

**EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**  
**(YÜKSEK LİSANS TEZİ)**

**R134a VE R600a SOĞUTUCU AKISKANLI EV TİPİ**  
**BUZDOLAPLARINDA EKSERJİ ANALİZİ**

**Sefa GÜRLER**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Bilim Dalı Kodu:**

**Sunus Tarihi:**

**25.07.2006**

**Tez Danismanı: Prof. Dr. Arif HEPBASLI**

**Bornova-İZMİR**

**Sefa GÜRLER** tarafından YÜKSEK LISANS TEZİ olarak sunulan “**R134a ve R600a Sogutucu Akiskanli Ev Tipi Buzdolaplarında Ekserji Analazi**” baslikli bu çalışma “Lisansüstü Egitim ve Öğretim Yönetmeliği”nin ilgili hükümleri uyarınca tarafimizdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmus ve 25.07.2006 tarihinde yapılan tez sinavinda aday oybirliği/oyçoklugu ile basarili bulunmustur.

Jüri Üyeleri:

Imza

Jüri Baskani : .....  
Raportör Üye : .....  
Üye : .....

## ÖZET

R134a ve R600a SOĞUTUCU AKIŞKANLI EV TİPİ  
BUZDOLAPLARINDA EKSERJİ ANALİZİ

**GÜRLER, Sefa**

**Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Bölümü**

**Tez Yöneticisi: Prof. Dr. Arif HEPBAŞLI**

Soğutma sistemlerinin veriminin değerlendirilmesinde, en yaygın kullanılan ölçüt, soğutma sistemleri için etki katsayısı (COP) olarak iyileştirilen, enerji (yada birinci yasa) verimidir. Bununla beraber, termodinamik iyileştirme olanaklarının gösterilmesi için ekserji analizi gereklidir. Bu çalışmada, modelleme ve iyileştirme potansiyelinin belirlenmesi için, soğutucu akışkan olarak R134a ve R600a kullanılan ev tipi buzdolaplarının ekserji analizi sunulmaktadır. Analizde, gerçek işletme verisi kullanılmaktadır. Tüm sistem bileşenlerinin her birindeki ekserji kayıpları (tahripleri), deneysel olarak elde edilen ortalama ölçülen parametreler için hesaplanmaktadır. Sistem bileşenlerinin ekserji verimleri, performanslarını değerlendirmek ve iyileştirme potansiyellerini açıklığa kavuşturmak için belirlenmektedir. İncelenen ev tipi buzdolaplarının ekserji verimlilik değerleri, ürün/yakıt bazında, % 80.6 ve % 87.7 aralığında elde edilirken, bunların COP değerleri, 1.20 den 1.40 a kadar değişmektedir. Çalışmada R134a ve R600a'lı sistemlerde genel olarak aşırı kızdırma verimi düşük çıkmaktadır ve buzdolaplarında yüksek verimlilikte ürün elde etmek için R600a soğutucu akışkan tercih edilmelidir.

**Anahtar Kelimeler:** Ekserji analizi, soğutucu akışkan, buzdolabı, verim, enerji



**ABSTRACT**

EXERGY ANALYSIS OF HOUSEHOLD REFRIGERATORS

USING REFRIGERANTS R134 and R600a

**GÜRLER, Sefa****M.Sc. in Mechanical Engineering****Supervisor: Prof. Dr. Arif HEPBASLI**

In evaluating the efficiency of refrigeration systems, the most commonly used measure is the energy (or first law) efficiency, which is modified to a coefficient of performance (COP) for refrigeration systems. However, for indicating the possibilities for thermodynamic improvement, energy analysis is inadequate and exergy analysis is needed. This study presents an exergy analysis of household refrigerators using refrigerants R134a and R600a aimed at identifying improvement potential. In the analysis, actual operational data are used. The exergy destructions in each of the components of the overall system are determined for average values of experimentally measured parameters. Exergy efficiencies of the system components are determined to assess their performances and to elucidate potentials for improvement. COP values for the household refrigerators studied are found to vary from 1.20 to 1.40 while corresponding exergy efficiency values are found to range between 80.6 % and 87.7 % on a product/fuel basis. In this study, superheating heat exchanger has very low efficiency with refrigerant R134a and R600a systems and refrigerator R600a is used to produce household refrigerator with high efficiency.

**Key words:** Exergy analysis, refrigerant, refrigerator, efficiency, energy



## TEŐEKKÖR

Yazar, bu tezin hazırlanmasındaki yardımlarından dolayı, özellikle, Prof. Dr. Arif HEPBAŞLI'ya en içten teşekkürlerini sunar. Ayrıca, gereksinimleri ve fikirlerine olan yakınlığıyla bu çalışmanın programlama aşamasındaki yardımlarından dolayı VESTEL Beyaz Eşya firmasına Őükranlarını sunmayı borç bilir.





**SİMGELER VE KISALTMLAR**

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
$A$	Alan ( $m^2$ )
$C$	Özgül ısı ( $kJ/kgK$ )
$E\dot{x}$	Ekserji akımı ( $kW$ )
$\dot{F}$	Yakıt akımı ( $kW$ )
GP	Geliştirme (iyileştirme) potansiyel akımı ( $kW$ )
$h$	Özgül entalpi ( $kJ/kg$ )
$\dot{m}$	Kütleli debi ( $kg/s$ )
$P$	Basınç ( $kPa$ )
$Q$	Isı miktarı ( $kJ$ )
$\dot{Q}$	Isı akımı ( $kW$ )
$q$	Özgül ısı miktarı ( $kJ/kg$ )
$s$	Özgül entropi ( $kJ/kgK$ )
$\dot{S}$	Entropi akımı ( $kW/K$ )
$T$	Sıcaklık ( $^{\circ}C$ veya $K$ )
$W$	İş ( $kJ$ )
$\dot{W}$	Net iş akımı veya güç ( $kJ$ )

## VIII

**SİMGELER VE KISALTMALAR (devam)**SimgelerAçıklamalar*Yunan Harfleri*

$\Psi$	Özgül ekserji (kJ/kg)
$\delta i$	Girdi tüketim oranı (-)
$x_i$	Bağlı tersinmezlik (-)
$\xi i$	Üretim kaybı (-)
$f_i$	Ekserji faktörü (-)
$\varepsilon$	Soğutma etkinliği (-)
$\psi$	Özgül (akış) ekserji (kJ/kgK)

*Alt indis*

$a$	hava
$\ç$	çıkışı
evap	evaporator
$g$	girişi
gçk	gerçek
H	sıcak ortam için
$i,\ç$	istenilen çıkış

k	kayıp
k,ç	kütle çıkışı
k,g	kütle girişi
komp	kompresör
kon	kondenser
kullan	kullanılan
L	soğuk ortam için
n	net
0	ölü hal
p	güç ölçüm belirsizliği
soğ	soğuk
sck	sıcak
sis	sistem
Tac	çıkış sıcaklığı ölçme belirsizliği
Tag	giriş sıcaklığı ölçme belirsizliği
Tay	yüzey sıcaklığı ölçme belirsizliği
tot	toplam
ü	üretilen

*Kısaltmalar*

COP	Soğutma sistemi performans katsayısı
CFC	Kloroflorürkarbon
DOE	Amerikan Enerji Bakanlığı
GWP	Küresel ısınmaya sera etkisi
GP	Geliştirme potansiyeli
HP	Isı pompası
ODP	Ozona zarar verme potansiyeli
PTR	Darbe tüplü soğutucu

## İÇİNDEKİLER

<b><u>Bölüm</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
ÖZET.....	I
ABSTRACT.....	III
TEŞEKKÜR.....	V
SIMGELER VE AÇIKLAMALAR.....	VII
İÇİNDEKİLER .....	XI
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	XV
TABLolar DİZİNİ .....	XVII
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Araştırmanın Amacı .....	1
1.2. Literatür Araştırması .....	2
2. SOĞUTMA PRENSİPLERİ .....	7
2. 1. Buzdolabının Tarihçesi .....	7
2. 2. Montreal Protokolü ve Ozon Tabakasının Koruması.....	9
2. 3. Soğutmanın Temelleri .....	11
2. 4. Temel İlkeler .....	12
2. 5. Soğutma Döngüsü .....	15
2. 6. Buzdolabının Genel Yapısı .....	25

2. 7. Soğutma Sistemlerinin Termodinamik Özellikleri.....	28
2. 7. 1. Carnot Çevrimi .....	28
2. 7. 2. Rankine Çevrimi.....	30
3. EV TİPİ BUZDOLAPLARINDA KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLAR .....	34
3. 1. Soğutucu Akışkanların Çevresel Etkileri .....	34
3. 2. Ev Tipi Soğutucularda Kullanılan Soğutucu Akışkanların Özellikleri .....	35
3. 2. 1. Basınç .....	37
3. 2. 2. Kapasite .....	38
3. 2. 3. Soğutucu Doldurulması.....	39
4. GENEL TEORİK ANALİZ .....	41
4.1. Enerji ve Ekserji verimleri.....	42
5.DENEYSEL ÇALIŞMALAR .....	45
5. 1. GST 150A Class Ev Tipi Buzdolabının Test Aşamaları.....	45
5. 2. Kullanılan Cihaz ve Ekipmanlar .....	46
5. 3. Buzdolabının Genel Akım Şeması .....	48
6. SISTEM ANALİZİ.....	53
6.1. Hesaplamalar .....	55
6.2. Belirsizlik Analizi.....	68
6.3. Ekserji Analizi .....	73
6.4. Enerji Analizi.....	74

7.SONUÇLAR.....	76
YARARLANILAN KAYNAKLAR.....	78
ÖZGEÇMİŞ.....	80





**ŞEKİLLER DİZİNİ**

<b><u>Sekil</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
2.2.Buzdolabında kullanılan soğutma sıvısı ve yalıtım maddelerinin ,doğrudan küresel ısınma potansiyeli (yirmi yıl) .....	10
2.4. Yoğuşma .....	14
2.5.1. Buharlaşma.....	15
2.5.2.Yoğuşma .....	17
2.5.3. Sıcaklık ve entalpi grafiği .....	19
2.5.4. Basınç ve entalpi grafiği.....	20
2.5.5. Basınç ve entalpi grafiği.....	21
2.5.6. R 134 a için basınç ve entalpi grafiği.....	21
2.5.7. Buharlaşma.....	22
2.5.8. Sıkıştırma .....	23
2.5.9. Yoğuşma .....	24
2.6.1. Buzdolabı genel şekli .....	25
2.6.2. Buzdolabındaki soğutma sisteminin akış şeması .....	26
2.6.3. İdeal soğutucu gaz çevriminin P-h diyagramı.....	27
2.6.4. Gerçek soğutucu gaz çevriminin T-s diyagramı .....	27
2.7.1.1. Ters Carnot çevrimi.....	28
2.7.1.2. Carnot çevrimi .....	30
2.7.2.1.Gerçek buhar sıkıştırma çevrimi .....	32

2.8.2.2. Gerçek buhar sıkıştırma çevrimi.....	33
3.2.1. Soğutucuların buharlaşma basıncındaki sıcaklık karşılıkları .....	37
3.2.2.1. R600a ve R134a hacimsel kapasitesi, buharlaşma sıcaklığının üstünde, 55 °C buharlaşma ve 33 °C gaz emme sıcaklığında ,Subcooling olmamıştır.....	38
3.2.2.2. Farklı soğutucularla buharlaşma sıcaklığına karşılık gelen soğutma kapasitesi.....	39
5.1. Evaporatör .....	45
5.2. İklimlendirme ünitesi.....	47
5.3.1. Sistemin akış şeması ve buzdolabının genel resmi.....	48
5.3.2. İklimlendirme odasında dolabın yerleşimi .....	49
5.3.3. Eşanjör .....	50
5.3.4. Evaporatör .....	50
5.3.5. Eşanjör ve evaporatör .....	50
5.3.6. Kondenser.....	50
5.3.7. Termokouple bağlantıları .....	51
5.3.8. Dolap içi sıcaklıklarının grafiği.....	52
5.3.9. Bileşenlerin sıcaklıklarının grafiği .....	52
6. Akış şeması .....	54
6.3. Grassmann(Ekserji akış) diyagramı .....	73
6.4. Sankey(Enerji akış) diyagramı .....	74

## TABLOLAR DİZİNİ

<b><u>Tablo</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
2.4.1. Kaynama sıcaklıkları.....	13
2.4.2. R134a soğutucu akışkanı için kaynama sıcaklıkları .....	14
2.5. Bileşenler ve görevleri .....	18
3.1. Çeşitli soğutucuların ODP ve GWP değerleri.....	35
3.2. Soğutma bilgilerinin mukayesesi .....	36
6.1.1. Kompresör numune 1 ölü hal 0 °C .....	56
6.1.2. Kompresör numune 1 ölü hal 5 °C.....	58
6.1.3. Kompresör numune 2 ölü hal 0 °C .....	60
6.1.4. Kompresör numune 2 ölü hal 5 °C .....	62
6.1.5. Kompresör numune 3 ölü hal 0 °C .....	64
6.1.6. Kompresör numune 4 ölü hal 0 °C.....	66
6.1.7. R134a ve R600a'lı kompresörlerin takıldığı buzdolaplarının toplam ekserji verimleri .....	68
6.2. Ölçülen parametrelerin ortalama hata değerleri ve toplam belirsizlikler .....	72
6.3. Sistemdeki yakıt değerleri.....	73
6.4. Sistemdeki güç değerleri .....	74

## ÖZGEÇMİŞ

Yazar, 24.05.1974 tarihinde Manisa'da doğmuştur. İlk ve orta öğrenimini Manisa'da, lise öğrenimini ise İzmir'de tamamlamıştır. İstanbul Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden 1996 yılında mezun olmuştur.

Erzurum 25. Mekanize Piyade Tugayında Topçu Atğm. olarak Takım Komutanlığı görevinde bulunmuş ve 1999 yılında Topçu Tğm. olarak takdirnameyle terhis olmuştur.

Yazar, Kasım 1999 yılından beri Vestel Beyaz Eşya AŞ Buzdolabı fabrikasında sırasıyla aşağıdaki görev ve pozisyonlarda yer almıştır ve şu anda aynı şirkette çalışmalarına devam etmektedir.

- Buzdolabı fabrikaları R&D Laboratuvarları Soğutma Sistemleri Mühendisliği 1999-2002,

- Buzdolabı fabrikaları R&D Laboratuvarı kısmından sorumlu Bölüm Müd. Yardımcılığı 2002-2004,

-Buzdolabı fabrikaları Kalite Güvence Bölüm Müd.Yardımcılığı 2004-2005,

-Buzdolabı fabrikaları Kalite Güvence Bölüm Müdürü 2005- halen ,

Ayrıca yazar bu görevlerin beraberinde; Whirlpool, Elektrolux, Sanyo firmaları gibi uluslar arası şirketler ile yapılan proje çalışmalarında proje yöneticiliği görevlerindedir ve bu firmalara üretimlerin başarıyla yapılmasını sağlamıştır.

Nisan 2006 tarihinden bu yana da, Vestel Beyaz Eşya AŞ bünyesi altında, Bilkent Üniversitesi Executive MBA eğitimi programına devam etmektedir. Evli ve bir çocuk babası olup, İngilizce bilmektedir.

**Bridges, B., Harshbarger, D., W.bullard, C., 2001,** Second Law of Refrigerators and Air Conditioners. Ashare Transactions, 2001, Cilt 107, Sayfa:103-109

**He, Y., Huang , J., Zhao, C., Liu Y., 2005,** First and Second Law Analysis of Pulse Tube Refrigerator, Journal of Xi'an Jiaotong University, Cilt 39, No.3, Sayfa: 70-75

**Gan ,A., Klein ,S., Reindl, D., 2000,** Analysis of Refrigerator/freezer Appliances Having Dual Refrigeration Cycles.Ashare Transaction; 2006, Sayfa: 106, Career and Technical Education.

**Yumrutaş, R., Kunduz, M., Kanoğlu, M.,2002,** Energy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems, Exergy, Cilt 2, No. 4. (2002), Sayfa: 266-272.

<http://www.citeulike.org/article/49063>

**Kızılkın, Ö., Şencan, A., 2004,** Thermo-economic Optimization of Subcooled and Superheated

Vapor Compression Refrigeration Cycle, International Journal of Energy Research, Sayfa: 323-347.

**Kızılkın,Ö., Şencan,A., Selbaş,R., 2006,** Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinde Aşırı Soğutma ve Aşırı Kızdırma Etkisinin Isıl Ekonomik Açıdan İncelenmesi, Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der. J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ., Cilt 21, No 2, Sayfa: 387-393.

**Selbaş, R., 2006,** Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Absorber Sıcaklığının Etkisinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi,Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi 10-1, Sayfa: 136-143.

## YARARLANILAN KAYNAKLAR

**AHAM Business Center., 1998,** Sayfa: 1-2, Appliance Magazine, Dana Chase Publications Inc.

**Demir, İ., 2001,** Türk ve Beyaz Eşya Sanayinin Rekabet Gücü ve Geleceği, Sayfa: 5.

**Greenfreeze A Revolution In Domestic Refrigeration ., 1994,** Sayfa: 4.

<http://archive.greenpeace.org/ozone/greenfreeze/>

**Suva Refrigerants Service Manuel , 2001,** Dupont ,Sayfa:11.

**Ayber, R., 1983,** Soğutma Tekniği Ders Notları , Tmmob Makina Müh. Odası,Sayfa.15-18.

**Özkol, N.,** Uygulamalı Soğutma Tekniği, Tmmob Makina Müh. Odası, Sayfa.115-123.

**ASHRAE, 1998,**Refrigeration Handbook,

Practical Application of Refrigerant R600a in Domestic Refrigerator Systems, 2000, Sayfa: 3.

**Hepbaşlı, A., 2005,** Thermodynamic Analysis of a Ground-Source Heat Pump System for District Heating, International Journal of Energy Research, Cilt 7, Sayfa:671-687.

**Asan, H., Namlı, L.,** Deneysel Isı Transfer ve Basınç Kaybı Çalışmalarında Belirsizlik Analizi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Ulıbtık' 97 Ulusal Isı Bilim ve Teknoloji Kongresi 17-19 Eylül, 1997, Edirne.

**Ashrae Journal, March., 1999,** Refrigerants, Standards and Kyoto,Washington Report.

Eşanjör poliüretan içerisinde olduğu için gaz kaçağı durumunda buzdolabı gövdesi hurda olur.

Sistemde kaybolan enerji değerleri hesaplanarak Şekil 7.2.Sankey Diyagramı'yla ifade edilmiştir. Şekildende görüldüğü gibi sisteme enerji girişi kompresörden ve evaporatörden olmaktadır. Elektriksel ve mekaniksel kayıplar oldukça azdır fakat en fazla enerji kondenserde harcanmaktadır. Ekserji yöntemiyle buzdolabındaki kompenetlerin ayrı ayrı verimlerinin görülmesi sağlandı ve bu tür analizler yapılarak verimsiz bileşenler tespit edilebilir. Sistemdeki kaybolan ekserji Tablo7.1' de gösterilmiş ve Şekil 7.1.Garssmann Diyagramı'yla ifade edilmiştir. Sistemdeki ekserji kaybı en fazla kılcaldadır ve sistemde ekserji kaybına göre verimlilik en fazla evaporatördedir.

Tablo 6.1.7'de görüldüğü gibi toplam ekserji verimlerine bakılırsa R600a gazı yine R134a gazına göre daha verimlidir.

Buzdolabı üretiminde yüksek verimlilikte ürünler elde edebilmek için R600a soğutucu akışkan tercih edilmelidir.

## 7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Aynı cihaz üzerine eşit güç gecen R600a ve R134a' lı kompresörler takılmıştır. R600a' lı kompresörlerin enerji ve performans yönünden daha verimli oldukları ve incelen üründe kompresör veriminin oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Kondenser ve kılcal verimi için R600' lü test sonuçlarında verim daha yüksektir. Bunların yanı sıra Evaporatör veriminde de R600a' nın veriminin R134a' ya göre daha yüksek olduğu gözlenmiştir.

Çalışmada R134a ve R600a' lı sistemlerde genel olarak aşırı kızdırma verimi düşük çıkmaktadır. R600a' lı testlerde verim daha yüksek olmasına rağmen istenen seviyede değildir. Fakat sistemin verimlilik açısından en zayıf kısmı aşırı kızdırmadır. Evaporatör çıkışı ile kompresör girişindeki sıcaklık farkları daha yüksek olsaydı, daha verimli olurdu. Bu kısımdaki verimi artırmak için kılcal ile dönüş borusunun oluşturduğu ısı değiştirici kısmı uzatılabilir. Bu sayede dönüş borusu daha sıcak olur ve kompresöre giren gazın sıcaklığı arttırılabilir. Dönüş borusu ve kılcalın uzatılması maliyet açısından yüksek olmaktadır çünkü bu bileşenler bakır malzamaden üretilmektedir. Alüminyum kılcal ve dönüş borusu maliyet açısından daha uygundur. Fakat alüminyumun ısı iletimi bakıra göre daha düşük olduğu için kılcal ve dönüş borusunun alüminyum olması sistemin verimini düşürecektir.

Buradaki ısı transferini artırmak için kılcalı dönüş burusuna lehimlemek yerine kılcalı dönüş borusunun içinden geçirmek metodu uygulanabilir ve bu tür uygulamalar mevcuttur. Bu uygulamaların dezavantajı ise kılcal dönüş borusu içinden geçirildiği için iki tane kaynak noktası vardır ve bu kaynak noktalarından gaz kaçağı olabilir.



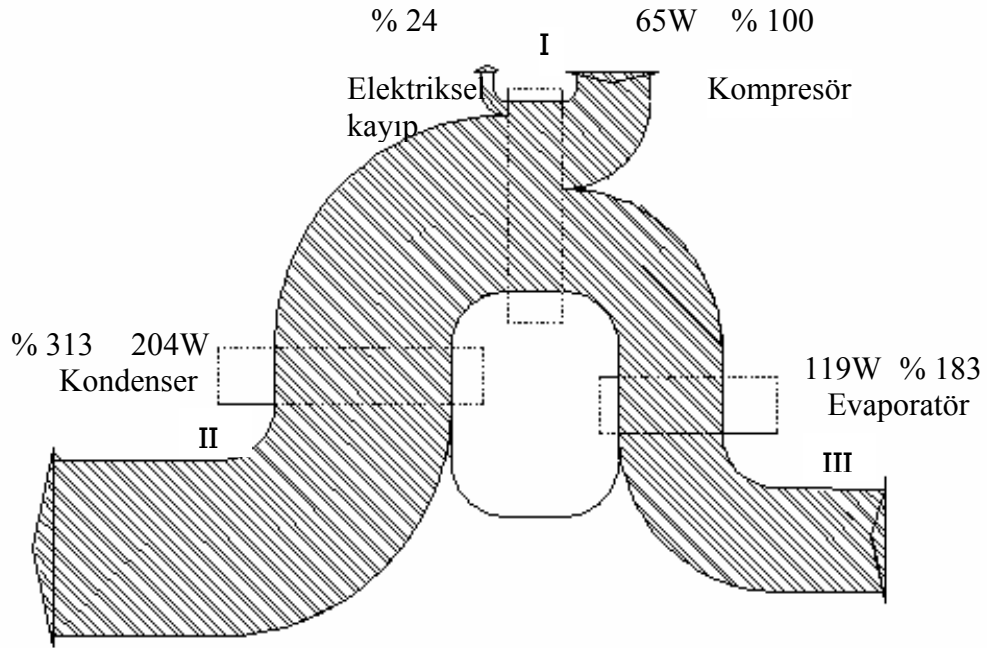
enerji en fazla kondenserde harcanmaktadır. Elektriksel ve mekanik kayıplar kondenserde harcanan enerjiye göre daha düşüktür.

#### 6.4.Enerji dengesi:

Aşağıda sistemden kaybolan enerji Tablo 8.'deki değerlere göre hesaplanarak Sankey Diyagramında gösterilmiştir.

Tablo 6.4. Sistemdeki güç değerleri  
Güç (kW)

1	Kompresör	0,065
2	Kondenser	0,204
3	Kılcal	0
4	Evaporatör	0,119



Şekil 6.4. Sankey (Enerji Akış) Diyagramı

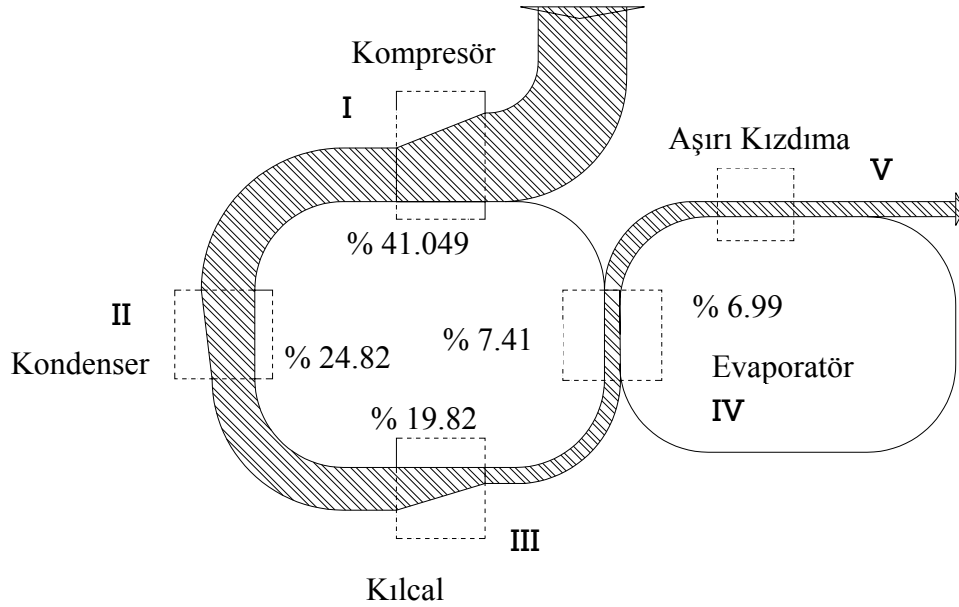
Sisteme giren enerji kompresör ve evaporatör komponentlerindedir. Şekil 6.4.Sankey Diyagramı'nda görüldüğü gibi

### 6.3. Ekserji dengesi:

Aşağıda sistemden kaybolan ekserji Tablo 7.'deki değerlere göre hesaplanarak Grassmann Diyagramında gösterilmiştir.

Tablo 6.3.Sistemdeki yakıt değerleri

		F (kW)
1	Kompresör	$W_{komp}$ 0,0493
2	Kondenser	$Ex_{2a}-Ex_3$ 0,0298
3	Kılcal	$Ex_3$ 0,0238
4	Evaporatör	$Ex_3-Ex_4$ 0,0089
5	Aşırı Kızdırma	$Ex_3-Ex_4$ 0,0084
	<b>Toplam</b>	<b>0,1201</b>



Şekil 6.3.Grassmann (Ekserji Akış) Diyagramı

Şekil 6.3.Grassmann Diyagramı'nda görüldüğü gibi ekserji kaybı en fazla kılcaldadır. Daha sonra sırasıyla kompresör, kondenser, ve evaporatör gelmektedir. Evaporatörün verimi en yüksektir.

2. Güç ölçümünde kaynaklanabilecek hatalar:

(a2) Sistemdeki voltajdan kaynaklanan belirsizlik  $\pm 0,3$  Volt =  $\pm \%0,3$

(b2) Sistemdeki akımdan kaynaklanan belirsizlik  $\pm 0,3$  Amper =  $\pm \%0,3$

(c2) M paketlerinin yerleşiminden kaynaklanan belirsizlik;  $\pm 0,3$  Watt =  $\pm \%0,3$

(d2) Güç faktörü  $\pm 1,0$  =  $\pm \%1,0$

Hata değerlerinden (a2),(b2),(c2) ve (d2) buna göre gücün ölçülmesinde ortaya çıkabilecek toplam belirsizlik;

$$W_p = [(a2)^2 + (b2)^2 + (c2)^2 + (d2)^2]^{1/2} \quad (6.2.4)$$

$$W_p = [(1,0)^2 + (0,3)^2 + (0,3)^2 + (0,3)^2]^{1/2}$$

Tablo 6.2' de sistemdeki hata değerlerine göre sistemde oluşan belirsizlik toplamları gösterilmiştir.

Tablo 6.2. Ölçülen parametrelerin ortalama hata değerleri ve toplam belirsizlikler

<b>ACIKLAMA</b>	<b>TOPLAM BELİRSİZLİK (%)</b>
Sıcaklık hatalarından kaynaklanan toplam belirsizlik	$W_{\text{TOPLAM}} = 1,547$ °C
Gücün ölçülmesinden kaynaklanan toplam belirsizlik	$W_p = 1,126$ Watt

(e1)Giriş sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik;  $\pm 0,3$   
 $^{\circ}\text{C}=\pm\%0,5$

(f1) Çıkış sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik;  $\pm 0,2$   
 $^{\circ}\text{C}=\pm\%0,2$

(g1)Yüzey sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik;  $\pm 0,2$   
 $^{\circ}\text{C}=\pm\%0,5$

Bu hata değerlerinden (e1),(f1)ve(g1) belirsizlikleri,ayrı ayrı olmak üzere  
(a1),(b1),(c1) ve (d1)

Belirsizliklerinden de etkilenmektedir.Buna göre giriş sıcaklığının  
ölçülmesi ortaya çıkabilecek toplam

belirsizlik;

$$W_{\text{Tag}} = [(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2 + (e1)^2]^{1/2} \quad (6.2.1)$$

$$W_{\text{Tag}} = [(0,2)^2 + (0,2)^2 + (0,3)^2 + (0,2)^2 + (0,3)^2]^{1/2}$$

$$W_{\text{Tag}} = 0,547^{\circ}\text{C}$$

Şeklide bulunabilir.Çıkış sıcaklığında ortaya çıkabilecek toplam  
belirsizlik;

$$W_{\text{Taç}} = [(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2 + (f1)^2]^{1/2} \quad (6.2.2)$$

$$W_{\text{Taç}} = [(0,2)^2 + (0,2)^2 + (0,3)^2 + (0,2)^2 + (0,2)^2]^{1/2}$$

$$W_{\text{Taç}} = 0,5^{\circ}\text{C}$$

Şeklinde bulunabilir.Yüzey sıcaklığının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek  
toplam belirsizlik ise;

$$W_{\text{Tay}} = [(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2 + (g1)^2]^{1/2} \quad (6.2.3)$$

$$W_{\text{Tay}} = [(0,2)^2 + (0,2)^2 + (0,3)^2 + (0,2)^2 + (0,2)^2]^{1/2}$$

$$W_{\text{Tay}} = 0,5^{\circ}\text{C}$$

$$W_{\text{TOPLAM}} = 1,547^{\circ}\text{C}$$

Ölçülen büyüklüklerin belirsizlik değerleri ise, ölçü araçlarının üretilen firmaları tarafından önerilen belirsizlik değerleri yanında yapılan kalibrasyon çalışmalarından ve tecrübeyle belirlenmiştir.

Her ne kadar belirsizlik analizi, rastgele hataların belirlenmesi de olsa yukarıda belirtildiği gibi sabit hatalarla rastgele hataların birbirinden ayırt edilmesinin zor olmasından dolayı her bir büyüklük için elde edilen belirsizlik değerleri, yukarıda belirtilen iki tip hatayı da kapsamaktadır. Bunun yanında diğer bir hata tipi olarak bahsedilen deneyde kullanılan araç ve gereçlerin imalatı sırasında yapılmış herhangi bir hatanın olmadığı kabul edilmemiştir.

Bu çalışmada, deneysel çalışma sonuçlarının doğruluğunu etkileyen hataların dereceleri ve miktarları hakkında sistematik olarak bilgiler verilmiştir. Hata türleri tanımlanarak her bir hatanın deneysel sonuçların belirsizliği üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu amaçla R134a ve R600a gazlı dolapların ekserji analizinde belirsizlik hesaplamaları yapılmıştır. Bizim sistemimizde sıcaklık ve güç ölçümünden kaynaklanan belirsizlik değerlerinin olduğu görülmüştür.

Bu belirsizlikler, bizim sistemimizde;

1. Sıcaklık ölçümünde ortaya çıkabilecek hatalar:

(a1) Termoeleman çiftlerinden kaynaklanan belirsizlik ;  $\pm 0,2 \text{ }^{\circ}\text{C} = \pm \%0,5$

(b1) Dijital multimetreden kaynaklanan belirsizlik;  $\pm 0,2 \text{ }^{\circ}\text{C} = \pm \%0,3$

(c1) M paketlerinin yerleşiminden kaynaklanan belirsizlik;  $\pm 0,3 \text{ }^{\circ}\text{C} = \pm \%0,3$

(d1) Yazılımdan kaynaklanan belirsizlik;  $\pm 0,2 \text{ }^{\circ}\text{C} = \pm \%0,2$

tespit edilmesi her zaman mümkün olmayabilir. Bunun nedeni; hataların doğrudan deneyde kullanılan araç ve gereçlerin yapısından kaynaklanmasıdır. Bu hatalar, genliklerinin genellikle belli olmaması sebebi ile literatürde belirsizlik olarak adlandırılmaktadır.

Yukarıda genel olarak birinci tür hatalar diye ifade edilen ve deneysel çalışma sonuçlarının belirsizliğini etkileyen hata tiplerini üç ana grupta toplamak mümkündür(Asan ve Namlı, 1997). Birinci olarak; deneyde kullanılan araç ve gereçlerin imalatı sırasında yapılan hatalar, ikinci olarak; sebebi genel olarak bilinmeyen, aynı büyüklüğün tekrar okunması sırasında ortaya çıkan sabit hatalar ve üçüncü olarak, deney araç ve gereçlerinde rastgele elektronik salınımlardan, sürtünme etkilerinden vs. kaynaklanan rastgele hataları birbirinden ayırt etmek zordur. Sabit hatalar deney sırasında okunan her değer için aynıdır ve uygun bir kalibrasyon ve düzeltme ile ortadan kaldırılabilir. Ölçü aletinin imalatında doğru yapıldığı kabul edilirse, belirsizlik analizi; sabit ve rastgele hataları belirleyerek bunların deneysel sonuçlar üzerindeki etkilerinin ortaya konulmasıdır. Belirsizlik analizi sadece sonuçların yorumlanmasında değil, aynı zamanda uygun ölçüm yönteminin ve ölçü aracının seçiminde de önemli rol oynamaktadır. Ölçülecek büyüklük ve ölçü aracının seçiminden önce belirsizlik analizinin yapılması ve buna uygun büyüklük ve uygun ölçüm aracının seçilmesi, sonuçların içinde yer alabilecek belirsizliği en aza indirecektir. Diğer taraftan, ölçülen büyüklüklerden hangisinin toplam belirsizlik üzerinde en etkin rol oynadığının belirlenmesi ve buna göre gerekli önlemlerin alınması belirsizliğinin azaltılmasına ayrıca katkıda bulunacaktır (Asan ve Namlı, 1997).

Tablo 6.1.7.R134a ve R600a'lı kompresörlerin takıldığı doplapların toplam ekserji verimleri

	R134a				R600a	
	Numune 1		Numune 2		Numune 3	Numune 4
	Ölü Hal 0 °C	Ölü Hal 5 °C	Ölü Hal 0 °C	Ölü Hal 5 °C	Ölü Hal 0 °C	Ölü Hal 0 °C
P(Ürün)	0,0968	0,0996	0,0985	0,1006	0,1406	0,1387
F(Yakıt)	0,1201	0,123	0,1221	0,1244	0,1603	0,1601
Ekserji verimi(%)	80,60	80,98	80,67	80,87	87,71	86,63

Tablo 6.1.1' den Tablo 6.1.6' ya kadar olan tablolarda seçilen numunelerin ölü hal 0 °C ve ölü hal 5 °C için sistem bileşenlerinin yapılan hesaplamalar sonundaki ekserji kayıpları, kullanılabilir güçleri ve aşırı kızdırma değerleri gösterilmiştir. Tablo 6.1.7' de ise sadece R134a ve R600a' lı kompresörlerin takıldığı buzdolaplarının toplam ekserji verimleri gösterilmiştir.

### 6.2.Belirsizlik Analizi

Deneyel çalışmalarda, elde edilen sonuçlar kadar önemli bir başka nokta; ölçülen değerlerin doğruluğudur. Doğruluğu etkileyen en önemli etken ise, deneyler sırasında farklı nedenlerden ortaya çıkabilecek hatalardır. Literatürde belirtilen standartlara uygun olarak kurulan bir deney düzeneğinde yapılan deneyler sonucunda elde edilen verilerde, iki farklı şekilde hatalar ortaya çıkabilir. Bunlardan biri, deney setinin ve ölçü araçlarının yapısından kaynaklanan kaçınılmaz hatalar, diğeri ise deneyi yapan kişinin yaptığı ihmallerden kaynaklanan hatalardır. Sözü geçen ikinci tür hataların, yetenekli bir deneycinin deneyleri yapması ile giderilmesi mümkündür. Fakat, birinci tür hataların giderilmesi veya



		$Ex_{kayıp}$	Kullanılabilir Güç (kW)			P (kW)	F (kW)	Ekserji Verimi %
1	Kompresör	0,0036	0,063		$Ex_{2a}-Ex_1$	0,0595	$W_{komp}$ 0,0626	95,0
2	Kondenser	0,0372	0,264		$Ex = Q$	0,0338	$Ex_{2a}-Ex_3$ 0,0372	90,8
3	Kılcal	0,0045			$Ex_4$	0,0272	$Ex_3$ 0,0376	72,3
4	Evaporatör	0,0123	0,152		$Ex=Q$	0,0124	$Ex_3-Ex_4$ 0,0123	100,2
5	Aşırı Kızdırma	0,0045	0,046		$Ex_6-Ex_4$	0,0059	$Ex_3-Ex_4$ 0,0104	56,4
<b>Toplam</b>		<b>0,0622</b>			<b>Toplam</b>	<b>0,1387</b>	<b>Toplam</b> 0,1601	
		<b>Komp</b>	<b>Kond</b>	<b>Kılcal</b>	<b>Evap</b>	<b>Aşırı Kızd.</b>		
1	Bağlı tersinmezlik $\xi_i = Ex_{kayıp,i} / Ex_{kayıp,toplam}$ Üretim kaybı	5,7	59,8	7,3	19,8	7,3		
2	$\zeta_i = Ex_{kayıp,i} / P_{toplam}$	0,026	0,268	0,033	0,089	0,033		
3	Ekserji faktörü $f_i = Fi / F_{toplam}$	0,391	0,232	0,235	0,077	0,065		

Tablo 6.1.6. Kompresör numune 4 (ölü hal 0 °C)

		$W_{komp} = 0,062$								
		Soğutucu Akışkan	Faz	T Sıcaklık (°C)	P Basınç (kPa)	Özgül Entalpi (kJ/kg)	Özgül Entropi (kJ/kg K)	Kütleli Debi (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji Akımı (kW)
	<i>Ölü hal</i>			0	101,325	584,7	2,612			
1	Kompresör girişi	R600a	gaz	26,5	44,2	632,1	2,692	0,0006	25,548	0,0153
2s	Kompresör çıkışı(izentropik)	R600a	gaz	84,7	379,2	729,5	2,692	0,0006	122,948	0,0738
2a	Kompresör çıkışı(gerçek)	R600a	gaz	88	379,2	736,4	2,711	0,0006	124,658	0,0748
3	Kondenser çıkışı	R600a	sıvı	40	379,2	296,6	1,328	0,0006	62,625	0,0376
4	Evaporatör girişi	R600a	sıvı	-20,5	44,2	301,9	1,411	0,0006	45,253	0,0272
5	Evaporatör çıkışı	R600a	gaz	-20,5	44,2	555,6	2,415	0,0006	24,711	0,0148
6	Aşırı Kızdırma(Komp. Girişi)	R600a	gaz	26,5	56,1	631,5	2,657	0,0006	34,508	0,0207

**Enerji Balansı**

1	$Komp = m \cdot (h_{2gerçek} - h_1)$	0,063
2	$Kondns = m \cdot (h_{2gerçek} - h_3)$	0,264
3	Kılcal	
4	$Evap = m \cdot (h_5 - h_4)$	0,152
5	$Aşırı Kızdırma = m \cdot (h_6 - h_5)$	0,046

**Ekserji Hesabı**

$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_1 - \Psi_2) + W_{komp}$	0,0036
$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_2 - \Psi_3)$	0,0372
$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_3 - \Psi_4)$	0,0104
$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_4 - \Psi_5)$	0,0123
$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_3 + \Psi_5 - \Psi_4 - \Psi_6)$	0,0045

4	Evap= $m \cdot (h_5 - h_4)$	0,156	$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_4 - \Psi_5)$	0,0130
5	Kızdırma= $m \cdot (h_6 - h_5)$	0,046	$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_3 + \Psi_5 - \Psi_4 - \Psi_6)$	0,0037

	$Ex_{kayıp}$	Kullanılabilir Güç (kW)				F (kW)	Ekserji Verimi %
		Komp	Kond	Kılcal	Evap	Aşırı Kızd.	
1	Kompresör	0,0085	0,062				96,8
2	Kondenser	0,0376	0,267				90,0
3	Kılcal	0,0037					72,9
4	Evaporatör	0,0130	0,156				99,4
5	Aşırı Kızdırma	0,0037	0,046				63,6
	<b>Toplam</b>	<b>0,0665</b>					
					<b>Toplam</b>	<b>0,1406</b>	
					<b>Aşırı Kızd.</b>		
	<b>Bağlı tersinmezlik</b>						
	$\xi_i = Ex_{kayıp,i} / Ex_{kayıp,toplam}$						
1		12,8	56,5	5,6	19,6	5,6	
	<b>Üretim kaybı</b>						
2	$\zeta_i = Ex_{kayıp,i} / P_{toplam}$	0,060	0,267	0,026	0,093	0,026	
	<b>Ekserji faktörü</b>						
3	$f_i = F_i / F_{toplam}$	0,387	0,234	0,234	0,081	0,063	

Tablo 6.1.5. Kompresör numune 3 (ölü hal 0 °C)

		$W_{komp} = 0,068$								
		Soğutucu Akışkan	Faz	T Sıcaklık (°C)	P Basınç (kPa)	Özgül Entalpi (kJ/kg)	Özgül Entropi (kJ/kg K)	Kütleli Debi (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji Akımı (kW)
<i>Ölü hal</i>				0	101,325	584,7	2,612			
1	Kompresör girişi	R600a	gaz	29,5	43,2	637,2	2,713	0,0006	24,912	0,0149
2s	Kompresör çıkışı(izentropik)	R600a	gaz	87,9	373,9	736,4	2,713	0,0006	124,112	0,0745
2a	Kompresör çıkışı(gerçek)	R600a	gaz	90	373,9	740,6	2,725	0,0006	125,034	0,0750
3	Kondenser çıkışı	R600a	sıvı	39,5	373,9	295,3	1,324	0,0006	62,417	0,0375
4	Evaporatör girişi	R600a	sıvı	-21	43,2	295,3	1,386	0,0006	45,482	0,0273
5	Evaporatör çıkışı	R600a	gaz	-21	43,2	554,9	2,416	0,0006	23,737	0,0142
6	Aşırı Kızdırma(Komp. Girişi)	R600a	gaz	26,5	56,1	631,5	2,657	0,0006	34,508	0,0207

**Enerji Balansı**

$$K_{komp} = m \cdot (h_{2gerçek} -$$

$$1 \quad h_1) \quad 0,062$$

$$K_{kondns} = m \cdot (h_{2gerçek} -$$

$$2 \quad h_3) \quad 0,267$$

$$3 \quad K_{kulcal}$$

**Ekserji Hesabı**

$$E_{x_{kayıp}} = m \cdot (\Psi_1 - \Psi_2) + W_{komp} \quad 0,0085$$

$$E_{x_{kayıp}} = m \cdot (\Psi_2 - \Psi_3) \quad 0,0376$$

$$E_{x_{kayıp}} = m \cdot (\Psi_3 - \Psi_4) \quad 0,0102$$

5	Aşırı Kızdırma= $m^*(h_6-h_5)$	0,037	$Ex_{kayıp}=m^*(\Psi_3+\Psi_5-\Psi_4-\Psi_6)$			0,0091		
			<b>Kullanılabilir</b>					
		$Ex_{kayıp}$	<b>Güç (kW)</b>	<b>P (kW)</b>		<b>F (kW)</b>		<b>Ekserji Verimi %</b>
1	Kompresör	0,0229	0,050	$Ex_{2a}-Ex_1$	0,0477	$W_{komp}$	0,0500	95,5
2	Kondenser	0,0262	0,206	$Ex = Q$	0,0253	$Ex_{2a}-Ex_3$	0,0262	96,5
3	Kılcal	0,0091		$Ex_4$	0,0178	$Ex_3$	0,0268	66,3
4	Evaporatör	0,0124	0,119	$Ex=Q$	0,0099	$Ex_3-Ex_4$	0,0124	79,6
					-			
5	Aşırı Kızdırma	0,0091	0,037	$Ex_6-Ex_4$	0,0001	$Ex_3-Ex_4$	0,0090	-0,7
	<b>Toplam</b>	0,0797		<b>Toplam</b>	0,1006	<b>Toplam</b>	0,1244	
			<b>Komp</b>	<b>Kond</b>	<b>Kılcal</b>	<b>Evap</b>	<b>Aşırı Kızd.</b>	
	<b>Bağlı tersinmezlik</b>							
1	$\xi_i=Ex_{kayıp,i}/Ex_{kayıp,toplam}$	28,8	32,8	11,4	15,6	11,4		
	<b>Üretim kaybı</b>							
2	$\zeta_i= Ex_{kayıp,i}/ P_{toplam}$	0,228	0,260	0,090	0,124	0,090		
	<b>Ekserji faktörü</b>							
3	$\bar{f}_i=Fi/F_{toplam}$	0,402	0,210	0,215	0,100	0,072		

Tablo 6.1.4. Kompresör numune 2 (ölu hal 5 °C)

$W_{komp} = 0,07$

		Soğutucu Akışkan	Faz	T Sıcaklık (°C)	P Basınç (kPa)	Özgül Entalpi (kJ/kg)	Özgül Entropi (kJ/kg K)	Kütleli Debi (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji Akımı (kW)
	<i>Ölü hal</i>			5	101,325	259,7	1,047			
1	Kompresör girişi	R134a	gaz	28,5	127,2	278,9	1,095	0,0009	5,849	0,0053
2s	Kompresör çıkışı(izentropik)	R134a	gaz	95,9	968,9	331,2	1,095	0,0009	58,149	0,0523
2a	Kompresör çıkışı(gerçek)	R134a	gaz	99	968,9	334,4	1,104	0,0009	58,845	0,0530
3	Kondenser çıkışı	R134a	sıvı	38,2	968,9	105,6	0,386	0,0009	29,757	0,0268
4	Evaporatör girişi	R134a	sıvı	-21	127,2	105,6	0,422	0,0009	19,744	0,0178
5	Evaporatör çıkışı	R134a	gaz	-21	127,2	237,8	0,947	0,0009	5,915	0,0053
6	Aşırı Kızdırma(Komp. Girişi)	R134a	gaz	28,5	127,2	278,9	1,095	0,0009	5,849	0,0053

**Enerji Balansı**

1	$Komp = m \cdot (h_{2gerçek} - h_1)$	0,050
2	$Kondns = m \cdot (h_{2gerçek} - h_3)$	0,206
3	Kılcal	
4	$Evap = m \cdot (h_5 - h_4)$	0,119

**Ekserji Hesabı**

$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_1 - \Psi_2) + W_{komp}$	0,0229
$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_2 - \Psi_3)$	0,0262
$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_3 - \Psi_4)$	0,0090
$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_4 - \Psi_5)$	0,0124

5	Aşırı Kızdırma= $m \cdot (h_6 - h_5)$	0,037	$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_3 + \Psi_5 - \Psi_4 - \Psi_6)$				0,0082		
		$Ex_{kayıp}$	<b>Kullanılabilir Güç (kW)</b>				<b>F (kW)</b>	<b>Ekserji %</b>	<b>Verimi</b>
1	Kompresör	0,0229	0,050			$Ex_{2a} - Ex_1$	$W_{komp}$	0,0500	95,6
2	Kondenser	0,0294	0,206			$Ex = Q$	$Ex_{2a} - Ex_3$	0,0294	85,9
3	Kılcal	0,0082				$Ex_4$	$Ex_3$	0,0238	62,8
4	Evaporatör	0,0101	0,119			$Ex = Q$	$Ex_3 - Ex_4$	0,0101	98,3
5	Aşırı Kızdırma	0,0082	0,037			$Ex_6 - Ex_4$	$Ex_3 - Ex_4$	0,0089	6,9
	<b>Toplam</b>	0,0789				<b>Toplam</b>	<b>Toplam</b>	0,1221	
			<b>Komp</b>	<b>Kond</b>	<b>Kılcal</b>	<b>Evap</b>	<b>Aşırı Kızd.</b>		
	<b>Bağıl tersinmezlik</b>								
1	$\xi_i = Ex_{kayıp,i} / Ex_{kayıp,toplam}$	29,1	37,3	10,4	12,8	10,4			
	<b>Üretim kaybı</b>								
2	$\zeta_i = Ex_{kayıp,i} / P_{toplam}$	0,233	0,299	0,084	0,102	0,084			
	<b>Ekserji faktörü</b>								
3	$f_i = F_i / F_{toplam}$	0,409	0,241	0,195	0,083	0,072			

Tablo 6.1.3. Kompresör numune 2 (ölu hal 0 °C)

		$W_{komp} = 0,07$								
		Soğutucu Akışkan	Faz	T Sıcaklık (°C)	P Basıncı (kPa)	Özgül Entalpi (kJ/kg)	Özgül Entropi (kJ/kg K)	Kütleli Debi (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji Akımı (kW)
	<i>Ölü hal</i>			0	101,3	255,6	1,032			
1	Kompresör girişi	R134a	gaz	28,5	127,2	278,9	1,095	0,0009	6,092	0,0055
2s	Kompresör çıkışı(izentropik)	R134a	gaz	95,9	968,9	331,2	1,095	0,0009	58,392	0,0526
2a	Kompresör çıkışı(gerçek)	R134a	gaz	99	968,9	334,4	1,104	0,0009	59,133	0,0532
3	Kondenser çıkışı	R134a	sıvı	38,2	968,9	105,6	0,386	0,0009	26,455	0,0238
4	Evaporatör girişi	R134a	sıvı	-21	127,2	105,6	0,422	0,0009	16,622	0,0150
5	Evaporatör çıkışı	R134a	gaz	-21	127,2	237,8	0,947	0,0009	5,418	0,0049
6	Aşırı Kızdırma(Komp. Girişi)	R134a	gaz	28,5	127,2	278,9	1,095	0,0009	6,092	0,0055

**Enerji Balansı**

1	$Komp = m \cdot (h_{2gerçek} - h_1)$	0,050
2	$Kondns = m \cdot (h_{2gerçek} - h_3)$	0,206
3	Kılcal	
4	$Evap = m \cdot (h_5 - h_4)$	0,119

**Ekserji Hesabı**

$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_1 - \Psi_2) + W_{komp}$	0,0229
$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_2 - \Psi_3)$	0,0294
$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_3 - \Psi_4)$	0,0089
$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_4 - \Psi_5)$	0,0101



5	Aşırı Kızdırma= $m \cdot (h_6 - h_5)$	0,035	$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_3 + \Psi_5 - \Psi_4 - \Psi_6)$			0,0084		
		$Ex_{kayıp}$	<b>Kullanılabilir Güç (kW)</b>			<b>P (kW)</b>	<b>F (kW)</b>	<b>Ekserji %</b>
1	Kompresör	0,0198	0,049		$Ex_{2a} - Ex_1$	0,0463	$W_{komp}$	0,0493
2	Kondenser	0,0266	0,204		$Ex = Q$	0,0255	$Ex_{2a} - Ex_3$	0,0266
3	Kılcal	0,0084			$Ex_4$	0,0188	$Ex_3$	0,0273
4	Evaporatör	0,0113	0,119		$Ex = Q$	0,0089	$Ex_3 - Ex_4$	0,0113
5	Aşırı Kızdırma	0,0084	0,035		$Ex_6 - Ex_4$	0,0001	$Ex_3 - Ex_4$	0,0085
	<b>Toplam</b>	0,0746			<b>Toplam</b>	0,0996	<b>Toplam</b>	0,1230
		<b>Komp</b>	<b>Kond</b>	<b>Kılcal</b>	<b>Evap</b>	<b>Aşırı Kızd.</b>		
	<b>Bağlı tersinmezlik</b>							
1	$\xi_i = Ex_{kayıp,i} / Ex_{kayıp,toplam}$	26,6	35,7	11,3	15,1	11,3		
	<b>Üretim kaybı</b>							
2	$\zeta_i = Ex_{kayıp,i} / P_{toplam}$	0,199	0,267	0,085	0,113	0,085		
	<b>Ekserji faktörü</b>							
3	$f_i = F_i / F_{toplam}$	0,401	0,216	0,222	0,092	0,069		

Tablo 6.1.2. Kompresör numune 1 (ölü hal 5 °C)

		Soğutucu Akışkan	Faz	T Sıcaklık (°C)	P Basınç (kPa)	Özgül Entalpi (kJ/kg)	Özgül Entropi (kJ/kg K)	Kütleli Debi (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji Akımı (kW)
<i>Ölü hal</i>				5	101,325	259	1,047			
1	Kompresör girişi	R134a	gaz	28	138,7	278,3	1,086	0,0009	8,452	0,0076
2s	Kompresör çıkışı (izentropik)	R134a	gaz	93,6	992,8	328,5	1,086	0,0009	58,652	0,0528
2a	Kompresör çıkışı(gerçek)	R134a	gaz	98	992,8	333,1	1,098	0,0009	59,914	0,0539
3	Kondenser çıkışı	R134a	sıvı	39,1	992,8	106,9	0,391	0,0009	30,366	0,0273
4	Evaporatör girişi	R134a	sıvı	-19	138,7	106,9	0,425	0,0009	20,909	0,0188
5	Evaporatör çıkışı	R134a	gaz	-19	138,7	239	0,945	0,0009	8,371	0,0075
6	Aşırı Kızdırma(Komp. Girişi)	R134a	gaz	28	138,7	278,3	1,086	0,0009	8,452	0,0076

$$W_{komp} = 0,065$$

**Enerji Balansı**

1	$Komp = m \cdot (h_{2gerçek} - h_1)$	0,049
2	$Kondns = m \cdot (h_{2gerçek} - h_3)$	0,204
3	Kılcal	
4	$Evap = m \cdot (h_5 - h_4)$	0,119

**Ekserji Hesabı**

$Exkayıp = m \cdot (\Psi_1 - \Psi_2) + W_{komp}$	0,0198
$Exkayıp = m \cdot (\Psi_2 - \Psi_3)$	0,0266
$Exkayıp = m \cdot (\Psi_3 - \Psi_4)$	0,0085
$Exkayıp = m \cdot (\Psi_4 - \Psi_5)$	0,0113

		$Ex_{kayıp}$	Kullanılabilir Güç (kW)			P (kW)	F (kW)	Ekserji %	Verimi
1	Kompresör	0,0198	0,049		$Ex_{2a}-Ex_1$	0,0464	$W_{komp}$	0,0493	94,0
2	Kondenser	0,0298	0,204		$Ex = Q$	0,0255	$Ex_{2a}-Ex_3$	0,0298	85,6
3	Kılcal	0,0077			$Ex_4$	0,0154	$Ex_3$	0,0238	64,8
4	Evaporatör	0,0089	0,119		$Ex=Q$	0,0089	$Ex_3-Ex_4$	0,0089	99,4
5	Aşırı Kızdırma	0,0077	0,035		$Ex_6-Ex_4$	0,0007	$Ex_3-Ex_4$	0,0084	8,5
<b>Toplam</b>		<b>0,0738</b>			<b>Toplam</b>	<b>0,0968</b>	<b>Toplam</b>	<b>0,1201</b>	
			<b>Komp</b>	<b>Kond</b>	<b>Kılcal</b>	<b>Evap</b>	<b>Aşırı Kızd.</b>		
1	Bağlı tersinmezlik $x_i=Ex_{kayıp,i} / Ex_{kayıp,toplam}$	26,8	40,3	10,4	12,1	10,4			
2	Üretim kaybı $\zeta_i= Ex_{kayıp,i} / P_{toplam}$	0,205	0,307	0,079	0,092	0,079			
3	Ekserji faktörü $f_i=Fi/F_{toplam}$	0,410	0,248	0,198	0,074	0,070			

Tablo 6.1.1 Kompresör numune 1 (ölü hal 0 °C)

		$W_{komp} = 0,065$								
		Soğutucu Akışkan	Faz	T Sıcaklık (°C)	P Basınç (kPa)	Özgül Entalpi (kJ/kg)	Özgül Entropi (kJ/kg K)	Kütleli Debi (kg/s)	Özgül Ekserji (kJ/kg)	Ekserji Akımı (kW)
	<i>Ölü hal</i>			0	101,33	255,6	1,032			
1	Kompresör girişi	R134a	gaz	28	138,7	278,3	1,086	0,0009	7,950	0,0072
2s	Kompresör çıkışı (izentropik)	R134a	gaz	93,6	992,8	328,5	1,086	0,0009	58,150	0,0523
2a	Kompresör çıkışı (gerçek)	R134a	gaz	98	992,8	333,1	1,098	0,0009	59,472	0,0535
3	Kondenser çıkışı	R134a	sıvı	39,1	992,8	106,9	0,391	0,0009	26,389	0,0238
4	Evaporatör girişi	R134a	sıvı	-19	138,7	106,9	0,425	0,0009	17,102	0,0154
5	Evaporatör çıkışı	R134a	gaz	-19	138,7	239	0,945	0,0009	7,164	0,0064
6	Aşırı Kızdırma(Komp. Girişi)	R134a	gaz	28	138,7	278,3	1,086	0,0009	7,950	0,0072

**Enerji Balansı**

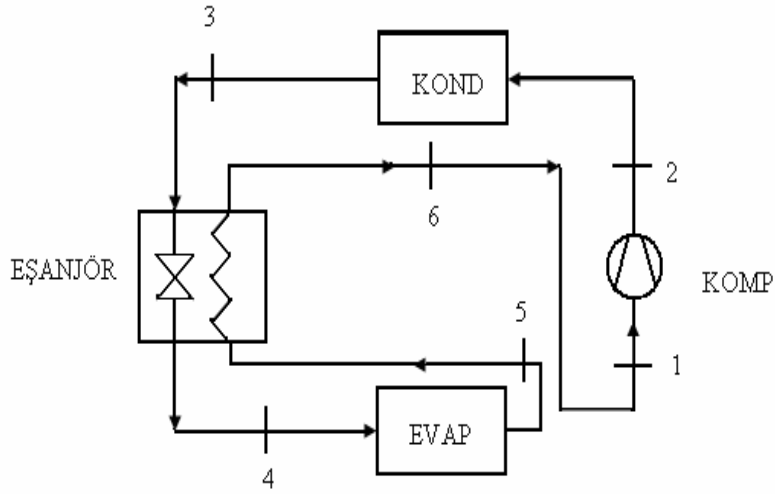
1	$Komp = m \cdot (h_{2gerçek} - h_1)$	0,049
2	$Kondns = m \cdot (h_{2gerçek} - h_3)$	0,204
3	Kılcal	
4	$Evap = m \cdot (h_5 - h_4)$	0,119
5	$Aşırı Kızdırma = m \cdot (h_6 - h_5)$	0,035

**Ekserji Hesabı**

$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_1 - \Psi_2) + W_{komp}$	0,0198
$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_2 - \Psi_3)$	0,0298
$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_3 - \Psi_4)$	0,0084
$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_4 - \Psi_5)$	0,0089
$Ex_{kayıp} = m \cdot (\Psi_3 + \Psi_5 - \Psi_4 - \Psi_6)$	0,0077

### **6.1.Hesaplamalar**

4 adet kompresör numunesi ile ilgili testler yapıldı. İki adet R134a, iki adeti R600a ile çalışan kompresör aynı cihaz üzerine sıra ile monte edildi.



Şekil 6. Akış şeması

Buzdolabında kullanılan yoğuşturucunun görevi, kızgın buharın yoğuşması sonunda açığa çıkan ısıyı atmaktır. Bu yoğuşturucu dairesel kanatlı borulu türden bir ısıdeğiştiricisidir. Şekil 6’de görüldüğü gibi yoğuşturucuda önce kızgınlık alma, sonra yoğuşma, bundan sonra da aşırı soğutma yapılmaktadır.

Her üç bölgede de toplam olarak soğutucu akışkandan alınan ısı;

$$Q=U.A .\Delta T_m = \dot{m}_a .C_a . \Delta T_a \quad ( 6.1)$$

bağlantısı ile hesap edilir.

U: Değiştiricinin dış yüzeye göre hesaplanmış toplam ısı geçiş katsayısı

A: Toplam dış ısı geçiş alanı

$\Delta T_m$ : Soğutucu akışkan sıcaklık farkı

$\dot{m}_a$  : Havanın kütleli debisi

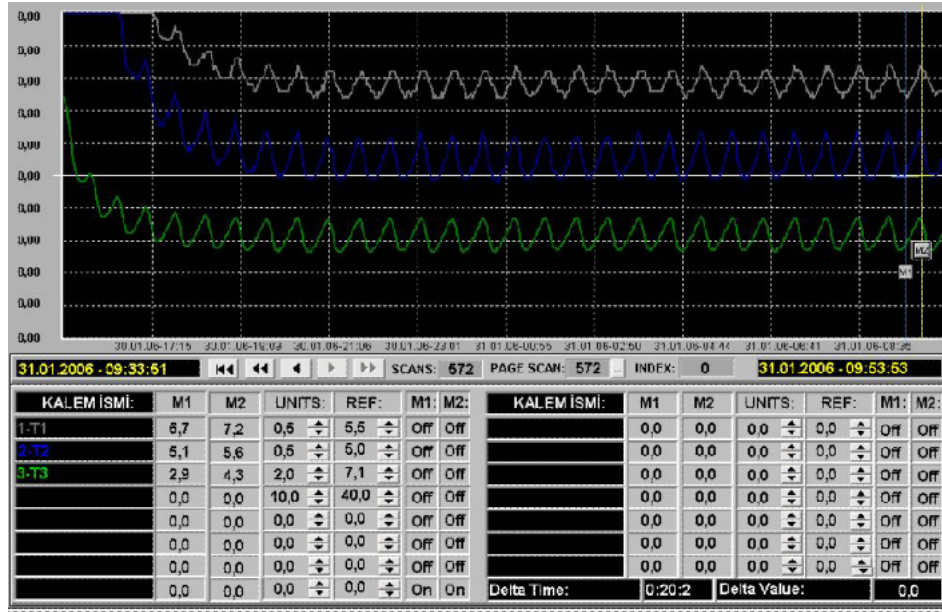
$C_a$ : Havanın özgül ısısı

$\Delta T_a$ : Havanın sıcaklık farkı

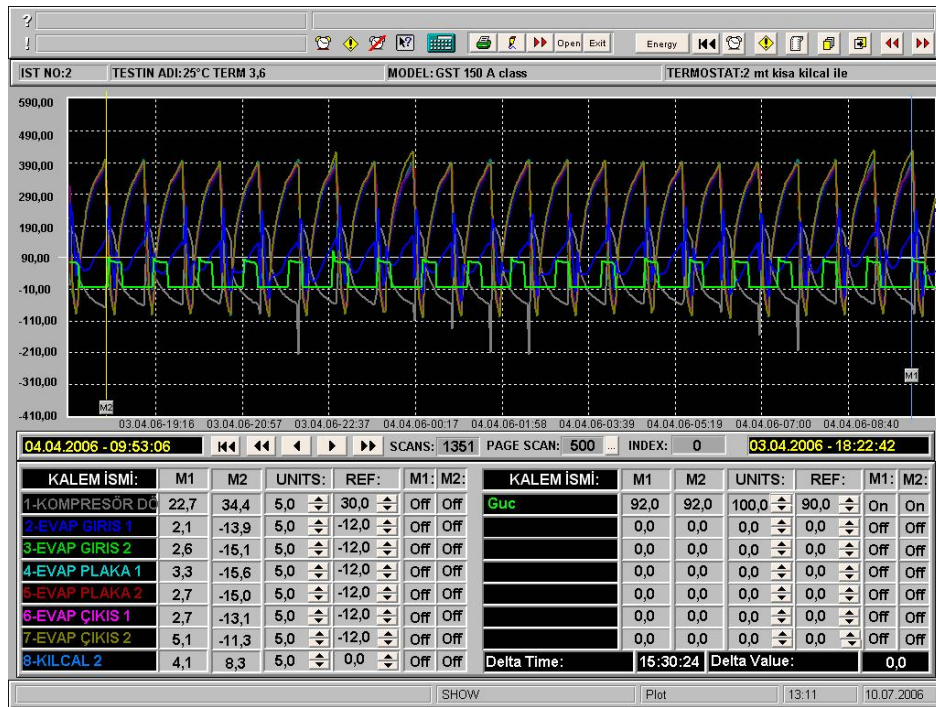
## 6. SİSTEMİN ANALİZİ

Termodinamik açıdan bakıldığında buzdolabı Ters Rankine Çevrim esasına göre çalışan ve bir ortamı soğutmak üzere kullanılan bir soğutma makinesidir. Bu soğutma sistemi buhar sıkıştırımlı sistem olarak da adlandırılır. Buzdolabı soğutma sistemi Şekil 6'da görülen kompresör, yoğuşturucu (kondenser), kılcal boru (kapüler boru), ısı değiştiricive buharlaştırıcıdan (evaporatör)oluşur.

Buzdolabı soğutma sisteminde çevrim akışkanı olarak kullanılan soğutucu akışkan, sistem elemanlarında dolaşarak soğutma işlemini gerçekteştirir. (1) noktasında doymuş buhar halinde kompresöre giren soğutucu akışkan, yoğuşma basıncında ve kızgın buhar halinde kompresörü terk ederek (2) noktasında yoğuşturucuya girer, yoğuşturucudan (3) noktasında doymuş sıvı olarak ayrılansoğutucu akışkan kılcal boruya girer ve basıncı (3) – (5) arasında buharlaşma basıncına düşer. Kılcal boru (4) noktasından itibaren buharlaştırıcı kompresör arasındaki emiş hattı ile ısı değiştiricisini oluşurmaktadır.(5) noktasında ıslak buhar halinde bulunan soğutucu akışkan buharlaştırıcıya girerek buharlaştırmakta ve (6)noktasında doymuş buhar halinde ısıdeğiştiricisine girmektedir. (6)-(1) arasında kızgın buhar haline gelen soğutucu akışkan (1) noktasında tekrar kompresöre girmektedir. Böylece soğutucu akışkan soğutucu çevrimini tamamlamış olmaktadır.



Şekil 5.3.8 Buzolabı içi sıcaklıklarının grafiği



Şekil 5.3.9 Bileşenlerin sıcaklık grafiği





**Şekil 5.3.7.** Termokouple bağlantıları

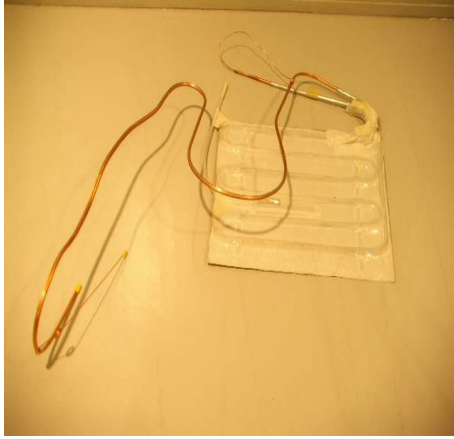
Buzdolabı iç sıcaklıkları kararlı hale gelince ilgili değerler kaydedildi. Sıcaklıkların okunduğu yazılım arayüzü alttaki şekilde verilmiştir. Aynı buzdolabı üzerinde 2 adet R134a ile çalışan, 2 adet R600a ile çalışana kompresör monte edilerek ilgili sonuçlar alındı.Şekil 5.3.8’ deki buzdolabının içine ait sıcaklık grafiği Şekil 5.3.9’ da bileşenlerin sıcaklık grafiği gösterilmiştir.



Şekil 5.3.3. Eşanjör



Şekil 5.3.4. Evaporatör



Şekil 5.3.5. Eşanjör ve evaporatör



Şekil 5.3.6. Kondenser

Buzdolabın içerisinde 3 adet termocouple ile sıcaklık okundu. Termostat ayarı 3 adet termokouple'in ortalaması 5 °C olacak şekilde yapıldı. Termokouple'ler dolabın geometrik olarak orta bölümü baz alınarak yerleştirildi. Şekil 5.3.7' de buzdolanında Termokouple bağlantıları görülmektedir.

Şekil 5.3.2 'de resimler buzdolabının iklimlendirme odasındaki konumunu göstermektedir.

Testler 25 °C ortam sıcaklığında yapıldı. Test için sadece soğutucusu olan buzdolabı seçildi ve buzdolabı bütün testlerde aynı istasyonda test edilmiştir.

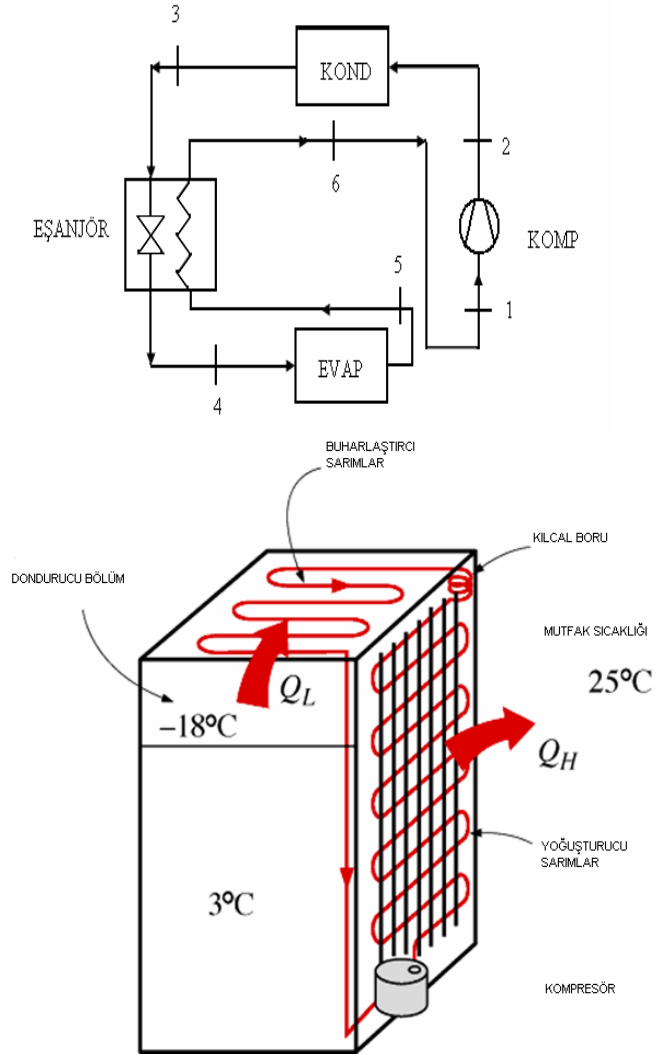


Şekil 5.3.2. İklimlendirme odasında test buzdolabının yerleşimi

Buzdolabının buharlaştırıcı, kondenser, kılcal ve kompresör giriş-çıkışlarına termokouple bağlandı.

### 5.3. Buzdolabının Genel Akım Şeması

Şekil 5.3.1. 'deki sistemin akış şemasında evap, kondenser, eşanjör ve kompresör bulunmaktadır.



Şekil 5.3.1 Sistemin akış şeması ve buzdolabı genel resmi

- Avometre Brymen Marka BM859CF Model DC+AC 100kHz TRMS DMM

- MACNAUGHT M Series Flowmeter

Model: M255P-1R

Flowrange:15-500LPH

Max Pressure:1000kPa / 10 Bar

Serial No :D36087

LCD Gösterge DURANT Marka C 500 Model

- Alçak Basınç Manometresi REFCO Marka 10 Bar Classe 1,6

- Yüksek Basınç Manometresi REFCO Marka 30 Bar Classe 1,6

Test odasının resimleri:

Şekil 5.2'deki iklimlendirme odaları 12 istasyonlu olup 5-50 °C arasında performans testleri yapılabilmektedir.



Şekil 5.2. İklimlendirme ünitesi

### **Buzdolabının teste hazırlanması:**

Buzdolabının soğutucu iç bölümüne üç adet termokupl geometrik olarak merkez orta olacak şekilde, yükseklik olarakda toplam yüksekliğin 1/3'üne  $T_1$ , 2/3'üne  $T_2$ , sebzelik camı üstüne camdan yukarı 2,5cm olmak üzere standartta belirtilen termokouple tutucularına sabitlenmiştir. Ayrıca drayer giriş, çıkış, kompresör tepesi, kılcal, kompresör basınç ve dönüş borularınada birer termokoupler bağlanmıştır. Termokouplerin ısı ölçümü yapacak birleşim uçları elektriksel parazite maruz kalmaması amacıyla özel bir bant ile yalıtılmıştır.

### **Buzdolabının teste alınması:**

Soğutucunun teste alınacağı test odası daha önceden  $25^{\circ}\text{C}$ 'ye set edilmiş ve sıcaklığın oda içerisinde homojen dağılımı sağlanmıştır. Soğutucu test istasyonuna termokouple bağlantılarının yapılması ve fişinin takılmasının ardından testi başlatılmıştır. Test ölçüm sistemindeki grafik üzerinden elde edilen ısı değerlerinin analiz edilmesiyle  $T_1, T_2, T_3$  aritmetiksel ortalamasının  $5^{\circ}\text{C}$ 'ye gerekli termostat ayarı ile gelmesi sağlanmış ve bu durumda 24 saat çalışmasının ardından tezde belirtilen değerler, enerji tüketimi vs.elde edilmiştir. Tezde görülen tüm değişik varyasyonlar için aynı metod uygulanmıştır.

## **5.2. Kullanılan Cihaz ve Ekipmanlar**

- 5-50  $^{\circ}\text{C}$  aralığında 0,1  $^{\circ}\text{C}$  toleransla çalışan iklimlendirme odası
- Citect HMI / Scada Test ölçüm sistemi programı
- Citect HMI / Scada Test ölçüm programı içerisine dahil enerji analizörü Volt / Akım / Frekans / Güç / enerji / Güç Faktörü
- T Type Thermocouple TT-T-24-SLE Insulated T/C Wire Copper / Constantan

## 5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

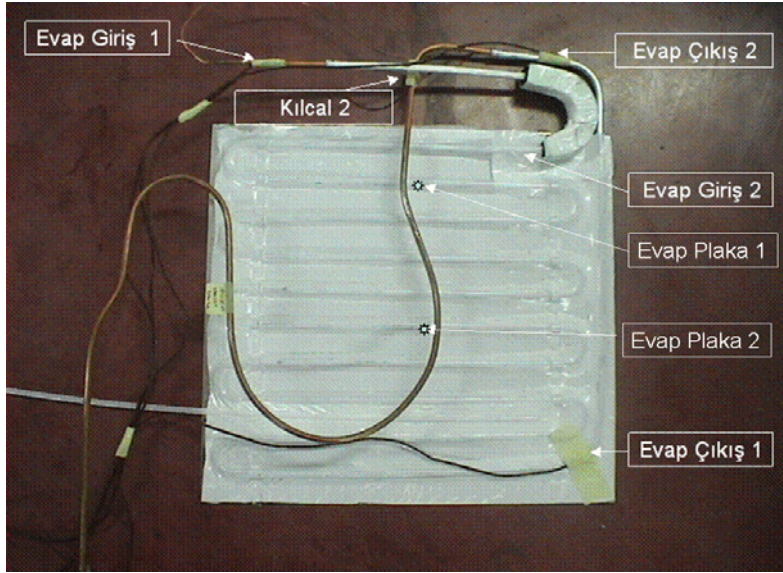
### 5.1.GST 150 A Class ev tipi buzdolabının test aşamaları

#### Buzdolabının ve evaporatörün hazırlanması:

Buzdolabında kullanılacak olan evaporatörün Şekil 5.1 'de görüldüğü gibi

üzerinde ısı ölçümü yapılacak daha önceden belirlenmiş olan noktalarına termokoupler

bağlanarak üretim gövde gruplama hattına gözetim altında teslim edildi.



Şekil 5.1. Evaporatör

Gövde canonda poliüretan basılması ve diğer soğutucu komponentlerinin dolaba monte edilmesi, alçak ve yüksek basınç manometrelerinin sisteme bağlanması, debi ölçüm cihazında montesinin ardından dolab vakum ve gaz basılması işlemlerinde yapılmasıyla birlikte hazır hale getirildi.

Girdi tüketim oranı:

$$\delta_i = \dot{E}x_{k,i} / \dot{F}_{tot} \quad (4.1.8.1)$$

Bağıl tersinmezlik:

$$xi = \dot{E}x_{k,i} / \dot{E}x_{k,tot} \quad (4.1.8.2)$$

Üretim kaybı:

$$\xi_i = \dot{E}x_{k,i} / \dot{P}_{tot} \quad (4.1.8.3)$$

Ekserji faktörü:

$$f_i = \dot{F}_i / \dot{F}_{tot} \quad (4.1.8.4)$$

Kompresör için:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r \quad (4.1.9.1)$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r (h_{2g} - h_1) \quad (4.1.9.2)$$

$$\dot{E}x_{k,komp,ent} = T_o \dot{m}_r (s_1 - s_2) \quad (4.1.9.3)$$

$$\dot{E}x_{k,komp} = \dot{m}_r (\psi_1 - \psi_{2gck}) + \dot{W}_{komp} \quad (4.1.9.4)$$

Kompresörden ortama yayılan ısı ihmal edilmektedir.

Kondenser için:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r \quad (4.1.10.1)$$

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_r (h_{2gck} - h_3) \quad (4.1.10.2)$$

$$\dot{E}x_{k,kan} = T_o [\dot{m}_r (s_3 - s_2) + \dot{m}_w (s_5 - s_6)] \quad (4.1.11.3)$$

$$\dot{E}x_{k,kon} = \dot{m}_r (\psi_{2gck} - \psi_3) + \dot{m}_w (\psi_6 - \psi_5) \quad (4.1.10.4)$$

Kılcal boru için:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \quad (4.1.11.1)$$

$$h_3 = h_4 \quad (4.1.11.2)$$

$$\dot{E}x_{k,tv} = T_o \dot{m}_r (s_4 - s_3) \quad (4.1.11.3)$$

$$\dot{E}x_{k, \gamma valf} = \dot{m}_r (\psi_3 - \psi_4) \quad (4.1.11.4)$$

Evaporatör için:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r \quad (4.1.12.1)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r (h_1 - h_4); \dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{gh} \quad (4.1.12.2)$$

$$\dot{E}x_{k,evap} = T_o [\dot{m}_r (s_1 - s_4)] \quad (4.1.12.3)$$

$$\dot{E}x_{k,evap} = \dot{m}_r (\psi_4 - \psi_1) \quad (4.1.12.4)$$



$\dot{Q}$  ısı yükü ,  $\dot{W}_{komp}$  kompresörde yapılan iş  $\sum \dot{W}_{giriş}$  sisteme giren iştir. Literatürde ekserji verimliliğini formülize etmenin değişik yolları mevcuttur .Ekserji verimliliğinin birinci formülü

$$\varepsilon_{EB,1} = COP_{C,k} / COP_{EB,gçk} \quad (4.1.3)$$

$$COP_{C,h} = T_H / T_H - T_L \text{ ile} \quad (4.1.4)$$

$COP_{C,h}$  ideal ısı pompası için Carnot çevrimindeki alçak( $T_L$ ) ve yüksek( $T_H$ )sıcaklıklar arasında işlem gören sistemin maksimum ısıtma performans katsayısıdır.

Ürün/Yakıt (P/F) ekserji verimliliğinin ikinci şekli denklem (4.1.5) ile verildiği gibidir:

$$\varepsilon_2 = \dot{E}x_{ç} / \dot{E}x_g = 1 - \dot{E}x_k / \dot{E}x_g \quad (4.1.5)$$

Ekserji verimliliğinin 3. biçimi orantısal verimlilik veya toplam orantısal verimlilik olarak Kotas

(1985 ) 'ın belirlediği biçimde, istenen ekserji çıkışının kullanılan ekserjiye oranıdır.

$$\varepsilon_{3EB} = \dot{E}x_{i,ç} / \dot{E}x_{kullan} \quad (4.1.6)$$

$\dot{E}x_{i,ç}$  sistemden transfer edilen ekserjinin toplamıdır.  $\dot{E}x_{kullan}$  işlem için gerekli ekserji girişidir. Isı değiştiricilerin (bu çalışmada kondenser ve evaporatör olarak geçen) ekserji verimi ürün/yakıt olarak tanımlanabilir ve soğuk buhar ekserjisindeki artışın sıcak buhar ekserjisindeki oranı olarak ölçülebilir.

$$\varepsilon_{EB} = \dot{m}_{soğ} (\Psi_{soğ,ç} - \Psi_{soğ,g}) / \dot{m}_{sck} (\Psi_{sck,g} - \Psi_{sck,ç}) \quad (4.1.7)$$

Sistemin termodinamik analizi aşağıdaki parametreler kullanılarak belirlenir.

$$\dot{S}_{ii} = \sum \dot{m}_{\phi} s_{\phi} - \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{Q}_k / T_k \quad (4.6)$$

Genel ekserji dengesi aşağıdaki formda yazılır.

$$\dot{E}x_g - \dot{E}x_{\phi} = \dot{E}x_k \quad (4.7.1)$$

$$\dot{E}x_{isi} - \dot{E}x_{i\phi} + \dot{E}x_{k,g} - \dot{E}x_{k,\phi} = \dot{E}x_k \quad (4.7.2)$$

(4.7.2) denklemini kullanarak genel ekserji dengesi aşağıdaki gibidir:

$$\Sigma(1 - T_o / T_k) \dot{Q}_k - \dot{W} + \Sigma \dot{m}_g \Psi_g - \Sigma \dot{m}_{\phi} \Psi_{\phi} = \dot{E}x_k \quad (4.8.1)$$

$$\psi = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (4.8.2)$$

k bölgesinde  $T_k$  sıcaklığındaki ısı transfer oranı  $\dot{W}$  iş oranı,  $\psi$  ekserji akışı,  $h$  entalpi,  $s$  entropi ve sıfır indisi  $P_o$  ve  $T_o$  'ın ölü haldeki değerlerine karşılık gelmektedir.

Genellikle entropi üretimi  $S_{üretilen}$  öncelikle bulmak için ekserji kaybını hesaplamak yada tersinmezliği  $I$  aşağıdaki formülden direkt bulmak mümkündür.

$$I = \dot{E}x_k = T_o \dot{S}_{ii} \quad (4.9)$$

#### 4.1. Enerji ve ekserji verimleri

Enerji verimliliği basit olarak kullanılabilir çıkış enerjisinin giriş enerjisine oranı olarak verilebilir ve soğutma sistemlerinde etki katsayısı ( $COP_{EB,gerçek}$ ) olarak adlandırılır. Sistemin verimliliği ifadesi denklem (4.1.1) ve (4.1.2) ile verildiği gibidir:

$$COP_{EB,gçk} = \dot{Q} / \dot{W}_{komp} \quad (4.1.1)$$

$$COP_{sis,gçk} = \dot{Q} / \Sigma \dot{W}_g \quad (4.1.2)$$

#### 4.GENEL TEORİK ANALİZ

Genel olarak kararlı hal,kararlı akış süreci, kütle ,enerji, entropi ,ekserji balans denklemleri diye geçen dört balans denklemleri ısı girişini bulmakta, ekserji kaybını bulmakta, tersinmezlik oranını hesaplamakta, ayrıca ekserji ve enerji verimliliklerini hesaplamakta kullanılırlar. (Hepbaşlı, 2005)

Kütle balans denklemi aşağıdaki formülle ifade edilir:

$$\Sigma \dot{m}_g = \Sigma \dot{m}_\varphi \quad (4.1)$$

Genel olarak enerji dengesi ifadesi denklem (4.2) ile verildiği gibidir:

$$\Sigma \dot{E}_g = \Sigma \dot{E}_\varphi \quad (4.2)$$

Bu formül açılırsa:

$$\dot{Q} + \Sigma \dot{m}_g \dot{h}_g = \dot{W} + \Sigma \dot{m}_\varphi \dot{h}_\varphi \quad (4.3)$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{n,g} = \dot{Q}_g - \dot{Q}_\varphi \quad \text{net ısı akımıdır.}$$

$$\dot{W} = \dot{W}_{n,\varphi} = \dot{W}_\varphi - \dot{W}_g \quad \text{net iş çıkışı h birim kütledeki entalpidir.}$$

Entropi dengesi ifadesi denklem (4.4) ile verildiği gibidir:

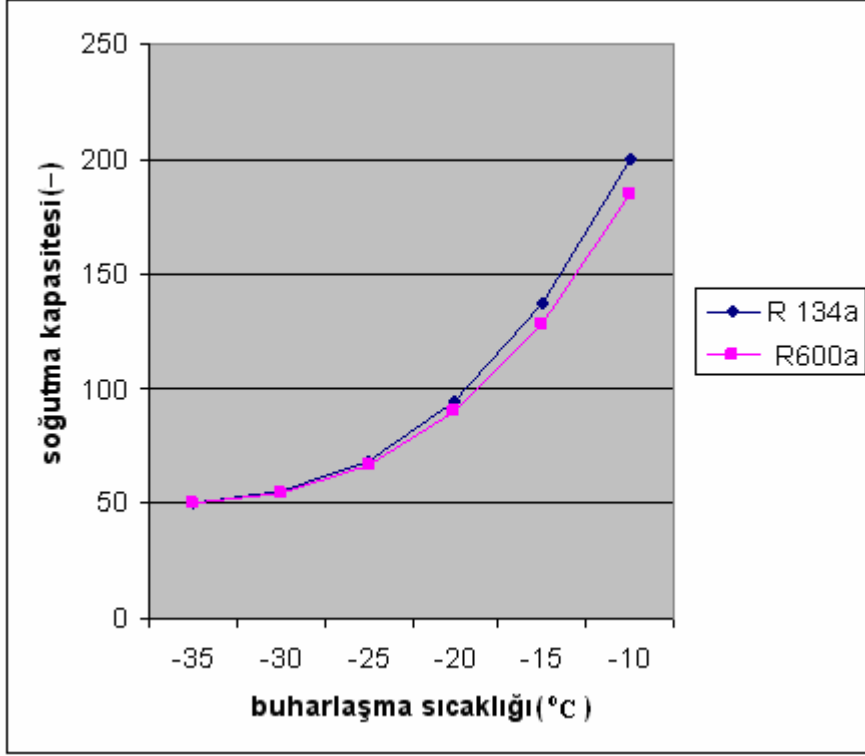
$$\dot{S}_g - \dot{S}_\varphi + \dot{S}_i = 0 \quad (4.4)$$

Isı transfer oranını  $\dot{Q}_k$  ve kütle debisi  $\dot{m}$  ile gösterilirse  $\dot{S}_{ısı} = \dot{Q}_k / T_k$  ve  $\dot{S}_{kütle} = \dot{m}s$  (4.5)

Sisteme ısı transferini pozitif yönde alırsak 4 numaralı denklemde verilen entropi ilişkisi aşağıdaki şekilde düzenlenir,

doldurulabilir. Eğer  $\text{cm}^3$  olarak hesaplanıyorsa gaz doldurma işlemleri yaklaşık sıvı hacim kadar yapılabilir. Deneysel olarak doldurma işleminde R600a, R134a'nın yaklaşık % 45 kadar kullanılır. Gazı az doldurmak daha yüksek enerji harcamaya sebep olur. Bu yüzden gaz miktarı doğruluğu çok önemlidir ve gaz miktarı gram olarak verilir. Küçük soğutucularda 20 gr R600a yeterlidir.

olarak da adlandırılabilir ve değeri diğer soğutucu akışkanlara yakındır. Şekil 3.2.2.2 'de R600a ve R134a' nın buharlaşma sıcaklıklarındaki hacimsel kapasitesi gösterilmiştir.



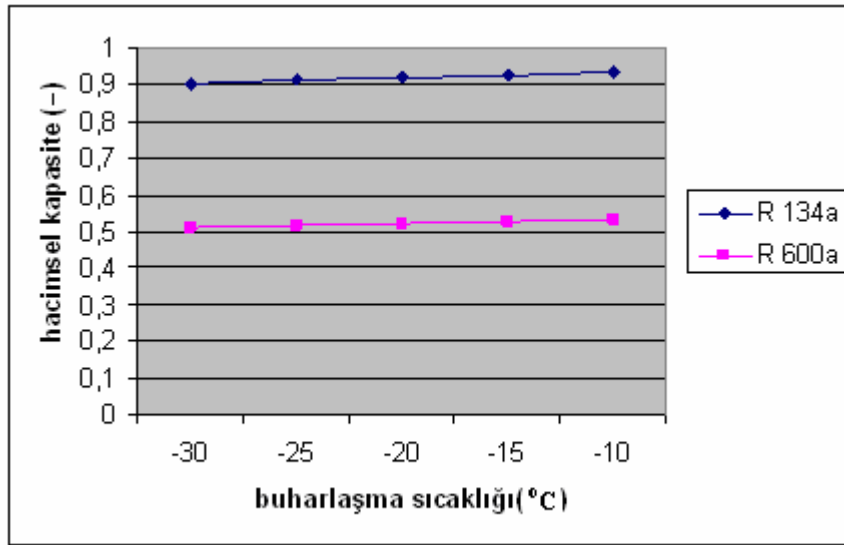
Şekil 3.2.2.2.Farklı soğutucularla buharlaşma sıcaklığına karşılık gelen soğutma kapasitesi

### 3.2.3. Soğutucu doldurulması

Eğer R600a sabit soğutucu sistem içerisine doldurulacaksa, gaz miktarı gram cinsinden belirlenebilir ve daha az miktarda gaz

### 3.2.2. Kapasite

Düşük basınç seviyesi, bağıl yüksek kritik sıcaklık ile bağlantılıdır. Bu ilişki yüksek yoğuşma sıcaklığında bile iyi soğutma kapasitesi sağlar. R600a 55°C yoğuşma sıcaklığında yaklaşık olarak R134a'nın % 55' i kadar hacimsel kapasiteye sahiptir. Şekil 3.2.2.1'de R134a ve R600a'nın buharlaşma sıcaklığı ve hacimsel kapasitesi arasındaki ilişki gösterilmiştir.

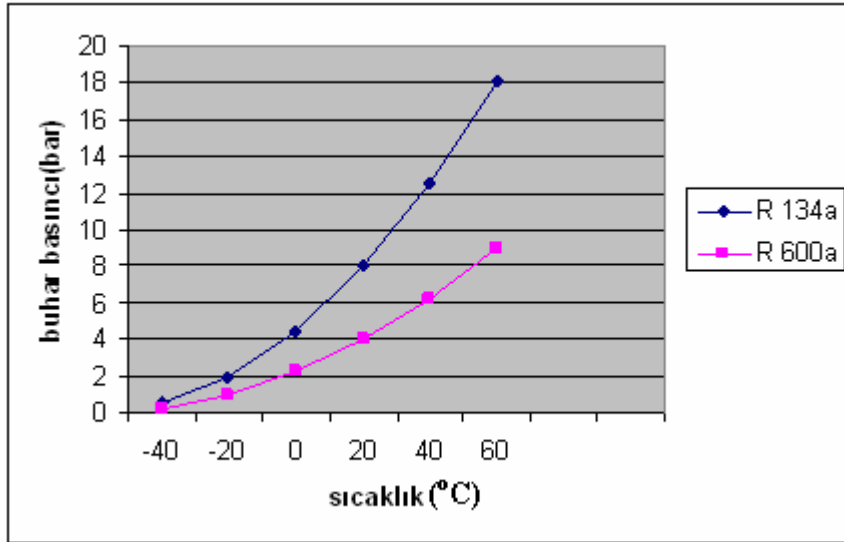


**Şekil 3.2.2.1:** R600a ve R134a hacimsel Kapasitesi, Buharlaşma Sıcaklığının Üstünde, 55 °C buharlaşma ve 33 °C gaz emme sıcaklığında, ön soğutma (Subcooling) olmamıştır.

Hacimsel soğutma kapasitesi emme gaz yoğunluğu ve buharlaşmadaki entalpi farkından hesaplanır. R600a'nın kompresör kapasite karakteristiği, buharlaşma sıcaklığının üzerindeki kapasite

### 3.2.1. Basınç

Şekil 3.2.1' den görüldüğü gibi R600a ve R134a arasındaki en büyük fark basınç seviyesidir. R600a'nın basınç seviyesi daha düşüktür. Örneğin -25 °C de buharlaşma basıncı R134a'nın % 55 i kadardır. Buzdolaplarının evaporatörlerindeki basınç, normal atmosfer basıncından daha düşüktür.



Şekil 3.2.1 Soğutucuların buharlaşma basıncındaki sıcaklık karşılıkları

edilen petrol gazıdır. 1940lardan sonra soğutucularda kullanılmaya başlanmıştır. Günümüzde Avrupada üretilen(özellikle Almanyada) ev tipi soğutucular ve dondurucuların % 90'ında R600a soğutucu kullanılmaktadır. R600a'nın bütün dünyada yaygınlaşmasıyla CFC lerle yer değiştirmesi gündeme gelmeye başlamıştır. Bu uygulama için oldukça uygundur. İyi enerji verimliliği vardır, değişik noktalardaki çok farklı karakteristiğiyle dizaynlara uyarlanabilir. Özellikle çabuk tutuşmasına dikkat edilmelidir. (Practical application of refrigerant domestic ref. systems,2000) R134a gazı; ozon tabakasına zarar vermemekte, ancak " greenhouse " ( sera ) etkisine yol açmaktadır. Greenhouse etkisi, petrol fosili türevi çoğu gazda görülen, " atmosferin ısı önleme özelliğini azaltma etkisi" şeklinde açıklanabilir. Bu etki sonucu, yerkürenin ısı artmaktadır. Tablo 3.2 'de R600a ve R134a nın soğutma özellikleri mukayese edilmiştir.

**Tablo 3.2.** Soğutma bilgilerinin mukayesesi

<b>Soğutucu</b>	<b>R600a</b>	<b>R134a</b>
İsim	izobütan	1,1,1,2-tetra flor-ethan
Formül	(CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> CH	CF <sub>3</sub> -CH <sub>2</sub> F
Kritik sıcaklık (°C)	135	101
Moleküler ağırlık (kg/kmol)	58,1	102
Normal kaynama noktası (°C)	-11,6	-26,5
Basınç -25 °C bar (mutlak)	0,58	1,07
Akış yoğunluğu -25 (°C)kg/l	0,6	1,37
Hacimsel kapasite -25/55/32 (°C) kJ/m <sup>3</sup>	373	658
Buharlaşma entalpisi -25 kJ/kg	376	216
Basınç +20 °C bar (mutlak)	3	5,7



**Tablo 3.1.**Çeşitli soğutucuların ODP ve GWP değerleri

Soğutucu	ODP	GWP
CFC-11	1.00	1.00
CFC-12	1.00	3.05
CFC-114	1.00	4.15
H-CFC-22	0.05	0.37
H-CFC-123	0.02	0.02
HFC-134a (R-12 muadili)	0.00	0.28
HRC-125	0.00	0.58
R402 A HP80 (R 502 muadili)	0.02	0.63
R600a	0.00	0.00

### 3.2. Ev Tipi Soğutucularda Kullanılan Soğutucu Akışkanların Özellikleri

Günümüzde ev tip soğutucu ve dondurucularda R134a veya R600a gazı kullanılmaktadır. Bu iki gazın birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları vardır. Çevre ve ozon dostu olması, enerji ve performans verimlilikleri açısından R600a gazı özellikle Avrupa’da oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır.

Soğutucu akışkan R600a veya izobütan evlerdeki soğutucularda kullanılan ve diğer soğutucularla değiştirilmesi kolay olan bir gazdır. R600a gazı ozon tabakasına zararlı değildir ve global ısınma potansiyeli ihmal edilebilir düzeydedir ve doğal kaynaklardan elde

### **3) EV TİPİ BUZDOLAPLARINDA KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLAR**

#### **3.1. Soğucu Akışkanların Çevresel Etkileri**

Yerküreyi; güneşin zararlı ultraviole ışınlarından, ozon tabakası korur. Bu tabaka, atmosfere karışan kloro-floro karbon gazları nedeni ile azalmaktadır. Bunun sonucu olarak, kuzey kutbu üzerinde gittikçe büyüyen bir ozon tabakası deliği meydana gelmiştir. Ozon tabakasının delinmesi, doğal dengeyi bozmakta ve canlı organizmalara zarar vererek, deri kanseri gibi hastalıklara yol açmaktadır. Ozon tabakasındaki delinme bu hızla devam ederse; 2030 yılına kadar dünyanın ortalama sıcaklığının 1,5 - 4,5 °C artacağı ve bunun sonucu olarak da deniz seviyelerinin 0,2 4-1,4 m. yükseleceği tahmin edilmektedir. Ozon tabakasının korunabilmesi için, çevre koruma örgütleri ve hükümetlerce alınan kararlar uyarınca, freon gazları (R11, R12, R113, R114, R115) yerine, daha zararsız soğutucu gazlar kullanılmaya başlandı. Eylül - 1987 yılında imzalanan uluslararası Montreal protokolü' ne göre, zararlı freon gazlarının kullanım ve üretimleri kademeli olarak azaltıldı ve 2000 yılında tamamen durduruldu. Tablo 3.1' de bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri verilmiştir.





Bu çevrimde özgül soğutma yükü:

$$q_o = i_1 - i_4 = i_o'' - i_3 = i_o'' - i' \quad (2.7.2.1)$$

ve sisteme verilen özgül iş:

$$W_t = i_2 - i_1 = i_2 - i_o'' \quad (2.7.2.2)$$

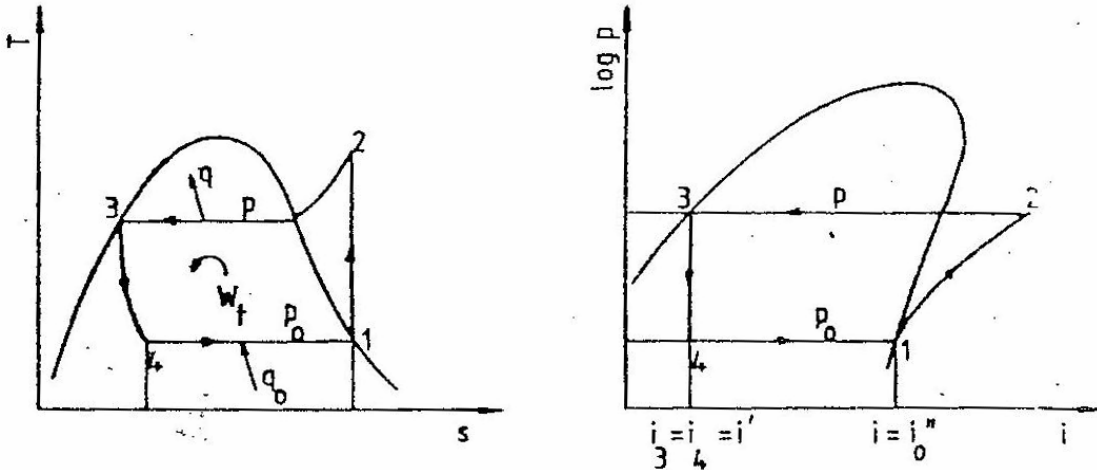
olur.

Buradan da teorik soğutma etkenliği için aşağıdaki bağıntı bulunur:

$$\varepsilon_t = \frac{i_o'' - i'}{i_2 - i_o''} \quad (2.7.2.3)$$

Görülüyor ki, "io-i'" buharlaşma gizli ısısına yakın bir değerdedir. Bu durumda buharlaşma gizli ısısı yüksek olan bir soğutkan kullanmak soğutma etkenliğini artıracaktır. Bu nedenle sistemde daha az akışkan kullanılabilir. Ancak küçük soğutma makinelerinde, soğutkan debisinin çok az olması kontrol ve ayar problemlerine neden olduğu için bu seçim pek tercih edilmez.

Kısılmada meydana gelen kaybı azaltmak için 3 noktasından sonra doymuş sıvının soğutulmasına devam edilir. Buna aşırı soğutma denir. Bunu sağlamak için yoğuşturucu yüzeyi biraz büyük tutulur veya bir ısı değiştirgecinde buharlaştırıcıdan çıkan soğuk buhar ile soğutma yapılır. 1 noktasında doymuş olarak çıkan buhar kompresöre beraberinde sıvı zerrecikleri sürükleyeceğinden, ya buharlaştırıcı yüzeyi büyük tutulur ya da yoğuşturucudan çıkan sıvı ile bir ısı değiştirgecinde kızdırma yapılarak sıvı zerrecikleri buharlaştırılır. Böylece kompresör sıvı



Şekil 2.7.1.2. Carnot çevrimi

### 2.7.2. Rankine Çevrimi

Kompresöre  $P_0$  basıncında giren doymuş buhar (1) tersinir ve adyabatik olarak yoğuşma basıncı  $P$ 'ye (2) kadar sıkıştırılır. Kızgın buhar yoğuşturucuda önce bir miktar soğutulur (kızgınlığı alınır) sonra tamamen yoğuşturulur. Gerçekleşmesi mümkün olmayan makine içinde genişleme yerine doymuş sıvı (3) bir basınç düşürücü elemandan geçerek buharlaşma basıncı  $P_0$ 'a kadar genişler. Bu şekilde yapılan kısılma tersinir olmayan bir  $i=sbt$  (izentalpik) işlem olur ve soğutma yükü  $q_0$ 'ın azalmasına neden olur. Buna karşılık sıkıştırma doymuş buhar eğrisi üzerinde başladığı için soğutma yükü bir miktar artacaktır ve kısılmada meydana gelen soğutma yükü kaybı azaltılmış olur. Kompresöre doymuş buhar girmesi, kompresörde sıvı darbelerini önler. Carnot çevrimine kıyasla bu çevrimde sisteme verilmesi gereken iş  $W_t$  daha fazla olur. Bu çevrime ters Rankine Çevrimi denir. Carnot çevrimine nazaran daha düşük soğutma etkenliği vermesine karşın kullanma maksatlarına çok daha uygundur.(Özkol,1998)

4-1 Sabit sıcaklık ve basınçta buharlaşma olduğu görülmektedir.

Şekil 2.7.1.1. Ters Carnot çevrimi

T-s diyagramında;

Çevreden alınan ısı a-4-1-b alanına, sisteme verilen iş ise 1-2-3-4 alanına takabül eder ve çevrimin soğutma etkinliği:

$$\varepsilon = \frac{q_o}{W_t} = \frac{T_o(s_1 - s_4)}{T(s_2 - s_3) - T_o(s_1 - s_4)} = \frac{T_o}{T - T_o} \quad (2.7.1)$$

Her ne kadar Carnot çevrimi ile en yüksek soğutma etkinliği elde edilirse de teknik güçlükler nedeniyle bu çevrim pratikte gerçekleştirilemez. Buharlaşmayı 1 noktasında durdurmak mümkün olmaz ve buharlaşma doyma eğrisine kadar devam eder. Doymuş sıvının bir genişleme makinesinde genişlemesi de güçlükler meydana getirir. Tersinir ve adyabatik genişlemede elde edilen iş çok azdır ve kayıplar bu işin daha da azalmasına neden olur. Neticede genişleme makinesinin kullanılması ekonomik olmaz (Ayber, 1983).

Carnot çevrimini sıvı buharlaştırıcı makineye uygulamak için bu çevrimde bazı değişiklikler yapılır. Uygulanan değişik Carnot çevrimi diyagramları Şekil 2.7.1.2 'de gösterilmiştir.

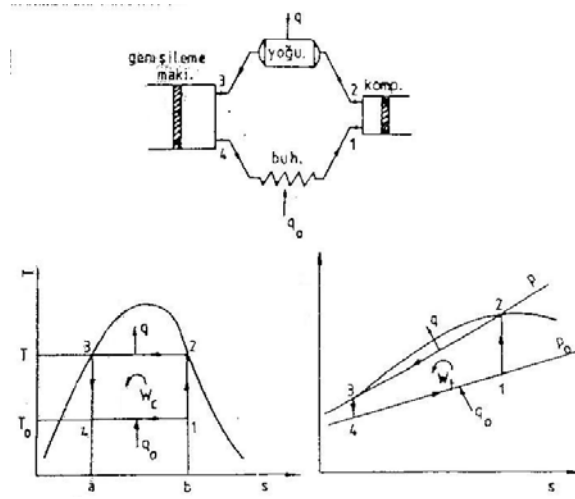
Gerçek soğutucu gaz çevrimi ve T-s diyagramı Şekil 2.6.4' de gösterilmiştir.

## 2.7. Soğutma Sistemlerinin Termodinamik Özellikleri

Soğutma çevrimleri iki ana başlık altında özetlenebilir. Isı pompası ile soğutma prensibi ilk kez 1824 yılında Sadi Carnot tarafından öne sürülmüştür. bu teoriden 26 yıl sonra, 1850 yılında Lord Kelvin ısıtma için soğutma makinalarının kullanılabilineceğini öne sürmüştü ve bu tarihten sonra ısı pompası birkaç yıl içinde araştırmacıların ilgisini çekmiştir.

### 2.7.1. Carnot Çevrimi

Sıvı buharlaşmalı soğutmayı ideal olarak ters çalışan bir Carnot çevrimi ile gerçekleştirmek düşünülebilir. Çevrim iki fazlı bölgede bulunduğu için izoterm ve izobarlar birbirinin üzerine düşer.



Şekil 2.7.1.1 Ters Carnot çevriminde iki izobar ve iki izoterm arasında :

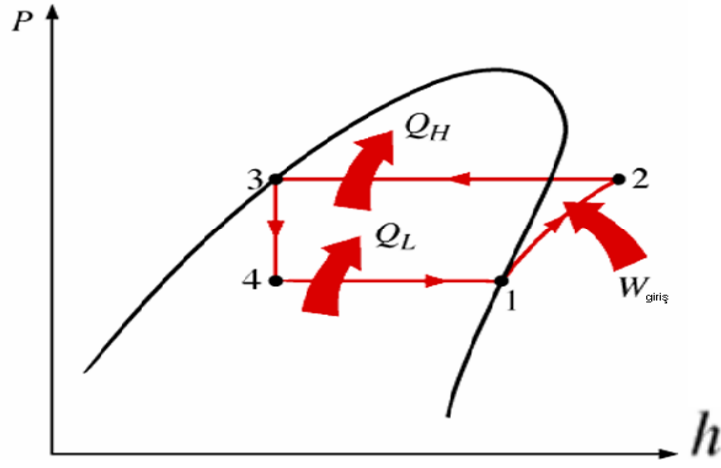
1-2 Tersinir adyabatik sıkıştırma

2-3 Sabit sıcaklık ve basınçta yoğuşma

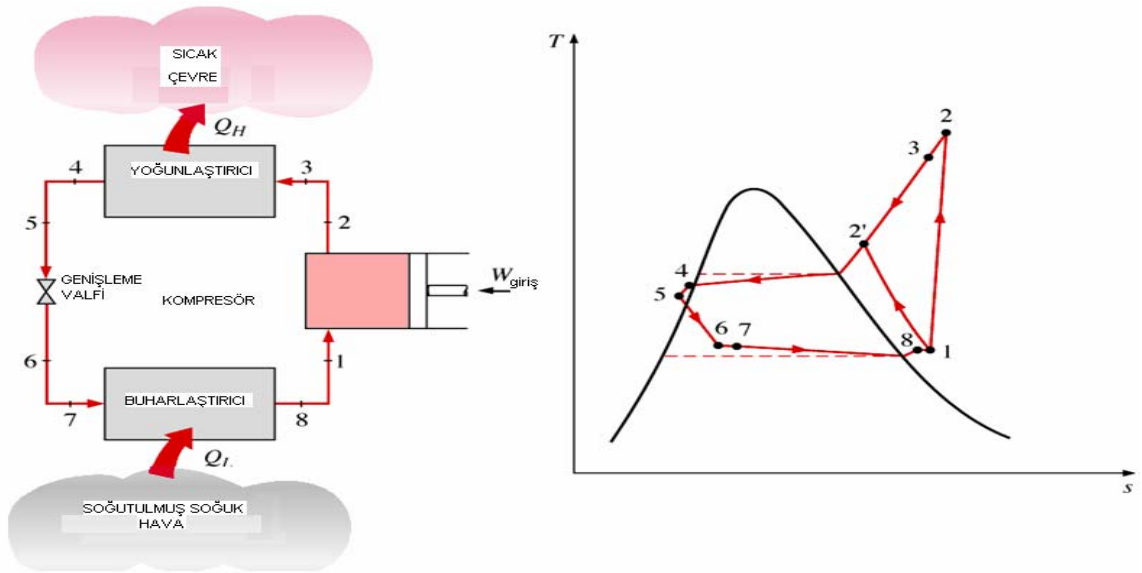
3-4 Tersinir adyabatik

genişleme

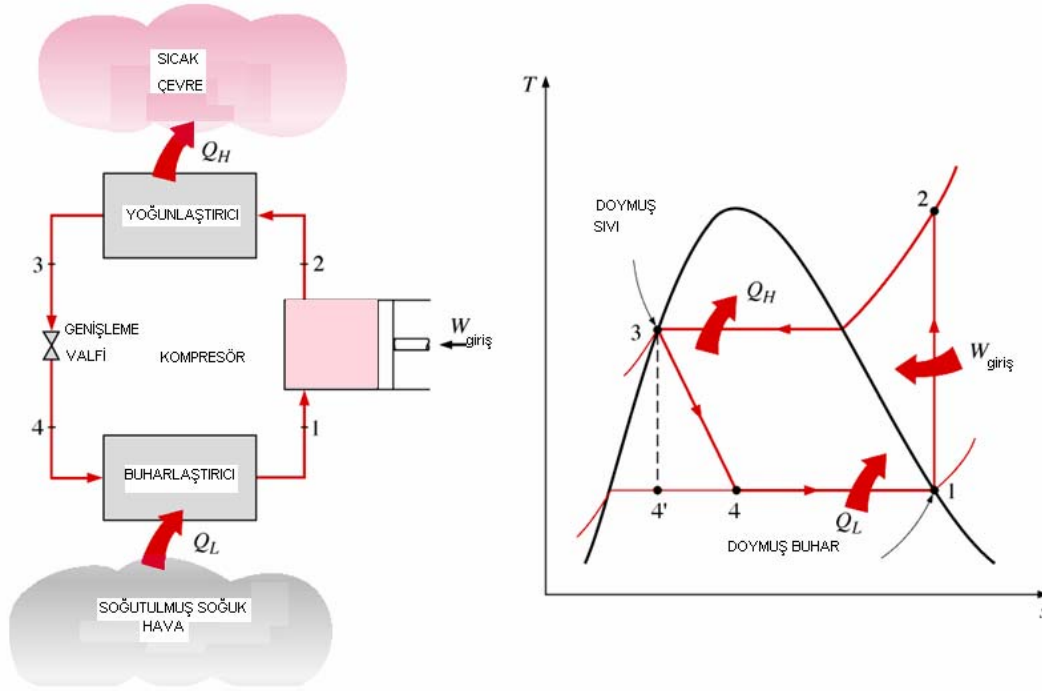




Şekil 2.6.3 İdeal soğutucu gaz çevrimin p-h grafiği



Şekil 2.6.4 Gerçek soğutucu gaz çevriminin T-s grafiği



Şekil 2.6.2 Buzdolabındaki soğutma sisteminin akış şeması

Şekil 2.6.2’ de buzdolabının soğutma sisteminin akış şeması ve T-s diyagramı gösterilmiştir.  $Q_L$  ortamdan çekilen ısı  $Q_H$  ise yoğuşturucudan ortama verilen ısıdır.

e)COP

Etki katsayısı ısı pompalarının değerlendirmesinde önemli bir orandır: aynı zamanda soğutmaya da uygulanmaktadır.

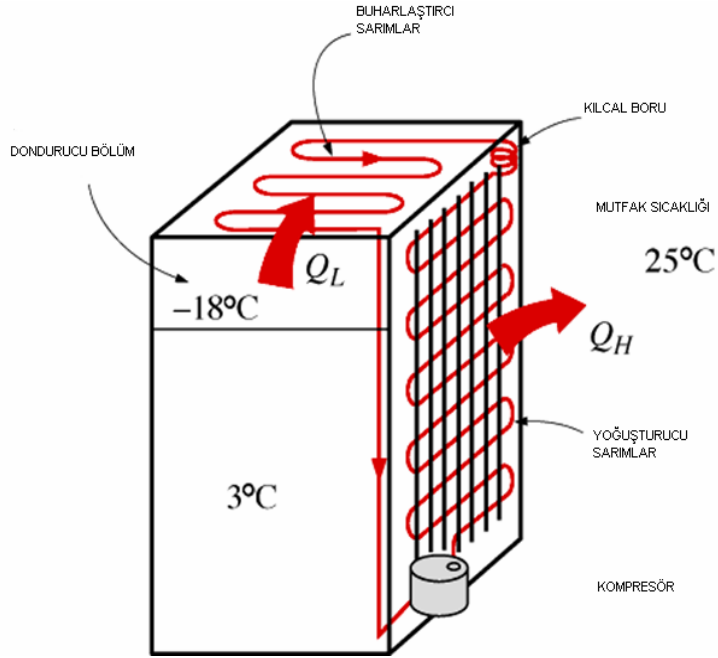
Etki katsayısı ifadesi denklem (2.5.2) ile verildiği gibidir:

$$\text{COP} = (\text{elde edilen ısı}) / (\text{kullanılan ısı}) = Q_{cd}/Q_{cp} \quad (2.5.2)$$

$$\text{Bu durumda: } \text{COP} = (440 - 237) / (440 - 383) = 3.6 \quad (2.5.3)$$

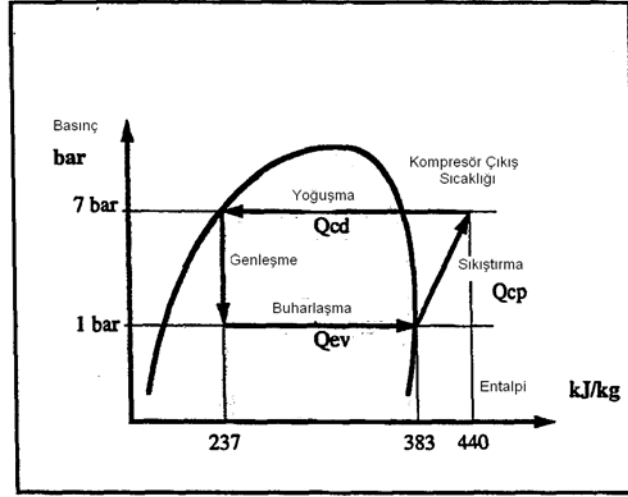
## 2.6. Buzdolabının genel yapısı

Şekil 2.6.1'de ev tipi buzdolabının genel yapısı gösterilmiştir.



Şekil 2.6.1 Buzdolabı genel şekli

*d) Yoğuşma*



Şekil 2.5.9 Yoğuşma

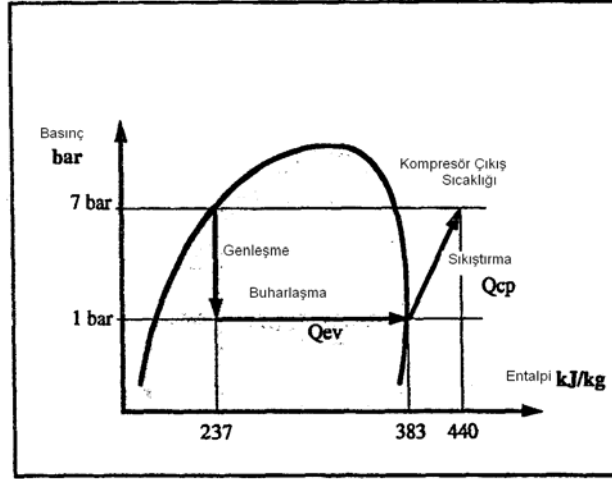
Şekil 2.5.9 ' dan görüldüğü gibi kompresörden sonra, soğutkan buharı kondensere girer.

İlk safha buharın doyma eğrisine denk gelecek kadar soğumasına müsaade eder. İkinci safha soğutkanın yoğuşmasından oluşmaktadır. Başka bir deyişle, soğutkan buharlaştırıcıda kabul edilen ısıyı ve aynı zamanda kompresyon ısını tahliye edecektir.

$$Q_{ev} + Q_{cp} = Q_{cd} \quad (2.5.1)$$

Buharlaşma için, soğutkan entalpisini 237 kJ/kg' den 383 kJ/kg' ye arttığı Şekil 2.5.7' den görölmektedir, başka bir deyişle, 5.2 kg/m<sup>3</sup>'te buhara dönüştürmeyi tamamlamak için bir kilogram R134a 146 kJ çeker.

*c) Sıkıştırma*



Şekil 2.5.8. Sıkıştırma

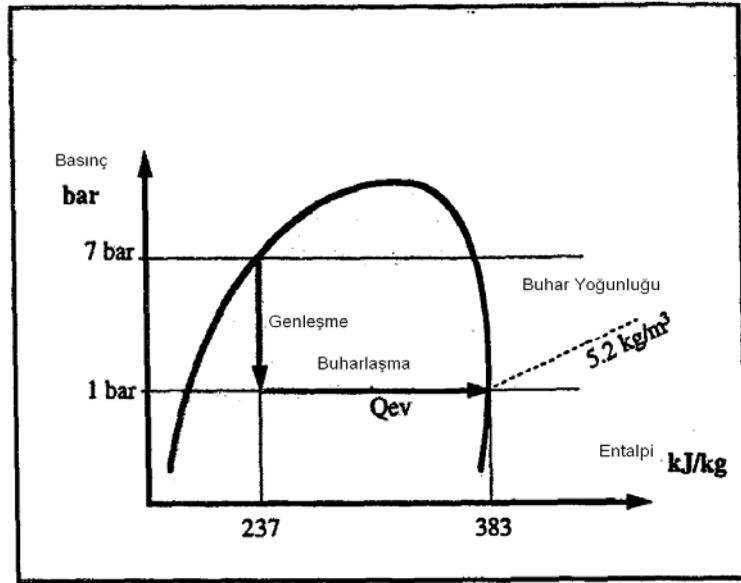
Kompresyon esnasında (Şekil 2.5.8), soğutkan, kompresör tarafından gereksinim duyulan çalışmaya (enerji) denk gelen bir enerji (ısı) kabul eder.

Gerek duyulan çalışma basıncı ve sıcaklıkla birlikte artar. Gerek duyulan çalışma 57 kJ/kg'dir.

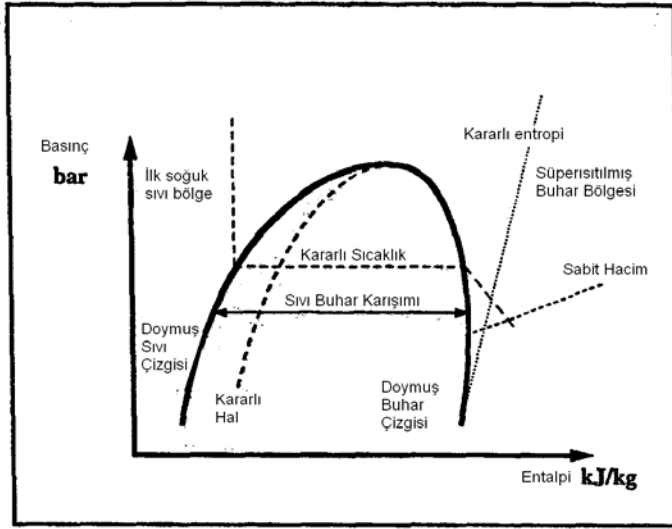
Basınç 7'den 1 bar'a düşer (Şekil 2.5.6), entalpi (veya R134a soğutkan içinde depolanan dahili enerji) 237 kJ/kg'dir. Soğutkanın bir kısmının buharlaşmış olduğunu görebiliriz. Bu ekspansiyon veya basınç düşüşü genelde aşağıdakilerden biri olan *Genleşme Aracı* aracılığı ile gerçekleşir:

- termostatik ekspansiyon valfi;
- otomatik veya elektronik ekspansiyon valfi;
- kılcal tüp
- el ile çalıştırılan valf.

#### b) Buharlaşma

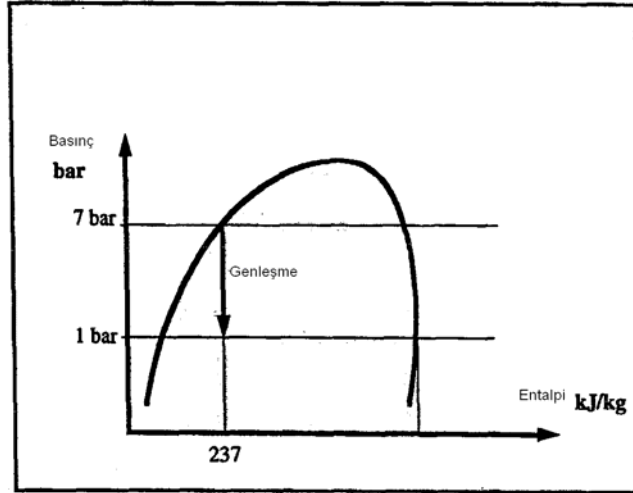


Şekil 2.5.7. Buharlaşma



Şekil 2.5.5 Basınç ve entalpi grafiği

a) Genleşme

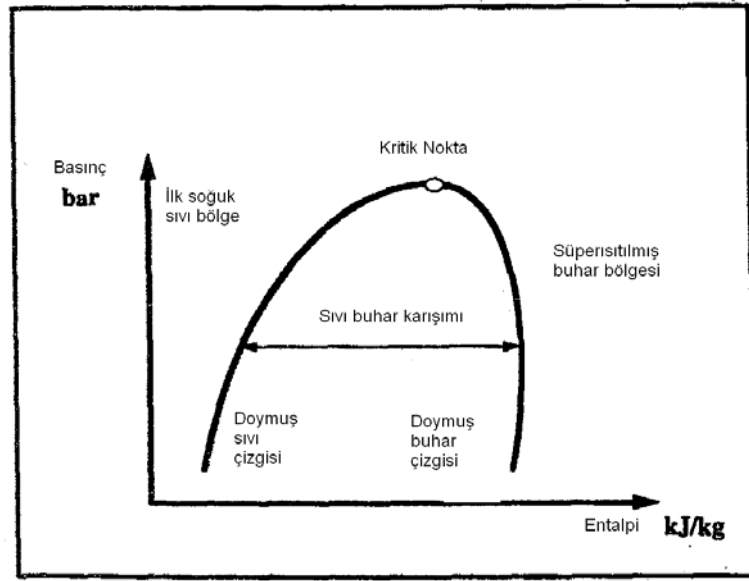


Şekil 2.5.6. R134a için Basınç ve entalpi grafiği

C-D: Buhar daha da ısıtılabilir. 1 kilogram buharın sıcaklığını 1 °C arttırmak için 1,88 kJ (0,45 kcal) değerinde bir girdiye gereksinim duyulmaktadır.

**b) Basınç/Entalpi**

Aşağıdaki gibi bir diyagram her bir soğutkan için mevcuttur (Şekil 2.5.4).



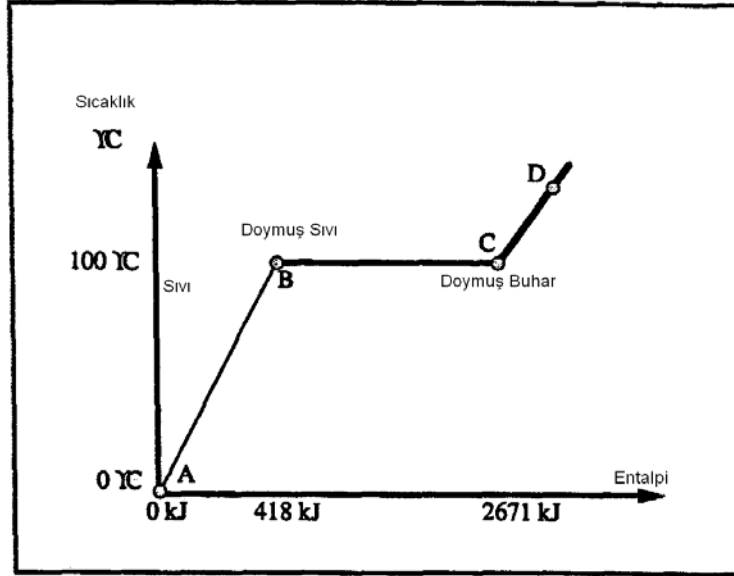
Şekil 2.5.4 Basınç ve entalpi grafiği

Soğutucu akışkan basınç entalpisi aşağıdaki gibidir (Şekil 2.5.5).



## Diyagramlar

### a) Sıcaklık/Entalpi



Şekil 2.5.3 Sıcaklık ve entalpi grafiği

1 bar'lık atmosferik basınç altında, bir kilogram su Şekil 2.5.3' te görüldüğü şekilde değişir.

A-B: Sıvı 0 °C'den 100 °C'ye ısıtılır.

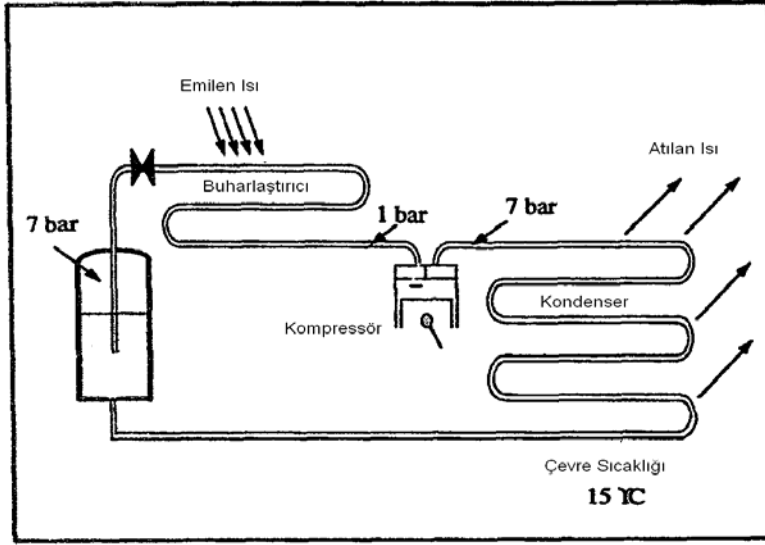
B'de ilk buhar görünür. 418 kJ'lık bir enerji (ısı) girdisine gereksinim vardır.

B-C: akışkan sıvı halden doymuş buhara dönüşür. C'de son sıvı görünürden kaybolur. Bu hal değişimi esnasında, sıcaklık sabittir ve transformasyonu temin etmek için  $(2671 - 418 \text{ kJ}) = 2253 \text{ kJ}$ 'lik bir enerji girdisine gereksinim duyulmaktadır.

Tabo 2.5 'de bir soğutucu tertibatının hangi bileşenlerden oluştuğu görülmektedir..

**Tablo 2.5.** Bileşenler ve görevleri

Öğeler	Rolleri
<b>Alıcı</b>	Varyasyonların (sızıntı veya soğutma talebi) kompanse edilebilmesine müsaade ederek sıvı soğutkanın tutulması. Sistemdeki tüm soğutkanı tutabilmelidir.
<b>Akümülatör</b>	Kompresörün emme tarafında yer alan ve “tampon” hacimde süper ısıtılmış buhar içeren kap. Buharlaştırıcı yükünde varyasyonlara müsaade eder ve kompresörü korur.
<b>Buharlaştırıcı</b>	Isı değiştirici–çevre ortamdan ısıyı emer (hizmet ortamını soğutur) ve soğutkanın buharlaşmasına müsaade eder.
<b>Kompresör</b>	Soğutkan buharının alçak basınçtan yüksek basınca değişmesine sebep olan bir gaz pompası.
<b>Kondansatör</b>	Isı değiştirici–sistemden ısıyı reddeder. Soğutkanın yoğuşması kondansatörde meydana gelir.
<b>Ekspansiyon Aracı</b>	Soğutkanın yüksekten alçak basınca geçmesine müsaade eder ve buharlaştırıcı içine akışı düzenler.



Şekil 2.5.2. Yoğuşma

- Buharlaştırıcıyı terk eden buhar, giriş valfi açık olarak kompresöre girer.
- Piston aşağı iner ve haznenin toplam hacmi buharla dolar.
- Piston yukarı kalkar, giriş valfi kapanır, hazne içerisindeki buhar 7 bar'a yükselir, egzoz valfi açılır ve yüksek basınçlı gaz dışarı salınır.
- Yüksek basınçlı gaz ikinci ısı değiştiriciye girer ve ısıyı çevre ortama çıkarır. Gaz ısıyı dışarı çıkardığından dolayı, buhardan sıvıya dönüşür. Bu ısı dönüştürücüde buhar bir *kondenser* içerisinde yoğuşur.
- Sıvılaşmış soğutkan depolama silindrine geri döner ve döngü tamamlanmış olur.

*Aşağıdaki tertibatı ele alalım:*

- a) Silindir içindeki R134a 7 bar altındaki bir sıvıdır.
- b) Valf açılır.
- c) Soğutkan 1 bar altında tüpün içine akar,  $-26.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye denk gelir.

$+27\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'deki havadan ısı alınır; hava  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye soğutulur ve soğutkan sıvı halden buhar hale dönüşür. Bu hal değişiminin içinde gerçekleştiği aparat bir *buharlaştırıcıdır (evaporatör)*. (Şekil 2.5.1)

Açıklama No 1: Eğer ki A noktasında tüm soğutkan buhara dönüşmüş olsaydı, A ile B arasında buhar süper ısıtılmış olacaktı; bu örnekte  $-26,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye.

Açıklama No 2: Bir kilogram R134a, 1 bar altında sıvıdan buhara doğru her hal değiştirdiğinde, 217 kJ'lik bir enerji (ısı) girdisine gereksinim duyacak ve  $5.2\text{ kg/m}^3$ 'lük bir yoğunluk altında buhara dönüşecektir.

### ***Kompresörlü yoğuşma:***

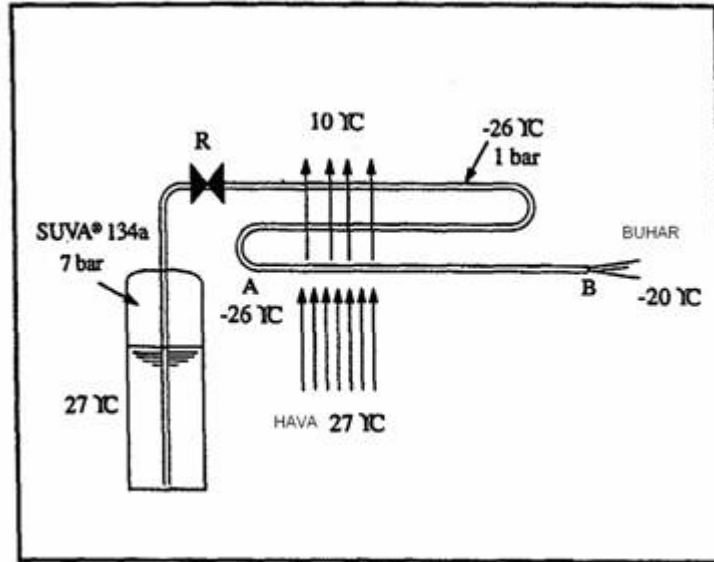
Buharlaştırıcı çıkışında soğutkan buharını telafi etmek için, bir önceki düzeneği aşağıda gösterildiği şekilde tamamlıyoruz (Şekil 2.5.2):

4	8,9	191,8
5	15,7	186,2
6	21,5	181,1

## 2.5 Soğutma döngüsü

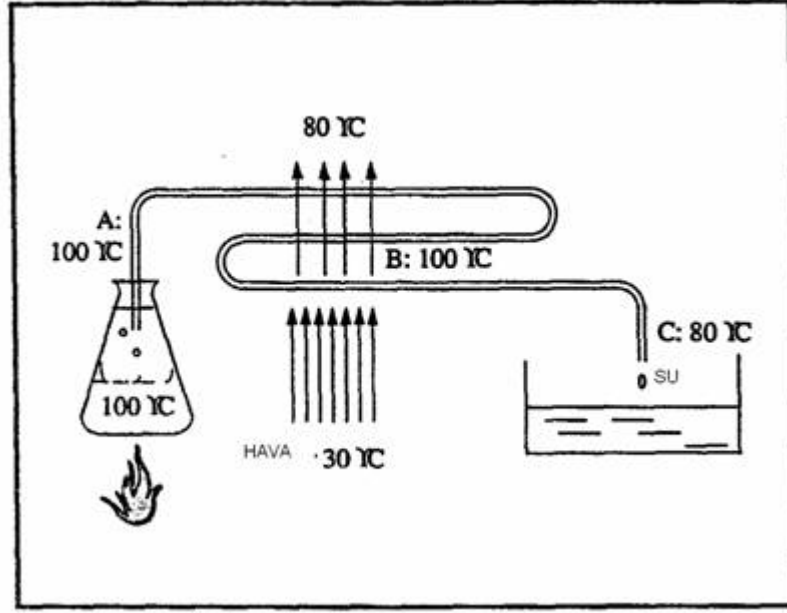
### *Buharlaştırma:*

Buharlaştırma için, bir soğutkanın ısıyı emmesi gerekmektedir. Şekil 2.5.1’de R134a’nın hangi basınçta ve sıcaklıkta buharlaştığı görülmektedir.



Şekil 2.5.1 Buharlaştırma

görüldüğü gibi B ve C arasında sıvı alt soğumaya (subcool) girecek ve 100 °C'den yaklaşık 80 °C'ye değişecektir. Soğutucu akışkan su yerine R134a olursa kaynama sıcaklığı ve buharlaşma sınır ısıları değerlerine Tablo 2.4.2' den ulaşabiliriz.



Şekil 2.4. Yoğuşma

Tablo 2.4.2 R134a soğutucu akışkanı için kaynama sıcaklıkları

Mutlak basınç [bar]	Kaynama sıcaklığı [°C]	Buharlaşma sınır ısısı [kJ/kg]
1	-26,3	217,3
2	-10,1	206,2
3	0,7	198,2

**Tablo 2.4.1.** Kaynama sıcaklıkları

Suyun kaynama noktası (°C)	Basınç bar (mutlak)
151	5
100	1
68	0,3
12,7	0,015
6,7	0,01

*Buharlaştırmanın sınır ısı*

100 °C'lik sabit bir ısıda 1,013 bar (760 mmHg) standart atmosferik basınç altında sıvıyı buhara dönüştürmek için, suyun 2254,69 kJ'luk (539,4 kcal/kg) bir enerji girdisine gereksinimi bulunmaktadır.

Standart atmosferik basınç 1,01325 bar'dır.

*Süper ısı*

Doymuş buhar elde edildikten sonra, buhar sıcaklığına çıkarmak için daha fazla enerjinin sağlanması halinde, buhar doymuştan süper ısıtılmış hale geçecektir.

***Doğal Yoğuşma:***

Sıvıdan gaza dönüşün tersine çevrilebilir bir fenomendir. Buhardan ısıyı alırsak, yeniden su haline dönüşecektir. Yukarıdaki örnekte, ortam havasına ısı verilmesi suretiyle su buharı 100 °C'lik sabit bir sıcaklıkta A ile B arasında gaz halinden sıvı haline dönecektir. Şekil 2.4' de

c) Termoelektrik yöntem.

#### *Fiziko-kimyasal yöntemler*

Belirli ortamın içe çekilmesi (abzorbsiyon) ve yüze çekilmesi (adzorbsiyon) üzerine dayalı yöntemler.

### **2.4. Temel İlkeler**

Suyla karşılaştırma ile, soğutma aşağıdaki temel ilkelere dayanmaktadır.

#### *Füzyon*

0 °C'lik sabit bir sıcaklıkta katıyı sıvıya değiştirmek için, buz 334,4 kJ/kg'lık (80 kcal/kg) bir enerjiyi emer. Soğutulacak olan bu üründen alınan ısı füzyonun sınır ısısı olarak adlandırılır.

#### *Kaynama noktası*

Bu sıcaklık sıvı halden buhar haline değişimin başlangıcına denk gelmektedir. Bu sıcaklık sıvı yüzeyinin üzerindeki basıncın bir fonksiyonudur. Tablo 2.4.1' de görüldü gibi belirli bir kaynama sıcaklığı beher basınca karşılık gelmektedir.



Dr. Clodic'e göre Alman ve İsveç buzdolabı üreticileri isobutane (R600a)'yı kullanmakta ve AB pazarının yüzde 30'una ve Almanya piyasasının da yüzde 90'ına hitap etmektedirler. Gelecekte CFC ve HCFC gazları tamamen kaldırılması halinde R600a gazının ise kullanımda kalması beklenmektedir (Ashrae Journal, 1999).

Ülkemizde "Ozon Tabakasını İncelten Maddelerin Azaltılmasına Dair Yönetmeliğin 5. maddesinde anılan CFC gazların tüketiminin 1 Ocak 2000'den itibaren sıfırlanması zorunludur. Tebliğin istisnası olan zorunlu kullanım alanları ve halen kullanılan ekipmanın servis ihtiyacı ise sınırlandırmanın dışında olup 2010 yılına kadar devam edebilir, hükmü ile ayrıca Dış Ticaret Müsteşarlığı ozon tabakasını incelten maddelerin herhangi birini içeren ürünlerin ithalini yasaklayabilir, (Madde 14), hükmü yer almaktadır.

### **2.3. Soğutmanın temelleri**

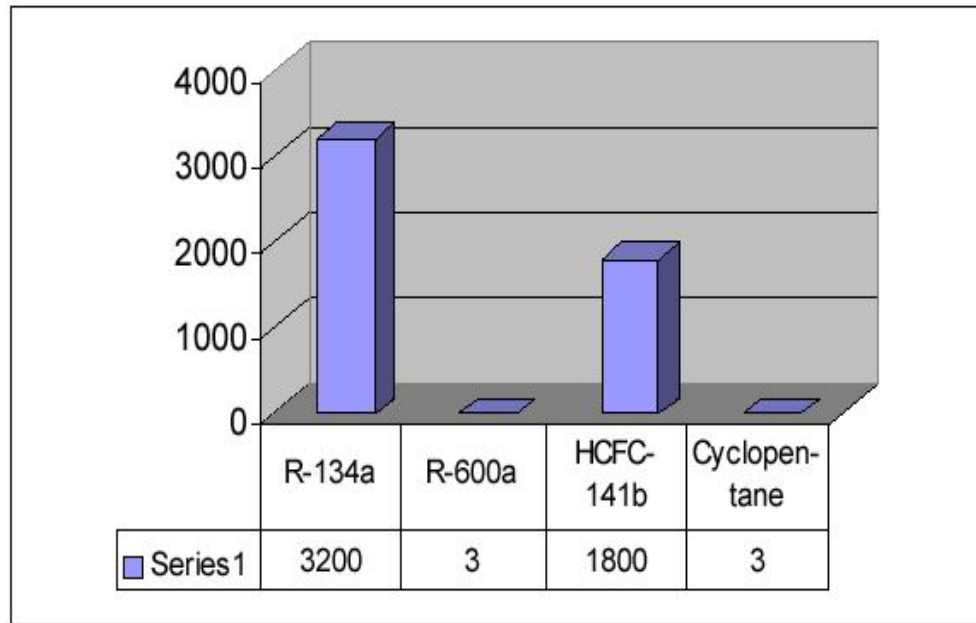
Soğutma H.W. Carrier tarafından "ısının istenmediği yerden bir problem yaratmadığı başka bir yere transferidir" şeklinde tanımlanmış olan bir ısı transfer prosesidir (Suva Ref Servis Manuel, 2001).

Günümüzde yaygın bir biçimde kullanılan başlıca yöntemler şunlardır:

#### *Fiziksel yöntemler*

- a) Halin katıdan sıvıya değişimi (örneğin; buz veya ergimenin sınır ısısı kullanımı).
- b) Halin mekanik soğutma ile sıkıştırılması ve geniştirilmesi aracılığıyla değiştirilmesi (örneğin; buharlaşma sınır ısısı kullanımı)

yılında da gelişmekte olan ülkelerde HCFC(hidrokloroflorürkarbon) gazlarının da üretiminin sınırlandırılması için anlaşma yapılmıştır. 2005 ve 2000 yıllarına kadar da HCFC'ların yerine yeni soğutucu gazların geliştirilmesi gündemdedir. Şekil 2.2 den görüldüğü gibi bu soğutma gazlarının küresel ısınmaya yol açması nedeniyle çevreye duyarlı beyaz eşya tüketicileri R600a ve Cyclopentane kullanılan ürünleri tercih etmektedir (Demir, 2001).



**Şekil 2.2.** Buzdolabında kullanılan soğutma sıvısı ve yalıtım maddelerinin, doğrudan küresel ısınma potansiyeli (20 Yıl). (Greenfrezer A In Domestic Refrigeration, 1994)

kullanılmaya başlanmıştır. 1952 yılında ilk otomatik buz makinası üretilmiştir. 1956'da buzdolabı ve dondurucu kapılarında manyetik keçe kullanılmaya başlanmıştır .1958 pek çok yenilikçi buluşun yapıldığı bir yıl olmuştur. İlk buzlanmayan(no-frost), otomatik buzluklu buzdolabı ve dondurucular yapılmıştır. Soğutucu boruları buzdolabının arkasından, pervaneli soğutma sayesinde buzdolaplarının altına konabilmiş, 1960'da buzdolaplarında köpüklü yalıtım malzemeleri kullanılmaya başlanmıştır. 1983'de buzdolabı ve dondurucularda “dondurma” yapıcılar ortaya çıkmıştır. 1985'de buzdolaplarının soğutma ve dondurma sıcaklıkları ve otomatik buz çözme (defrost) bilgisayarla denetlemeye başlanmıştır. 1990'da su filtresi kullanılmaya başlanmıştır. Soğutma teknolojisi esas sıçramasını otomatik buz çözme ve otomatik buz yapıcı gibi yenilikçi buluşların yapıldığı 1950-60 yıllarda yapmıştır. 1970 ve 80'li yıllarda çevrecilik önem kazanmış ve enerji açısından verimli buzdolaplarına ve kloroflorokarbonlu gazların soğutma gazı olarak kullanımı terk edilmeye başlandığı yıllar olmuştur (AHAM Business, 1998).

## **2.2. Montreal Protokolü ve Ozon Tabakasının Korunması**

1985 yılında Birleşmiş Milletlerin oluşturduğu çalışma grubunun protokolü 20 devlet tarafından imzalanmıştır. 1986 yılında Cenova (İsviçre)'da toplanan 54 ülkenin temsilcilerince buzdolaplarında kullanılan CFC(kloroflorürkarbon) gazının üretimi ve kullanımı konusundaki kısıtlamaların neler olması gerektiği tartışılmıştır. 1990'ın Haziranında ise 86 devlet Montreal Protokolünün amacını aşarak CFC kullanımını 2000 yılında tamamen durdurmak için anlaşmışlardır. Gelişmekte olan ülkelere ise 2000 yılına kadar geçiş/uyum süresi verilmiştir. Kopenhag'da 1992 yılında toplantıya katılan ülkeler, 1996

kompresör(sıkıştırıcı) vasıtasıyla sıkıştırılır, yüksek basınçtaki gazın sıcaklığı yükselir. Soğutma (kondenser) kısmında, yüksek sıcaklıktaki bu gaz, çevreye ısı vererek soğur ve sıvıya dönüşür. Nispeten soğuyan sıvı, bir valf ile buharlaşmanın olabileceği basınca düşürülür. Düşük basınçtaki bu sıvının, sıcaklığı düşer ve buharlaşma (evaporatör) bölümünde, buzdolabının derin dondurucu kısmından, ısı almaya başlar ve çıkışta gaz haline geçer. Bu döngü, böylece devam ederek soğutma işlemi yapılır. İlk soğutma sistemi 1881’ de geliştirilmiştir. Bu sistem, buzun üzerine rüzgar gönderen, bir pervaneden ibaretti. ABD’de 1889-90 yılı kışlarının ılıman geçmesi, büyük bir buz kıtlığına yol açmıştır. Bu durum, bira, süt ve et ürünü sektörlerinde mekanik soğutmanın dondurma ve depolamada kullanımını hızlandırmıştır. General Electric firması, bir Fransız rahip tarafından icat edilen ilk ev tipi buzdolabını 1911 yılında tanıtmıştır. ABD’nin Fort Wayne şehrinde, ilk buzdolabının montajı daha sonraları Frigidaire’e dönüşen firma tarafından 1915 yılında yapılmıştır.

İlk elektrikli buzdolabı ise 1914 yılında üretilmiştir. 1916’da ABD piyasasına Kelvinator ve Servel modelleri de dahil 20’nin üzerinde ev tipi buzdolabı sürülmüştür. 1920’lere gelindiğinde üretici sayısı 200’ün üzerindedir. Bu buzdolaplarının kompresörleri, gücü genellikle yan odaya yerleştirilen motordan, kayış vasıtasıyla, alıyordu.

1918’de Kelvinator, ilk otomatik denetimli buzdolabını üretmiştir. 1920-30 yıllarında ilk buzluk kısmı olan elektrikli buzdolapları ile birlikte dondurucular piyasaya çıkmıştır. Modern buzdolabının seri üretimi, II. Dünya savaşıdan sonra başlamıştır. 1944’e gelindiğinde ABD’de buzdolabının doygunluk oranı yüzde 85’e ulaşmıştır. 1930’larda soğutma gazı olarak kullanılan sülfür dioksit yerine freon 12 gazı

## 2. SOĞUTMA PRENSİPLERİ

Bir maddenin veya ortamın sıcaklığını onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısının alınması işlemine soğutma denilebilir.

### 2.1. Buzdolabının Tarihçesi

Eski zamanlarda kar, buz, soğuk akarsular, mağaralar gıdaları dondurmak ve saklamak için kullanılmıştır. Et ile balık tuzlama yada kurutma yöntemi ile saklanmıştır. Tarih öncesi çok eski devirlerden itibaren dağlık ve sert iklimli yerlerde yaşamış Türkler, buz yiyecek muhafaza edici bir madde olarak kullanmayı biliyorlardı. Et kurutma ve “pastırma” yöntemi ile de temel gıdalarını uzun süre saklama ve yanlarında taşıma yollarını bulmuşlardır. M.Ö. 1000’li yıllarda Çinliler buz kesip depolamıştır. Yine, Mısırlılar ve Hintliler soğuk havalarda içi su dolu toprak kaplarını dışarıya bırakarak buz yapıp, toprak kaplarını nemlendirerek buz muhafaza etmişlerdir. 1800’lerin ortalarında İngiltere’de buz üretilip dağıtımı yapılan bir ürün haline gelmiştir. Hem ticari olarak hem de evlerde kullanılmaya başlanmıştır.

Soğutma ile ilgili çalışmaların öncülerinden biri Dr. William Cullen’dir. 1700’ler de sıvıların vakum içinde buharlaşmaları ile ilgili çalışmalar yapmıştır. 1800’lerin başında Michael Faraday, soğutmada kullanmak için amonyağı sıvılaştırmıştır. Dr. John Goorie’de hastaları için havayı soğutan bir buz makinası yapmıştır. Bugün soğutmada kullanılan sistem Faraday’in deneylerine dayanmaktadır. Soğutma gazı, düşük sıcaklıklarda buharlaşan gazlardan seçilir; buharlaşırken ısı yutma kapasitesinin yüksek olması gerekir. Soğutma gazı önce

alınmıştır ve optimum, absorber sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör alanları tespit edilmiştir.

Kondenser ve dışardaki hava, evaporatör ve soğutulmuş alan aralarındaki sıcaklık farklarının azalmasıyla toplam ekserji kaybı azalmış, ikinci yasa verimliliği ve çevrimin etki katsayısı artmıştır.

Kızılkın ve ark.(2006) tarafından yapılan bir çalışmada; teorik bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısıdeğiştiricilerinin, farklı iki soğutucu akışkan için ısı ekonomik yönden analizi yapılmış ve sistemin en iyi çalışma şartları belirlenmiştir. Isıl ekonomik en iyileme metodu olarak, yapısal bağ katsayıları metodu kullanılmıştır. Analizler, R22 soğutucu akışkanı ve buna alternatif olarak R407c soğutucu akışkanı için yapılmıştır. Sonuç olarak, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değıştiricilerinin ekonomik ve çalışma performansı açısından en iyi alanları tespit edilmiştir. Bir soğutma sistemi tasarımında, ısı değıştiricisi alanının azalması, sistem maliyetini düşürür. Fakat ısı değıştiricisi alanının düşürülmesi sistem verimini de düşürmektedir. Yapılan çalışmada, ısı değıştiricisi alanının, ve sistem veriminin en iyi olduğu şartlar belirlenmiştir.

Selbaş (2006) tarafından yapılan çalışma şöyledir: LiBr-H<sub>2</sub>O ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde absorber sıcaklığının etkisi incelenmiş ve böyle bir soğutma sistemindeki absorber, termodinamik ve termoeconomik yönden incelenmiştir. Bunun için sistem elemanının Termodinamiğin I. Kanunu analizi yapılmıştır, daha sonra ise Termodinamiğin II. Kanunu analizi uygulanarak tersinmezlikler ve ekserji kayıpları tespit edilmiştir. Son olarak sistem elemanına termoeconomik optimizasyon metodu uygulanmıştır. İncelemelerde, absorber sıcaklığı değeri sistemin değışken parametresi olarak ele

dönüştürücülerinin mevcut olmadığı çiftli devirli sistemlerdeki düşük kabin yüklerinde önemli olduğu bulunmuştur. Taze Gıda ve dondurucu soğutma çevriminde yüksek-etkililik emme-hattı ısı dönüştürücüleri kullanıldığında, dolaylı mekanik alt soğutma modifikasyonundan 1.0'lık bir kabin yük oranı altında, toplam elektrik gücü gereksinimi azami % 3'lük bir düşüş ile sonuçlanmıştır.

Literatürde başka bir çalışma ise Kızılkın ve Sencan,2004, tarafından yapılan; alt soğutulmuş ve süper ısıtılmış buhar kompresyonlu soğutma sistemi için ekserji temelli bir termoeconomik optimizasyon uygulamasıdır. Termoeconomik optimizasyondan ekserji yöntemini kullanmanın avantajı; sistemin çeşitli öğelerinin – örneğin kondansatör, buharlaştırıcı, alt soğutma ve süper ısıtma ısı dönüştürücüleri – kendi başlarına optimize edilebilmelidir. Uygulama, optimum ısı dönüştürücü alanların bunlara denk gelen alt-soğutma ve süper ısıtma sıcaklıkları ile birlikte belirlenmesini ihtiva etmektedir. Optimum koşullar için bir maliyet fonksiyonu belirlenmiştir. Tüm hesaplamalar üç soğutkan için yapılmaktadır. R22, R134a, ve R407c. Soğutkanların termodinamik özellikleri Artifişyel Sinirsel Ağ metodolojisi kullanılarak formüle edilmiştir.

Başka bir çalışmada (Yumrutaş ve ark., 2002); buhar sıkıştırmalı soğutucu çevrimde etki katsayısını,ikinci yasanın verimliliğini,enerji kaybını, düşük basınçta yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının etkisini ekserji analizinin ölçümüyle göstermişlerdir. Buharlaşma,yoğuşma sıcaklıklarının; evapotatörde,kondasatörde,ikinci yasa verimliliğinde, çevrimin etki katsayısında ekserji kaybına güçlü bir tesiri olduğu fakat kompresör ve genişleme valfinde çok daha az olduğu bulunmuştur.



PTR'in performans katsayısı 0,108 ağızlı PTR'inkinden daha yüksek olduğu bulunmuştur. Analizler aynı zamanda çift girişli PTR'ın ekserji etkililiğinin % 9 olduğunu da göstermiştir ki bu rakam ağızlı PTR'inkinden (% 25.04) önemli ölçüde daha yüksektir. Buna ilave olarak, rejenaratör ve ağızdaki ekserji kayıplarının PTR sistemi içindeki diğer bileşenlerdekenden çok daha büyük olduğu bulunmuştur. Bu yüzden, bu iki anahtar bileşenin optimal tasarımı PTR performansının daha fazla geliştirilmesi için gerekli olduğunu bulmuşlardır.

Gan ve ark. (2000), ev içinde kullanılan soğutucularda hem dondurucu hem de taze gıda bölümleri için talepleri karşılamak adına iki ayrı soğutma devri kullanmanın faydalarını incelemiştir. Taze gıda bölümleri için gerektiği şekilde daha yüksek sıcaklıklarda soğutmayı sağlayarak elde edilebilecek enerji tasarrufları kabin yükleme oranını (taze gıdanın dondurucu kabin yüklerine oranı olarak tanımlanmaktadır) dondurucu ve soğutucu devri COP'ları oranının bir fonksiyonu olarak bulunmuştur. Bu iki parametrenin değerlerine bağlı olarak, çift-devirli sistemin enerji gereksinimi, aynı kabin kapasitesine sahip tek-devirli bir sisteminkinden % 30 daha düşük olabilir. Bu enerji tasarrufu yaklaşımı imalatçıların Amerika birleşik devletleri energy departmanı(DOE-USA) ev içi kullanım amaçlı soğutucular için 2001 yılı enerji kullanım standartlarını karşılamalarına yardımcı olabilir. Çift-devirli sistem aynı zamanda indirgenmiş defrost ve taze gıda bölümünde daha yüksek nem koşullarının korunabilmesini sağlamaktadır. Taze gıda bölümünün dondurucu kılcal tüplerine girmeden önce sıvı soğutkanın alt soğutmasının gerçekleştirildiği bir hazne olarak kullanımın fizibilitesi de incelenmiştir. Alt soğutucunun avantajının en çok emme-hattı ısı

zarar etkisi bulunmayan doğal bir gaz kullanımına yavaş yavaş geçilmiştir.

## 1.2 Literatür Araştırması

Ekserji analizi, enerji sistemlerinin tasarımı, simülasyonu ve performansının değerlendirilmesinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak, soğutma sistemleri, özellikle buzdolaplarının ekserji analizi üzerine yürütülen çalışmalar, göreceli olarak azdır. Aşağıda, bu çalışmalar özetlenmektedir.

Bridges ve ark. (2001), ev tipi soğutucularda ve klimalarda ikinci yasa analizine göre tüm sistemin verimliliğine, her bir komponentin katkısını belirlemek için komponentlerin kaybolan kullanılabilirlik potansiyelini belirlemiştir. Tipik bir soğutucu sistemde kaybolan kullanılabilirlik enerjisine katkısı en fazla olan kompresördür. Soğutucu sistemin performansını önemli ölçüde geliştirmek için ısı eşanjörünün geliştirilmesi gerekir; soğutucu gelişiminde daha büyük potansiyele sahip olmasına rağmen, tipik bir klima sisteminde en fazla kaybolan toplam kullanılabilirlikte ısı eşanjöründe hesaba katmıştır.

He ve ark. (2006), araştırmalarında termodinamiğin birinci ve ikinci kuralı, pulse tüplü soğutucu (PTR) ağız tipinin ve çift-giriş tipinin analiz edilmesinde kullanılmıştır. Termodinamiğin detaylı dinamik karakteristikleri, PTR'deki dinamik basınç varyasyonları, kısa süreli (geçici) gaz sıcaklığı, kitle akım oranı da dahil olmak üzere PTR'deki akış ve ısı transfer prosesleri açığa çıkarılmıştır. Ekserji kaybı yöntemi PTR'da beher bileşeni analiz etmek için ilk kez kullanılmıştır ve PTR'ın tüm bileşenlerinin performans katsayısı elde edilmiştir. Çift girişli

## 1.GİRİŞ

### 1.1. Araştırmanın Amacı

Ekserji analizi enerji sistemlerinin termodinamik analizleri için çok kullanışlı bir yöntemdir ve ayrıca termodinamik süreçlerin gözden geçirilmesi sırasında ortaya çıkan termodinamik yanlışlıkların belirlenmesi ve değerlendirilmesinde kullanılır. Bunun yanı sıra süreç gözden geçirme sırasında yapılabilecek termodinamik geliştirme çalışmalarının belirlenmesini sağlar. Ekserjiyi hesaplamak için referans ortam belirlenmelidir.

Doğada tek ve mükemmel bir soğutucu akışkan yoktur. Bazıları yüksek sıcaklıkta soğutmalar için uygun olabileceği gibi, bazıları düşük sıcaklık uygulamaları için elverişlidir. Belli bir uygulama için seçilecek soğutucu akışkanın, sadece ısıyı taşıyıcı yeterliliği dışında toksite, tutuşurluk, yoğunluk, viskozite, elde edilebilirliği ve en önemlisi çevresel etkileri göz önüne alınmalıdır. Bu yüzden doğaya zarar veren gazların yerine alternatif gazlar geliştirilmiştir. Özellikler CFC'li gazların, ODP (Ozon etkileme potansiyeli) ozonunu parçalama etkisi ve GWP (Küresel ısınma potansiyeli) sera etkisi nedeniyle alternatif gazlarla uygulamalara geçilmiştir.

Ev tipi soğutucularda ODP ve GWP etkilerini azaltmak için son yıllarda CFC içerikli gazların kullanımı bırakılıp, HFC yani R134a gazının kullanımına geçilmiştir. Ancak R134a'nın az da olsa GWP etkisi olup, gelecekte neleri getireceği bilinmemektedir. Bu yüzden, diğer alternatif bir gaz olarak R600a (izobütan) gibi temiz ve çevreye hiçbir