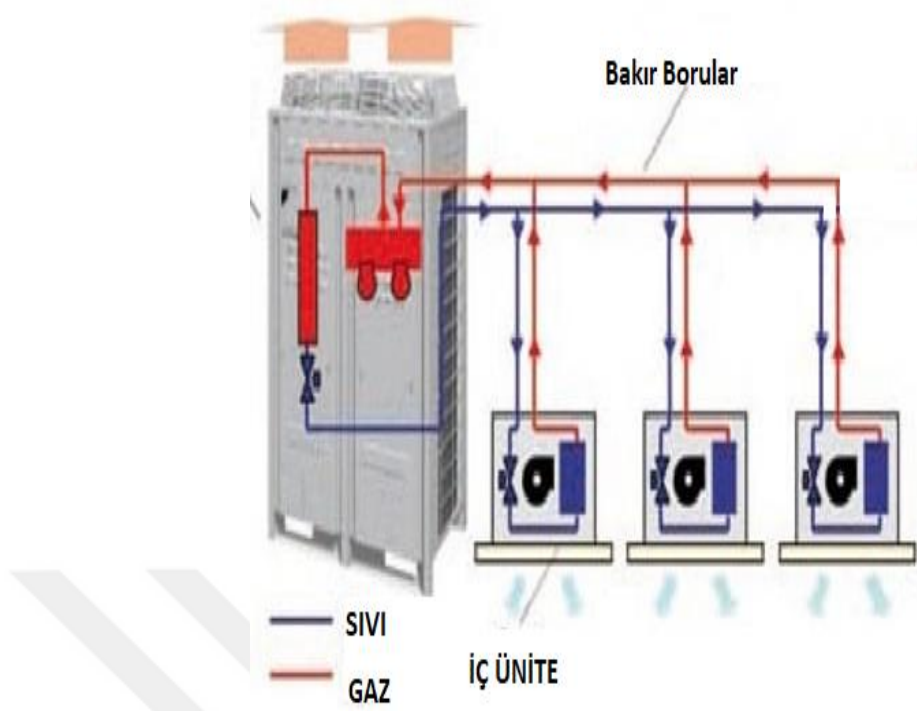
1.2.1.5 Portatif klimalar

Pencere tipli klimalarda görüldüğü gibi, portatif tipli klimaların bazı modelleri soğutma sistemi elemanları tek bir gövde içine yerleştirilmiştir. Genellikle stand, çadır ya da konteynır gibi yerlerde geçici olarak kullanım amaçlı ve küçük mahallerde kullanılabilir. Çok sesli çalışmaktadır.

1.2.1.6 Değişken soğutucu akışkan debili (VRF) sistemler

Debisi değişken çoklu sistemlerde yeni nesil klima sistemleri önemli yer tutmaktadır. Bu tarz sistemler tek bir dış ünite ile tek bir bakır boru hattıyla bağlanabilen ve çok sayıda iç üniteler ile bütün bağımsız mekanlarda, soğutma veya ısıtma, kısmi havalandırma yaparak belirlenen iklim koşullarını sorunsuz karşılayan klima teknolojisidir (İsa ve Onat, 2017).

- I. Hava soğutmalı kondenserli VRF (Şekil 1.17)
- II. Su soğutmalı kondenserli VRF
- III. Isı geri kazanımlı VRF sistemler



Şekil 1.17 Hava soğutmalı kondenserli VRF sistem (URL-6, 2021)

1.2.2 Merkezi İklimlendirme Sistemleri

Tüm soğutma sistemleri, birden fazla proses ve konfor uygulamalarında kullanılmaktadır. Birçok okul, üniversite, hastane, ofis ve otellerde çok zonlu olarak kullanılmıştır. Soğutma hava sistemleri, özellikle kapalı kontrol devreli nemin ve sıcaklığın istendiği elektrik şaft odaları, akü odaları, hastane ameliyat odaları, araştırma ve geliştirme tesislerinde kullanılmaktadır (Ergin, 2000).

1.2.2.1 Avantajları

Merkezi iklimlendirme sistemlerinin avantajları aşağıdaki gibidir (Ergin, 2000).

- Soğutma cihazlarının ana bir merkezde toplanarak bakımları ve işletmeleri kolay bir şekilde sağlanır. Bu sayede binadaki meskun yerlere kimseleri rahatsız etmeden, giriş-çıkış yapmadan iş yürütülmektedir.
- Tüm elektrikli cihazlar ve kablolama, filtre, tüm borular, titreşim ve gürültü ekipman ve kontrollerinin soğutulacak mekanlardan uzak olması bakım kolaylığının yanında sistem elemanlarının ayak altından uzaklaştırılmasından dolayı hasar görmeleri önlenir.

- Dış ortam sıcaklığı, soğutulacak ortam sıcaklığından düşük olduğunda, soğutucu cihazları devreden çıkartılması ile dış hava ile direk olarak soğutma sağlanmış olunur. Bu sayede enerji tasarrufu yapılmış olur.
- Her türlü çalışma durumlarında nem kontrolü sağlanır ve zonlama yapılır.
- Isı geri kazanım cihazlarının kullanılmasına imkan sağlanır.
- Büyük miktarda dış hava gerektiren projelerde, dış hava teminini rahatlıkla sağlar.
- Kapalı sistemlerde, yüksek hava değişim miktarı için kaliteli bir kontrol sistemi kullanarak nemlendirme sistemi uygulanabilir.

1.2.2.2 Dezavantajları

Merkezi iklimlendirme sistemi dezavantajları aşağıdaki gibidir (Ergin, 2000).

- Hava dağıtım kanalları için düşey shaft düzenlemesinde kat planlarının geniş olması ihtiyacı vardır.
- Kanalların geçmesinde serbest hacim olmalıdır. Bu da bina yüksekliklerini artırmaktadır.
- Geniş sistemlerde soğutma hava dengesini kurabilmek çok zordur.
- Çevresel zonlardaki ısıtma sistemleri hava ile yapılması durumunda, sulu sistemlere göre daha geç ortamı şartlandırır.

1.3 Soğutucu Akışkanlar

Soğutma ihtiyacı ilk olarak yiyeceklerin soğutma probleminden dolayı ortaya çıkmıştır. Absorbsiyonlu soğutmanın öğrenilmesiyle, sıvı haldeki amanyok akışkan gaz haline geçerken ortamdaki havanın soğuduğu gözlemlenmiştir. Yiyecek soğutmasındaki gelişimden sonra yapılan çalışmalarla beraber iklimlendirme sektöründe de gelişmeler yaşanmaya başlamıştır (History, 2019).

Soğutma sistemlerinde, ısının bir ortamdan diğer bir ortama taşınmasında ara madde olarak soğutucu akışkan kullanılır. Genellikle bu akışkanlar, yoğunlaşma ve buharlaşma faz değişimleri yardımıyla, ortamdan aldıkları ısıyı başka bir ortama taşırlar. Bu tür faz değişimleri absorbsiyonlu ve mekanik buhar sıkıştırmalı sistemlerde oluşurken,

hava kullanılan soğutma sistemlerinde faz değişimleri oluşmamaktadır. Soğutma cihazları seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlı olarak tasarlanır (Yamankardeniz vd. 2002).

1.3.1 Soğutucu Akışkanlarla İlgili Kavramlar

Soğutucu akışkanları sınıflandırılmasında ve tanımlanmasında bir çok kavram yararlı olmuştur. Bazıları da aşağıda açıklanmıştır.

1.3.1.1 Zehirlilik sınır değeri (TLV)

Zehirlilik sınır değeri (TLV), havadaki gazın hacimsel konsantrasyonunun ppm olarak ifade edilmesidir (Alpsoy,2009).

1.3.1.2 Küresel ısıtma etkisi (GWE)

Farklı tiplerdeki gazların küresel ısınmaya olan etkilerini karşılaştırabilmek için geliştirilmiştir. GWP değeri, 1 ton farklı gazların belirli bir süre zarfında yapacağı emisyonun, 1 ton karbondioksitin belirli bir süre zarfında yapacağı emisyonu ölçüsüdür. GWP değeri karbondioksitten fazla çıkması, o gazın Dünya'ya vereceği ısı daha fazla olacağı anlamına gelmektedir (Understanding, 2019).

1.3.1.3 Ozonu tahrip etme potansiyeli (ODP)

ODP değeri, soğutucu akışkanın kütlesinden dolayı tüm ömrü boyunca gerçekleştireceği emisyon ile yok edilen ozon miktarıdır. Kloroflorokarbonun (CFC-11) ozona verdiği zarar 1 olarak referans kabul alınır ve akışkanlar bu referansa göre değerlendirilir (Estanislao, 2019).

1.3.1.4 Küresel ısıtma potansiyeli (GWP)

Atmosferdeki gazların yerkabuğundan yansıyan uzun dalga boylarındaki ışınları soğurarak yerkabuğu seviyelerine yakın bölgelerdeki hava sıcaklığının artırılma etkisidir. Bu etki sera etkisi olarak tanımlanır (Alpsoy,2009).

1.3.2 Soğutucu Akışkanların Çeşitleri

Günümüzde bir çok soğutma uygulamasında farklı soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Kullanılacak sistemin kapasitesi ve ihtiyaca göre seçilirler. Aşağıda geçmişten günümüze kadar kullanılan veya geçmişte kullanılmış genel soğutucu akışkanların kısa özetleri verilmiştir (Ashrae, 2005).

Amonyak (R717), amonyak (NH₃) doğal bir soğutucudur ve verimli akışkanlardan biridir. Günümüzde halen kullanımı devam eden en eski soğutucu akışkanlardandır. Amonyak çoğunlukla endüstriyel tarzı uygulamalarda kullanılmaktadır (Ashrae, 2005).

Karbon dioksit (R744) doğal soğutucu akışkandır. Kullanımının durmasına rağmen yeni yapılan araştırmalar tekrar kullanılmasına eğilimler göstermektedir (Ashrae, 2005).

Su (R718), soğutma sistemi uygulamalarında absorpsiyonlu çevrim ya da buhar sıkıştırmalı çevrimlerden oluşmaktadır. Su zehirsiz, yanıcı değil ve doğada çok miktarda bulunan doğal soğutucu akışkanlardandır (Ashrae, 2005).

1.3.2.1 Hidrokarbonlar

R600a ve R290, diğer hidrokarbonlar arasında soğutucu akışkan olarak buhar sıkıştırmalı sistemlerde kullanılır. Kuzey Avrupa ülkelerinde buzdolaplarının yaklaşık olarak %35'inde hidrokarbon kullanılmaktadır. Yüksek verim ve düşük zehirliliğe sahip olmasına rağmen yüksek oranda yanıcıdır (Alpsoy,2009).

1.3.2.2 Kloroflorokarbonlar (CFC)

CFC'ler ozon tabakası üzerine en çok tahribat yaratan soğutucu akışkanlardır. Küresel ısınma potansiyelleri CFC'lerde oldukça fazladır. Kimyasal kararlılıkları çok iyi olduğundan uzun süre bozulmadan atmosferde durabilirler. CFC'ler stratosfere ulaşarak ozon tabakasının delinmesine sebep olurlar. Uygulamalarda en çok kullanılanlar R11, R13, R12, R115, R114'tir (Alpsoy, 2009).

1.3.2.3 Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC)

HCFC'lerin yapısında hidrojen atomu bulunduğundan kimyasal kararlılıkları zayıftır. HCFC 'ler atmosferde uzun süre yapılarını bozmadan kalamazlar. Atmosfere yükselirken yapılarındaki hidrojen havada bulunan su molekülleriyle reaksiyona girerek yapılarında bozulmalar olur. Bundan dolayı HCFC'lerin birçoğu atmosferin stratosfer kısmına ulaşmaz ve atmosferin alt katmanlarında çözünür. HCFC'lerin ozona hasar verme potansiyelleri azdır. Uygulamalarda en çok kullanılan HCFC'ler R124, R22, R123' tür. (Alpsoy, 2009).

1.3.2.4 Hidrokloroflorokarbonlar (HFC)

HFC'lerin yapılarında hidrojen, karbon ve flor atomları bulunmaktadır. Yapısında klor atomu bulunmadığından HFC'lerin ozonu delme potansiyeli yoktur (Alpsoy, 2009). HFC soğutucu akışkanların 1970 yıllarında sahip olduğu yüksek ODP değerlerinden dolayı zamanla daha düşük ODP değerlerine sahip olan HCFC soğutucu akışkanların kullanılmasına geçilmiştir (History, 2019).

1.3.2.5 Karışım ve inorganik soğutucu akışkanlar

Karışım ve inorganik soğutucu akışkanlar iki veya daha çok akışkanın belirli oranlarla karıştırılması ile elde edilen yeni soğutucu akışkanlardır. En çok kullanılanlar R404a, R502, R407a ve R500' dir. Yapılan çalışmalar sonucunda günümüzde ozonu çok az ya da hiç tahrip etmeyen karışımlar geliştirilmeye devam etmektedir (Alpsoy, 2009).

1.3.3 Soğutucu Akışkanlar ve Özellikleri

Günümüzde kullanılan soğutucu akışkanların numaraları, normal kaynama noktaları, kimyasal isimleri, molekül ağırlığı, güvenlik sınıfları ve karışımlara ait özellikler Tablo 1.2' de verilmiştir. Tablo 1.3'de ise karışımlardan oluşan soğutucu akışkanların molekül ağırlıkları, kritik sıcaklıkları ve güvenlik sınıfları verilmiştir.

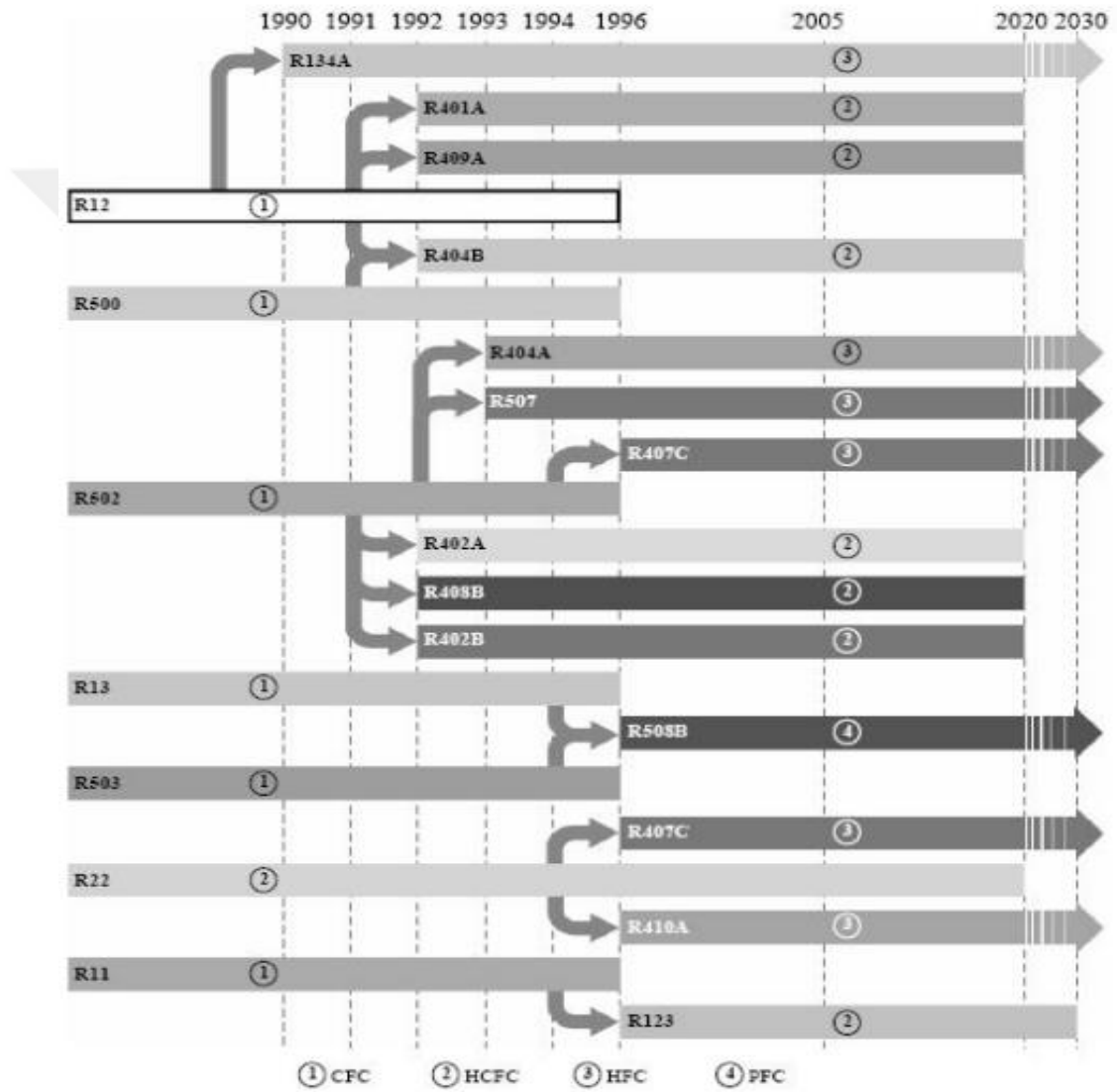
Tablo 1.2 Mevcut soğutucu akışkanlar ve özellikleri (Hilton, 1996)

Soğutucu Akışkan Numarası	Kimyasal Adı	Moleküler Ağırlığı (kg/kmol)	Normal Kaynama Noktası °C	Güvenlik Sınıfı
11	Trichlorofluoromethane	137,4	24	A1
12	Dichlorodifluormethane	120,9	-30	A1
12B1	Bromochlordifluoromethane	165,4	-4	
13	Chlorotrifluoromethane	104,5	-81	A1
14	Tetrafluoromethane	88	-128	A1
21	Dichlorofluoromethane	102,9	9	B1
22	Chlorodifluoromethane	86,5	-41	A1
23	Trifluoromethane	70	-82	A1
30	Dichloromethane	84,9	40	B2
31	Chlorofuoromethane	68,5	-9	
32	Difluoromethane	52	-52	A2
40	Chloromethane	50,4	-24	B2
41	Fluoromethane	34		
50	Methane	16	-161	A3
113	Trichloro-trifluoromethane	187,4	48	A1
114	Dichlorotetrafluoromethane	17	4	A1
115	Chloropentafluoromethane	154,5	-39	A1
116	H exafluoromethane	138	-78	A1
123	Dichlorotrifluoromethane	153	27	B1
124	Chlorotetrafluoromethane	136,5	-12	A1
125	Pentafluoromethane	120	-49	A1
134a	Tetrafluoromethane	102	-26	A1
141b	Dichlorofluoromethane	117	32	
142b	Chlorodifluoromethane	100,5	-10	A2
143a	Trifluoromethane	84	-47	A2
152a	Di fluoromethane	66	-25	A2
170	Ethane	30	-89	A3
E170	Dimethyi ether	46	-25	A3
218	Octafluoropropane	188	-37	A1
236fa	Hexafluoropropane	152	-1	A1
245a	Pentafluoropropane	134	15	B1
290	Propane	44	-42	A3
600	Butane	58,1	0	A3
600a	Isobutane	58,1	74,1	A3

Tablo 1.3 Karışımlardan oluşan soğutucu akışkanlar ve özellikleri (Hilton, 1996)

Soğutucu Akışkan Numarası	Karışım Oranı (Kütle %)	Moleküler Ağırlığı (kg/kmol)	Kritik Sıcaklığı °C	Güvenlik Sınıfı
400	R-12/114	141,6	129	A1
401A	R-22/152a/124 (53/13/34)	94,4	107	A1
401B	R-22/152a/124 (61/11/28)	92,8	105	A1
401C	R-22/152a/124 (33/15/52)	101	111	A1
402A	R-125/290/22 (60/2/38)	101,5	75	A1
402B	R-125/290/22 (38/2/60)	94,7	82	A1
403A	R-290/22/218 (5/75/20)	91,9	87	A1
403B	R290/22/218(5/56/39)	103,2	79	A1
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	97,6	72	A1
405A	R-22/152a/142b/C318 (45/7/5,5/42,5)	111,5	106	
406A	R-22/600a/142b (55/4/41)	89,9	116	A2
407A	R-32/125-134a (20/40/40)	90,1	82	A1
407B	R-32/125/134a (10/70/20)	102,9	74	A1
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	86,2	86	A1
407D	R-32/125/134a (15/15/60)	90,9	91	A1
407E	R-32/125/134a (25/15/60)	83,7	88	A1
408A	R-125/143a(22 (7/46/47)	87,6	83	A1
409A	R-22/124/142b (60/25/15)	97,4	109	A1
409B	R-22/124/142b (60/25/10)	96,6	106	A1
410A	R-32/125 (50/50)	72,5	71	A1
410B	R-32/125 (45/55)	75,5	70	A1
411A	R-1270/22/152a (1,5/87,5/11	82,3	99	A2
411B	R-1270/22/152a (3/97/3)	83	95	A2
412A	R-22/218/142b (70/5/25)	92,1	107	A2
413A	R-218/134a/600a (9/88/3)	103,9	98	A2
414A	R-22/124/600a/142b (51/28,5/4/16,5)	101,5	110	A1
414B	R-22/124/600a/142b (50/39/1,5/9,5)	96,9	112	A1
415A	R-22/152a (82/18)	81,9	101	A2
415B	R-22/152a (25/75)	70,1	111	A2
416A	R-134a/124/600 (59/39,5/1,5)	111,3	107	A1
417A	R-125/134a-600 (46,6/50/3,4)	106,7	87	A1
418A	R-290/22/152a (1,5/96/2,5)	84,5	96	A2
419A	R-125/134a/E170 (77-19-40	108,8	69	A2
420A	R-134a/142b (88/12)	101,8	104	A1
500	R-12/152a (73,8/26,2)	99,3	102	A1
501	R22/12 (75/25)	93,1	95	A1
502	R-22/115 (48,8/51,2)	112	80	A1
503	R-23/13 (40,1/59,9)	87,5	18	

Kullanımı ve üretimi durdurulacak olan HCFC ve CFC türü soğutucu akışkanların yerlerine alternatif olarak bulunması ve yaygınlaştırılması gereksinimleri artmıştır. Bu konuyla ilgili olarak 10 yıla yakın süredir yapılan araştırmalarda önemli ölçüde gelişmeler elde edilmiştir. Bu araştırmalar neticesinde birçok yeni soğutucu akışkanlar keşfedilmiş ve kullanılmaya başlanmıştır (Alpsoy, 2009). Şekil 1.18’ de soğutucu akışkanların yıllara göre kullanımları verilmiştir.



Şekil 1.18 Soğutucu akışkanların yıllara göre değişimleri (Dingeç,1996).

Ozon tabakasını etkileyen HCFC ve CFC türü soğutucu akışkanların yerlerine kullanılması yeni soğutucu akışkanlar için araştırmalar devam etmektedir (Özkoç, 2007).

2. LİTERATÜR TARAMASI

Devotta vd. yapmış oldukları çalışmada klimalar için R22 akışkan soğutucuya alternatif olarak R410A, R134a, R407C, R290 soğutucu akışkanları ve R32, R135 ve 134a soğutucu akışkanlarının bir karışımını araştırmışlardır. Araştırma sonucunda COP değerinin R134a soğutucu akışkanıyla sağlanmasına karşın kapasitesinin düşüklüğünden ötürü daha büyük kompresör gerekliliğine ulaşılmıştır. R290 karakteristiklerinin R22'ye çok benzer olduğu ve kullanılabilecek kompresörlerde modifikasyonu çok azalttığı belirtilmiştir. R290'nı, soğutucularda oluşabilecek riskleri düşüren bir akışkan olarak tarif etmişlerdir. R407C soğutucu akışkanın ise en kullanışlı olduğunu belirlemişlerdir (Devotta vd. 2001).

R22 ile R417A gazlarının verimliliklerini kıyaslamak üzere bir inceleme yapılmıştır. Su soğutma sistemi ve ısı pompası kullanılacak deney düzenekleri hazırlanmıştır. Değişik operasyon sıcaklıkları için su tarafındaki küresel debiyi 3 değişik değerde sabitleyerek veriler toplanmıştır. Sonuçta R417A soğutucu akışkanla yapılan deneye göre COP etkinliği ve ekserjinin, R22 soğutucu akışkanla yapılan deneye göre daha düşük olduğu görülmüştür. Mineral yapıda bulunan kompresör yağının yenilenmesine ihtiyaç olmadığını ve sistemin işlemesinde bir rahatlık olduğunu ifade etmişlerdir (Aprea vd. 2004).

Motta ve Spartz (2004) , R4290, R404A ve R410A'nın verimliliklerini yaptıkları deneylerde R22'ye muadil olarak incelemişlerdir. HFC410A'nın çevresel etkenleri en iyi hale getirildiğinde, R290, R22'ye kıyasla %5'e yakın daha iyi performans göstermesine karşın muadil olarak sunulmuştur (Motta ve Spatz , 2004).

Kaya (2009), ozon tabakası dostu R404A'yı R22 yerine kullanarak, yaptığı çalışmada, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinin orta sıcaklık uygulamalarının sistem verimliliğine etkisini incelemiştir. R404A'yı, R22 ile çalışan soğutma sisteme yerleştirdikten sonra; ODP, maliyet analizi, GWP ve sistem performansına dört açıdan bakılmıştır. Orta sıcaklıklarda, R22 yerine kullanılabilecek bir muadil olan R404A'nın, R22'ye göre çeşitli avantaj ve dezavantajlarının olduğu sonucu çıkarılmıştır. R404A'nın avantajları ısı iletim kabiliyetinin iyi olması, yüksek

soğutma kapasitesi, ozon delme potansiyelinin sıfır olması şeklinde tespit edilmiştir. R404A'nın dezavantajları ise performans katsayısının düşük olması, güç tüketiminin, maliyetinin ve küresel ısınma etkisinin yüksekliği şeklinde tespit edilmiştir. R22 yerine alternatif R404A kullanılması toplam soğutma kapasitesini %2,32 oranında artırmaktadır. R22'nin COP değeri 2,12 iken R404A'nın COP değeri 1,91 olarak bulunmuştur ve kütleli debi de %42,2 oranında artış göstermiştir. Aynı zamanda düşük yoğunlaşma ya da çevre sıcaklığı için R22'nin, düşük buharlaşma sıcaklıkları içinse R404A'nın daha uygun olduğu sonucuna varılmıştır (Kaya, 2009).

R404A soğutucu akışkanının yaklaşık %100, %75, %50, %25 ve %0 kütle oranı ile R22 soğutucu akışkanından oluşan ikili karışımlar kullanılarak deneysel bir çalışma yapılmıştır. Farklı gaz karışım oranlarının, buharlaştırıcı hava giriş sıcaklığının 24°C'den 32°C'ye, buharlaştırıcı hava kütle akış oranının 0,58'den 0,74 kg/s'ye, yoğunlaştırıcı hava giriş sıcaklığının 22°C'den 34°C'ye kadar, kondenser hava kütle akış hızının 0,57'den 0,73 kg/s'ye, buhar sıkıştırıcı ısı pompası sisteminde COP ve ekserjetik verimi değerlerinin değişimleri incelenmiştir. Genichi Taguchi'nin önerdiği deneysel tasarım yöntemi kullanılarak seçilen parametrelerin sistemdeki etkileri ve en uygun çalışma şartları belirlenmiştir. Bu çalışmada, ekserjetik verim ve COP değeri için en etkili parametrelerin yoğunlaştırıcı hava giriş sıcaklığı olduğu tespit edilmiştir (Çomaklı vd. 2009).

Apra ve Maiorino (2011) yapmış oldukları çalışmalarında, R422D soğutucu gazının çevresel etkilerini araştırmışlardır. Yaptıkları çalışmada, soğuk hava depo muhafaza sıcaklıklarını 10 °C, 5°C, 0 °C ve -5 °C değerlerinde tutmuşlar ve dış ortam sıcaklığı deneyin yapılmış olduğu şehrin sıcaklık değerlerini almışlardır. Bu durumda yılın 12 ayı için her saatte dış ortam sıcaklığının simülasyonunu elde etmişlerdir. Toplam eşdeğer ısınma etkisini hesaplamışlar ve iki soğutucu akışkan için farkı mukayese etmişlerdir (Apra ve Maiorino, 2011).

Shen ve Bansal (2014) yaptıkları çalışmada çevre dostu olan R410A'ya alternatif soğutucu akışkanların teknik olarak değerlendirmesini yapmışlardır. R410A'ya alternatif olarak R600a, R32, R1234yf, R1234ze, R290, ile % 90 R32 ve %10 R125 molar konsantrasyonlu soğutucu akışkanları ile ilgili inceleme yapılmıştır. R410A ile

doldurulan sistemde temel deneyler gerçekleştirilmiştir. Isı pompası dizayn modelleri temel verilerle kalibre edilmiştir. İklimlendirme sistemleri alternatif soğutucu gazlarla karşılaştırmalı performansını değerlendirebilmek için kullanılmıştır. Soğutucu akışkan maddenin çalışmada avantaj ve dezavantajları, bunların klimalar için kullanışlılığı incelenmiştir. Soğutma sisteminde R410A soğutucu gazı en iyi potansiyeli bulmak için, 35°C kuru termometre sıcaklığı dış ortam ve 19,4 / 26,7 °C kuru ve yaş termometre kapalı ortam sıcaklığında standart koşullarda simülasyonlar gerçekleştirilmiş. 10.000 Btu/h soğutma gücü, %86 hacimsel verim ve %66 izentropik verim değerlerine göre yapılan çalışmada soğutucu gazlar için hesaplamalar yapılmıştır. Evaporatör aşırı ısıtma ve kondenser aşırı soğutma dereceleri 12,5 °C'de tutulmuştur. Çalışmada R32, R410a ve R32-%90/R125-%10 karışımının aynı sıkıştırma hacimleri gösterdiği görülmüştür. R410A soğutucu akışkanı kullanılan sistemlerde kompresörde bir değişiklik yapılmadan diğer akışkanların da kullanılabileceği belirtilmiştir. Eşanjör sistemleri karşılaştırıldığında R600a, R134a, R1234ze ve R1234yf'ler doyumluk sıcaklık düşmelerinin belirgin olduğu görüldüğü ve soğutucu gazların kullanıldığı soğutma sistemleri için farklı ısı değiştirici konfigürasyonlarının gerektiği görülmüştür. Farklı soğutucu gazların kompresör çıkış sıcaklıklarının değişimleri incelenmiş ve R32'nin en yüksek kompresör çıkış sıcaklığının R410A'dan yaklaşık olarak 37,5 °C yüksek olduğu görülmüştür (Shen ve Bansal, 2014).

Fannou vd. (2015)'nin yapmış oldukları çalışmada, R407C, R22 ve R410A'yı soğutucu gaz olarak kullanan evaporatörün karşılaştırmalı olarak performans analizi gösterilmiştir. Asıl hedef, R22'nin yerini en iyi soğutucu gaz öngörmektir. Yapılan çalışmada jeotermal evaporatör kullanılmıştır. Doğrudan genleşmeli bir jeotermal ısı pompası sisteminde simülasyon sonuçlarının, düşük soğutucu gaz akış hızı için R410A soğutucu gazının doğrudan genleşmeli evaporatörün, R22 soğutucu gazından daha iyi bir performans sergilediği gözlenirken basınç düşüşleri ve aşırı ısınma değerlerine bakıldığında R22'ye R407C'nin alternatif iyi soğutucu gaz olduğu görülmüştür. Özellikle yüksek soğutucu gaz akış hızlarında basınç düşüşlerini en aza indirmek için R410A soğutucu gazı, doğrudan genleşmeli sistemlerin tasarımında daha iyi bir seçim olacağı söylenmiştir (Fannou vd. 2015).

Bortolini vd. (2015) tarafından yapılan deneysel çalışmada, R404A soğutucu akışkanın GWP'si 3943 kullanıldığı orta sıcaklık (10 °C, -5 °C) ve düşük sıcaklık (-15 °C, -25 °C) aralığındaki endüstriyel sistemlerde bu akışkanın yerine R410A soğutucu gazının GWP'si 2088 olan ve R407F soğutucu gazının GWP'si 1825 olan akışkanların kullanılması ile performanslarının incelemeleri yapılmıştır. Orta sıcaklık aralıklarında soğutma sisteminde R410A ve R407A soğutucu akışkanlarının soğutma kapasitelerinin ve COP'larının daha yüksek olduğu, ikisinin arasından da R407F soğutucu gazının yüksek soğutma kapasitesine sahip olduğunu ancak R410A soğutucu gazının COP değerlerinin biraz daha yüksek olduğu hesaplanmıştır. Çalışmalarda ortalama soğutma kapasite ve COP değerleri, R404A için sırasıyla 1297 W ve 1,47; R407F için 1417 W ve 1,51; R410A için 1324W ve 1,75 olarak görülmüştür. Orta sıcaklık değerlerinde R410A soğutucu gazı potansiyel alternatif olarak önde gözüksede düşük sıcaklık aralıklarında yüksek kompresör sıcaklıklarının meydana gelmesi nedeniyle R407F soğutucu gaza alternatif olacağı belirtilmiştir (Bortolini vd. 2015).

Devecioğlu vd. (2016)'nin yapmış oldukları çalışmada iklimlendirme sisteminde R442A soğutucu akışkanının R22'ye alternatif olarak kullanılması durumunda enerji parametrelerindeki değişimin incelenmesi amacıyla buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde deneysel bir araştırma yapılmıştır. R442A'lı sistemde sentetik polyol ester yağ, R22'li sistemde ise mineral yağ kullanılmış ve bunun haricinde sistemde başka bir değişiklik yapılmamıştır. Deneysel çalışmalar aynı şartlar altında (35, 30 ve 25°C) çevre sıcaklıkları için tekrar edilmiştir. Araştırma sonucunda soğutucu akışkanlara ait soğutma kapasitesi, kütleli debi, COP ve sıkıştırma oranı tespit edilmiştir. Araştırma yapılan üç farklı çevre sıcaklığında R442A'nın R22 akışkanına göre %13-18 arasında daha düşük COP değerine, %8-13 arasında daha düşük soğutma kapasitesine sahip olduğu tespit edilmiştir. Kompresörde harcanan enerjinin ise %5 oranında daha yüksek çıktığı görülmüştür. Ayrıca R442A soğutucu akışkanın sıkıştırma oranının daha yüksek olduğu; kütle debisinin daha düşük olduğu ancak 35°C sıcaklıkta aynı değerlere sahip olduğu görülmüştür. R22 soğutucu akışkanının kullanıldığı iklimlendirme sistemlerinde yalnız kompresörde kullanılan yağın değişimi ile R442A'nın kullanılabileceği ve R22'nin enerji parametreleri ile yakın

değerlere sahip olması sebebiyle R22'nin alternatif olarak kullanılabileceği sonucuna varılmıştır (Devecioğlu vd. 2016).

Oruç ve Devecioğlu (2017), R453A soğutucu akışkanının R22 yerine kullanan iklimlendirme sistemindeki plaka tipi değiştiricinin çevresel etkenler ve enerji verimliliğine etkisini araştırmışlardır. Her iki gazın çalıştırıldığı ve plaka tipi ısı değiştiricinin kullanıldığı, 35 °C dış ortam sıcaklığında soğutma kapasitesini %20 oranında yükselttiği ve yükseltme oranının dış ortam sıcaklığından etkilendiği görülmüştür. Isı değiştirici kullanıldığında ya da kullanılmadığında bütün dış ortam sıcaklıklarında R22'nin soğutma kapasitesinin %7-15 arasında daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Isı değiştirici kullanıldığında ya da kullanılmadığında kompresörde harcanan güç karşılaştırılmıştır. Isı değiştiricili sistemde kompresörde harcanan güç (Wel) her iki akışkan için de aynı olurken, ısı değiştirici kullanılmadan 30 °C çevre sıcaklığında yaklaşık %7,3; 35 ve 40 °C çevre sıcaklıklarında %2,7 oranında R22 gazlı sistemde çevre sıcaklığı arttıkça kompresörde harcanan enerjinin arttığı ve daha fazla enerji harcandığı sonucu çıkarılmıştır. 35 °C çevre sıcaklığında ısı değiştirici kullanılması halinde kompresörde harcanan güç R22 için %14,3 ve R453A için %12 oranında düşüş yaşandığı tespit edilmiştir (Oruç ve Devecioğlu (2017)).

Ünal (2018) yapmış olduğu çalışmada, ısı pompasının üretici firma kataloglarına göre sıcaklığı -7 °C ye kadar çalışabileceği kabul edilmiştir. Tasarlanan sisteme göre, dış hava sıcaklığı ve evaporatör sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı, uygun boyuttaki eşanjör kullanıldığı varsayılarak, 10 °C olacak şekilde belirlenmiştir. Sıcaklık farkını sabit tutacak senkronize çalışan bir elektronik genleşme valfi ve invertörlü bir kompresör kullanıldığı varsayılmıştır. Hesaplamalarda çalışma akışkanı olarak R410A için EES programından faydalanılmıştır. Dış hava sıcaklıklarına bağlı olarak tasarlanan sistemin saatlik COP değerleri, ısı kaybı ve bu kaybın ısı pompası ile karşılaştırılması için harcadığı enerji miktarı hesaplamıştır. Hesaplar sonucu COP değerinin 2,5 ile 3,8 arasında değiştiğini görmüştür. İkinci olarak, R410A yerine son yıllarda kullanımı artan R32 soğutucu akışkanını seçmiş ve bir yıllık kış sezonuna göre elde edilen sonuçlar, karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. R32 soğutucu akışkanı kullanıldığında sistemin COP değeri 2,7 ile 4,2 arasında değiştiği hesaplanmıştır.

Enerji tüketimleri dikkate alındığında, R32 kullanımının R410A kullanımına göre %9 oranında daha verimli olduğu tespit edilmiştir (Ünal, 2018).

Okudan (2020) tez çalışmasında çatı tipi klimalarda R32, R454B, R452B ve R410A soğutucu gazların kullanımının teorik olarak performans analizlerini karşılaştırmıştır. R410A soğutucu gazı çatı tipi klimalarda yaygın olarak kullanılan soğutucu gazlardandır. Yüksek GWP değerlerinden dolayı yakın zamanda 517/2014 numaralı EU regülasyonuna göre kullanımları sınırlandırılacaktır. R410A soğutucu gazının yerini alma ihtimali en fazla olan düşük GWP değerine sahip alternatif soğutucu gazlar R454B, R452B ve R32'dir. Soğutucu akışkanların sezonsal verimlilikleri Commission Regulation (EU) 2016/2281 de dikkate alınarak, EN 14825'e göre hesaplanmıştır. Elde edilen verilere göre, R32 soğutucu gazının çatı tipi klimaların diğer soğutucu gazlı çatı tipi klimalar ile karşılaştırıldığında, en yüksek SCOP ve SEER değerlerine sahip olduğu belirtilmiştir. SCOP ve SEER değerleri R410A soğutucu gazlı sistem ile karşılaştırıldığında %3,37 ve %4,08 büyük olduğunu hesaplamıştır. Buna duruma ek olarak ısıtma ve soğutma kapasiteleri sırası ile %4,96 ve %6,67 hesaplanmıştır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Çalışma MDF fabrikasında kullanılan elektrikli forkliftlerin akü şarj istasyonu soğutma sisteminde yapılmıştır. Çalışmanın yapılmasının amacı alternatif gazlar kullanılarak sistemin COP, enerji ve ekerjilerinin karşılaştırılması ve en verimli olanın kullanılmasıdır. Deney düzeneğinde çeşitli ekipmanlar kullanılmıştır. Tezde asıl hedef cihazın daha verimli bir şekilde çalıştırılması ve başarılı bir deney ortamı elde etmek için çabalanmıştır.

3.1 Çalışma Düzeneğinde Kullanılan Ekipmanlar

Yapılan çalışmada kullanılan ekipmanlar aşağıdaki gibidir;

- R22, R32, R410A soğutucu akışkan
- Raytec
- Basınç manometresi
- Gaz dolum saati
- İzalasyon malzemesi
- İç ünite
- Dış ünite

3.1.1 R22, R32, R410A Soğutucu Akışkan

Çalışma düzeneğinde aynı ortam koşullarında R22, R32, R410A gazları kullanılarak çalışmalar yapılmıştır (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 Sistemde kullanılan gazlar

3.1.2 Lazer Termometre Ölçüm Cihazı

Çalışmalarda soğutucu akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmede kullanılmıştır (Şekil 3.2). Hesaplamalarda alınan sıcaklık değerlerini bu cihazla alınmıştır.



Şekil 3.2 Lazer termometre cihazı

3.1.3 Gaz Dolum Saati ve Basınç Manometresi

Çalışmada kullanılan soğutucu akışkanların her bir noktası için alınan basınç değerlerinin ölçümünde kullanılmıştır ve çalışmada kullanılacak olan soğutucu akışkanların soğutma sistemine şarjında kullanılmıştır (Şekil 3.3).



Şekil 3.3 Basınç manometresi, gaz dolum saati ve aparatları

3.1.4 İzalasyon Malzemesi

Sistemde kullanılan bakır borulardaki ısı kayıplarını önlemek için elastomerik kauçuk köpüğü kullanılmıştır (Şekil 3.4).



Şekil 3.4 Soğutma sisteminde kullanılan elastomerik kauçuk

3.1.5 İç Ünite

Split tip klimalarda soğutma ısıtma işlevini mekan içerisine aktarılması amacıyla kullanılmaktadır (Şekil 3.5).



Şekil 3.5 İç ünite

3.1.6 Dış Ünite

Akışkanların genleşme farkından yararlanılarak ısıtma soğutma işlevini ortaya çıkartır (Şekil 3.6).



Şekil 3.6 Dış ünite

3.2 Sistem Verilerinin Toplanması

Cihazda çalışmalara başlamadan önce gerekli iş sağlığı ve güvenliği önlemleri alınmıştır. Cihazda R22, R32, R410A gazları sırası ile şarj edilerek gerekli ölçümler alınmıştır. Soğutma sistemine sırayla şarj edilen gazlar, kompresörde soğutucu

akışkanı sıkıştırarak genleşme valfi aracılığıyla kondenser üzerinden akışkanın ısısı kondenser üzerinde bulunan fan yardımıyla ısı transfer edilmeye çalışılır. Kondenserde soğuyan soğutucu akışkan genleşme valfinden likit olarak çıkan soğutucu akışkanı evaporatör üzerinde tekrar genleşmeye başlayarak iç ortamdaki ısıyı emerek ortamı soğutur. Bu çalışma sırasında her ekipman için giriş ve çıkışlarındaki soğutucu gaz basınçları, sıcaklıkları sırasıyla manometre ve lazer termometre yardımıyla ölçülmüştür. Alınan tüm değerler Tablo 3.1’de verilmiştir.

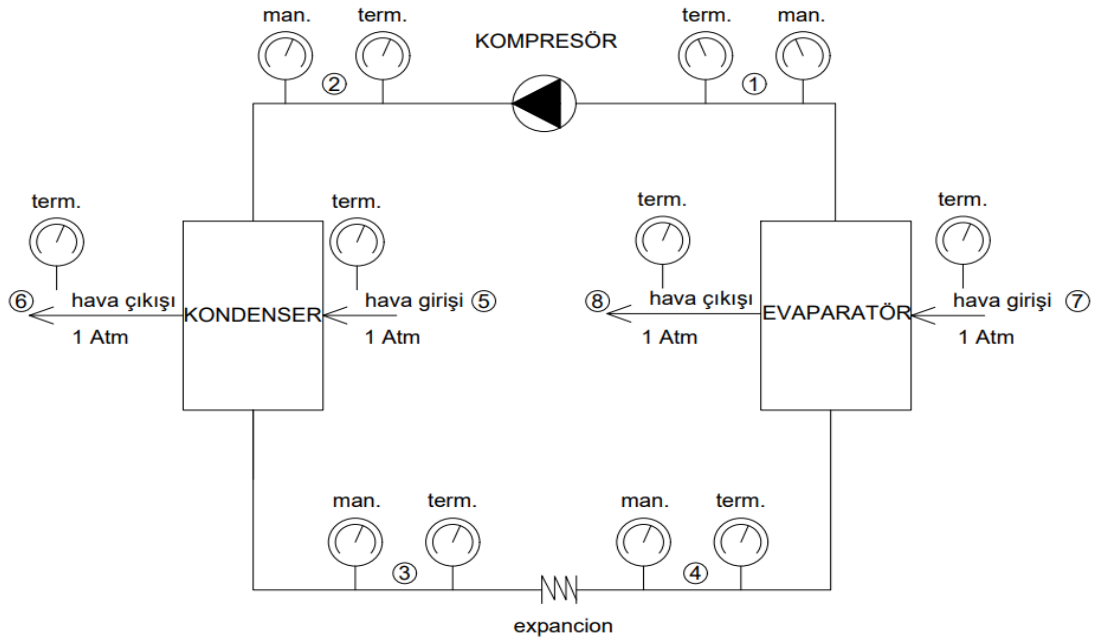
Tablo 3.1 Soğutma cihazı üzerinden alınan veriler

R22	T °C	P(bar)	R32	T °C	P(bar)	R410	T °C	P(bar)
1	8	6	1	9	10	1	9	10
2	96	22	2	92	38	2	83	38
3	38	22	3	44	38	3	40	38
4	0	6	4	2	10	4	1	10
5	35	1	5	35	1	5	35	1
6	45	1	6	45	1	6	45	1
7	22	1	7	22	1	7	22	1
8	8	1	8	8	1	8	8	1

3.3 Sistemin Termodinamik Analizi

Non invertör split cihazda termodinamik analizi yapabilmemiz için sistemin R22, R32, R410A farklı soğutucu akışkanlarla enerji ve ekserjilerinin bulunup karşılaştırılması gerekir. Sistemde ölü hal 25 °C ve 1 atm kabul edilmiş ve bu şartlara göre başlangıç değerleri bulunmuştur.

Cihazda şekil 3.7 deki, belirlediğimiz noktalardan sıcaklık ve basınç değerlerini aldığımız verileri EES programında hesaplatarak çıkan sonuçlar neticesinde entalpi ve entropi değerleri elde edilir. EES programından alınan değerler hesaplamanın ana unsurudur.



Şekil 3.7 Cihazın teknik çizimi

Cihaz üretici firmasının kataloğundan soğutma yükü 128 kw olarak alınmıştır. Bu verilere göre soğutucu akışkanın kütlesi ($m_{R22,R32,R410a} kg/s$) için eşitlik (2.1) den faydalanılmalıdır. Eşitlikteki entalpi değeri evaporatörün giriş ile çıkış entalpileridir. Evaporatör gücü için ürüne ait katalogdan soğutma gücü alınmıştır.

$$Q_E = \dot{m}_{R22}(h_1 - h_4) \quad (2.1)$$

$\dot{m}_{R22}$ =Evaporatör için

Soğutucu akışkanların kütleleri ($m_{R22,R32,R410a} kg/s$) bulunduktan sonra eşitlik (2.2) den faydalanarak cihazdaki bütün bölgelerin enerjileri bulunur.

$$Q_i = \dot{m}xh_i \quad (2.2)$$

Sistemin ekserji analizi için belirlenen noktalara ekserji hesaplarının yapılması gerekir. Ekserji hesaplanırken eşitlik (2.3) kullanılır.

$$Ex_i = m_i((h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) + \frac{v_i^2}{2} + gz_i) \quad (2.3)$$

Sistemin kinetik ve potansiyel enerjileri çok küçük olduğundan bu enerjiler ihmal edilir. İhmal edilenlerin sonucunda eşitlik (2.4) bulunur ve hesaplamalarda kullanılır.

$$Ex_i = m_i((h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)) \quad (2.4)$$

Hava ekserjisinin hesaplanması gerektiği bölgede, havanın ekserjisi 0 olduğundan eşitlik direkt 0 alınır.

Kompresörün yaptığı iş ile ilgili veriler elde edilebilmesi için üzerindeki parçaların yaptığı işin bilinmesi gerekir. Bunun için eşitlik (2.5) kullanılır.

$$W_{komp} = \dot{m}_{R22}x(h_2 - h_1) \quad (2.5)$$

Cihazın COP'nun hesaplanabilmesi için kompresör yükünün evaporatör yüküne oranı ile hesaplanır (2.6).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{W_{komp}} \quad (2.6)$$

Kompresörün yaptığı işin, makine verimi ile elektriksel verimin çarpımına oranı eşitlik (2.7) deki gibi kompresörün elektriksel olarak yaptığı işi bize verir.

$$W_{komp,el} = \frac{W_{komp}}{\eta_{el} \cdot \eta_{mak}} \quad (2.7)$$

Kompresörün toplam ekserjisi kompresörün giriş ve çıkış noktalarındaki ekserji farkı ile elektriksel işin toplamına eşittir (2.8).

$$ED_{komp} = (Ex_2 - Ex_1) + W_{komp,el} \quad (2.8)$$

Kompresörün ekserji verimi, ekserji farklarının kompresörün elektriksel yaptığı işe bölümüdür (2.9).

$$\eta_{Ex komp} = \frac{Ex_2 - Ex_1}{W_{komp,el}} \quad (2.9)$$

Kondenserin toplam ekserji farkı, kondensere giren ekserji ile çıkan ekserjilerin toplam farkıdır. Soğutucu ile hava kondensere girerken ki ekserjilerin toplamının çıkarken ki ekserjilerinin toplamından farkıdır (2.10).

$$\dot{ED}_{kond} = (Ex_2 + Ex_5) - (Ex_3 + Ex_6) \quad (2.10)$$

Kondenserin ekserji verimi, soğutucu akışkan ve hava kondensere girerken ki ekserjilerinin toplamının çıkarken ki ekserjilerinin toplamına oranıdır (2.11).

$$\eta_{Exkond} = \frac{Ex_3 + Ex_6}{Ex_2 + Ex_5} \quad (2.11)$$

Expansion valfi (genleşme valfi) toplam ekserjisi, genleşme valfine girenler ile çıkanların ekserji farkıdır. Soğutucu akışkanların genleşme valfinden çıkarken ki ekserjisinin girerken ki ekserjisinden farkıdır (2.12).

$$\dot{ED}_{expan} = Ex_4 - Ex_3 \quad (2.12)$$

Expansion valfi ekserji verimi, genleşme valfine girenler ile çıkanların oranıdır. Yani soğutucu akışkanın genleşme valfine girerken ki ekserjisinin çıkarken ki ekserjisine oranıdır (2.13).

$$\eta_{Expan} = \frac{Ex_3}{Ex_4} \quad (2.13)$$

Evaporatördeki toplam ekserji, evaporatöre giren ile çıkanların toplam ekserji farkıdır. Soğutucu akışkan ile havanın evaporatöre girerken ki ekserjilerinin toplamının çıkarken ki ekserjilerinin toplamından farkıdır (2.14).

$$\dot{ED}_{evap} = (Ex_4 + Ex_7) - (Ex_1 + Ex_8) \quad (2.14)$$

Evaporatördeki ekserji verimi, soğutucu akışkan ve havanın evaporatöre girerken ki ekserjilerinin toplamının çıkarken ki ekserjilerinin toplamına oranıdır (2.15).

$$\eta_{Ex\ evap} = \frac{Ex_1 + Ex_8}{Ex_4 + Ex_7} \quad (2.15)$$

Sistemin toplam verimi, evaporatörün toplam ekserji farkının kompresörün elektriksel işine oranıdır (2.16).

$$\eta_{II} = \frac{E_{Devap}}{W_{komp,el}} \quad (2.16)$$

3.4 Non İnvertör Split Soğutma Sisteminde R22, R32, R410A Gazlarının Termodinamik Analizleri

Kompresörlü tip soğutma sistemleri, düşük sıcaklıktaki ortamdan ısıyı çekerek yüksek sıcaklıktaki ortama atarak bulunduğu ortamı soğutan sistemlerdir. Bu tür soğutma sistemleri soğutucu akışkanlar yardımıyla ve dışardan enerji tüketerek yapılır (Çengel ve Boles, 1994).

Soğutma çevriminde R22, R32, R410A gazlarının Şekil 3.7'deki, belirttiğimiz noktalardaki sıcaklık ve basınç değerlerinin EES programından hesaplatarak entalpi ve entropi değerleri elde edilir. Bu veriler hesaplamanın ana unsurlarını oluşturmaktadır.

3.4.1 R22 Gazı için COP, Enerji, Ekserji Verimlerinin Hesaplanması

Soğutma çevriminde belirlediğimiz noktalardaki sıcaklık ve basınç değerlerini EES programında işleyerek entalpi ve entropi verileri elde edildi.

Sistem soğutma yükü 128 kw olarak alınmıştır.

$$Q_E = \dot{m}_{R22}(h_1 - h_4)$$

$$\dot{m}_{R22} = 0,773 \text{ kg/s}$$

Sistemde ölü hal için 25 °C ve 101,3 kPa kabul edilmiş ve bu şartlara göre başlangıç değerleri bulunmuştur.

Tablo 3.2 Ölü hal için T0, h0,s0 değerleri

Ölü hal için alınan değerler				
Ref	R22	R32	R410A	Hava
T_0	298,15	298,15	298,15	298,15
h_0	429,3	560,1	443	298,33
s_0	1,982	2,628	1,865	1,6958

EES programından elde edilen veriler Tablo 3.2’de gösterilmiştir.

Tablo 3.3 R22 gazı için soğutma sistemine ait bulunan değerler

R22 Gazı için bulunan değerler						
Nokta	Akışkan	T(°C)	P (bar)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	R22	8	6	0,957	408,8	1,748
2	R22	96	22	0,957	458,2	1,794
3	R22	38	22	0,957	247	1,156
4	R22	0	6	0,957	200	0,998
5	Hava	35	1	0,73	308,23	1,727
6	Hava	45	1	0,73	318,282	1,7606
7	Hava	22	1	0,26	295,17	1,685
8	Hava	8	1	0,26	281,28	1,6369

Belirlenen noktaların enerjilerini Tablo 3.3’deki değerler kullanılarak,

$$Q_i = \dot{m}xh_i$$

denklemini ile hesaplanır. Hesaplama sonucu çıkan değerler Tablo 3.4’de gösterilmiştir.

Tablo 3.4 R22 gazına ait Soğutma sistemi için hesaplanan enerji değerleri

Soğutma sistemi enerji değerleri			
Nokta	m (kg/s)	h (kJ/kg)	Q (kw)
1	0,957	408,8	391,2
2	0,957	458,2	464,3
3	0,957	247	236,3
4	0,957	200	191,4
5	0,73	308,23	225
6	0,73	318,282	232,34
7	0,26	295,17	76,74
8	0,26	281,28	73,13

Çevrimin ekserji analizi için belirlenen noktaların ekserji hesaplaması yapılması için;

$$Ex_i = m_i((h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) + \frac{V_i^2}{2} + gz_i)$$

Çevrimin potansiyel ve kinetik enerjileri çok küçük olduğu için bu enerjiler ihmal edilmiştir. Çıkan değerler Tablo 3.5’de gösterilmiştir.

$$Ex_i = m_i((h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0))$$

Tablo 3.5 R22 gazına ait Hesaplanan ekserji değerleri

Soğutma çevrimi noktaları ekserji değerleri	
Nokta	E_x (kw)
1	47,14
2	81,29
3	61,22
4	61,3
5	0,5621
6	0,721
7	0,062
8	0,17

Soğutma çevrimine ait tespit edilen ve hesaplanan tüm verileri Tablo 3.6’da topluca verilmiştir.

Tablo 3.6 R22 gazına ait Soğutma çevriminde bulunan veriler ve hesaplamalar

Soğutma çevriminde veriler ve hesaplamalar								
Nokta	Akışkan	T(°C)	P (bar)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	Q (kw)	E_x (kw)
1	R22	8	6	0,957	408,8	1,748	391,2	47,14
2	R22	96	22	0,957	458,2	1,794	464,3	81,29
3	R22	38	22	0,957	247	1,156	236,3	61,22
4	R22	0	6	0,957	200	0,998	191,4	61,3
5	Hava	35	1	0,73	308,23	1,727	225	0,5621
6	Hava	45	1	0,73	318,282	1,7606	232,34	0,721
7	Hava	22	1	0,26	295,17	1,685	76,74	0,062
8	Hava	8	1	0,26	281,28	1,6369	73,13	0,17

R22 Gazı İçin Ekserji Dengesi ve Verimi

Çevrimdeki bir noktaya giren ve çıkan ekserji farkı o noktadaki ekserji kaybını verir.

Kompresörün yaptığı iş;

$$W_{komp} = \dot{m}_{R22}x(h_2 - h_1)$$

$$W_{komp} = 47,27 \text{ kw}$$

Kompresörün yaptığı işin elektriksel değeri;

$$W_{komp,el} = \frac{W_{komp}}{\eta_{el} \cdot \eta_{mak}}$$

$$W_{komp,el} = 48,33$$

Soğutma performans katsayılarının (COP) hesaplanması için;

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{W_{komp}}$$

$$COP = 2,70$$

Kompresörün ekserji farkı;

$$\dot{E}D_{komp} = (Ex_2 - Ex_1) + W_{komp,el}$$

$$\dot{E}D_{komp} = (81,29 - 47,14) + 48,33$$

$$\dot{E}D_{komp} = 82,48$$

Kompresörün ekserji verimi;

$$\eta_{Ex komp} = \frac{Ex_2 - Ex_1}{W_{komp,el}}$$

$$\eta_{Ex komp} = \frac{81,29 - 47,14}{48,33}$$

$$\eta_{Ex komp} = 0,70$$

Kondenserin ekserji farkı;

$$\dot{E}D_{kond} = (Ex_2 + Ex_5) - (Ex_3 + Ex_6)$$

$$\dot{ED}_{kond} = (81,29 + 0,5621) - (61,22 + 0,721)$$

$$\dot{ED}_{kond} = 19,91$$

Konderserin verimi;

$$\eta_{Exkond} = \frac{Ex_3 + Ex_6}{Ex_2 + Ex_5}$$

$$\eta_{Exkond} = \frac{61,22 + 0,721}{81,29 + 0,5621}$$

$$\eta_{Exkond} = 0,756$$

Genleşme valfinin ekserji farkı;

$$\dot{ED}_{expan} = Ex_4 - Ex_3$$

$$\dot{ED}_{expan} = 61,3 - 61,32$$

$$\dot{ED}_{expan} = 0,08$$

Genleşme valfi verimi;

$$\eta_{Expan} = \frac{Ex_3}{Ex_4}$$

$$\eta_{Expan} = \frac{61,22}{61,3}$$

$$\eta_{Expan} = 0,9986$$

Evaporatör ekserji farkı;

$$\dot{ED}_{evap} = (Ex_4 + Ex_7) - (Ex_1 + Ex_8)$$

$$\dot{ED}_{evap} = (61,3 + 0,062) - (47,14 + 0,17)$$

$$\dot{E}D_{evap} = 14,52$$

Evaporatör ekserji verimi;

$$\eta_{Ex\ evap} = \frac{Ex_1 + Ex_8}{Ex_4 + Ex_7}$$

$$\eta_{Ex\ evap} = \frac{47,14 + 0,17}{61,3 + 0,062}$$

$$\eta_{Ex\ evap} = 0,770$$

Cihazda hesaplanan net verim;

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}D_{evap}}{W_{komp,el}}$$

$$\eta_{II} = \frac{14,52}{48,33}$$

$$\eta_{II} = 0,30$$

Tablo 3.7’de R22 gazı için soğutma çevriminde bulunan değerler gösterilmiştir.

Tablo 3.7 R22 gazı için soğutma çevriminde bulunan değerler

Sistemde bulunan değerler	
W_{komp}	47,27
$W_{komp,el}$	48,33
$\dot{E}D_{komp}$	82,48
$\eta_{Ex\ komp}$	0,70
$\dot{E}D_{kond}$	19,91
$\eta_{Ex\ kond}$	0,756
$\dot{E}D_{Expan}$	0,08
η_{Expan}	0,99
$\dot{E}D_{evap}$	14,52
$\eta_{Ex\ evap}$	0,77
η_{II}	0,30

3.4.2 R32 Gazı için COP, Enerji, Ekserji Verimlerinin Hesaplanması

Soğutma çevriminde şekil 3-7’deki belirlediğimiz noktalardaki sıcaklık ve basınç değerlerinin EES programından entalpi ve entropi verileri elde edildi.

Sistem soğutma yükü 128 kw olarak alınmıştır.

$$Q_E = \dot{m}_{R32}(h_1 - h_4)$$

Sistemde ölü hal için 25 °C ve 101,3 kPa kabul edilmiş ve bu şartlara göre başlangıç değerleri bulunmuştur.

EES programından elde edilen veriler Tablo 3.1’de gösterilmiştir.

Tablo 3.8 R32 gazı için Soğutma sistemine ait bulunan değerler

R32 Gazı için bulunan değerler						
Nokta	Akışkan	T(°C)	P (bar)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	R32	9	10	0,405	519,4	2,141
2	R32	92	38	0,405	565,3	2,116
3	R32	44	38	0,405	282,8	1,27
4	R32	2	10	0,405	203,5	1,012
5	Hava	35	1	0,73	308,23	1,727
6	Hava	45	1	0,73	318,282	1,7606
7	Hava	22	1	0,26	295,17	1,685
8	Hava	8	1	0,26	281,28	1,6369

Belirlenen noktaların enerjilerini Tablo 3-8’deki değerler kullanılarak,

$$Q_i = \dot{m}xh_i$$

denklemini ile hesaplanır. Hesaplama sonucu çıkan değerler Tablo 3.9’de gösterilmiştir.

Tablo 3.9 R32 gazı için hesaplanan enerji değerleri

Soğutma sistemi enerji değerleri			
Nokta	m (kg/s)	h (kJ/kg)	Q (kw)
1	0,405	519,4	210,3
2	0,405	565,3	228,9
3	0,405	282,8	114,53
4	0,405	203,5	82,21
5	0,73	308,23	225
6	0,73	318,282	232,34
7	0,26	295,17	76,74
8	0,26	281,28	73,13

Çevrimin ekserji analizi için belirlenen noktaların ekserji hesaplaması yapılması için;

$$Ex_i = m_i((h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) + \frac{V_i^2}{2} + gz_i)$$

Çevrimin potansiyel ve kinetik enerjileri çok küçük olduğu için bu enerjiler ihmal edilmiştir.

$$Ex_i = m_i((h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0))$$

Tablo 3.10'deki 1-8 noktalarına ait R32 gazı için hesaplanan ekserji değerleri verilmiştir.

Tablo 3.10 R32 gazına ait hesaplanan ekserji değerleri

Soğutma çevrimi noktaları ekserji değerleri	
Nokta	E_x (kw)
1	42,32
2	63,93
3	51,67
4	50,71
5	0,5621
6	0,721
7	0,062
8	0,17

Soğutma çevrimine ait tespit edilen ve hesaplanan tüm verileri Tablo 3.11'de topluca verilmiştir.

Tablo 3.11 R32 gazına ait Soğutma çevriminde bulunan veriler ve hesaplamalar

Soğutma çevriminde veriler ve hesaplamalar								
Nokta	Akışkan	T(°C)	P (bar)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	Q (kw)	E_x (kw)
1	R32	9	10	0,405	519,4	2,141	210,3	42,32
2	R32	92	38	0,405	565,3	2,116	228,9	63,93
3	R32	44	38	0,405	282,8	1,27	114,53	51,67
4	R32	2	10	0,405	203,5	1,012	82,21	50,71
5	Hava	35	1	0,73	308,23	1,727	225	0,5621
6	Hava	45	1	0,73	318,282	1,7606	232,34	0,721
7	Hava	22	1	0,26	295,17	1,685	76,74	0,062
8	Hava	8	1	0,26	281,28	1,6369	73,13	0,17

R32 Gazı İçin Ekserji Dengesi ve Verimi

Çevrimdeki bir noktaya giren ve çıkan ekserji farkı o noktadaki ekserji kaybını verir.

Kompresörün yaptığı iş;

$$W_{komp} = \dot{m}_{R22}x(h_2 - h_1)$$

$$W_{komp} = 18,58 \text{ kw}$$

Soğutma performans katsayılarının (COP) hesaplanması için;

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{W_{komp}}$$

$$COP = 6,889$$

Kompresörün yaptığı işin elektriksel değeri;

$$W_{komp,el} = \frac{W_{komp}}{\eta_{el} \cdot \eta_{mak}}$$

$$W_{komp,el} = 27,08$$

Kompresörün ekserji farkı;

$$\dot{E}D_{komp} = (Ex_2 - Ex_1) + W_{komp,el}$$

$$\dot{E}D_{komp} = (63,93 - 42,32) + 27,08$$

$$\dot{E}D_{komp} = 48,69$$

Kompresörün ekserji verimi;

$$\eta_{Ex komp} = \frac{Ex_2 - Ex_1}{W_{komp,el}}$$

$$\eta_{Ex komp} = \frac{63,93 - 42,32}{27,08}$$

$$\eta_{Ex\ komp} = 0,798$$

Konderserin ekserji farkı;

$$ED_{kond} = (Ex_2 + Ex_5) - (Ex_3 + Ex_6)$$

$$ED_{kond} = (63,93 + 0,5621) - (51,67 + 0,721)$$

$$ED_{kond} = 12,1$$

Konderserin verimi;

$$\eta_{Exkond} = \frac{Ex_3 + Ex_6}{Ex_2 + Ex_5}$$

$$\eta_{Exkond} = \frac{51,67 + 0,721}{63,93 + 0,5621}$$

$$\eta_{Exkond} = 0,812$$

Genleşme valfinin ekserji farkı;

$$ED_{expan} = Ex_4 - Ex_3$$

$$ED_{expan} = 50,71 - 51,63$$

$$ED_{expan} = -0,96$$

Genleşme valfi verimi;

$$\eta_{Expan} = \frac{Ex_3}{Ex_4}$$

$$\eta_{Expan} = \frac{51,67}{50,71}$$

$$\eta_{Expan} = 1,01$$

Evaporatör ekserji farkı;

$$\dot{E}D_{evap} = (Ex_4 + Ex_7) - (Ex_1 + Ex_8)$$

$$\dot{E}D_{evap} = (50,71 + 0,062) - (42,32 + 0,17)$$

$$\dot{E}D_{evap} = 8,282$$

Evaporatör ekserji verimi;

$$\eta_{Ex\ evap} = \frac{Ex_1 + Ex_8}{Ex_4 + Ex_7}$$

$$\eta_{Ex\ evap} = \frac{42,32 + 0,17}{50,71 + 0,062}$$

$$\eta_{Ex\ evap} = 0,836$$

Cihazda hesaplanan net verim;

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}D_{evap}}{W_{komp,el}}$$

$$\eta_{II} = \frac{8,282}{27,08}$$

$$\eta_{II} = 0,305$$

3.4.3 R410 A Gazı için COP, Enerji, Ekserji Verimlerinin Hesaplanması

Soğutma çevriminde şekil 3.7'deki belirlediğimiz noktalardaki sıcaklık ve basınç değerlerini EES programından entalpi ve entropi verileri elde edildi.

Sistem soğutma yükü 128 kw olarak alınmıştır.

$$Q_E = \dot{m}_{R410A}(h_1 - h_4)$$

Sistemde ölü hal için 25 °C ve 101,3 kPa kabul edilmiş ve bu şartlara göre başlangıç değerleri bulunmuştur.

EES programından elde edilen veriler Tablo 3.1’de gösterilmiştir.

Tablo 3.12 R410A gazına için soğutma sistemine ait bulunan değerler

R410A Gazı için bulunan değerler						
Nokta	Akışkan	T(°C)	P (bar)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	R410A	9	10	0,572	425,5	1,804
2	R410A	83	38	0,572	462,3	1,805
3	R410A	40	38	0,572	264,8	1,211
4	R410A	1	10	0,572	201,5	1,005
5	Hava	35	1	0,73	308,23	1,727
6	Hava	45	1	0,73	318,282	1,7606
7	Hava	22	1	0,26	295,17	1,685
8	Hava	8	1	0,26	281,28	1,6369

Belirlenen noktaların enerjilerini Tablo 3.12’ deki değerler kullanılarak,

$$Q_i = \dot{m}xh_i$$

denklemini ile hesaplanır. Hesaplama sonucu çıkan değerler Tablo 3.13’de gösterilmiştir.

Tablo 3.13 R410A gazına ait soğutma sistemi için hesaplanan enerji değerleri

Soğutma sistemi enerji değerleri			
Nokta	m (kg/s)	h (kJ/kg)	Q (kw)
1	0,572	425,5	243,3
2	0,572	462,3	264,4
3	0,572	264,8	151,46
4	0,572	201,5	115,25
5	0,73	308,23	225
6	0,73	318,282	232,34
7	0,26	295,17	76,74
8	0,26	281,28	73,13

Çevrimin ekserji analizi için belirlenen noktaların ekserji hesaplaması yapılması için;

$$Ex_i = m_i((h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) + \frac{v_i^2}{2} + gz_i)$$

Çevrimin potansiyel ve kinetik enerjileri çok küçük olduğu için bu enerjiler ihmal edilmiştir.

$$Ex_i = m_i((h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0))$$

Tablo 3.14’de 1-8 noktalarına ait R410A gazı için hesaplanan ekserji değerleri verilmiştir.

Tablo 3.14 R410A gazına için hesaplanan ekserji değerleri

Soğutma çevrimi noktaları ekserji değerleri	
Nokta	E_x (kw)
1	54,28
2	75,16
3	63,49
4	62,42
5	0,5621
6	0,721
7	0,062
8	0,17

Soğutma çevrimine ait tespit edilen ve hesaplanan tüm veriler Tablo 3.15’de topluca verilmiştir.

Tablo 3.15 R410A gazına ait soğutma çevriminde bulunan veriler ve hesaplamalar

Soğutma çevriminde veriler ve hesaplamalar								
Nokta	Akışkan	T(°C)	P (bar)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	Q (kw)	E_x (kw)
1	R410A	9	10	0,572	425,5	1,804	243,3	54,28
2	R410A	83	38	0,572	462,3	1,805	264,4	75,16
3	410A	40	38	0,572	264,8	1,211	151,46	63,49
4	R410A	1	10	0,572	201,5	1,005	115,25	62,42
5	Hava	35	1	0,73	308,23	1,727	225	0,5621
6	Hava	45	1	0,73	318,282	1,7606	232,34	0,721
7	Hava	22	1	0,26	295,17	1,685	76,74	0,062
8	Hava	8	1	0,26	281,28	1,6369	73,13	0,17

R410a Gazı İçin Ekserji Dengesi ve Verimi

Çevrimdeki bir noktaya giren ve çıkan ekserji farkı o noktadaki ekserji kaybını verir.

Kompresörün yaptığı iş;

$$W_{komp} = \dot{m}_{R410A}x(h_2 - h_1)$$

$$W_{komp} = 21,04 \text{ kw}$$

Soğutma performans katsayılarının (COP) hesaplanması için;

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{W_{komp}}$$

$$COP = 6,083$$

Kompresörün yaptığı işin elektriksel değeri;

$$W_{komp,el} = \frac{W_{komp}}{\eta_{el} \cdot \eta_{mak}}$$

$$W_{komp,el} = 18,25$$

Kompresörün ekserji farkı;

$$\dot{E}D_{komp} = (Ex_2 - Ex_1) + W_{komp,el}$$

$$\dot{E}D_{komp} = (75,16 - 0,57) + 18,25$$

$$\dot{E}D_{komp} = 39,13$$

Kompresörün ekserji verimi;

$$\eta_{Ex\ komp} = \frac{Ex_2 - Ex_1}{W_{komp,el}}$$

$$\eta_{Ex\ komp} = \frac{75,16 - 54,28}{18,25}$$

$$\eta_{Ex\ komp} = 1,14$$

Kondenserin ekserji farkı;

$$\dot{E}D_{kond} = (Ex_2 + Ex_5) - (Ex_3 + Ex_6)$$

$$\dot{E}D_{kond} = (75,16 + 0,5621) - (63,49 + 0,721)$$

$$\dot{E}D_{kond} = 11,51$$

Kondenserin verimi;

$$\eta_{Exkond} = \frac{Ex_3 + Ex_6}{Ex_2 + Ex_5}$$

$$\eta_{Exkond} = \frac{14,206 + 0,721}{32,98 + 0,5621}$$

$$\eta_{Exkond} = 0,847$$

Genleşme valfinin ekserji farkı;

$$\dot{E}D_{expan} = Ex_4 - Ex_3$$

$$\dot{E}D_{expan} = 62,42 - 63,49$$

$$\dot{E}D_{expan} = -1,07$$

Genleşme valfi verimi;

$$\eta_{Expan} = \frac{Ex_3}{Ex_4}$$

$$\eta_{Expan} = \frac{63,49}{62,42}$$

$$\eta_{Expan} = 1,07$$

Evaporatör ekserji farkı;

$$\dot{E}D_{evap} = (Ex_4 + Ex_7) - (Ex_1 + Ex_8)$$

$$\dot{E}D_{evap} = (62,42 + 0,062) - (54,28 + 0,17)$$

$$\dot{E}D_{evap} = 8,032$$

Evaporatör ekserji verimi;

$$\eta_{Ex\ evap} = \frac{Ex_1 + Ex_8}{Ex_4 + Ex_7}$$

$$\eta_{Ex\ evap} = \frac{54,28 + 0,17}{62,42 + 0,062}$$

$$\eta_{Ex\ evap} = 0,87$$

Cihazda hesaplanan net verim;

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}D_{evap}}{W_{komp,el}}$$

$$\eta_{II} = \frac{8,032}{18,25}$$

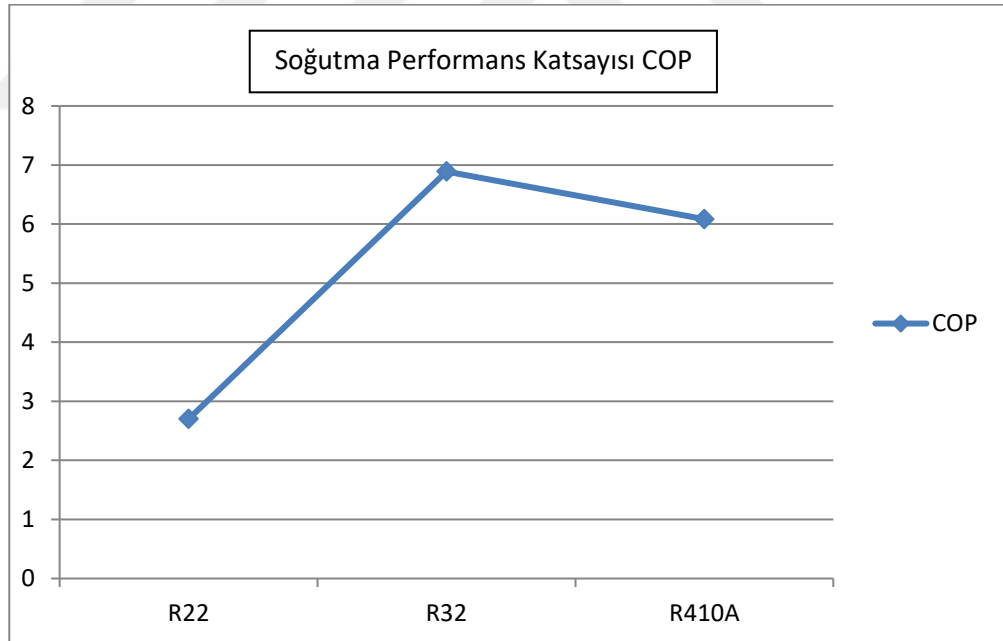
$$\eta_{II} = 0,44$$

4. BULGULAR

Yapılan çalışmada ticari soğutma sisteminde, R22,R32 ve R410A soğutucu akışkanlarının performans analizi, termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre yapılmıştır. Analiz sonucu elde edilen değerler grafikler halinde sunulmuştur.

Şekil 4.1’de analiz edilen akışkanların COP verileri görülmektedir. COP değerlerine bakıldığı zaman R32 akışkanın yüksek bir değere sahip olduğu, onu takiben R410A ve R22 akışkanları olduğu görülmektedir.

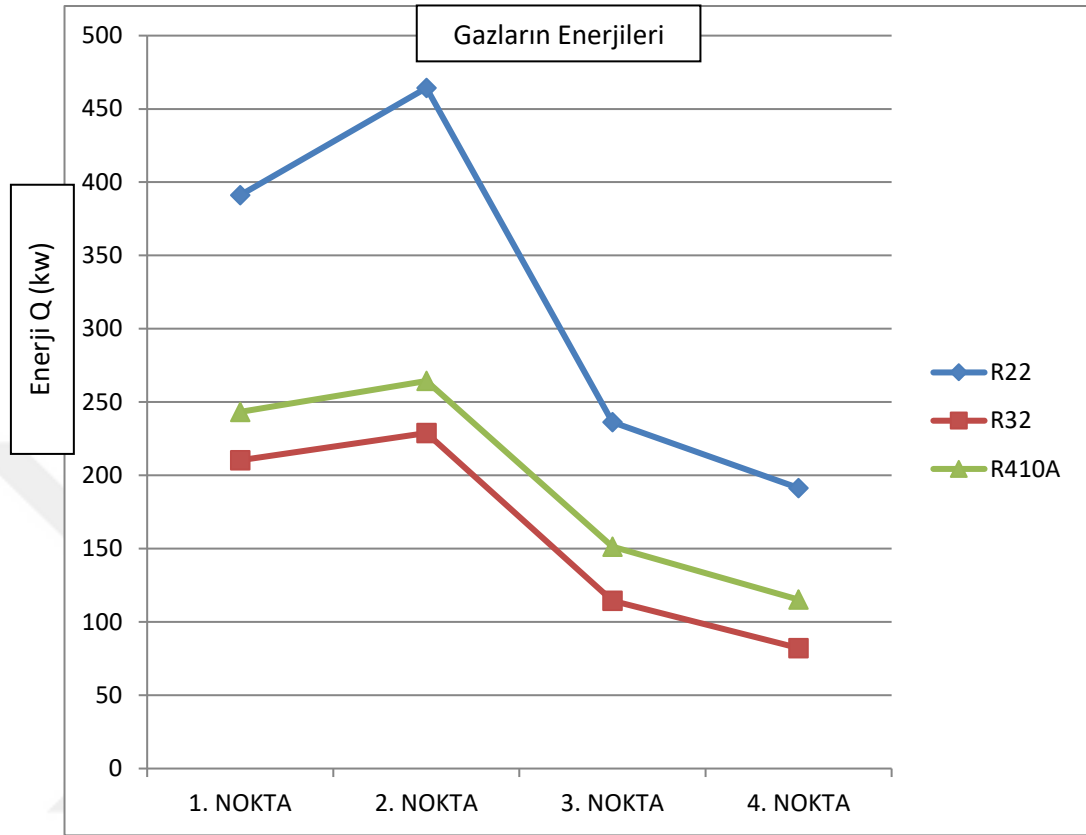
R32 akışkanında COP değeri 6,889, R22 akışkanın COP değeri 2,70 ve R410A akışkanın COP değeri 6,083 olduğu görülmektedir. R32 soğutucu akışkanının COP değerinin R22 ve R410A soğutucu akışkanından daha fazla olduğu görülmektedir. R22 soğutucu akışkanın COP değerine bakıldığında en kötü olduğu ve verimsiz olduğu söylenebilir.



Şekil 4.1 Gazların soğutma performans katsayılarının (COP) karşılaştırılması

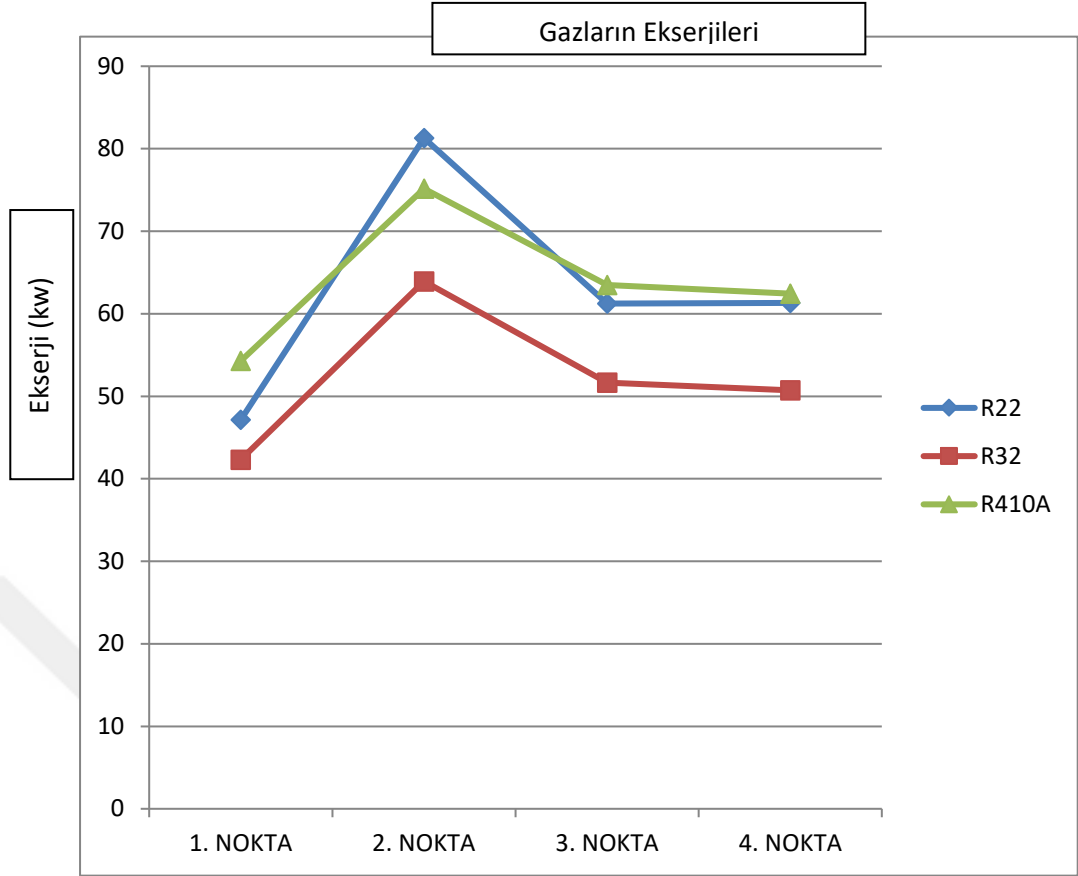
Şekil 4.2’de kompresör yükleri incelenen 3 akışkan için sabit evaporatör sıcaklığına göre değişimleri verilmiştir. Şekil 28 görüldüğü gibi R32,R410A ve R22 kompresör yükleri sırasıyla 210,3 kw, 243,3 kw ve 391,2 kw ‘dır. Sabit tutulan evaporatör sıcaklığına göre gazlar arasındaki kompresör enerji tüketimi Şekil 28’de 1. Noktada

görüldüğü gibi en yüksek enerji tüketimi 391,2 kw ile R22 gazı, 243,3 kw ile R410A gazı ve en düşük enerji tüketimi ile 210,3 kw ile R32 soğutucu gazı görülmüştür.



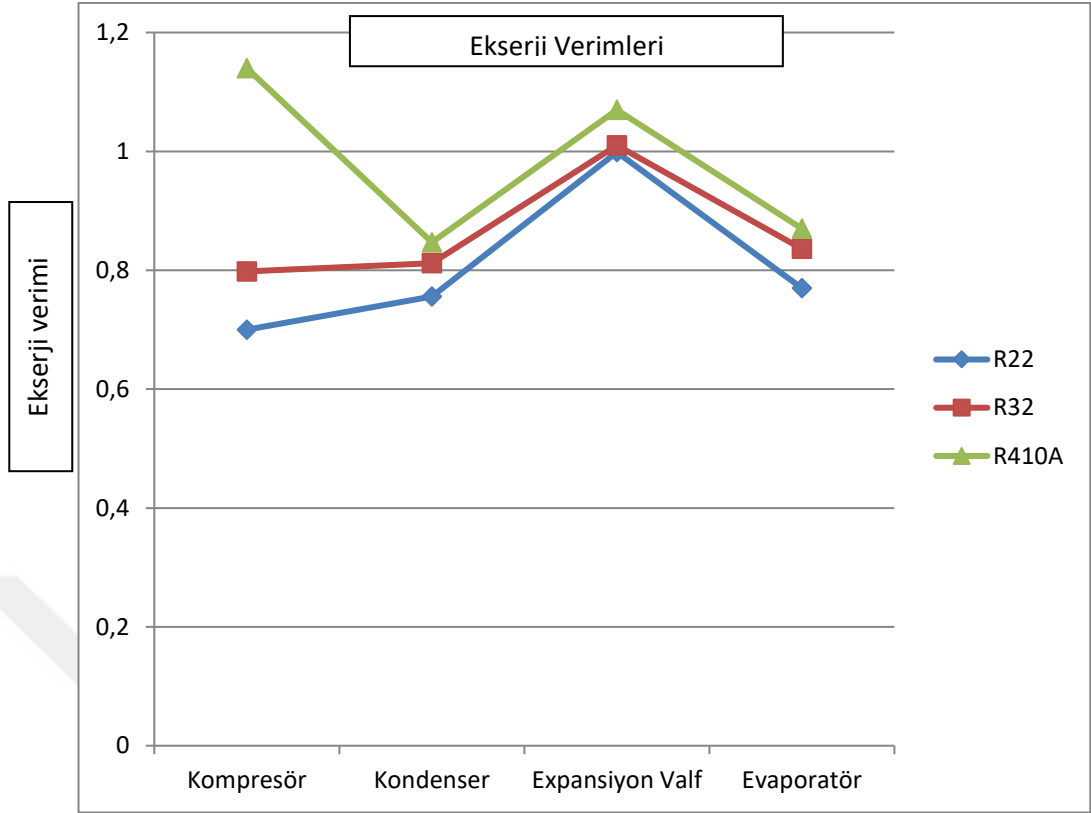
Şekil 4.2 Gazların aynı noktadaki enerji karşılaştırılması

Şekil 4.3’de gazların her noktası için ekserjileri hesaplanmıştır. 1. Nokta en yüksek ekserji 54,28 kw ile R410a gazı, 47,14 kw ile R22 gazı, en düşük ekserji 42,32 kw ile R32 gazı görülmektedir. 2. Nuktada en yüksek ekserji 81,29 kw ile R22 gazı, 75,16 kw ile R410A gazı, en düşük ekserji 63,93 kw ile R410A gazı görülmektedir. 3. Nokta en yüksek ekserji 63,49 kw ile R410A gazı, 61,22 kw ile R22 gazı, en düşük ekserji 51,67 kw ile R32 gazı görülmektedir. 4.Nokta en yüksek ekserji 62,42 kw ile R410A gazı, 61,3 kw ile R22 gazı, en düşük ekserji 50,71 kw ile R32 gazı görülmektedir.



Şekil 4.3 Gazların aynı noktadaki ekserjilerinin karşılaştırılması

Sistemin gerçek performansını belirleyen ekserji verimi ise Şekil 4.4’de görülmektedir. Yapılan analizlerde evaporatör sıcaklığı sabit tutulmuştur. R22, R32 ve R410A gazların her konumdaki ekserji verimleri hesaplanmıştır. Kompresörde en yüksek ekserji verimi %1,14 ile R410A gazı görülürken, %81,2 ile R32 gazı ve en düşük ekserji verimi % 70 ile R22 gazı görülmektedir. Kondenserde en yüksek ekserji verimi %84 ile R410A gazı görülürken, %81,2 ile R32 gazı ve en düşük ekserji verimi %75,6 ile R22 gazı görülmektedir. Expansion valf ekserji verimi olarak R22, R32 ve R410A gazları %100 verimde çalıştığı gözükmemektedir. Evaporatörde en yüksek ekserji verimi %87 ile R410A gazı görülürken, %83,6 ile R32 gazı ve en düşük ekserji verimi %77 ile R22 gazı görülmektedir.



Şekil 4.4 Gazların ekipman üzerindeki ekserji verimlerinin karşılaştırılması

COP değeri yüksek olan soğutucu akışkanın ekserji verimliliği de yüksek olmaktadır. R32 ve R410A soğutucu akışkanın COP değerleri diğer soğutucu akışkan olan R22'ye göre yüksektir, kompresör işi de diğer soğutucu akışkanlara göre düşük çıkmaktadır.

5. TARTIŞMA

Non invertör split tip soğutma sisteminde yapılan çalışmada aynı çalışma şartları altında R22, R32 ve R410A soğutucu gazlarının ekipman giriş ve çıkışlarına konulan manometre ve termometrelerden alınan bilgiler ile yapılmıştır. Toplanan veriler EES programında işlendikten sonra entalpi ve entropi değerleri çekilmiştir. EES programında alınan entalpi ve entropi değerleriyle termodinamik 1. ve 2. Yasası ile analizleri yapılmıştır. COP, enerji, ekserji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Hesaplanan veriler neticesinde R32 ve R410A soğutucu akışkanlarının R22 soğutucu akışkana göre daha verimli olduğu analiz edilmiştir.

Yakut (2012) yapmış olduğu çalışmada klimalarda yaygın olarak kullanılan R410A soğutucu akışkanıyla R 32 soğutucu akışkanını karşılaştırmıştır. Araştırma sonucuna göre R32 akışkanı R410A' ya göre yüksek ortam sıcaklıklarında daha iyi performans göstermektedir. Ozon tabakasına zarar vermeyen R32 soğutucu akışkanı, R410A'ya göre daha düşük küresel ısınma etkisine sahiptir. Ayrıca yüksek enerji verimliliğine düşük yanıcılık özelliğine sahip olduğundan kullanımı güvenlidir. Tek bileşenli bir akışkan olduğu için de geri dönüşümü kolaydır ve konut tipi ısı pompaları için uygundur. Yapılan bu çalışmada da R32 soğutucu akışkanın COP değeri R410A gazı göre yüksek çıkmıştır. R32 ve R410A gazı teknik özelliklerine göre ODP değerleri aynı iken GWP değeri R32 gazının daha düşük olduğu görülmüştür.

Çomaklı vd. (2006) ısıtma ya da soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların tanımları, tarihçeleri, fiziksel ve termodinamik özellikleriyle ilgili çalışma yapmışlardır. Bu akışkanların küresel ısınma, çevre kirlenmesine olan etkileri, ozon tabakasını delme oranları, yanıcılık ve zehirlilik özellikleri aynı zamanda literatür çalışmaları doğrultusunda alternatif soğutucu akışkanlar önerilmiştir. R22 soğutucu akışkanını bırakan Avrupa'da ve diğer ülkelerde R290, R407C ve özellikle R410A'nın kullanılmasının daha uygun olacağını belirtmişlerdir. Yapılan bu çalışmada COP, ODP ve GWP değerleri dikkat alındığında R22 gazına göre R410A gazının seçilmesinin daha uygun olduğu tespit edilmiştir.

Selbaş ve Yılmaz (2014)'a göre R32 ve R410A gazlarının COP'ları ve ekserji verimleri karşılaştırılmış, COP değeri kompresör verimlerine göre incelendiğinde 0,9 verimde R32 gazı için COP değeri 4,85 hesaplanmış iken, aynı kompresör veriminde R410A soğutucu akışkanın COP değeri 4,65 bulmuştur. Sonuç olarak R32 gazının daha verimli olduğunu tespit etmiştir. Yapılan bu çalışmada ise, COP değerleri göz önünde bulundurulduğunda R32 soğutucu akışkanı 6,889 ve R410A soğutucu akışkanın 6,083 olarak hesaplanmıştır. Çalışma sonucunda R32 gazının COP verimi R410A göre uygun olduğu tespit edilmiştir.

Süerdem (2020) yapmış olduğu çalışmada R1234yf, R32, R454B, R410A, R22 ve R404A soğutucu gazların soğutma kapasitelerini, enerji verimliliklerini ve çevresel faktörlerini incelemiştir. Sonuç olarak R454B ve R32 gazlarının daha verimli olduğunu bulmuştur. Yapılan bu araştırmada R32 gazının diğer seçilen gazlara göre COP, ekserji ve enerji verimlerinin daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

Alkan vd. (2012) yapmış olduğu toprak kaynaklı bir ısı pompasının farklı soğutucu akışkanlar için termodinamik analizi yapmıştır. Bu maksatla soğutucu akışkan olarak R22, R404A, R410A, R407C, R134A ve R600 soğutucu akışkanları seçmiş ve belirli şartlarda COP, ekserji verimlerini incelemiştir. Sonuç olarak R600 gazı diğer alternatiflere göre en iyi performansı göstermiş ve buna yakın olarak R22 ve R134A gazları takip etmektedir. Yapılan çalışmada R32, R410A ve R22 gazları içinde aynı ortam şartlarında COP ve ekserjileri karşılaştırılmıştır. R32 soğutucu gazının R410A ve R22 soğutucu akışkana göre daha verimli olduğu görülmüştür.

Ergün vd. (2018)'nin çalışmasında soğuk hava depoculukta ve iklimlendirme sistemlerinde yaygın olarak kullanılan R22 soğutucu akışkanına alternatif olarak piyasaya sürülen ozon tabakasına dost R38A ve R417A akışkanlarını termodinamik açıdan incelemişlerdir. Araştırma sonucunda R22 soğutucu akışkanına alternatif olarak geliştirilen R438A ve R417A akışkanlarından COP_h ve COP_c değerine R438A akışkanının sahip olduğu görülmüştür. Yapılan çalışmada ise R22 Soğutucu akışkanına göre R32 ve R410A soğutucu akışkanların daha verimli olduğu, R32 ve R410A soğutucu akışkanların ODP değerlerinin aynı olduğu, GWP

değerlerine bakıldığında R32 soğutucu akışkanın daha kullanışlı olduğu ortaya çıkmıştır.

Demircioğlu (2010) yapmış olduğu R22 ve Alternatifleri R407C ile R410A soğutucu akışkanlarının ısı pompasındaki performanslarını teorik olarak incelenmesi adlı çalışmada R22' ye alternatif olarak R407C 'nin R410A'dan daha verimli olduğunu bulmuştur. Yapılan çalışmada ise R22 gazına alternatif olarak R32 ve R410A soğutucu akışkanların kullanımı uygun olacaktır. Ancak R32 ve R410A karşılaştırılmasında ise COP ve GWP değerlerine bakıldığında R32 soğutucu akışkanın daha verimli olduğu ortaya çıkmıştır.

Cingiz vd. (2020) R22, R438A, R417A, R422A ve R 422D soğutucu akışkanlarının performanslarını termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına göre incelemişlerdir. R22' nin COP değeri diğer alternatif akışkanların COP değerlerinden daha yüksek çıkmıştır. En düşük ekserji yıkımı ise R22 akışkanında gözlemlenmiştir. Yapılan bu çalışmada ekserji ve enerji analizi sonucunda performans olarak R22 soğutucu akışkanına en iyi alternatif sırasıyla R438A, R417A, R422D ve R422A olduğu tespit edilmiştir. Yapılan çalışmada R22, R32 ve R410A soğutucu akışkanlar aynı ortam şartlarında testleri yapılmış olup karşılaştırılmıştır. COP, enerji ve ekserjileri en düşük R22 soğutucu gazı ortaya çıkmıştır. R22 yerine R32 ve R410A soğutucu gazının kullanılması daha uygun olacaktır. Ancak ODP ve GWP değerleri göz önüne alındığında R32 soğutucu gazının daha uygun olacağı ortaya çıkmıştır.

Vural (2019) yapmış olduğu çalışmada R22 ile çalışan bir iklimlendirme sistemine R417A ile R422D alternatif soğutucu akışkanlarının kullanılmasının termodinamik analizini yapmış ve sonuç olarak R22 gazına alternatif olarak R417A ve R422D gazının çalıştırılmasında %10 enerji tasarruf sağlanacağını belirtmiştir. Yapılan çalışmada ise aynı ortam ve çalışma şartlarında R22 soğutucu akışkanın enerji tüketimi R32 ve R410A soğutucu akışkanında çok fazla olduğu, en az enerji tüketiminin R32 soğutucu akışkanında gerçekleştiği görülmüştür.

R410A soğutucu akışkanı R32 ve R125'den oluşan ve R22 için alternatif kabul edilen bir karışımdır. R410A ozon tabakasına zarar vermeyen bir soğutucu akışkan olup

R22'ye göre yüksek çalışma basınçları ve soğutma kapasitesine sahiptir. Termodinamik özellikleri R22 kadar iyi olmamasına rağmen ısı transfer özellikleri oldukça iyidir (2003 akt. Koyun vd 2005). Yapılan bu çalışmada R410A gazının R22 gazına göre soğutma kapasitesinin yüksek olduğu ve enerji tüketiminin daha az olduğu görülmüştür. R410A gazının ODP ve GWP değerinin R22 göre düşük olması tercih sebebidir.

Şahin (2020) yapmış olduğu çalışmada Farklı alternatif akışkanların kullanıldığı iki kademeli soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi adlı çalışmasında ODP değerleri aynı, GWP değerleri farklı R32, R410A, R407C, R245fa, R290, R507A, R717, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanlar kullanılarak ESS programı yardımıyla enerji ve ekserji analizlerini yapmış ve sonuç olarak ODP ve GWP değeri sıfır olan doğal soğutucu akışkan olarak kabul edilen R717 soğutucu akışkanın COP ve ekserji verimi en yüksek bulmuştur. En düşük değere sahip R407C olarak hesaplamıştır. Yapılan çalışmada R22, R32 ve R410A soğutucu gazları aynı ortam şartlarında deneyler yapılmıştır. Sonuç olarak COP, enerji ve ekserji değerleri karşılaştırıldığında R32 soğutucu gazının R22 ve R410A soğutucu akışkana göre daha verimli olduğu ve ODP ve GWP değerlerine bakıldığında ise R32'nin R22 ve R410A göre daha çevre dostu olduğu görülmüştür.

6. SONUÇ ve ÖNERİLER

Non invertör split tip soğutma sisteminde yapılan çalışmada aynı çalışma şartları altında R22, R32 ve R410A soğutucu gazlarının ekipman giriş ve çıkışlarına konulan manometre ve termometrelerden alınan bilgiler ile yapılmıştır. Toplanan veriler EES programında işlendikten sonra entalpi ve entropi değerleri çekilmiştir. EES programında alınan entalpi ve entropi değerleriyle termodinamik 1. ve 2. Yasası ile analizleri yapılmıştır. COP, enerji, ekserji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Hesaplanan veriler neticesinde R32 ve R410A soğutucu akışkanlarının R22 soğutucu akışkana göre daha verimli olduğu analiz edilmiştir.

Soğutucu akışkan olarak R22,R32 ve R410A soğutucu akışkanların COP değerleri karşılaştırılmıştır. Sistem için en verimli olan soğutucu akışkanın COP değeri yüksek olan sırasıyla R32, R410A ve R22 olduğu görülmüştür. Düşük COP değerine sahip akışkanlar daha fazla enerji tüketecek ve çevre üzerinde olumsuz etki yaratacaktır.

Enerji ve ekserji analizi için değerlendirilen alternatif akışkanların her birinin potansiyel bir yenileme akışkanı olduğunu ancak enerji ve ekserji analizlerine göre R32 ve R410A soğutucu akışkanların R22 soğutucu akışkanına göre daha cazip olduğu görülmüştür.

Yüksek kompresör gücü gerektiren alternatif soğutucu akışkan R22'dir. Düşük kompresör gücü gerektiren alternatif akışkan sırası ile R32 ve R410A'dır.

Bu analizler sonucunda performans olarak soğutucu akışkanları karşılaştırıldığımızda R32, ve R410A soğutucu akışkanın R22 soğutucu akışkana göre daha verimli olduğu görülmüştür.

R22 soğutucu akışkanın ODP potansiyeli yüksek olması ve artık hiçbir yeni sistemde kullanılmıyor olması sebebiyle R22 akışkanı yerine ODP potansiyeli düşük olan R32 ve R410A soğutucu akışkanının kullanılması uygun olacaktır.

Karbon salınımindaki en büyük payın enerji tüketiminden kaynaklanması, enerji verimlilik değerlerinin hem performans hem de çevresel etki üzerinde kritik bir faktör olmasına sebep olmuştur. Günümüzde soğutma sistemlerinde çoğunlukla kullanılan R32,R22 ve R410A soğutucu akışkanların sırası ile ODP değerleri 0, 0,055 ve 0 olarak bilinmektedir. R32, R410A ve R22 soğutucu gazların GWP değerleri sırası ile 675, 2088 ve 1600'dür. ODP ve GWP değerleri karşılaştırıldığında düşük olan R32 soğutucu akışkanı kullanılması ve COP değerlerinin diğer soğutucu akışkanlara göre yüksek olması R32 soğutucu akışkan kullanımı için uygun olacaktır. Yapılan çalışmada görüldüğü gibi küresel ısınma verilerine göre kıyaslama yapıldığında da R32 gazı daha çevre dostu olduğu görülmüştür.

Yapılan çalışma neticesinde termodinamiğin 1. ve 2. yasası dikkate alınarak bir takım öneriler tespit edilmiştir.

- ODP ve GWP değerleri dikkate alındığında R32 soğutucu akışkanın R410A ve R22 soğutucu akışkana göre iyi bir alternatif olacaktır.
- Yeni geliştirilen düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların non invertör split tip soğutma sistemlerinde denenerek enerji özelliklerinin incelenmesi faydalı olacaktır.
- Bu çalışmanın bir devamı olarak sistem üzerindeki değişikliklerle ileriye dönük çalışmalar yapılabilir. Örneğin sistem üzerine konulacak ısı geri kazanım cihazları gibi.

KAYNAKLAR

- Akbıyık, O.E., (1999). Tekstil Endüstrisinde Atık Sularla Kayıp Olan Enerjinin Isı Pompaları Yardımıyla Geri Kazanımı. Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*. İstanbul.
- Alpsoy, H. (2009). R134a/R152a Soğutucu Akışkan Karışımlarının Isı Pompasında DeneySEL İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.
- Altınok, İ.(2008). R508B Gazı ile Çalışan Kaskat Soğutma Sisteminde Kılcal Boru Boyunun Analizi. Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.
- ANSI/AHRI Standart 716 (SI). (2015). Performance Rating of Liquid Line Filters, Air-Conditioning, Heating and Refrigeration institute, USA.
- Apra, C. & Maiorino, A. (2011). An experimental investigation of the global environmental impact of the R22 retrofit with R422D. *Energy*, 36, 1161-1170.
- Apra, C., Maiorino, A. & Mastrullo, R., (2014). Exergy analysis of a cooling sistem: Experimental investigation on the consequences of the retrofit of R22 with R422D. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 9, 71-79.
- Ardıç, A. (2000). Klima sistemlerinde enerjinin iktisadi kullanımı. *Termodinamik Dergisi*, 100, 63-65
- Ashrae, (2005). Soğutucu akışkanların özellikleri, *Ashrae temel el kitabı (Fundamentals) bölüm 17*, Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınlar, Ankara.
- Bardak, G. A. (2011). Yeraltı Suyu Kaynaklı Isı Pompası Sistemleri için Ekserji Analizi. Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*. Isparta.
- Bortolini, M., Gamberi, M., Gamberini, R., Graziani, A., Lolli F. & Regattieri, A. (2015). Retrofitting of R404A commercial refrigeration systems using R410a and R407F refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, 55, 142-152.
- Cabello, R., Torrella, E., Llopis, R., Sánchez, D., Larumbe, J.A. (2013). Energy influence of the IHX with R22 drop-in and long-term substitutes in refrigeration plants. *Applied Thermal Engineering*, 50, 260-267.
- Chinnaraj, C., Vijayan, R., Govindarajan, P. (2011). Analysis of eco friendly refrigerants usage in air-conditioner. *American Journal of Environmental Sciences*, 7, 510-514.

- Cingiz, Z., Katircioğlu, F., Çay, Y. & Kolip, A. (2020). Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde R22 alternatifi soğutucu akışkanlarının termodinamik analizi. *Politeknik Dergisi*, 23(4), 1205-1212.
- Çağlar, Ş. (2011) Hermetik Kompresörlerde Ölü Hacim Miktarının Kompresör Performansına Etkisinin İncelenmesi.Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*. İstanbul.
- Çengel, A.Y., Boles,A.M. *Thermodynamics: An Engineering Approach*, McGraw-Hill, New York, U.S.,1994.
- Çomaklı, K., Şimşek, F., Özyurt, Ö. & Bakırcı, K. (2006). Soğutma/ısıtma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ve alternatifleri. *Mühendis ve makine*, 47(562), 32-45.
- Çomaklı, K., Şimşek, F., Çomaklı, O. & Şahin, B. (2009). Determination of optimum working conditions R22 and R404A refrigerant mixtures in heat-pumps using Taguchi method, *Applied Energy*, 86, 2451-2458.
- Demircioğlu, A. (2010). R22 Ve Alternatifleri R407c İle R410a Soğutucu Akışkanlarının Isı Pompasındaki Performanslarının Teorik Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*. Ankara.
- Devecioğlu, G.A. & Oruç, V. (2017). The influence of plate-type heat exchanger on energy efficiency and environmental effects of the air-conditioners using R453A as a substitute for R22, *Applied Thermal Engineering*, 112,1364-1372.
- Devecioğlu,G.A., Oruç,V., Berk,U. & Ender,S. (2016). İklimlendirme Sistemlerinde R22 Yerine R442A Kullanılmasının Enerji Parametrelerine Etkisinin İncelenmesi, *Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Dergisi*, 7(3), 551-558.
- Devotta, S., Waghmare, A.V., Sawant, N. & Domkundwar, B.M. (2001). Alternatives to HCFC-22 for air conditioners. *Applied Thermal Engineering*, 21, 703-715.
- Devotta, S., Padalkar, A.S. & Sane, N.K. (2005). Performance assessment of HCFC-22 window air conditioner retrofitted with R-407C. *Applied Thermal Engineering*, 25, 2937-2949.
- Dingeç. H. (1996). Thermoeconomic optimization of simple refrigerators, Master thesis, M.E.T.U. *The Graduate School of Natural and Applied Sciences*. Ankara
- Encyclopaedia Britannica, *John Gorrie American Physician the Editors of Encyclopedia Britannica* <https://www.britannica.com/biography/JohnGorrie>, Erişim Tarihi: 08.10.2019.
- Ergin, A.G.(2000). Merkezi Klima Sistemlerinin Karşılaştırılması. Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*. İstanbul

- Ergün, A., Gürel, A. E. & Ceylan, İ. (2018). Ticari soğutma sistemlerinde R22 akışkanın alternatifi olarak R438a ve R417a akışkanlarının performansının incelenmesi. *Fen Bilimleri Dergisi*, 6(4), 824-833.
- Erken, O. & Küçüka, S. (2010). İklimlendirme sistemlerinde elektronik genleşme vanası kontrolü. *Mühendis ve Makine*, 51(602), 2-11.
- Fannou, C., L., J., Rousseau, C., Lamarche, L. & Kaji, S. (2015). A comparative performance study of a direct expansion geothermal evaporator using R410A and R407C as refrigerant alternatives to R22, *Applied Thermal Engineering*, 82, 306-317.
- Farraj, A., Mallouh, M.A., Kalendar, A.R., Al-Shqirate, A.A.R. & Hammad, M. (2012). Experimental study of solar powered air conditioning unit using drop - In hydro carbon mixture to replace R-22. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, 6, 63-70.
- Llopis, R., Cabello, R., Sánchez, D., Torrella, E., Patiño, J. & Sánchez, J.G. (2011). Experimental evaluation of HCFC-22 replacement by the drop-in fluids HFC-422A and HFC-417B for low temperature refrigeration applications. *Applied Thermal Engineering*, 31, 1323-1331.
- Hilton, P.A. (1996). Mekanik Isı Pompası R514. P.A. Hilton LTD.
- History of Air conditioning, <https://www.energy.gov/articles/history-airconditioning>, Erişim Tarihi: 10.10.2019
- İsa, K.İ. & Onat, A. (2017). İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği. 2. Baskı. İstanbul.
- Kaya, S. (2009). Performance Comparison On The Vapour Compression Refrigeration System When Retrofitting From R22 to R404A. Yüksek Lisans Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*. İstanbul.
- Kızıllkan, Ö. (2004). Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termodinamik Yönden İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*. Isparta.
- Koyun, T., Koyun, A. & Acar, M. (2005). Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ve bu akışkanların ozon tabakası üzerine etkileri. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88, 46-53.
- Mani, K. & Selladurai, V. (2008). Experimental analysis of a new refrigerant mixture as drop-in replacement for CFC12 and HFC134a International. *Journal of Thermal Sciences*, 47, 1490-1495.
- Mohanraj, M., Jayaraj, S. & Muraleedharan, C. (2009). Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants-A review. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 3, 108- 119.

- Mohanraj, M., Muraleedharan, C. & Jayaraj, S. (2011). A review on recent developments in new refrigerant mixtures for vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump units. *International Journal of Energy Research*, 35, 647-669.
- Niğdelioğlu, O. (2006). Toprak kaynaklı ısı pompası dizaynı ve tekno-ekonomik performans analizi. Yüksek Lisans Tezi, *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kütahya.
- Okudan, M., O.(2020). Çatı Tipi Klimalarda R410A Alternatifi Soğutucu Akışkanların Kullanımının Analizi. Yüksek Lisans Tezi. *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.
- Oruç, V., Devecioğlu, G. A. & Ender, S. (2017). Improvement of energy parameters using R442A and R453A in a refrigeration system operating with R404A, *Applied Thermal Engineering*, 129, 243-249.
- Özkoç, N. (2007). Uygulamalı soğutma tekniği, Makine Mühendisleri Odası. Yayın No: MMO/2007/115/7. Ankara
- Park, K. J., Shim, Y. B. & Jung, D. (2009). A 'drop-in' refrigerant R431A for replacing HCFC22 in residential air-conditioners and heat pumps. *Energy Conversion and Management*, 50, 1671-1675.
- Reichler, M. (1999). Modeling of rooftop packaged air conditioning equipment, university of Wisconsin, Madison.
- Selbaş, R. & Yılmaz, F. (2014). Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde R410a ve R32 soğutucu akışkanların termodinamik analizi, *SDU International Technologic Science*. 6(2), 50-60.
- Seyrek, A. (2010). Mahal ısıtmasından toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin kullanılması. Yüksek Lisans Tezi, *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kütahya.
- Shen, B., Bansal, P. (2014). Assessment of Environmentally Friendly Refrigerants for Window Air Conditioners, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 1425.
- Silla, E., Arnau, A. & Tunon, I. (2019). Fundamental Principles Governing Solvents Use. Department of Physical Chemistry, *University of Valencia Burjassot*, Spain.
- Spatz, M. W. and Motta, S. F. Y. (2004). An evaluation of options for replacing HCFC22 in medium temperature refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, 27, 475-483.
- Süerdem, K. (2020). Çatı Tipi Klimalarda Kullanılan Soğutucu Akışkanların Performans ve Çevresel Etkileri. Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*. İstanbul.

- Şahin, B. (2020). Farklı Akışkanların Kullanıldığı İki Kademeli Soğutma Sistemi Enerji ve Ekserji Analizi.Yüksek Lisans Tezi, *Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü*. Isparta
- Şanslı, B. (2015). Ticari Tip Split Klimada Kondenser Atık Isının Farklı Bir Yöntemle Boylerde Kullanımının Enerji Verimliliğine Etkisi. Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*. Karabük.
- Şengür, S. (2005). Buzdolaplarında alternatif soğutucu akışkan olarak L.P.G. kullanılmasının deneysel olarak araştırılması.Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*. Elazığ.
- Understanding Global Warming Potentials, Greenhouse Gas Emissions, United States Environmental Protection Agency, <https://www.epa.gov/ghgemissions/understanding-global-warmingpotentials>, Erişim Tarihi: 02.10.2019
- URL-1. <https://www.tesisat.org/sogutma-cevrimde-kullanilan-kompresorler.html> ,Erişim Tarihi: 28.11.2021
- URL-2. <https://www.friterm.com/tr-TR/catalogue/evaporatorler-sogutucular/tavan-tipi-oda-sogutucular/2/10055> , Erişim Tarihi: 28.11.2021
- URL-3 <https://www.azak.com.tr/tr/%C3%BCr%C3%BCnler~4/kondenserler-as-ak-serisi~2> , Erişim Tarihi: 28.11.2021
- URL-4. <http://turkish.oemhardwareparts.com/sale-4629208-refrigeration-capillary-tube-fittings-straight-tap-connector-copper-tube-diameter-1-8.html> , ,Erişim Tarihi:28.11.2021
- URL-5. <http://baguchar.ru/pencere-tipi-klima/> , ,Erişim Tarihi:28.11.2021
- URL-6. <https://www.tesisat.org/hava-sogutmali-kondenserli-vrf.html> , ,Erişim Tarihi: 28.11.2021
- Ünal, R. (2018). Değişken Evaporatör Sıcaklığında Bir Isı Pompasının Farklı Çalışma Koşullarında Performans Analizi. Yüksek Lisans Tezi. *Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya.
- Vijayan, R. & Srinivasan, P.S.S. (2009). Influence of internal heat exchanger on performance of window AC retrofitted with R407C. *Journal of Scientific and Industrial Research*, 68, 153-156.
- Wu, J.H. , Yang, L.D. & Hou, J. (2012). Experimental performance study of a small wall room air conditioner retrofitted with R290 and R1270. *International Journal of Refrigeration*, 35, 1860- 1868.
- Yakut, A. (2012). Yeni nesil soğutucu akışkan R32. Daikin Türkiye Kurumsal Planlama Departmanı.

- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., & Çoskun, S., (2002). *Soğutma tekniği ve uygulamaları*, VIPAŞ A.Ş., Bursa
- Yang, Z. & Wu, X. (2013). Retrofits and options for the alternatives to HCFC-22. *Energy*, 59, 1-21.
- Yiğit, A.(1989). Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Simülasyonu. Doktora Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*. İstanbul.
- Yu, C.C. & Teng, T.P. (2014). Retrofit assessment of refrigerator using hydrocarbon refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 66, 507-518.
- Zhao, X., Shi, L., Zhu, M. & Han, L. (1999). A new environment-friendly refrigerant. *Science in China, Series E: Technological Sciences*, 42, 183-189.





EKLER

EKLER

EK-1-1 R22 Soğutucu Akışkan için EES Programından 0 °C 6 Bar Basınç Değerleri

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Parametric Table

Table 2

1..101	1 T [C]	2 cp	3 h	4 k	5 μ	6 s	7 ρ	8 v
Run 1	0	1,175	200	0,0965	0,0002109	0,9998	1282	0,00078
Run 2	1	1,178	201,2	0,09604	0,0002087	1,004	1279	0,0007821
Run 3	2	1,18	202,4	0,09557	0,0002065	1,008	1275	0,0007843
Run 4	3	1,183	203,6	0,09511	0,0002044	1,013	1272	0,0007864
Run 5	4	1,186	204,7	0,09464	0,0002023	1,017	1268	0,0007886
Run 6	5	1,189	205,9	0,09417	0,0002002	1,021	1265	0,0007908
Run 7	6	0,7733	407,2	0,01034	0,00001238	1,743	25,43	0,03932
Run 8	7	0,7703	408	0,01039	0,00001242	1,745	25,29	0,03954
Run 9	8	0,7675	408,8	0,01045	0,00001246	1,748	25,15	0,03976
Run 10	9	0,7649	409,5	0,01051	0,0000125	1,751	25,01	0,03998
Run 11	10	0,7624	410,3	0,01056	0,00001254	1,754	24,88	0,04019
Run 12	11	0,7602	411	0,01062	0,00001258	1,756	24,75	0,04041
Run 13	12	0,7581	411,8	0,01068	0,00001262	1,759	24,62	0,04062
Run 14	13	0,7562	412,6	0,01073	0,00001267	1,762	24,49	0,04084
Run 15	14	0,7544	413,3	0,01079	0,00001271	1,764	24,36	0,04105
Run 16	15	0,7528	414,1	0,01085	0,00001275	1,767	24,24	0,04126
Run 17	16	0,7513	414,8	0,01091	0,00001279	1,769	24,11	0,04147
Run 18	17	0,7499	415,6	0,01096	0,00001283	1,772	23,99	0,04168
Run 19	18	0,7486	416,3	0,01102	0,00001287	1,775	23,87	0,04189
Run 20	19	0,7474	417,1	0,01108	0,00001291	1,777	23,75	0,0421

Formatted Equa...

```

T=0
[C]
P = 600 [kPa]
k = k (R22 ; T=T ; P=P )
cp = Cp (R22 ; T=T ; P=P )
ρ = ρ (R22 ; T=T ; P=P )
h = h (R22 ; T=T ; P=P )
s = s (R22 ; T=T ; P=P )
x = x (R22 ; T=T ; h=h )
μ = Visc (R22 ; T=T ; P=P )
v = v (R22 ; T=T ; P=P )

```

EK-1-2 R22 Soğutucu Akışkan için EES Programından 96 °C 22 Bar Basınç Değerleri

Parametric Table								
Table 2								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
T	cp	h	k	μ	s	p	v	
[C]								
Run 67	66	1,047	429,4	0,0155	0,00001575	1,713	90,31	0,01107
Run 68	67	1,038	430,4	0,01555	0,00001578	1,716	89,61	0,01116
Run 69	68	1,029	431,5	0,01559	0,00001581	1,719	88,93	0,01125
Run 70	69	1,021	432,5	0,01563	0,00001584	1,722	88,26	0,01133
Run 71	70	1,013	433,5	0,01568	0,00001587	1,725	87,62	0,01141
Run 72	71	1,006	434,5	0,01572	0,0000159	1,728	86,99	0,0115
Run 73	72	0,9994	435,5	0,01577	0,00001593	1,73	86,38	0,01158
Run 74	73	0,9931	436,5	0,01581	0,00001596	1,733	85,78	0,01166
Run 75	74	0,9871	437,5	0,01586	0,000016	1,736	85,2	0,01174
Run 76	75	0,9815	438,5	0,0159	0,00001603	1,739	84,63	0,01182
Run 77	76	0,9761	439,5	0,01595	0,00001606	1,742	84,07	0,01189
Run 78	77	0,971	440,5	0,016	0,00001609	1,745	83,53	0,01197
Run 79	78	0,9662	441,4	0,01604	0,00001613	1,747	82,99	0,01205
Run 80	79	0,9617	442,4	0,01609	0,00001616	1,75	82,47	0,01213
Run 81	80	0,9574	443,4	0,01614	0,00001619	1,753	81,96	0,0122
Run 82	81	0,9533	444,3	0,01618	0,00001623	1,756	81,46	0,01228
Run 83	82	0,9494	445,3	0,01623	0,00001626	1,758	80,97	0,01235
Run 84	83	0,9457	446,2	0,01628	0,0000163	1,761	80,49	0,01242
Run 85	84	0,9422	447,1	0,01633	0,00001633	1,764	80,02	0,0125
Run 86	85	0,9388	448,1	0,01638	0,00001636	1,766	79,55	0,01257
Run 87	86	0,9356	449	0,01643	0,0000164	1,769	79,1	0,01264
Run 88	87	0,9326	450	0,01648	0,00001643	1,771	78,65	0,01271
Run 89	88	0,9297	450,9	0,01652	0,00001647	1,774	78,22	0,01279
Run 90	89	0,9269	451,8	0,01657	0,0000165	1,777	77,78	0,01286
Run 91	90	0,9243	452,7	0,01662	0,00001654	1,779	77,36	0,01293
Run 92	91	0,9217	453,7	0,01667	0,00001657	1,782	76,95	0,013
Run 93	92	0,9193	454,6	0,01672	0,0000166	1,784	76,54	0,01307
Run 94	93	0,917	455,5	0,01677	0,00001664	1,787	76,13	0,01313
Run 95	94	0,9148	456,4	0,01682	0,00001667	1,789	75,74	0,0132
Run 96	95	0,9127	457,3	0,01687	0,00001671	1,792	75,35	0,01327
Run 97	96	0,9107	458,2	0,01692	0,00001674	1,794	74,96	0,01334
Run 98	97	0,9088	459,2	0,01698	0,00001678	1,797	74,59	0,01341
Run 99	98	0,907	460,1	0,01703	0,00001682	1,799	74,22	0,01347
Run 100	99	0,9052	461	0,01708	0,00001685	1,801	73,85	0,01354
Run 101	100	0,9035	461,9	0,01713	0,00001689	1,804	73,49	0,01361

I=96
 [C]
 P = 2200 [kPa]
 k = k (R22 ; T = T ; P = P)
 cp = Cp (R22 ; T = T ; P = P)
 ρ = ρ (R22 ; T = T ; P = P)
 h = h (R22 ; T = T ; P = P)
 s = s (R22 ; T = T ; P = P)
 x = x (R22 ; T = T ; h = h)
 μ = μ sc (R22 ; T = T ; P = P)
 v = v (R22 ; T = T ; P = P)

EK-1-3 R22 Soğutucu Akışkan için EES Programından 38 °C 22 Bar Basıncı Değerleri

Parametric Table								
Table 2	1	2	3	4	5	6	7	8
	T	cp	h	k	μ	s	ρ	v
	[C]							
Run 33	32	1,278	239,2	0,08274	0,0001554	1,131	1170	0,000855
Run 34	33	1,283	240,5	0,08224	0,0001537	1,135	1165	0,000858
Run 35	34	1,288	241,8	0,08173	0,0001521	1,139	1161	0,0008612
Run 36	35	1,294	243,1	0,08123	0,0001505	1,144	1157	0,0008644
Run 37	36	1,3	244,4	0,08071	0,0001488	1,148	1153	0,0008676
Run 38	37	1,306	245,7	0,0802	0,0001472	1,152	1148	0,000871
Run 39	38	1,312	247	0,07968	0,0001456	1,156	1144	0,0008743
Run 40	39	1,318	248,3	0,07916	0,000144	1,16	1139	0,0008778
Run 41	40	1,325	249,6	0,07863	0,0001424	1,165	1135	0,0008813
Run 42	41	1,332	251	0,0781	0,0001408	1,169	1130	0,0008849
Run 43	42	1,339	252,3	0,07756	0,0001392	1,173	1125	0,0008886
Run 44	43	1,346	253,6	0,07702	0,0001376	1,177	1121	0,0008923
Run 45	44	1,354	255	0,07647	0,000136	1,182	1116	0,0008961
Run 46	45	1,362	256,3	0,07592	0,0001344	1,186	1111	0,0009001
Run 47	46	1,371	257,7	0,07536	0,0001328	1,19	1106	0,0009041
Run 48	47	1,38	259,1	0,07479	0,0001312	1,194	1101	0,0009082
Run 49	48	1,389	260,5	0,07422	0,0001296	1,199	1096	0,0009124
Run 50	49	1,399	261,9	0,07364	0,000128	1,203	1091	0,0009167
Run 51	50	1,41	263,3	0,07305	0,0001264	1,207	1086	0,0009211
Run 52	51	1,42	264,7	0,07246	0,0001248	1,212	1080	0,0009257
Run 53	52	1,432	266,1	0,07185	0,0001231	1,216	1075	0,0009304
Run 54	53	1,444	267,6	0,07124	0,0001215	1,221	1069	0,0009352
Run 55	54	1,457	269	0,07062	0,0001199	1,225	1064	0,0009402
Run 56	55	1,471	270,5	0,06999	0,0001182	1,23	1058	0,0009453
Run 57	56	1,191	418,3	0,01512	0,00001547	1,679	98,74	0,01013
Run 58	57	1,171	419,5	0,01515	0,00001549	1,683	97,74	0,01023
Run 59	58	1,152	420,7	0,01519	0,00001552	1,686	96,79	0,01033
Run 60	59	1,135	421,8	0,01522	0,00001554	1,69	95,88	0,01043

```

T=38
[C]
P = 2200 [kPa]
k = k (R22 ; T = T ; P = P )
cp = Cp (R22 ; T = T ; P = P )
rho = rho (R22 ; T = T ; P = P )
h = h (R22 ; T = T ; P = P )
s = s (R22 ; T = T ; P = P )
x = x (R22 ; T = T ; h = h )
mu = Visc (R22 ; T = T ; P = P )
v = v (R22 ; T = T ; P = P )

```

EK-1-4 R22 Soğutucu Akışkan için EES Programından 0 °C 6 Bar Basınç Değerleri

Parametric Table									
Table 2	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1..101	T [C]	cp	h	k	μ	s	p	v	
Run 1	0	1,175	200	0,0965	0,0002109	0,9998	1282	0,00078	
Run 2	1	1,178	201,2	0,09604	0,0002087	1,004	1279	0,0007821	
Run 3	2	1,18	202,4	0,09557	0,0002065	1,008	1275	0,0007843	
Run 4	3	1,183	203,6	0,09511	0,0002044	1,013	1272	0,0007864	
Run 5	4	1,186	204,7	0,09464	0,0002023	1,017	1268	0,0007886	
Run 6	5	1,189	205,9	0,09417	0,0002002	1,021	1265	0,0007908	
Run 7	6	0,7733	407,2	0,01034	0,00001238	1,743	25,43	0,03932	
Run 8	7	0,7703	408	0,01039	0,00001242	1,745	25,29	0,03954	
Run 9	8	0,7675	408,8	0,01045	0,00001246	1,748	25,15	0,03976	
Run 10	9	0,7649	409,5	0,01051	0,0000125	1,751	25,01	0,03998	
Run 11	10	0,7624	410,3	0,01056	0,00001254	1,754	24,88	0,04019	
Run 12	11	0,7602	411	0,01062	0,00001258	1,756	24,75	0,04041	
Run 13	12	0,7581	411,8	0,01068	0,00001262	1,759	24,62	0,04062	
Run 14	13	0,7562	412,6	0,01073	0,00001267	1,762	24,49	0,04084	
Run 15	14	0,7544	413,3	0,01079	0,00001271	1,764	24,36	0,04105	
Run 16	15	0,7528	414,1	0,01085	0,00001275	1,767	24,24	0,04126	
Run 17	16	0,7513	414,8	0,01091	0,00001279	1,769	24,11	0,04147	
Run 18	17	0,7499	415,6	0,01096	0,00001283	1,772	23,99	0,04168	
Run 19	18	0,7486	416,3	0,01102	0,00001287	1,775	23,87	0,04189	
Run 20	19	0,7474	417,1	0,01108	0,00001291	1,777	23,75	0,0421	

```

T=0
[C]
P = 600 [kPa]
k = k (R22 ; T = T ; P = P )
cp = Cp (R22 ; T = T ; P = P )
p = p (R22 ; T = T ; P = P )
h = h (R22 ; T = T ; P = P )
s = s (R22 ; T = T ; P = P )
x = x (R22 ; T = T ; h = h )
μ = Visc (R22 ; T = T ; P = P )
v = v (R22 ; T = T ; P = P )

```

EK-2-1 R32 Soğutucu Akışkan için EES Programından 9 °C 10 Bar Basınç Değerleri

Parametric Table									
Table 2	1	2	3	4	5	6	7	8	
	T	cp	h	k	μ	s	p	v	
	[C]								
Run 1	0	1,743	200	0,1454	0,0001561	0,9994	1056	0,000947	
Run 2	1	1,748	201,8	0,1445	0,0001543	1,006	1052	0,0009502	
Run 3	2	1,754	203,5	0,1436	0,0001526	1,012	1049	0,0009534	
Run 4	3	1,76	205,3	0,1427	0,0001509	1,019	1045	0,0009567	
Run 5	4	1,766	207	0,1418	0,0001492	1,025	1042	0,00096	
Run 6	5	1,773	208,8	0,1408	0,0001475	1,031	1038	0,0009634	
Run 7	6	1,779	210,6	0,1399	0,0001458	1,038	1034	0,0009669	
Run 8	7	1,318	516,8	0,01484	0,00001181	2,132	27,16	0,03682	
Run 9	8	1,299	518,1	0,01489	0,00001184	2,137	26,97	0,03708	
Run 10	9	1,282	519,4	0,01494	0,00001188	2,141	26,77	0,03735	
Run 11	10	1,266	520,7	0,01499	0,00001191	2,146	26,59	0,03761	
Run 12	11	1,252	521,9	0,01505	0,00001195	2,15	26,4	0,03787	
Run 13	12	1,238	523,2	0,0151	0,00001199	2,155	26,23	0,03813	
Run 14	13	1,226	524,4	0,01515	0,00001202	2,159	26,05	0,03838	
Run 15	14	1,214	525,6	0,0152	0,00001206	2,163	25,88	0,03864	
Run 16	15	1,203	526,8	0,01526	0,00001209	2,168	25,72	0,03889	
Run 17	16	1,193	528	0,01531	0,00001213	2,172	25,55	0,03913	
Run 18	17	1,183	529,2	0,01537	0,00001217	2,176	25,39	0,03938	
Run 19	18	1,174	530,4	0,01542	0,0000122	2,18	25,24	0,03962	
Run 20	19	1,166	531,6	0,01548	0,00001224	2,184	25,09	0,03986	
Run 21	20	1,157	532,7	0,01553	0,00001228	2,188	24,94	0,0401	
Run 22	21	1,15	533,9	0,01559	0,00001231	2,192	24,79	0,04034	
Run 23	22	1,143	535	0,01565	0,00001235	2,196	24,65	0,04057	

Formatted Equat...	
T=9	
[C]	
P = 1000 [kPa]	
k = k (R32 ; T = T ; P = P)	
cp = Cp (R32 ; T = T ; P = P)	
p = p (R32 ; T = T ; P = P)	
h = h (R32 ; T = T ; P = P)	
s = s (R32 ; T = T ; P = P)	
x = x (R32 ; T = T ; h = h)	
μ = Visc (R32 ; T = T ; P = P)	
v = v (R32 ; T = T ; P = P)	

EK-2-2 R32 Soğutucu Akışkan için EES Programından 92 °C 38 Bar Basıncı Değerleri

Parametric Table									
Table 2	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	T	cp	h	k	μ	s	p	v	
	[C]								
Run 69	68	2,122	523,6	0,02513	0,0000154	1,998	109,2	0,009156	
Run 70	69	2,069	525,7	0,02509	0,0000154	2,004	107,8	0,009274	
Run 71	70	2,02	527,8	0,02507	0,00001541	2,01	106,5	0,009389	
Run 72	71	1,975	529,8	0,02504	0,00001542	2,016	105,3	0,009501	
Run 73	72	1,935	531,7	0,02502	0,00001544	2,021	104,1	0,00961	
Run 74	73	1,897	533,7	0,02501	0,00001545	2,027	102,9	0,009717	
Run 75	74	1,862	535,5	0,02499	0,00001546	2,032	101,8	0,009822	
Run 76	75	1,83	537,4	0,02499	0,00001548	2,038	100,8	0,009925	
Run 77	76	1,8	539,2	0,02498	0,00001549	2,043	99,74	0,01003	
Run 78	77	1,773	541	0,02498	0,00001551	2,048	98,76	0,01013	
Run 79	78	1,747	542,7	0,02498	0,00001553	2,053	97,81	0,01022	
Run 80	79	1,723	544,5	0,02499	0,00001555	2,058	96,9	0,01032	
Run 81	80	1,7	546,2	0,02499	0,00001557	2,063	96,02	0,01041	
Run 82	81	1,678	547,9	0,025	0,00001558	2,067	95,17	0,01051	
Run 83	82	1,658	549,5	0,02501	0,0000156	2,072	94,34	0,0106	
Run 84	83	1,639	551,2	0,02503	0,00001563	2,077	93,54	0,01069	
Run 85	84	1,621	552,8	0,02504	0,00001565	2,081	92,76	0,01078	
Run 86	85	1,604	554,4	0,02506	0,00001567	2,086	92	0,01087	
Run 87	86	1,588	556	0,02508	0,00001569	2,09	91,27	0,01096	
Run 88	87	1,573	557,6	0,0251	0,00001571	2,095	90,55	0,01104	
Run 89	88	1,559	559,2	0,02512	0,00001573	2,099	89,86	0,01113	
Run 90	89	1,545	560,7	0,02515	0,00001576	2,103	89,18	0,01121	
Run 91	90	1,532	562,3	0,02517	0,00001578	2,108	88,52	0,0113	
Run 92	91	1,52	563,8	0,0252	0,0000158	2,112	87,88	0,01138	
Run 93	92	1,508	565,3	0,02523	0,00001583	2,116	87,25	0,01146	
Run 94	93	1,496	566,8	0,02526	0,00001585	2,12	86,63	0,01154	
Run 95	94	1,486	568,3	0,02529	0,00001587	2,124	86,03	0,01162	
Run 96	95	1,475	569,8	0,02532	0,0000159	2,128	85,45	0,0117	
Run 97	96	1,465	571,3	0,02535	0,00001592	2,132	84,88	0,01178	
Run 98	97	1,456	572,7	0,02539	0,00001595	2,136	84,32	0,01186	
Run 99	98	1,447	574,2	0,02542	0,00001597	2,14	83,77	0,01194	
Run 100	99	1,438	575,6	0,02546	0,000016	2,144	83,23	0,01201	
Run 101	100	1,43	577	0,0255	0,00001602	2,148	82,7	0,01209	

T=92
[C]
P = 3800 [kPa]
k = k (R32 ; T = T ; P = P)
cp = Cp (R32 ; T = T ; P = P)
p = p (R32 ; T = T ; P = P)
h = h (R32 ; T = T ; P = P)
s = s (R32 ; T = T ; P = P)
x = x (R32 ; T = T ; h = h)
 μ = Visc (R32 ; T = T ; P = P)
v = v (R32 ; T = T ; P = P)

EK-2-3 R32 Soğutucu Akışkan için EES Programından 44 °C 22 Bar Basıncı Değerleri

Parametric Table									
Table 2	1	2	3	4	5	6	7	8	
	T	cp	h	k	μ	s	p	v	
	[C]								
Run 18	17	1.809	230.2	0.1339	0.0001341	1.097	1006	0.0009944	
Run 19	18	1.816	232	0.133	0.0001326	1.103	1002	0.0009982	
Run 20	19	1.824	233.8	0.1321	0.0001311	1.109	998	0.001002	
Run 21	20	1.832	235.6	0.1312	0.0001296	1.116	994.1	0.001006	
Run 22	21	1.84	237.5	0.1303	0.0001282	1.122	990.2	0.00101	
Run 23	22	1.848	239.3	0.1294	0.0001267	1.128	986.2	0.001014	
Run 24	23	1.857	241.2	0.1285	0.0001253	1.134	982.2	0.001018	
Run 25	24	1.866	243	0.1276	0.0001238	1.141	978.1	0.001022	
Run 26	25	1.875	244.9	0.1267	0.0001224	1.147	974	0.001027	
Run 27	26	1.885	246.8	0.1257	0.0001209	1.153	969.9	0.001031	
Run 28	27	1.895	248.7	0.1248	0.0001195	1.16	965.7	0.001036	
Run 29	28	1.905	250.6	0.1239	0.0001181	1.166	961.5	0.00104	
Run 30	29	1.916	252.5	0.1229	0.0001167	1.172	957.2	0.001045	
Run 31	30	1.928	254.4	0.122	0.0001153	1.179	952.8	0.00105	
Run 32	31	1.939	256.3	0.121	0.0001139	1.185	948.4	0.001054	
Run 33	32	1.952	258.3	0.1201	0.0001125	1.191	944	0.001059	
Run 34	33	1.964	260.2	0.1191	0.0001111	1.198	939.4	0.001064	
Run 35	34	1.978	262.2	0.1182	0.0001097	1.204	934.8	0.00107	
Run 36	35	1.992	264.2	0.1172	0.0001083	1.211	930.2	0.001075	
Run 37	36	2.007	266.2	0.1162	0.0001069	1.217	925.5	0.001081	
Run 38	37	2.022	268.2	0.1152	0.0001055	1.224	920.7	0.001086	
Run 39	38	2.039	270.2	0.1142	0.0001041	1.23	915.8	0.001092	
Run 40	39	2.056	272.3	0.1132	0.0001027	1.237	910.8	0.001098	
Run 41	40	2.074	274.4	0.1122	0.0001014	1.243	905.8	0.001104	
Run 42	41	2.093	276.4	0.1111	0.00009997	1.25	900.7	0.00111	
Run 43	42	2.114	278.5	0.1101	0.00009858	1.257	895.4	0.001117	
Run 44	43	2.135	280.7	0.109	0.00009718	1.263	890.1	0.001124	
Run 45	44	2.158	282.8	0.1079	0.00009579	1.27	884.6	0.00113	
Run 46	45	2.183	285	0.1068	0.00009438	1.277	879	0.001138	
Run 47	46	2.21	287.2	0.1057	0.00009298	1.284	873.3	0.001145	
Run 48	47	2.238	289.4	0.1046	0.00009156	1.291	867.5	0.001153	
Run 49	48	2.269	291.7	0.1035	0.00009013	1.298	861.5	0.001161	
Run 50	49	2.302	293.9	0.1023	0.0000887	1.305	855.3	0.001169	
Run 51	50	2.339	296.3	0.1011	0.00008725	1.312	849	0.001178	
Run 52	51	2.379	298.6	0.09993	0.00008579	1.319	842.4	0.001187	

```

T=44
[C]
P = 3800 [kPa]
k = k (R32 ; T = T ; P = P )
cp = Cp (R32 ; T = T ; P = P )
rho = rho (R32 ; T = T ; P = P )
h = h (R32 ; T = T ; P = P )
s = s (R32 ; T = T ; P = P )
x = x (R32 ; T = T ; h = h )
mu = Visc (R32 ; T = T ; P = P )
v = v (R32 ; T = T ; P = P )

```

EK-2-4 R32 Soğutucu Akışkan için EES Programından 2 °C 10 Bar Basıncı Değerleri

Parametric Table								
Table 2	1	2	3	4	5	6	7	8
1..101	T	cp	h	k	μ	s	ρ	v
	[C]							
Run 1	0	1,743	200	0,1454	0,0001561	0,9994	1056	0,000947
Run 2	1	1,748	201,8	0,1445	0,0001543	1,006	1052	0,0009502
Run 3	2	1,754	203,5	0,1436	0,0001526	1,012	1049	0,0009534
Run 4	3	1,76	205,3	0,1427	0,0001509	1,019	1045	0,0009567
Run 5	4	1,766	207	0,1418	0,0001492	1,025	1042	0,00096
Run 6	5	1,773	208,8	0,1408	0,0001475	1,031	1038	0,0009634
Run 7	6	1,779	210,6	0,1399	0,0001458	1,038	1034	0,0009669
Run 8	7	1,318	516,8	0,01484	0,00001181	2,132	27,16	0,03682
Run 9	8	1,299	518,1	0,01489	0,00001184	2,137	26,97	0,03708
Run 10	9	1,282	519,4	0,01494	0,00001188	2,141	26,77	0,03735
Run 11	10	1,266	520,7	0,01499	0,00001191	2,146	26,59	0,03761
Run 12	11	1,252	521,9	0,01505	0,00001195	2,15	26,4	0,03787
Run 13	12	1,238	523,2	0,0151	0,00001199	2,155	26,23	0,03813
Run 14	13	1,226	524,4	0,01515	0,00001202	2,159	26,05	0,03838
Run 15	14	1,214	525,6	0,0152	0,00001206	2,163	25,88	0,03864
Run 16	15	1,203	526,8	0,01526	0,00001209	2,168	25,72	0,03889
Run 17	16	1,193	528	0,01531	0,00001213	2,172	25,55	0,03913
Run 18	17	1,183	529,2	0,01537	0,00001217	2,176	25,39	0,03938
Run 19	18	1,174	530,4	0,01542	0,0000122	2,18	25,24	0,03962
Run 20	19	1,166	531,6	0,01548	0,00001224	2,184	25,09	0,03986
Run 21	20	1,157	532,7	0,01553	0,00001228	2,188	24,94	0,0401
Run 22	21	1,15	533,9	0,01559	0,00001231	2,192	24,79	0,04034
Run 23	22	1,143	535	0,01565	0,00001235	2,196	24,65	0,04057
Run 24	23	1,136	536,2	0,0157	0,00001238	2,2	24,5	0,04081
Run 25	24	1,13	537,3	0,01576	0,00001242	2,203	24,37	0,04104
Run 26	25	1,124	538,4	0,01582	0,00001246	2,207	24,23	0,04127
Run 27	26	1,118	539,6	0,01587	0,00001249	2,211	24,1	0,0415
Run 28	27	1,112	540,7	0,01593	0,00001253	2,215	23,96	0,04173
Run 29	28	1,107	541,8	0,01599	0,00001256	2,218	23,83	0,04196
Run 30	29	1,102	542,9	0,01605	0,0000126	2,222	23,71	0,04218
Run 31	30	1,098	544	0,01611	0,00001264	2,226	23,58	0,04241
Run 32	31	1,093	545,1	0,01617	0,00001267	2,229	23,46	0,04263
Run 33	32	1,089	546,2	0,01623	0,00001271	2,233	23,34	0,04285
Run 34	33	1,085	547,3	0,01629	0,00001275	2,236	23,22	0,04307
Run 35	34	1,081	548,3	0,01635	0,00001278	2,24	23,1	0,04329

T=2
 [C]
 P = 1000 [kPa]
 k = k (R32 ; T = T ; P = P)
 cp = Cp (R32 ; T = T ; P = P)
 ρ = ρ (R32 ; T = T ; P = P)
 h = h (R32 ; T = T ; P = P)
 s = s (R32 ; T = T ; P = P)
 x = x (R32 ; T = T ; h = h)
 μ = Visc (R32 ; T = T ; P = P)
 v = v (R32 ; T = T ; P = P)

EK-3-1 R410 Soğutucu Akışkan için EES Programından 9 °C 10 Bar Basıncı Değerleri

Parametric Table									
Table 2	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	T	cp	h	k	μ	s	p	v	
	[C]								
Run 1	0	1,515	200	0,1036	0,0001665	0,9994	1171	0,000854	
Run 2	1	1,521	201,5	0,103	0,0001644	1,005	1167	0,000857	
Run 3	2	1,526	203	0,1024	0,0001623	1,01	1163	0,00086	
Run 4	3	1,532	204,6	0,1017	0,0001603	1,016	1159	0,0008632	
Run 5	4	1,538	206,1	0,1011	0,0001583	1,022	1154	0,0008663	
Run 6	5	1,544	207,7	0,1005	0,0001563	1,027	1150	0,0008696	
Run 7	6	1,551	209,2	0,09984	0,0001543	1,033	1146	0,0008729	
Run 8	7	1,558	210,8	0,0992	0,0001523	1,038	1141	0,0008762	
Run 9	8	1,19	424,3	0,01332	0,00001178	1,8	38,29	0,02612	
Run 10	9	1,175	425,5	0,01338	0,00001182	1,804	38	0,02632	
Run 11	10	1,162	426,6	0,01345	0,00001186	1,808	37,71	0,02652	
Run 12	11	1,15	427,8	0,01351	0,0000119	1,812	37,43	0,02671	
Run 13	12	1,138	428,9	0,01358	0,00001194	1,816	37,17	0,02691	
Run 14	13	1,128	430,1	0,01364	0,00001198	1,82	36,9	0,0271	
Run 15	14	1,118	431,2	0,01371	0,00001202	1,824	36,65	0,02729	
Run 16	15	1,109	432,3	0,01377	0,00001206	1,828	36,4	0,02747	
Run 17	16	1,1	433,4	0,01384	0,0000121	1,832	36,15	0,02766	
Run 18	17	1,092	434,5	0,0139	0,00001214	1,836	35,92	0,02784	
Run 19	18	1,085	435,6	0,01397	0,00001218	1,839	35,68	0,02802	
Run 20	19	1,078	436,7	0,01404	0,00001222	1,843	35,46	0,0282	
Run 21	20	1,071	437,7	0,0141	0,00001226	1,847	35,23	0,02838	
Run 22	21	1,065	438,8	0,01417	0,0000123	1,85	35,02	0,02856	
Run 23	22	1,059	439,9	0,01423	0,00001234	1,854	34,8	0,02873	
Run 24	23	1,054	440,9	0,0143	0,00001238	1,857	34,59	0,02891	
Run 25	24	1,049	442	0,01437	0,00001242	1,861	34,39	0,02908	
Run 26	25	1,044	443	0,01443	0,00001246	1,865	34,19	0,02925	
Run 27	26	1,04	444,1	0,0145	0,0000125	1,868	33,99	0,02942	
Run 28	27	1,035	445,1	0,01457	0,00001254	1,871	33,79	0,02959	
Run 29	28	1,031	446,1	0,01464	0,00001258	1,875	33,6	0,02976	
Run 30	29	1,028	447,2	0,0147	0,00001262	1,878	33,42	0,02993	
Run 31	30	1,024	448,2	0,01477	0,00001266	1,882	33,23	0,03009	
Run 32	31	1,021	449,2	0,01484	0,0000127	1,885	33,05	0,03026	
Run 33	32	1,018	450,2	0,01491	0,00001275	1,888	32,87	0,03042	
Run 34	33	1,015	451,3	0,01498	0,00001279	1,892	32,7	0,03058	
Run 35	34	1,012	452,3	0,01504	0,00001283	1,895	32,53	0,03074	

T=9
 [C]
 P = 1000 [kPa]
 k = k (R410A ; T = T ; P = P)
 cp = Cp (R410A ; T = T ; P = P)
 p = p (R410A ; T = T ; P = P)
 h = h (R410A ; T = T ; P = P)
 s = s (R410A ; T = T ; P = P)
 x = x (R410A ; T = T ; h = h)
 μ = Visc (R410A ; T = T ; P = P)
 v = v (R410A ; T = T ; P = P)

EK-3-2 R410 Soğutucu Akışkan için EES Programından 83 °C 38 Bar Basıncı Değerleri

Parametric Table								
Table 2	1	2	3	4	5	6	7	8
	T	cp	h	k	μ	s	p	v
	[C]							
Run 58	57	2.592	300.2	0.06488	0.00007809	1.322	856.4	0.001168
Run 59	58	2.74	302.9	0.06358	0.00007602	1.33	843.4	0.001186
Run 60	59	2.94	305.7	0.06216	0.00007377	1.338	829	0.001206
Run 61	60	3.59	415.8	0.02275	0.00001933	1.669	194.7	0.005137
Run 62	61	3.164	419.1	0.02259	0.0000191	1.679	188.4	0.005308
Run 63	62	2.87	422.1	0.02247	0.00001891	1.688	183.1	0.005461
Run 64	63	2.652	424.9	0.02238	0.00001876	1.696	178.6	0.0056
Run 65	64	2.482	427.4	0.02231	0.00001863	1.704	174.5	0.00573
Run 66	65	2.347	429.9	0.02225	0.00001852	1.711	170.9	0.005851
Run 67	66	2.235	432.1	0.0222	0.00001842	1.718	167.6	0.005966
Run 68	67	2.141	434.3	0.02217	0.00001834	1.724	164.6	0.006075
Run 69	68	2.06	436.4	0.02214	0.00001827	1.73	161.8	0.006179
Run 70	69	1.991	438.5	0.02212	0.0000182	1.736	159.2	0.00628
Run 71	70	1.93	440.4	0.02211	0.00001815	1.742	156.8	0.006376
Run 72	71	1.877	442.3	0.0221	0.0000181	1.747	154.6	0.00647
Run 73	72	1.829	444.2	0.0221	0.00001805	1.753	152.4	0.006561
Run 74	73	1.786	446	0.0221	0.00001801	1.758	150.4	0.006649
Run 75	74	1.747	447.7	0.0221	0.00001798	1.763	148.5	0.006734
Run 76	75	1.712	449.5	0.02211	0.00001795	1.768	146.7	0.006818
Run 77	76	1.68	451.2	0.02212	0.00001792	1.773	144.9	0.006899
Run 78	77	1.651	452.8	0.02214	0.0000179	1.778	143.3	0.006979
Run 79	78	1.624	454.5	0.02216	0.00001788	1.782	141.7	0.007057
Run 80	79	1.599	456.1	0.02218	0.00001786	1.787	140.2	0.007134
Run 81	80	1.576	457.7	0.0222	0.00001785	1.792	138.7	0.007209
Run 82	81	1.555	459.2	0.02222	0.00001784	1.796	137.3	0.007283
Run 83	82	1.535	460.8	0.02225	0.00001782	1.8	136	0.007355
Run 84	83	1.516	462.3	0.02228	0.00001782	1.805	134.7	0.007427
Run 85	84	1.499	463.8	0.0223	0.00001781	1.809	133.4	0.007497
Run 86	85	1.483	465.3	0.02234	0.00001781	1.813	132.2	0.007566
Run 87	86	1.467	466.8	0.02237	0.0000178	1.817	131	0.007634
Run 88	87	1.453	468.2	0.0224	0.0000178	1.821	129.9	0.007701
Run 89	88	1.44	469.7	0.02244	0.0000178	1.825	128.7	0.007767
Run 90	89	1.427	471.1	0.02247	0.0000178	1.829	127.7	0.007833
Run 91	90	1.415	472.5	0.02251	0.00001781	1.833	126.6	0.007897
Run 92	91	1.403	474	0.02255	0.00001781	1.837	125.6	0.007961

T=83
[C]
P = 3800 [kPa]
k = k (R410A; T = T; P = P)
cp = Cp (R410A; T = T; P = P)
 ρ = ρ (R410A; T = T; P = P)
h = h (R410A; T = T; P = P)
s = s (R410A; T = T; P = P)
 μ = Visc (R410A; T = T; P = P)
v = v (R410A; T = T; P = P)

EK-3-3 R410 Soğutucu Akışkan için EES Programından 40 °C 38 Bar Basınç Değerleri

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Parametric Table								
Table 2								
1.101	T [C]	cp	h	k	μ	s	p	v
Run 35	34	1.733	254.1	0.08469	0.0001145	1.177	1032	0.000969
Run 36	35	1.746	255.8	0.08399	0.000113	1.183	1026	0.0009743
Run 37	36	1.76	257.6	0.08328	0.0001115	1.188	1021	0.0009797
Run 38	37	1.775	259.4	0.08256	0.00011	1.194	1015	0.0009853
Run 39	38	1.79	261.2	0.08184	0.0001085	1.2	1009	0.000991
Run 40	39	1.807	262.9	0.08111	0.000107	1.206	1003	0.000997
Run 41	40	1.824	264.8	0.08036	0.0001055	1.211	996.9	0.001003
Run 42	41	1.842	266.6	0.07961	0.000104	1.217	990.6	0.001009
Run 43	42	1.862	268.5	0.07885	0.0001025	1.223	984.2	0.001016
Run 44	43	1.883	270.3	0.07807	0.000101	1.229	977.6	0.001023
Run 45	44	1.906	272.2	0.07728	0.00009954	1.235	970.9	0.00103
Run 46	45	1.93	274.1	0.07648	0.00009804	1.241	964	0.001037
Run 47	46	1.957	276.1	0.07566	0.00009653	1.247	956.9	0.001045
Run 48	47	1.986	278.1	0.07482	0.00009501	1.253	949.5	0.001053
Run 49	48	2.018	280.1	0.07397	0.00009347	1.26	942	0.001062
Run 50	49	2.053	282.1	0.07309	0.00009191	1.266	934.1	0.001071
Run 51	50	2.092	284.2	0.0722	0.00009034	1.272	926	0.00108
Run 52	51	2.135	286.3	0.07127	0.00008873	1.279	917.6	0.00109
Run 53	52	2.185	288.4	0.07032	0.00008709	1.286	908.7	0.0011
Run 54	53	2.241	290.6	0.06933	0.00008542	1.292	899.5	0.001112
Run 55	54	2.306	292.9	0.0683	0.00008369	1.299	889.7	0.001124
Run 56	55	2.384	295.3	0.06722	0.00008191	1.307	879.4	0.001137
Run 57	56	2.477	297.7	0.06608	0.00008005	1.314	868.3	0.001152
Run 58	57	2.592	300.2	0.06488	0.00007809	1.322	856.4	0.001168
Run 59	58	2.74	302.9	0.06358	0.00007602	1.33	843.4	0.001186
Run 60	59	2.94	305.7	0.06216	0.00007377	1.338	829	0.001206
Run 61	60	3.59	415.8	0.02275	0.00001933	1.669	194.7	0.005137
Run 62	61	3.164	419.1	0.02259	0.0000191	1.679	188.4	0.005308
Run 63	62	2.87	422.1	0.02247	0.00001891	1.688	183.1	0.005461
Run 64	63	2.652	424.9	0.02238	0.00001876	1.696	178.6	0.0056
Run 65	64	2.482	427.4	0.02231	0.00001863	1.704	174.5	0.00573
Run 66	65	2.347	429.9	0.02225	0.00001852	1.711	170.9	0.005851
Run 67	66	2.235	432.1	0.0222	0.00001842	1.718	167.6	0.005966
Run 68	67	2.141	434.3	0.02217	0.00001834	1.724	164.6	0.006075
Run 69	68	2.06	436.4	0.02214	0.00001827	1.73	161.8	0.006179

Formatted Equations	
T=40	
[C]	
P = 3800 [kPa]	
k = k (R410A ; T = T ; P = P)	
cp = Cp (R410A ; T = T ; P = P)	
ρ = ρ (R410A ; T = T ; P = P)	
h = h (R410A ; T = T ; P = P)	
s = s (R410A ; T = T ; P = P)	
μ = Visc (R410A ; T = T ; P = P)	
v = v (R410A ; T = T ; P = P)	

T=40
 [C]
 P = 3800 [kPa]
 k = k (R410A ; T = T ; P = P)
 cp = Cp (R410A ; T = T ; P = P)
 ρ = ρ (R410A ; T = T ; P = P)
 h = h (R410A ; T = T ; P = P)
 s = s (R410A ; T = T ; P = P)
 μ = Visc (R410A ; T = T ; P = P)
 v = v (R410A ; T = T ; P = P)

EK-3-4 R410 Soğutucu Akışkan için EES Programından 1 °C 10 Bar Basıncı Değerleri

Parametric Table									
Table 2									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T	cp	h	k	μ	s	p	v		
[C]									
Run 1	0	1,515	200	0,1036	0,0001665	0,9994	1171	0,000854	
Run 2	1	1,521	201,5	0,103	0,0001644	1,005	1167	0,000857	
Run 3	2	1,526	203	0,1024	0,0001623	1,01	1163	0,00086	
Run 4	3	1,532	204,6	0,1017	0,0001603	1,016	1159	0,0008632	
Run 5	4	1,538	206,1	0,1011	0,0001583	1,022	1154	0,0008663	
Run 6	5	1,544	207,7	0,1005	0,0001563	1,027	1150	0,0008696	
Run 7	6	1,551	209,2	0,09984	0,0001543	1,033	1146	0,0008729	
Run 8	7	1,558	210,8	0,0992	0,0001523	1,038	1141	0,0008762	
Run 9	8	1,19	424,3	0,01332	0,00001178	1,8	38,29	0,02612	
Run 10	9	1,175	425,5	0,01338	0,00001182	1,804	38	0,02632	
Run 11	10	1,162	426,6	0,01345	0,00001186	1,808	37,71	0,02652	
Run 12	11	1,15	427,8	0,01351	0,0000119	1,812	37,43	0,02671	
Run 13	12	1,138	428,9	0,01358	0,00001194	1,816	37,17	0,02691	
Run 14	13	1,128	430,1	0,01364	0,00001198	1,82	36,9	0,0271	
Run 15	14	1,118	431,2	0,01371	0,00001202	1,824	36,65	0,02729	
Run 16	15	1,109	432,3	0,01377	0,00001206	1,828	36,4	0,02747	
Run 17	16	1,1	433,4	0,01384	0,0000121	1,832	36,15	0,02766	
Run 18	17	1,092	434,5	0,0139	0,00001214	1,836	35,92	0,02784	
Run 19	18	1,085	435,6	0,01397	0,00001218	1,839	35,68	0,02802	
Run 20	19	1,078	436,7	0,01404	0,00001222	1,843	35,46	0,0282	
Run 21	20	1,071	437,7	0,0141	0,00001226	1,847	35,23	0,02838	
Run 22	21	1,065	438,8	0,01417	0,0000123	1,85	35,02	0,02856	
Run 23	22	1,059	439,9	0,01423	0,00001234	1,854	34,8	0,02873	
Run 24	23	1,054	440,9	0,0143	0,00001238	1,857	34,59	0,02891	
Run 25	24	1,049	442	0,01437	0,00001242	1,861	34,39	0,02908	
Run 26	25	1,044	443	0,01443	0,00001246	1,865	34,19	0,02925	
Run 27	26	1,04	444,1	0,0145	0,0000125	1,868	33,99	0,02942	
Run 28	27	1,035	445,1	0,01457	0,00001254	1,871	33,79	0,02959	
Run 29	28	1,031	446,1	0,01464	0,00001258	1,875	33,6	0,02976	
Run 30	29	1,028	447,2	0,0147	0,00001262	1,878	33,42	0,02993	
Run 31	30	1,024	448,2	0,01477	0,00001266	1,882	33,23	0,03009	
Run 32	31	1,021	449,2	0,01484	0,0000127	1,885	33,05	0,03026	
Run 33	32	1,018	450,2	0,01491	0,00001275	1,888	32,87	0,03042	
Run 34	33	1,015	451,3	0,01498	0,00001279	1,892	32,7	0,03058	
Run 35	34	1,012	452,3	0,01504	0,00001283	1,895	32,53	0,03074	

Formatted Equations									
T=1									
[C]									
P = 1000 [kPa]									
k = k (R410A; T = T; P = P)									
cp = Cp (R410A; T = T; P = P)									
ρ = ρ (R410A; T = T; P = P)									
h = h (R410A; T = T; P = P)									
s = s (R410A; T = T; P = P)									
x = x (R410A; T = T; h = h)									
μ = Visc (R410A; T = T; P = P)									
v = v (R410A; T = T; P = P)									