

168443

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN  
TERMODİNAMİK ANALİZİ VE BOYUTLARININ  
MİNİMİZASYONU

Makina Mühendisi Barış BOZ

FBE Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Isı Proses Programında  
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Ahmet KOYUN

Doç. Dr. Tamer Yılmaz *taymaz*

Prof. Dr. Dürriye BİLGE *Bilge*

Doç. Dr. Ahmet KOYUN *Koyun*

İSTANBUL , 2005

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	IV
KISALTMA LİSTESİ.....	V
ŞEKİL LİSTESİ .....	VI
ÇİZELGE LİSTESİ.....	VII
ÖNSÖZ.....	VIII
ÖZET.....	IX
ABSTRACT .....	X
1 GİRİŞ.....	1
2 SİSTEMİN ÇALIŞMA PRENSİBİ.....	2
3 LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	4
4 SİSTEMİ OLUŞTURAN AKIŞKAN ÇÖZÜCÜ ÇİFTLERİNİN ANALİZİ.....	5
4.1 Konfigrasyon Prensibi.....	5
4.2 Komponentleri.....	6
4.3 Konstrüksiyon Materyalleri.....	6
4.4 İşletme ve Dizayn Çalışma Basınçları.....	7
4.5 Montaj Tatbiki.....	7
4.6 Kapasite Sınırları.....	7
4.7 Uygulamalar ve Sınırlar.....	8
4.8 Avantajlar.....	8
4.9 Dezavantajlar.....	9
4.10 Bakım İçin Gerekenler.....	10
4.11 Maliyetler Ağırlıklar Ölçüler.....	10
4.12 Termal Performans ve Faydaları.....	11
5 PRENSİP AÇISINDAN SİSTEMİN ÇEŞİTLERİ.....	13
5.1 İntermittend Absorbsiyon Sistemin Prensipleri.....	13
5.2 Continuous Absorbsiyon Sisteminin Prensipleri.....	14
6 SİSTEM PERFORMANS KATSAYISINI ARTIRMAK İÇİN YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	17
7 TASARIM AÇISINDAN SİSTEM ÇEŞİTLERİ.....	19
7.1 Müşterek Sistemler.....	19
7.2 Kademeli Sistemler.....	20

8	SİSTEMİN TERMODİNAMİK ANALİZİ.....	21
8.1	Teorik Performans Katsayısı.....	21
8.2	Tersinir Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Soğutma Tesir Katsayısı.....	22
8.3	Sistemin Performans Katsayısını Etkileyen Faktörler.....	23
8.4	Sistemdeki Termodinamik Eşitlikler.....	24
9	NH <sub>3</sub> - H <sub>2</sub> O ABSORBSİYON SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIM DEĞERLERİ..	26
9.1	Optimal Generator Sıcaklığı.....	26
9.2	Optimal Absorbsiyon Sıcaklığı.....	28
9.3	Tasarlanan Sistem İçin COP Hesaplanması.....	31
9.4	Peltier – effect ile Soğutma.....	37
9.4.1	Peltier Soğutucular.....	37
9.4.2	Peltier Modülü.....	37
9.4.3	Operasyon Özellikleri.....	41
9.4.4	İhtiyaç Duyulan Parametreleri.....	42
9.4.5	Tasarlanan Sisteme Uyarlama.....	43
10.	MEKANİK SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ İLE ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ ARASINDAKİ TERMOEKONOMİK ANALİZ.....	45
10.1	Yıllık Toplam Tutar Hesabı .....	45
10.2	Ekserji Hesabı .....	49
10.2.1	Mekanik Soğutmalı Sistem İçin Ekserji Kaybı.....	51
10.2.2	Absorbsiyonlu Soğutmalı Sistem İçin Ekserji Kaybı.....	51
10.3	Sistem Performansını Etkileyen Parametrelerin Son Değerlendirilmesi.....	53
10.3.1	Sirkülasyon Oranının Q <sub>pef</sub> ve COP ye Etkisi.....	53
10.3.2	Kondenser Sıcaklığının Q <sub>pef</sub> ve COP ye Etkisi.....	62
11	DENEY DÜZENEĞİ.....	64
12	SONUÇLAR ve TARTIŞMA.....	66
	KAYNAKLAR.....	67
	ÖZGEÇMİŞ .....	68

## SİMGE LİSTESİ

$Q_p$	: peltier ısısı
$Q_{ev}$	: evaporatörden çekilen ısı
$Q_{ab}$	: absorberden çekilen ısı
$Q_{kon}$	: kondenserden atılan ısı
$Q_{gen}$	: generatörden verilen ısı
$T$	: sıcaklık
$P$	: peltier faktörü
$\alpha$	: Tomson faktör
$T_o$	: çevre sıcaklığı
$NH_3$	: amonyak
$H_2O$	: su
$LiBr$	: lityum bromür
$f$	: dolaşım oranı
$\delta$	: amortisman oranı
$c_{gas}$	: yakıt fiyatı
$B$	: Bir yıldaki toplam işletme saati
$G_{gas}$	: Yakıt debisi
$T_h$	: sıcak taraf sıcaklığı ( °C )
$T_c$	: soğuk taraf sıcaklığı ( °C )
$Q_c$	: çekilecek ısı miktarı ( W )
$Q_h$	: sıcak taraftan ortaya çıkan ısı miktarı ( W )
$T_{amb}$	: ortam sıcaklığı ( °C )
$\theta$	: ısı değiştirgecinin termal rezistansı ( °C / W )
$P_{in}$	: termoelektriğe verilen elektrik güç ( W )
$\Delta T$	: sıcaklık farkı
$c_p$	: özgül ısı
$x$	: konsantrasyon
$h$	: entalpi
$m$	: kütle debisi

## KISALTMA LİSTESİ

COP	: performans katsayısı
ECOP	: ekserjetik performans katsayısı
ID	: ısı değiştirgeci
MSSS	: mekanik sıkıştırmalı soğutma sistemi
ASS	: absorbsiyonlu soğutma sistemi
YTT	: yıllık toplam tutar
EVA	: evaporatör
KON	: kondenser
GEN	: generator
Z	: tutar



## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Absorbsiyonlu soğutma sistemi şematik görünüm.....	2
Şekil 5.1	İntermittend absorbsiyonlu sistem.....	13
Şekil 5.2	Servel (continuous ) absorbsiyonlu sistem.....	15
Şekil 6.1	Isı değiştirgeçli absorbsiyonlu soğutma sistemi şematik görünüm.....	17
Şekil 7.1	Müşterek sistem şematik görünüm.....	19
Şekil 7.2	Kademeli sistem şematik görünüm.....	20
Şekil 9.1	Optimum generator sıcaklığı.....	28
Şekil 9.2	Optimum absorbsiyon sıcaklığı.....	30
Şekil 9.3	Tasarlanan sistem şematik görünüm.....	31
Şekil 9.4	Tasarlanan sistem p-h diyagramı şematik görünümü.....	31
Şekil 9.5	Mekanik sistem şematik görünüm.....	32
Şekil 9.6	Soğutma kapasite artışına göre mekanik ile absorbsiyonlu sistem iş farkı.....	36
Şekil 9.7	Peltier ısıısının deneysel ölçümü.....	38
Şekil 9.8	P ve n tipindeki yarı metallerin termo elektrik soğutucularda kullanılışları...	39
Şekil 9.9	Peltier modülün yapısı.....	39
Şekil 9.10	Peltier modülü.....	40
Şekil 9.11	Kaskat sistem kullanan bir peltier modülüne örnek.....	40
Şekil 9.12	Peltier modüllü soğutucunun dıştan görünümü.....	41
Şekil 9.13	Peltier-effect Melcor CP 1.4 -127-06L nin performans eğrisi ( $\Delta T$ vs. Voltage).....	44
Şekil 9.14	Peltier-effect Melcor CP 1.4 -127-06L nin performans eğrisi ( $\Delta T$ vs. $Q_c$ )...44	
Şekil 10.1	Sirkilasyon oranının COP ve $Q_{pef}$ e etkisi.....	61
Şekil 10.2	Kondenser sıcaklığının $Q_{pef}$ ve COP ye etkisi.....	62
Şekil 10.3	Kondenser sıcaklığının $Q_{pef}$ ve $A_{pef}$ e etkisi.....	63

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 9.1	Optimum generator sıcaklığı.....	27
Çizelge 9.2	Optimum absorpsiyon sıcaklığı.....	29
Çizelge 9.3	Mekanik sıkıştırılmalı sistem kapasite artışına göre kompresör gücü artışı.....	34
Çizelge 9.4	Absorpsiyonlu sistem kapasite artışına göre Qp <sub>ef</sub> artışı ve mekanik sıkıştırılmalı sistem ile arasındaki fark.....	35
Çizelge 9.5	Farklı metal grupları için peltier faktörler.....	38
Çizelge 9.6	Dış ortam sıcaklığına göre ortamdaki nemin yoğunlaşma sıcaklığı.....	42
Çizelge 10.1	Mekanik ve absorpsiyonlu sistem ekserji kayıpları.....	52



## ÖNSÖZ

Bu çalışmada son yılların güncel politikası olan ucuz enerji kullanma yöntemlerinden, enerji tasarrufundan, küçük, kompakt, işlevsel ve güvenilir makinalardan yararlanılarak dizayn edilmiş bir soğutma sistemi üzerinde durulmuştur.

Böyle bir sistemin nerelerde işlevsel kullanılabildiği, klasik sistemlerle arasında ki farklılıkları ve diğer sistemlerle arasındaki verimlilik ve ekonomiklik karşılaştırılması yapılmıştır.

Çalışmanın kolayca anlaşılması için ve karşılaştırmaların rahat takip edilebilmesi için tablo ve grafiklerden bolca yararlanılmıştır.

Bu çalışmayı hazırlayabilmek için faydalanmış olduğum kaynaklar belirtilmiştir. Bu konu üzerinde yıllardır çalışmış, bu tür kaynakları literatüre geçirebilmiş mühendis, öğretim görevlisi ve akademisyen öğretmenlerime teşekkürü her zaman bir borç bilirim.

Aynı zamanda yapmış olduğum çalışmaların ilerde kaynak veya bir veri olarak kullanılması beni her zaman onure edecektir.

Çalışmamda bana fazlasıyla destek veren sabır gösteren hocam Yard. Doç. Ahmet KOYUN a ayrıca teşekkürlerimi sunarım.



## ÖZET

Son yıllarda enerji tasarrufu sağlama nedeniyle önem kazanan ucuz enerji kullanma politikası her sektörde olduğu gibi soğutma sektöründe de uygulanmaya çalışılmıştır. Soğutma sistemlerini daha ucuza işletme amacıyla klasik yöntemlerin dışına çıkmış absorpsiyonlu soğutma sistemlerine geçilmiştir. Bu sayede alternatif enerji kaynakları kullanılmış, güneş enerjisi – jeotermal enerji – atık ısı gibi ucuz kaynaklarla soğutma sistemi tamamlanmıştır.

Fakat bu sistemler genellikle büyük yatırımlar için kullanışlı olmuş küçük kapasitelerde pek önemsenmemiştir.

Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma sisteminin genel yapısı üzerinde durulmuş bu sistemi küçük kapasitelerde avantajlı kullanabilmek için çalışmalar yapılmıştır. Küçük kapasiteli bir sistem için deney düzeneği hazırlanmış ve işletme şartları incelenmiştir. Bu işletme şartlarında peltier – efectten yararlanılarak sistemin absorberinden gerekli ısı çekilmiştir.

Her ne kadar absorpsiyonlu soğutma sisteminin COP si diğer sistemlerden büyük çıksa da yatırım maliyetleri sistemin dezavantajlarında yerini almaktadır.

**Anahtar Kelimeler:** Absorpsiyonlu soğutma sistemleri, Peltier effect, termo ekonomik analiz

## ABSTRACT

Recently like every sector, using cheaper and easy energy policy get importance in cooling sector because of the energy economy. To operate the cooling units cheaper, people use different systems like absorption refrigeration system. In this point alternative energy source like solar energy, geothermal energy, waste heat have been used in refrigeration systems.

But these systems have been used in big capacity investments. These kind of refrigeration systems have not been get the enough importance that they need in small capacities.

In this paper you can find the general structure of absorption refrigeration systems and work done in small capacities to use it effectively. A model is designed for a small capacity absorption refrigeration system and its operation conditions are presented.

In this conditions, the heat that has to carry out from the absorber, is absorbed by peltier – effect.

The calculated COP of absorption refrigeration system is higher than the mechanical refrigeration system but the total cost of absorption refrigeration system is placed in the disadvantage list of absorption refrigeration system.

**Author Keywords :** Absorption refrigeration systems, peltier – effect, thermo economical analysis.

## 1. GİRİŞ

Soğutma için ısı enerjisinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sistemleri 1850 li yıllarda bulunmasına rağmen önemsenmemiş fakat günümüzde enerji tasarrufu sağlama nedeniyle tekrar önem kazanmaya başlamıştır. Ucuz enerji dönemi şartlarında tasarlanmış soğutma sistemleri ve tesislerinin günümüzün pahalı enerji dönemi koşullarına uyarlanması sırasında absorpsiyonlu çevrimler geniş bir uygulama alanı ile cazip bir seçenek haline gelmiştir.

Bu nedenle son yıllarda absorpsiyonlu soğutma teknolojisine olan ilgi artmış, bu da araştırma – geliştirme çalışmalarını hızlandırmıştır.

Absorpsiyon yöntemiyle çalışan soğutma çevrimlerinde birincil enerji olarak buhar veya sıcak su kullanılmaktadır. Bu sistemler özellikle ısı kaynağının bol ve ucuz olduğu yerlerde verimli ve ekonomik olmaktadır. Dolayısıyla güneş enerjisi, jeotermal enerji, atık ısı olan yerlerde absorpsiyonlu soğutma sistemleri ekonomik olarak kullanılmaktadır. Bu da absorpsiyonlu soğutma sisteminin çevre dostu olduğunu göstermektedir.

Belirtilen bu önemli avantajlarına rağmen yaygın bir uygulama alanı henüz bulamamış ve pazarda üretim, uygulama ve yedek parça ağı olarak düşük maliyeti ve yüksek verimliliği nedeniyle mekanik sıkıştırmalı sistem büyük ölçüde yer almıştır.

Soğutma için enerji maliyetinden kazanç sağlamak dolayısıyla absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin uygulama alanlarını genişletmek için bu tip sistemlerin daha verimli olmalarını sağlayacak ve performanslarını arttıracak çalışmalar yapılmalıdır.

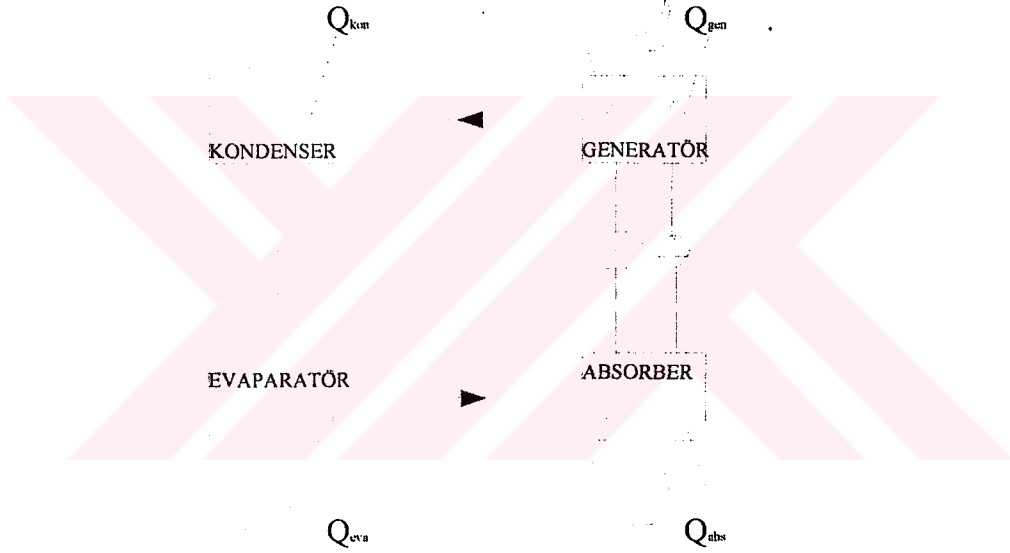
Bu çalışmada literatür araştırması olarak; sistemin

- Çalışma prensibi
- Termodinamik analizi
- Akışkan çiftlerinin analizi
- Sistem çeşitleri
- Performansını artırıcı çalışmalar
- Optimum sistem değerleri
- Termo ekonomik analizi

üzerinde incelemeler yapılmıştır. Bazı kriterlerin kabulü yapılarak belli bir amaca hizmet edecek bir sistem geliştirilmiş, bu sistem için optimum değerlerin hesapları yapılmış ve bu sistemin test düzeneği hazırlanmıştır. Sistem dizayn edilirken, Doç. Dr. Ahmet Koyun' un mevcut enerji kaynaklarını kullanarak soğutma sağlamak için yapmış olduğu çalışmalardan yararlanılmıştır.

## 2. SİSTEMİN ÇALIŞMA PRENSİBİ

Absorbsiyonlu soğutma sistemi prensip olarak mekanik sıkıştırımlı soğutma çevrimine benzer. Absorbsiyonlu sistemlerde iki farklı akışkan dolaşır. Bunlardan biri sistemin her yerinde dolaşan soğutucu akışkandır. Bu akışkan mekanik sıkıştırımlıdaki gibi evaporatörde buharlaşarak soğutma yükünün ortamdaki çekilmesini sağlar. Diğer akışkan soğurucu akışkan olup çevrimin belirli kısmında soğutucu akışkanı taşır. Sistem çevriminde dolaşan soğutucu akışkanın sistem alt basıncında bu çözücü içinde tekrar buharlaştırılması prensibiyle çalışır. Şekil 2.1 de sistemin şematik görünümü bulunmaktadır. Burada kondenser ve generatör sistemin üst basıncını, absorber ve evaporatör sistemin alt basıncını oluşturmaktadır.



Şekil 2.1 Absorbsiyonlu soğutma sistemi şematik görünüm

Şekil 2.1 de görüldüğü gibi absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde buhar sıkıştırımlı sistemdeki kompresörün yerini; absorber, generatör, pompa ve genişleme valfi almıştır. Yani mekanik işlemin yerini absorbsiyonlu sistemde fiziko kimyasal işlemler alır. Sistemin yapısı diğer soğutma sistemlerine göre daha karmaşık ve soğutma tesir katsayısı daha küçüktür. Ancak atık enerjilerin değerlendirilmesi söz konusu olduğunda en uygun sistemdir.

Sistem çalışması esnasında evaparatörden gelen soğutucu akışkan buharı absorberde soğutucu akışkanca fakir bir soğutucu akışkan – çözücü karışımı tarafından absorbe edilir. Böylece soğutucu akışkanca zenginleşen karışım bir pompa yardımıyla sistem üst basıncında çalışan generatöre basılır. Zengin karışımın generatörde ısıtılmasıyla soğutucu akışkan ve çözücü sıvıların buharlaşma sıcaklıkları arasındaki farktan dolayı, soğutucu akışkan zengin karışım içinden buharlaştırılır ve soğutma görevini yapmak üzere kondenser ve kısılma valfi üzerinden evaparatöre gönderilir. İçinden bir miktar soğutucu akışkanın buharlaşması ile soğutucu akışkanca fakirleşen karışım ise, soğutma görevini yaparak evaparatörden gelecek soğutucu akışkan buharını tekrar absorbe etmek amacıyla bir kısılma valfi üzerinden absorbere geri yollanır ve çevrim tamamlanır.



### 3. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Son yıllarda absorpsiyonlu soğutma teknolojisine olan ilgi artmış, bu da araştırma – geliştirme çalışmalarını hızlandırmıştır. Bu konu üzerinde çalışan bilim adamları sistemde iyileştirici çalışmalar yapmıştır. Sistemde görülen eksikler üzerinde durulmuş, sistemin performansını artırıcı çalışmalar yapılmıştır.

Farklı ısı kaynakları kullanarak, farklı sistemler geliştirerek bu sistemlerin kıyaslamasını yapmışlar ve nerelerde uygun kullanım alanı olduğunu saptamışlardır.

Bu çalışmada araştırmaların bazıları incelenmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin alternatifli kullanımını sağlamak ve bunun performansını görmek için Iradies Aparecida de Castro Villela ve Jose Luz Silveira biogaz kullanarak soğuk su üreten absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin ekserji yöntemiyle termodinamik analizini yapmıştır.

Liben Jiang – Zhaolin Gu – Xiao Fengand ve Yun Li ejektor ile çalışan 3 basınç sınıfına haiz absorpsiyonlu soğutma sistemi ile çift etkili (iki generator ve iki ısı değiştirgeci) absorpsiyonlu soğutma sistemi arasında termo ekonomik analiz yapmış, bu sistemleri ısı kaynağı olarak atık ısı ve yakıt kullanarak analiz etmiş sonuçta çift etkili sistemin COP sinin daha yüksek fakat yatırım maliyetlerinin fazla olduğunu tespit etmiştir.

Adnan Sözen ve Mehmet Özalp absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansını artırmak için sistemin absorberine ejektor yerleştirerek bu sistemin avantajlarına (COP – ECOP – f ‘ ye ve evaporatordeki basınç geri kazanımına olan etkisini) ve bütün bunların yanında ekserji kaybına olan katkısına değinmiştir.

Jose Fernandez ve Manuel Vazquez sistem akışkanları olarak  $NH_3 - H_2O$  çifti kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi için işletme şartlarında sürekli maksimum COP yi sağlamak için optimum generator ve absorber sıcaklığını sağlayan model geliştirmişlerdir.

Abdullah Keçeciler – H. İbrahim Acar ve Ayla Canberk jeotermal enerji kullanarak absorpsiyonlu soğutma sistemi dizayn etmiş bu sistemi  $LiBr - H_2O$  akışkan çifti ile soğutma odasında kullanmak için işletme şartlarını hazırlamışlardır. Deney düzeneğini hazırlayarak sistem çalışma kriterlerini ortaya koymuşlardır. Sonuç olarak jeotermal enerji bakımından zengin olan yörelerde soğuk oda amacıyla inşa edilen binaların ve yöredeki diğer hotel ve dinlenme tesisi tarzındaki işletmelerin bu yöntemle daha ucuza işletilebileceğini ortaya koymuştur.

#### 4. SİSTEMİ OLUŞTURAN AKIŞKAN ÇÖZÜCÜ ÇİFTLERİNİN ANALİZİ

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılacak soğutucu akışkan – çözücü çifti için bugüne kadar,

1. amonyak - tuzlar
2. metilamin – tuzlar
3. alkol – tuzlar
4. amonyak – organik çözeltiler
5. kükürt di oksit – organik çözeltiler

gibi birçok sahada deneysel çalışmalar yapılmıştır. Ancak bu çiftlerin çoğunda stabilite, korozyon, kristalizasyon gibi problemlerle karşılaşmıştır.

Genel olarak bu çalışmalar sonunda glikoleter – R<sub>2</sub>, NH<sub>3</sub> – lityum nitrat gibi çiftlerden iyi sonuçlar elde edildiği halde kabul görmüş sadece iki çift vardır. Bunlar NH<sub>3</sub> – H<sub>2</sub>O ve H<sub>2</sub>O – LiBr çiftleridir.

- NH<sub>3</sub> – H<sub>2</sub>O çiftinde NH<sub>3</sub> soğutucu akışkan, H<sub>2</sub>O soğurucu akışkan görevini yapar.
- H<sub>2</sub>O – LiBr çiftinde ise H<sub>2</sub>O soğutucu akışkan, LiBr soğurucu akışkan görevini yapar.

Bu iki çiftin absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanımlarında prensip açısından farklı olduğu yanlar vardır.

Bu farklılıkları çeşitli alanlarda gruplayıp, bu alanlar içinde analiz etmek en uygundur.

##### 4.1 Konfigrasyon Prensibi:

##### LiBr Absorbsiyon Ünitesi:

Standart ölçülere sahip olarak üretilirler. Bu özelliği sayesinde montaj kolaylığı ve montaj alanında sınırlı yer kaplama avantajı vardır.

Genellikle üniteleri yatay olarak imal edilir.

### **NH<sub>3</sub> Absorbsiyon Ünitesi:**

LiBr Absorbsiyon ünitesinden çok farklı bir yapı gösterir. Özel uygulamalarda, farklı ihtiyaçlara göre hayli esnek yapıda olabilirler. Üniteleri konvensiyonel ısı değiştirgeç teknikleri kullanarak imal edilir.

## **4.2 Komponentleri:**

### **LiBr Absorbsiyon Ünitesi:**

Genellikle sistem alt basıncında ısı değiştirgeci görevi yapan tüplerden oluşan absorber ve evaporatör ile sistem üst basıncında yine ısı değiştirgeci görevi yapan tüplerden oluşan generatör ve kondenserin yanında bir ikinci generatör (iki kademeli sistemler için) bir ve ya daha fazla ısı değiştirgeci, bir ve ya daha fazla sıvı-eriyik pompası, soğutucu pompa, evaporatör ve absorber için spray nozul grubu, ayırıcı, drenaj tavası, orifizler, elektronik ve pnömatrik kontrol panosundan oluşur.

### **NH<sub>3</sub> Absorbsiyon Ünitesi:**

NH<sub>3</sub> Absorbsiyon Ünitesini; absorber, kondenser, isteğe göre sıvı-eriyik ısı değiştirgeci, evaporatör, pompa, bir ve ya daha fazla distilasyon kulesi, vanalar ve elektronik ya da pnömatrik kontrol panosu oluşturur.

## **4.3 Konstrüksiyon Materyalleri:**

### **LiBr Absorbsiyon Ünitesi:**

Genellikle bakır ve bakır-nikel alaşımlarından oluşan elemanlarının yanında sıvı-eriyik eşanjör tüpleri – ayırıcılar gibi bazı özel parçaları yumşak ve paslanmaz çelikten imal edilir. Teflon parçalara da rastlamak mümkündür.

### **NH<sub>3</sub> Absorbsiyon Ünitesi:**

Bakır ve bakır-nikel alaşımlarının NH<sub>3</sub> ile teması uygun olmayacağından genellikle çelikten imal edilirler.



#### 4.4 İşletme ve Dizayn Çalışma Basınçları:

##### LiBr Absorbsiyon Ünitesi:

Ünitelerin çalışma basıncı genellikle 103,4 kPa ile sınırlandırılmıştır. Kimyasal ve petrokimyasal uygulamalarda bu değer 516,8 kPa a kadar çıkabilmektedir.

##### NH<sub>3</sub> Absorbsiyon Ünitesi:

Sistem alt basıncı 1200 kPa üst basıncı 1722.5 kPa a bazen de 2607 kPa a dizayn edilmiştir.

#### 4.5 Montaj Tatbiki:

##### LiBr Absorbsiyon Ünitesi:

Genellikle bir parça halindedir. Büyük kapasitelerde 2 ve ya 3 parça halinde üretilebilir. Daha sessiz ve titreşimsiz çalışmaları sayesinde yapıların üst katlarında ve içinde bulunmasında sakınca yoktur. Yapıların dışında bulunan ünitelerdeki soğutucu akışkan ve küçük su hatlarının donma riski ve solüsyon pompasıyla solüsyonun kristalleşme riski vardır.

##### NH<sub>3</sub> Absorbsiyon Ünitesi:

Genellikle binaların dışına monte edilirler ve soğutucu akışkan ile solüsyonun donma gibi bir riski de yoktur. Sessiz ve titreşimsiz çalışma özelliği vardır.

#### 4.6 Kapasite Sınırları:

##### LiBr Absorbsiyon Ünitesi:

Fabrikasyon olarak LiBr üniteleri 4928 kW a kadar imal edilmiştir.

##### NH<sub>3</sub> Absorbsiyon Ünitesi:

Tam olarak bir limiti yoktur. Kayıtlara göre maximum kapasite olarak 22.123 kW olarak imal edilmiştir.

#### 4.7 Uygulamalar ve Sınırlar:

##### LiBr Absorbsiyon Ünitesi;

Maximum kapasiteyle çalışan LiBr ünitesi ile minimum 2,2 °C soğutucu akışkan sıcaklığına inilmiştir. Bu üniteler genellikle binaların klima sularını soğutmada kullanılır. Bunun yanında endüstriyel proseslerde havayı soğutmada, bira fabrikalarında bira mayasını soğutmada kullanılır.

Kullanılabilecek minimum ısı kaynağının sıcaklığı, absorber ve kondenserde kullanılan soğutucu akışkan sıcaklığına bağlıdır. Genellikle ısı kaynağı enaz 82,2 °C sıcaklığında olmalıdır. 121 °C üzerindeki ısı kaynakları için generatör ve ısıtıcı akışkan sirkülasyonu için özel önlemler alınabilir.

##### NH<sub>3</sub> Absorbsiyon Ünitesi:

Bu sistem için kullanılan en düşük evaporatör sıcaklığı -59,4 °C den daha düşüktür. Bunun yanında esnek yapıdadırlar. Değişik ve çeşitli uygulamalar için düşük sıcaklık limitlerine inilebildiği gibi ısı kaynağında yüksek sıcaklık sınırlaması da yoktur.

- Isı kaynağı olarak buhar kullanılarak -3 °C de gaz soğutmada
- Sıcak su ve buhar kullanılarak -30 ila -45 °C de proses soğutmada
- Birincil enerji olarak fuel-oil kullanılarak -45 °C de dondurma sektöründe kullanılır.

#### 4.8 Avantajları:

##### LiBr Absorbsiyon Ünitesi;

1. Bu üniteler düşük elektrik enerjisiyle çalışırlar.
2. Standart üniteleri özel uygulamalar için modifiye edilebilir.
3. İmalathanede monte edilmiş olup sahada çok küçük bir alan kaplarlar.
4. Soğutucu akışkan zehirli ya da çevreye zararlı değildir.
5. Üst katlarda ya da bina içinde bulunabilirler.
6. Düşük çalışma basınçları vardır.

### NH<sub>3</sub> Absorbsiyon Ünitesi:

1. Bu sistemler genel olarak özel sipariş üzerine dizayn edilirler. Bu yüzden geniş bir evaporatör çalışma sıcaklığı alanına sahiptirler.
2. Kombine sistemlerde soğutucu döngüye santrifuj kompresörde eklenebilir.
3. Hava ve su soğutmalı absorberler ve kondenserler için dizayn edilmişlerdir.
4. Nerdeyse tüm ısı kaynaklarıyla uyumlu çalışarak istenen evaporatör sıcaklığını elde ederler.
5. Evaporatör sıcaklığında bir sınırlamanın olmayışı ile sistem dizayn sıcaklıklarında daha yüksek performans katsayısı elde edilir.
6. Pozitif basınçlarda -33,3 °C evaporatör sıcaklığına sahiptirler.
7. Temizlenmesi kolaydır.
8. Bakım ve onarım tutarı mekanik sıkıştırılmalı sistemin yarısı kadardır.
9. Elektrik enerjisi ihtiyacı mekanik sıkıştırılmasının sadece % 5 i ya da 10 u kadardır.
10. Kolay kurulabilir ve tüm bina dışı tesislerde kurulabilir.

### **4.9 Dezavantajları:**

### LiBr Absorbsiyon Ünitesi:

1. Çoğunlukla yüksek vakumda çalışır. Bu yüzden iç ünitelere hava sızması sonucu korozyon oluşması söz konusudur.
2. En düşük evaporatör sıcaklığı 2,2 ° C dir.
3. Soğutucu akışkanın donma, sıvı-eriyik karışımın kristalizasyona karşı riski azdır.
4. Endüstriyel uygulamalarda hava soğutmalı olarak kullanılamazlar.
5. Solüsyonu pahalıdır.
6. Daha karmaşık bir kontrol ünitesi gerekmektedir.
7. Bakır ve bakır-nikel alaşımli ısı değitirgeci ve tüpleri gerekir ki buda pahalıdır.
8. Daha karmaşık bir temizleme sistemi vardır.
9. Korozyona karşı hassastır.

### **NH<sub>3</sub> Absorbsiyon Ünitesi:**

1. Montaj sırasında mühendislik ve büyük ölçüde işçilik gerektirmektedir.
2. Yüksek kapasitelerde ya da yüksek sıcaklık seviyelerinde daha büyük soğutma kulesi ve ısı dengeleyici gerektirir.
3. NH<sub>3</sub> yanıcı olduğundan bina içine montajı pek istenmez.

### **4.10 Bakım için Gerekenler:**

#### **LiBr Absorbsiyon Ünitesi:**

Çok gerektiren durumlar dışında solüsyonun sirküle olduğu kısma müdahale edilmemesi gerekir. Bu sayede korozyon riskinden ve sistem içine pislik girmesi riskinden kurtulmuş olunur. Genellikle bakım için şu kısımlar kontrol edilir: eşanjörün temizlik kontrolü, vana diyaframının kontrolü, solüsyon ve soğutucu akışkan kontrolü.

Bu bakım programına uyulduğu takdirde bu üniteler 16 yıl sorunsuz çalışabilirler. 25 yıl sonra dahi çalıştığı yerler vardır.

#### **NH<sub>3</sub> Absorbsiyon Ünitesi:**

Sistem dizaynına göre sistemin içinde sürekli pozitif basınç bulunmasından dolayı en ufak bir delik soğutucu akışkan kaybına neden olacaktır. Genel bakım işlemlerini; korozyonu önleyen inhibitörlerin konsantrasyonlarının kontrolü, temizleme, eşanjörün ve süzgeçlerin temizlik kontrolü, pompa kontrolü oluşturur.

NH<sub>3</sub> absorbsiyon ünitesinin bu bakım işlemleri sağlandığı takdirde servis ömrü rahatlıkla 50 seneye yaklaşır.

### **4.11 Maliyeti – Ağırlığı – Ölçüleri:**

#### **LiBr Absorbsiyon Ünitesi:**

1986 yılındaki araştırmalara göre standart tek kademe LiBr absorbsiyon ünitesinin tutarı 4224 kW kapasitedeki bir sistem için Kw başına 57 \$ olarak, 1408 kW kapasitedeki bir sistem için kW başına 81 \$ olarak hesaplanmıştır. Özel uygulamalar ve değişik yapıdaki sistemlerde bu rakamlar 3 ile 4 katına çıkabilmektedir.

Tek kademeli bir LiBr standart ünitenin ağırlığı 1408 kW kapasitesindeki sistem için kW başına 9 kg olarak saptanmıştır. 4224 kW kapasitesindeki sistem için kW başına 9,3 kg olarak saptanmıştır. Özel uygulamalarda bu ağırlık yine 2 katına çıkmaktadır. 4224 kW kapasitesindeki bir sistemin uzunluk/genişlik/yükseklik ölçüsü: 8/2/4 m dir. 1408 kW kapasitesindeki bir sistemin uzunluk/genişlik/yükseklik ölçüsü: 7/2/3 m dir

### **NH<sub>3</sub> Absorbsiyon Ünitesi:**

1986 yılındaki araştırmalara göre NH<sub>3</sub> absorbsiyon ünitesi 4224 kW kapasitede -10 ile -50 °C evaporatör sıcaklığı için kW başına 455 \$ ile 938 \$ olarak, 1408 kW kapasitede aynı evaporatör sıcaklıkları için kW başına 653 \$ ile 1136 \$ olarak saptanmıştır.

Bu rakamlara çelik konstrüksiyon, kurma, devreye alma ve montaj fiyatları dahil değildir. Yukardaki fiyatlara % 25 – 35 ekleme yapıldığı taktirde toplam rakama ulaşılabilir.

4224 kW kapasitesindeki sistem için uzunluk/genişlik/yükseklik ölçüleri aynı evaporatör sıcaklıkları için 11/13/12 ile 16/14/12 m

1408 kW kapasitesindeki sistem için uzunluk/genişlik/yükseklik ölçüleri aynı evaporatör sıcaklıkları için 8/11/10 ile 10/13/10 m olarak tespit edilmiştir.

### **4.12 Termal Performans ve Faydaları:**

### **LiBr Absorbsiyon Ünitesi;**

Kriterler:

- 1- Maximim kapasite çalışan tek kademeli LiBr absorbsiyon ünitesi
- 2- 3520 kW kapasitede
- 3- -12 °C de 150 lt/s soğutulmuş su debisinde (chilled water flow)
- 4- 227 lt/s soğutucu su debisinde (cooling water (coolant))
- 5- Solusyon ve soğutucu akışkan pompası 9 kW lık

		Soğutulmuş su sıcaklığı ( C )		
		10	7,2	4,4
COP	30 C coolant	0,713	0,69	
	24 C coolant	0,753	0,729	0,704
Min ısıtıcı akışkan sıcaklığı ( C )	30 C coolant	107,7	113	
	24 C coolant	94,4	100	106

### NH<sub>3</sub> Absorbsiyon Ünitesi:

Kriterler:

Tek kademe NH<sub>3</sub> absorbsiyon ünitesi

25 °C de soğutucu su debisinde (coolant)

3520 kW kapasitede

-10 ile -7,7 °C arası çalışan sistem için

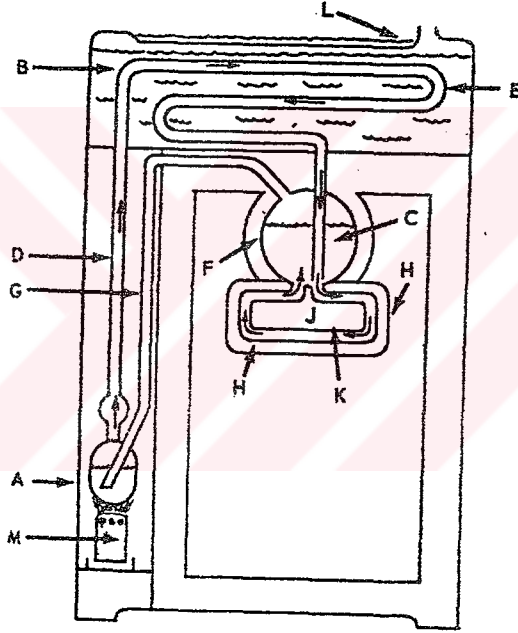
	Evaporator sıcaklığı ( C )		
	-10	-30	-50
COP	0,61 – 0,54	0,5 – 0,45	0,34 – 0,31
Min ısıtıcı akışkan sıcaklığı ( C )	110 - 130	140 - 160	174 – 196
Generator kapasitesi ( MW)	68,2 - 75	82 -92	120 – 133
Coolant miktarı ( lt/s)	227 - 296	252,4 – 334,5	340 - 435
Pompa Gücü (kW)	60 - 90	70 – 110	90 – 130
	Coolant sıcaklığının her 1,8 C değişmesinde oluşan % değişimi		
Isı girdisi	0,4 – 0,6	0,4 – 0,6	1,6 – 2,2
Coolant akışı	0,3	0,3	1,1 – 1,7
Pompa gücü	1 - 2	1 - 3	2 – 3
Isıtıcı akışkan sıcaklığı	2 – 2,5	2 – 2,5	2,5 – 3

## 5. PRENSİP AÇISINDAN SİSTEMİN ÇEŞİTLERİ

Absorbsiyonlu soğutmayı genel anlamda prensip açısından 2 ana sınıfa ayırabiliriz:

- 1- İntermittend sistem (Aralıklı Absorbsiyon Sistemi)
- 2- Continuous sistem (Devamlı Absorbsiyon Sistemi)

### 5.1 İntermittend Absorbsiyon Sistemin Prensipleri:



Şekil 5.1.1 İntermittend absorbsiyonlu sistem

Şekil 5.1.1 de görüleceği gibi  $\text{NH}_3$  ile su altında kerosene brülörü (M) bulunan generatörde (A) karışmış durumdadır. Brülör ısı üretmeye başlayınca  $\text{NH}_3$  buharlaşarak karışımdan ayrılır. Karışımdan ayrılan  $\text{NH}_3$  buharı bir boru (D) vasıtasıyla soğutucunun üzerinde bulunan içi su dolu tanka (B) daldırılmış olan coile (E) gelir.

Su soğutmasıyla  $\text{NH}_3$  buharı tekrar sıvı faza döner fakat bu sefer yüksek generatör basıncındadır. Sıvı  $\text{NH}_3$  depoya (C) gelir ve buradan generatöre (K) geçer. Evaporatörün çevresi tuzlu su (H) ile çevrilmiştir. Depo yalıtılmıştır. (F) Bunun nedeni soğutulan mekanla arayı yalıtımak ve aşırı soğumasını önlemektir. Bu proses kerosen bitipte brülör otomatik olarak durana kadar devam eder. Absorber oda sıcaklıklarına kadar soğutulabilirse  $\text{NH}_3$  daha düşük sıcaklıklara kadar soğutabilir çünkü sıcaklığın düşmesiyle  $\text{NH}_3$  gazının absorpsiyon oranı artacak bu basıncın düşmesine neden olacak, basıncın düşmesi ise daha düşük sıcaklıklarda  $\text{NH}_3$  ün evaporatörde kaynamasına neden olacaktır. Generatördeki (A) su, brülör devre dışı kaldıktan sonra çok kısa bir sürede oda sıcaklığına erişecektir. Soğuk suyun  $\text{NH}_3$  e karşı olan çekiminden dolayı evaporatörde buharlaşan  $\text{NH}_3$  (G) borusundan geçerek generatöre akar ve generatörde su tarafından absorbe edilir. Bu sayede evaporatöre daha düşük basınç sağlanır.

Başka türlü izah etmek gerekirse; brülörün ısısı kısa sürede  $\text{NH}_3$  ü generatörden soğutucu üniteye aktarır.  $\text{NH}_3$  evaporatörde buharlaşarak tekrar generatöre yavaşça geçer. Bu 24 ile 36 saat alır.

Superfex sistem ve trukold sistem, intermitten absorpsiyon sisteminin yapısındadır.

## 5.2 Continuous Absorpsiyon Sisteminin Prensipleri:

Sıvı soğuruculu sistem prosesinin bazı cazip karakteristikleri vardır.

- 1- Su normal işletme şartları altında  $\text{NH}_3$  ün büyük bir miktarını absorbe eder.
- 2- Su içinde absorbe edilen  $\text{NH}_3$  ısısının etkisiyle kolaylıkla sudan ayrılabilir.
- 3- Ayrıca  $\text{NH}_3$  ün yüksek buharlaşma gizli ısısının olması nedeniyle sıvı fazdan buhar fazına geçerken ısının büyük kısmını bünyesinde absorbe eder.

Servel absorpsiyon çevrimi bu prensiplere göre çalışan domestik amaçlı kullanılacak bir soğutma ünitesi olarak dizayn edilmiştir. Brülör alevini kumanda eden parçalarının dışında hareket eden herhangi bir parçası ya da vanası yoktur. Soğutucu akışkan  $\text{NH}_3$ , absorbent  $\text{H}_2\text{O}$  olarak kullanılır.  $\text{H}_2$ ,  $\text{NH}_3$  ün düşük basınçta buharlaşmasını sağlamak için kullanılır.



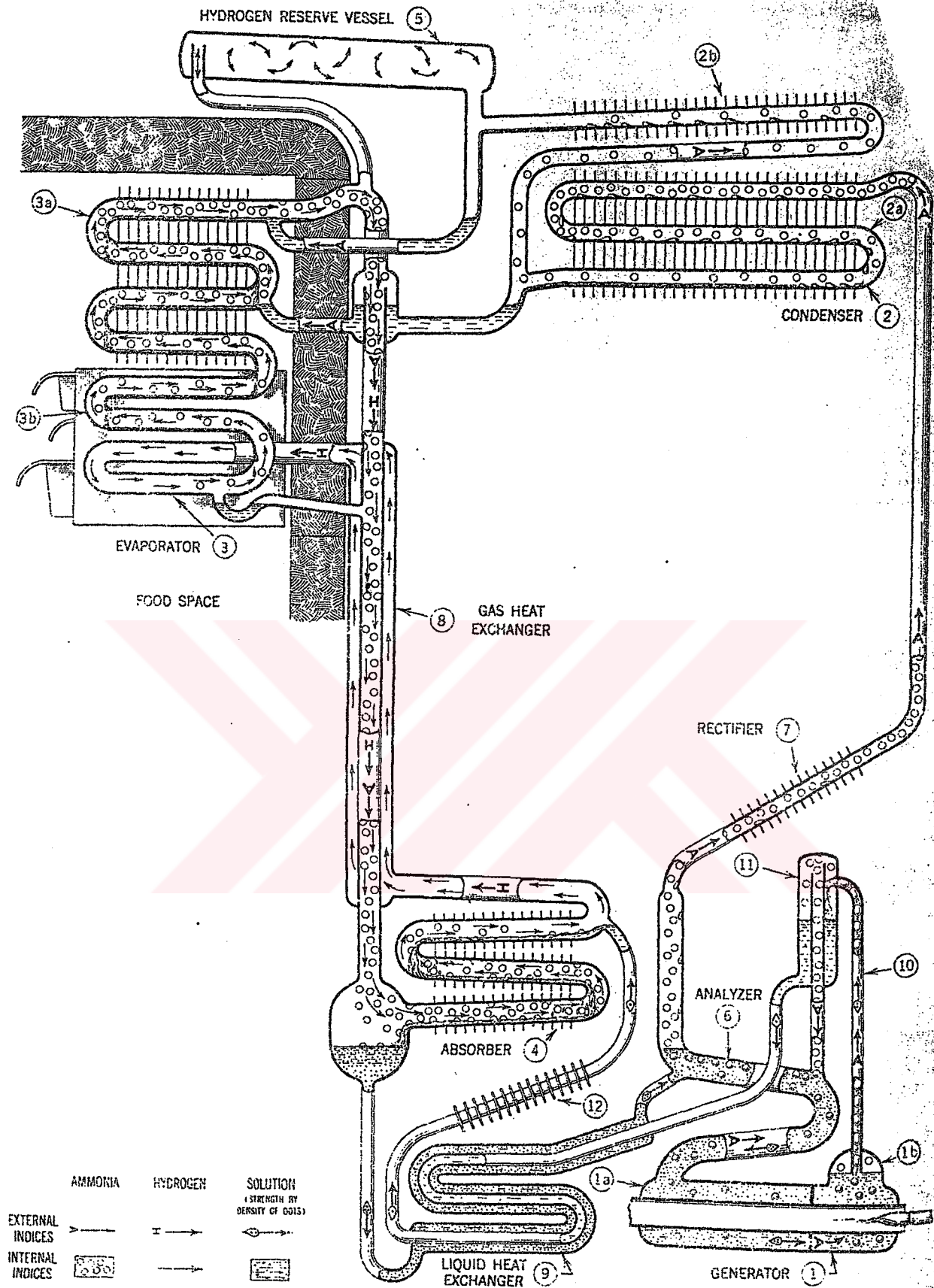


Fig. 17-3. Diagram of Serval absorption cycle. 1-1a and 1b, generator. 2-2a and 2b, condenser. 3-3a and 3b, evaporator. 4-Absorber. 5-Hydrogen reserve. 6-Analyzer. 7-Rectifier. 8-Gas heat exchanger. 9-Liquid heat exchanger. 10-Percolator tube. 11-Separator. 12-Precocler.

Şekil 5.2.1 Serval (continuous) absorpsiyonlu sistem

Şekil 5.2 de (A)  $\text{NH}_3$  ü H ise  $\text{H}_2$  yi temsil etmektedir.

Brülör (1) yandığında ve ısısı generatöre etki ettiğinde  $\text{NH}_3$  buharı solusyondan ayrılarak (1b) kısmından süzgeçli tüpe (10) doğru geçer.  $\text{NH}_3$  buharı bu tüpten yükselirken solüsyonuda beraberinde seperatöre (11) getirir. Sıvı solüsyonun büyük kısmı seperatörün dip kısmında toplanır ve absorbere doğru ısı değiştirgecinden (9) geçerek akar.  $\text{NH}_3$  buharı tüpün üst kısmında toplandıktan sonra analizöre (6) doğru geçer. Burada  $\text{NH}_3$  buharı  $\text{H}_2\text{O}$  buharından ayrılarak (7) doğrultucuya doğru yükselir.

Doğrultucu tüpü çevreleyen birçok kovandan oluşur. Eğer burada  $\text{NH}_3$  buharı hala su buharı içeriyorsa,  $\text{NH}_3$  buharı fakir  $\text{NH}_3$  buharı halini alır.

Isı bu noktada işini bitirmiştir. Akış sirkülasyonu tamamıyla doğal yerçekimi kuvvetiyle ve yoğunluk farkından olmaktadır. Fakir  $\text{NH}_3$  buharı kondensere doğru yol alır. (2) Kondenserin yüzeyinden geçen ortam havası  $\text{NH}_3$  buharının ısını alarak bir miktar buharı yoğunlaştırır. (2a) Yoğuşan  $\text{NH}_3$  yerçekimi ve yoğunluk farkı etkisiyle evaporatöre doğru akar. Yoğuşmayan bir miktar  $\text{NH}_3$  gazı (2b) ye doğru yükselerek burada yoğunlaşır.

Yoğuşan  $\text{NH}_3$  evaporatöre doğru akar (3a – 3b) Evaporatöre beslenen  $\text{H}_2$  gazı büyük kapasitelerde sıvı  $\text{NH}_3$  ü daha düşük sıcaklıklarda buharlaştırmak için kullanılır. Ne kadar çok  $\text{H}_2$  ne kadar az  $\text{NH}_3$  kullanılırsa okadar düşük sıcaklık elde edilir. Buharlaşan soğutucu akışkan  $\text{NH}_3$  ile  $\text{H}_2$  karıştığında oluşan karışım  $\text{H}_2$  den daha ağır olduğundan karışım aşağıya doğru ısı değiştirgecinden (8) geçerek absorbere (4) doğru ilerler. Bu sırada  $\text{H}_2$  ve  $\text{NH}_3$  buharı ısı değiştirgecinden geçerken dış borudan yükselen  $\text{H}_2$  yi soğuturlar.

Generatörü terk etmiş olan sıvı solüsyon absorberin alt kısmından üst kısmına doğru hareket eder. Burada evaporatörden gelen  $\text{H}_2$  gazı ve  $\text{NH}_3$  buharı ile karşılaşır. Fakir ve soğuk olan solüsyon burada  $\text{NH}_3$  buharını absorbe eder.  $\text{H}_2$  ise suda çözünmediğinden serbest kalır ve ısı değiştirgecinden geçerek evaporatöre yükselir.

Absorbsiyon ünitesi de kanatçıklardan oluşmuştur ve hava soğutmalıdır. Bu sayede  $\text{NH}_3$  buharı fakir karışım tarafından absorbe edilirken ortaya çıkan ısı dışarı atılmış olur ve sistemin devamlılığı sağlanır.

Bu sistemde aparatların tamamı kaynaklıdır. Eklenecek ya da çıkarılacak herhangi bir parçası yoktur. Bu özelliği sayesinde uzun ömürlüdür.

400 psig (100 F) 0 F lık bir sıcaklık elde etmek için 15,7 psig lik bir basınca ihtiyaç vardır.

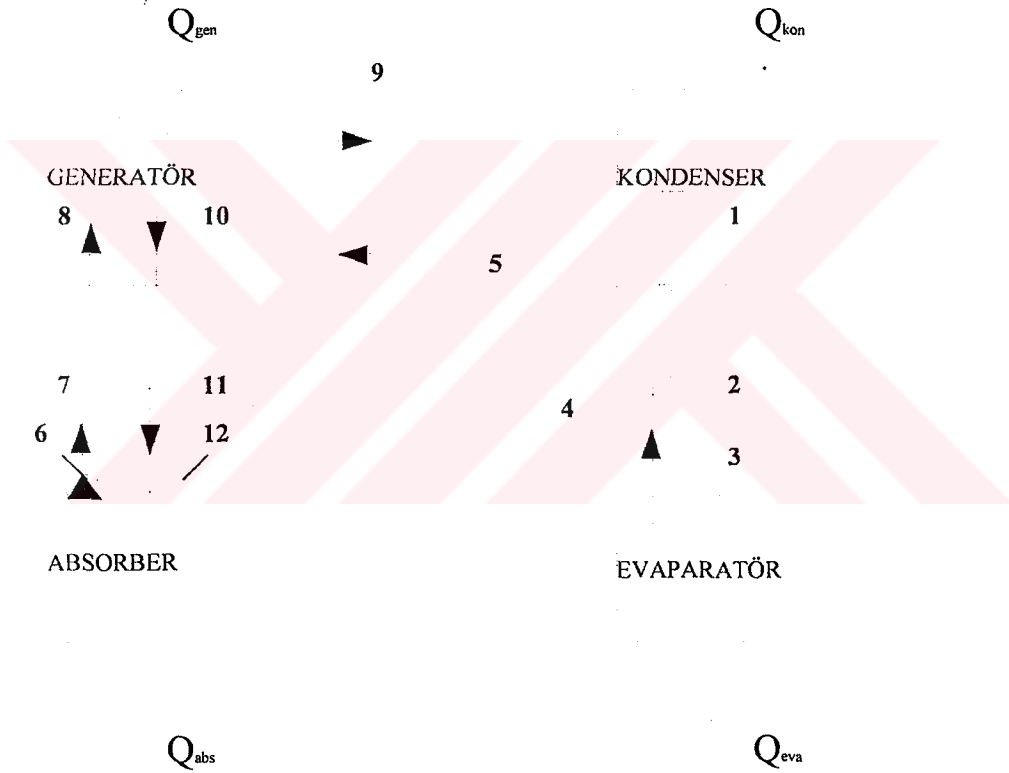
Servel sistem continuous absorbsiyon sistemin yapısındadır.

## 6. SİSTEM PERFORMANS KATSAYISINI ARTIRMAK İÇİN YAPILAN ÇALIŞMALAR

Sistemde kullanılacak çalışma çiftleri dışında bu güne kadar yapılan çalışmalar genel olarak:

1. Sistemin performans katsayısının yükseltilmesi
2. Generatör sıcaklığının artması

amaçlarına yöneliktir. Özellikle çevrim performans katsayısını artırmayı amaçlayan en önemli gelişme çevrimde kullanılan 2 ısı değiştirgecidir.



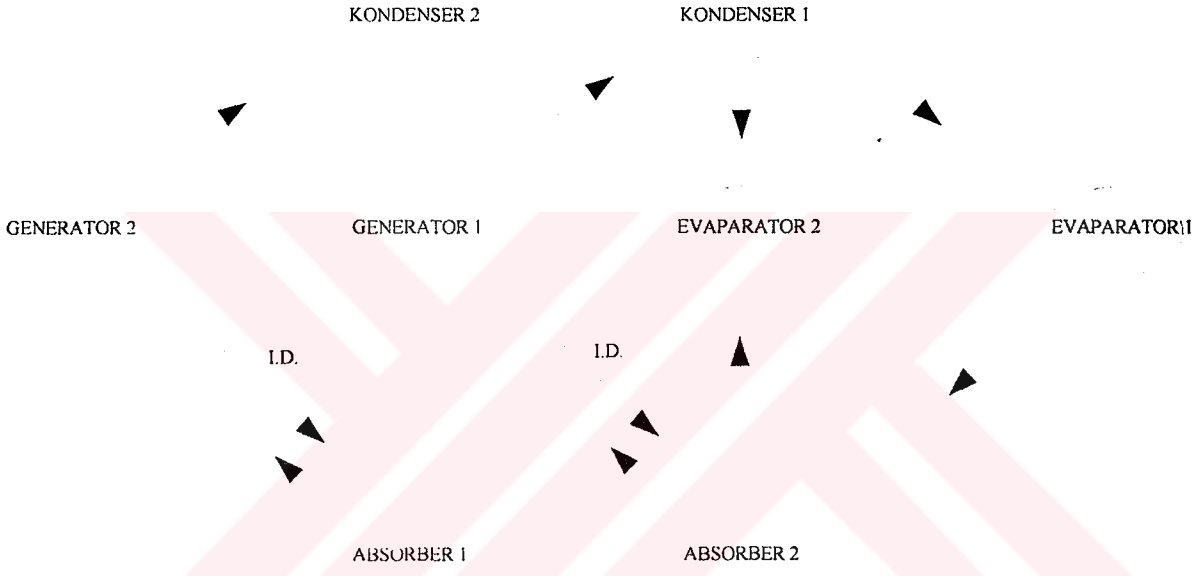
Şekil 6.1 Isı değiştirgeçli absorpsiyonlu soğutma sistemi şematik görünüm

Şekil 6.1 de görüldüğü gibi bu ısı değiştirgeçlerinin ilki kondenserden çıkan soğutucu akışkan ile evaporatörü terk eden soğutucu akışkan buharı arasında ısı transferi sağlayarak bir aşırı soğutucu görevi görmektedir. Generatör ile absorber arasına yerleştirilen ikinci ısı değiştirgeci ise çift yönlü etkisiyle absorbsiyonlu soğutma sisteminin yapısı içinde çok daha önemli bir yere sahiptir. Soğutucu akışkan – çözücü çiftinin birbirlerine karşı olan kimyasal çekicilikleri ve birbirleri içinde çözünme dereceleri bütün ikili karışımlarda olduğu gibi ortam sıcaklığı düştükçe artan bir eğilim göstermektedir. Bu yüzden absorberde fakir karışımın daha fazla soğutucu akışkan absorbe etmesi ve böylece belirli bir soğutma gücü veya soğutucu akışkan miktarı için sistemde dolaşması gereken zengin ve fakir karışım kütlelerinin, sistem boyutlarının ve maliyetinin küçülmesi absorber sıcaklığının dahada düşürülmesi ile gerçekteşir. Bunun yanında absorbsiyon olayı tamamen egzotermik bir reaksiyon olduğundan absorber sıcaklığını sabit dizayn şartlarında tutabilmek ve absorbsiyon olayının sürekliliğini temin edebilmek için absorberden ısı çekilmesi gerekir. Bu ısı miktarı generatörden dönen fakir karışımı absorber sıcaklık seviyesine düşürmek için gerekli ısı miktarıyla absorbsiyon olayı sırasında açığa çıkan ısı miktarının toplamıdır. Generatörde ise zengin karışım içinden soğutucu akışkan buharlaştırmak için gerekli ısı miktarı, soğuk zengin karışımı generatör dizayn sıcaklığına getirebilmek için gerekli ısı miktarıyla soğutucu akışkanın buharlaşması için gerekli ısı miktarının toplamıdır. Burada generatör ile absorber arasına yerleştirilen bir ısı değiştirgeci hem absorberden ayrılan soğuk zengin karışımı generatörden dönen sıcak fakir karışım ile ısıtarak generatörde daha az bir ısı ihtiyacı sağlamakta hem de generatörden absorbere dönen fakir karışımı soğutarak absorberden çekilmesi gereken ısı miktarını azaltmaktadır. Generatörde sisteme verilmesi gereken ısı miktarının azalması, absorberde çekilmesi gereken ısı miktarının azalması bu eşanjör sayesinde olmakta ve bu da sistem yatırım maliyetlerinin düşmesini sağlamaktadır.

## 7. TASARIM AÇISINDAN SİSTEMİN ÇEŞİTLERİ

Gerek yatırım masraflarını azaltmak, gerek yüksek performans elde edebilmek için değişik taleplere karşılık verebilecek çeşitli tasarımlar yapılmıştır. Bu tasarımlar için geliştirilen sistemler iki ana başlıkta toplanabilir.

### 7.1 Müşterek Sistemler



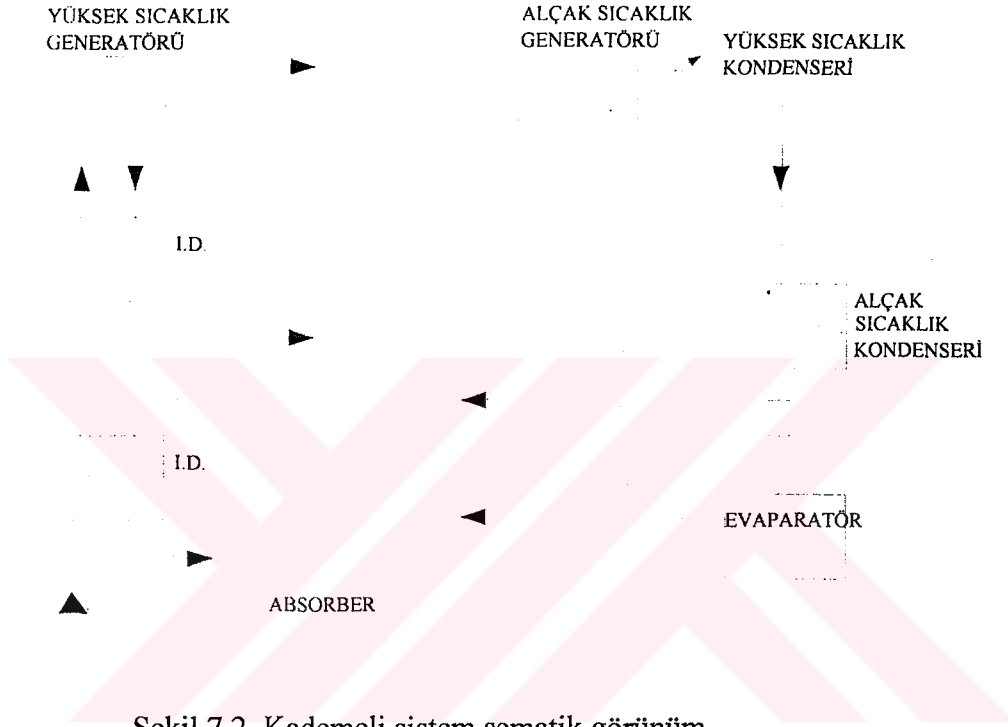
Şekil 7.1 Müşterek sistem şematik görünüm

Şekil 7.1 den de görüldüğü gibi bu tarz sistemlerde 2 ayrı çevrim birlikte çalışmaktadır. 1. sistemin absorberinden ve kondenserinden gelen ısı 2. sistemin evaporatörüne atılır. Bu arada 2. sistemin kondenserinden gelen ısı 1. sistemin generatoründe kullanılır ve soğutma olayını 1. sistemin evaporatörü gerçekleştirir.

Müşterek çalışmada 2. sistemin absorber sıcaklığı oldukça yükseltilmiş olduğundan absorberden gerekli ısıyı çekmek için kullanılacak soğutucu ortam olarak soğutma suyu yerine çevre havası kullanılabilmesi sağlanmış ve bir soğutma kulesi masrafı elemine edilmiştir. Buna rağmen sistemin performans katsayısı kendisini oluşturan sistemlerin

ayrı ayrı performans katsayılarından küçüktür. Bunun nedeni 2. sistemin evaporatöründe sağlanan soğukluk etkisinin 1. sistemin kondenser ve absorberinde kullanılmış olmasındandır.

## 7.2 KADEMELİ SİSTEMLER



Bu sistemlerde yüksek sıcaklık generatöründen aldığı soğutucu akışkan buharını alçak sıcaklık generatöründeki fakir karışımdan ilave soğutucu akışkanı buharlaştırmak için kullanılır. Eğer yüksek sıcaklık generatöründen gelen bütün soğutucu akışkan buharı yüksek sıcaklık kondenserinde yoğuşursa sistemin performans katsayısı aynı şartlarda çalışan tek etkili sistemin performans katsayısının 2 katı olur. Kondenserdeki soğutma suyu da evaporatörde aynı miktarda soğukluk etkisi yaratacak tek etkili sisteme göre yarı yarıya azalır. Ancak yüksek sıcaklık generatörü için gerekli sıcaklık seviyesinin aynı evaporatör, kondenser, absorber sıcaklıklarında çalışacak tek etkili sistemin generatöründe gerekli olan sıcaklıktan yaklaşık % 100 fazladır. Bu da diğer avantajları bir nevi ortadan kaldıracak niteliktedir.

## 8. SİSTEMİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

### 8.1 Teorik Performans Katsayısı:

Çalışma prensibi ve genel yapısı yukarıda izah edilen absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans katsayısı en genel halde, gerçekte generatörde sisteme eklenen ısı enerjisi yanında çok küçük mertebelerde olan pompalama işi ihmal edilerek aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$C.O.P. = \frac{\text{Evaporatördeki soğutma etkisi}}{\text{Generatörde sisteme eklenen ısı}} = \frac{Q_{eva}}{Q_{gen}}$$

Teorik performans katsayısını sistemin sıcaklık seviyelerinin fonksiyonu olarak ifade etmek istersek; termodinamiğin 1. ve 2. kanunlarından hareket edilebilir.

1. Kanundan;

$$dQ = du + dw \quad (1)$$

2. Kanundan;

$$dS = \frac{dQ_i}{T_i} + \frac{K_w}{T_o} \quad (2)$$

*Kapalı çevrime göre çalışan sistemlerde;*

$$du = ds = 0 \cdot \text{dir.}$$

$$w_p = 0 \cdot (\text{Pompa işi ihmal edilirse})$$

$$Q_{ev} + Q_{ge} + Q_{co} + Q_{ah} = 0 \quad (3)$$

*Termodinamiğin 2. kanununa göre ise;*

$$\frac{Q_{ev}}{T_{ev}} + \frac{Q_{ge}}{T_{ge}} + \frac{Q_{co}}{T_{co}} + \frac{Q_{ab}}{T_{ab}} + \frac{K_w}{T_o} = 0 \quad (4)$$

eşitlikleri yazılabilir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemi; bir ısı makinasıyla, bir mekanik sıkıştırımlı soğutma sisteminin birleşimi olarak düşünülebilir. Kondenser ve evaporatördeki tersinir işlemler için kondenserdeki entropi azalması evaporatördeki entropi artımına eşit olacaktır. Bu ise;

$$\frac{Q_{ev}}{T_{ev}} = \frac{Q_{co}}{T_{co}} \quad (5)$$

şeklinde ifade edilebilir.

İdeal bir çevrim için kayıp işin 0 olduğu düşünülürse;

$$K_w = 0 \quad (4) \text{ ve } (5) \text{ den}$$

$$\frac{Q_{ge}}{T_{ge}} = \frac{Q_{ab}}{T_{ab}} \quad (6)$$

## 8.2 Tersinir Absorbsiyonlu Soğutma Çevriminin Soğutma Tesir Katsayısı:

$$C.O.P. = \frac{Q_{eva}}{Q_{gen}} \quad (7)$$

olduğunu söylemiştik.

$K_w = 0$  olduğu düşünülerek, (3) ve (4) eşitlikleri düzenlenirse;

$$1 + \frac{Q_{ev}}{Q_{ge}} + \frac{Q_{co}}{Q_{ge}} + \frac{Q_{ab}}{Q_{ge}} = 0 \quad (8)$$

$$1 + \frac{Q_{ev}T_{ge}}{Q_{ge}T_{ev}} + \frac{Q_{co}T_{ge}}{Q_{ge}T_{co}} + \frac{Q_{ab}T_{ge}}{Q_{ge}T_{ab}} = 0 \quad (9)$$

(5), (6), (8), (9) eşitliklerinden gerekli işlemler yapıp (7) de yerine konulursa;

$$C.O.P. = \frac{T_{ev}(T_{ge} - T_{ab})}{T_{ge}(T_{co} - T_{ev})} \quad (10)$$

elde edilir.



10 numaralı denklemden anlaşılacağı üzere ideal absorpsiyonlu soğutma çevriminde sistem etkinliği dört temel çalışma sıcaklığına bağlı olup, çevre şartlarından bağımsızdır. Carnot soğutma ve güç çevrimlerinin verimlilik ifadeleri hatırlanırsa absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans katsayısı şöyle ifade edilebilir. "belirli komponentlere sahip absorpsiyonlu bir soğutma sisteminden elde edilebilecek maksimum performans katsayısı aynı evaporatör ve çevre sıcaklıkları arasında çalışan bir carnot soğutma çevriminin performans katsayısı ile yine aynı generatör ve çevre sıcaklıkları arasında çalışan bir carnot güç çevriminin veriminin çarpımına eşittir.

Bu sonuç absorpsiyonlu soğutma sisteminin mekanik sıkıştırımlı soğutma çevrimine nazaran evaporatörde aynı miktar soğutma temini için daha fazla enerji girdisine ve işletme maliyetine ihtiyacı olduğunu gösterir.

Absorpsiyonlu sistemin mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemi karşısındaki bu düşük performans katsayısı sistemin mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemi karşısındaki önemini kaybetmesine neden olmuştur. Ancak iki sistemin mukayesesinde gözden kaçırılmaması gereken bir hususta sistemlerin ihtiyacı olan enerji miktarlarıdır. Mekanik sıkıştırımlı sistemi tahrik için kompresöre mekanik iş vermek zorunluluğu varken absorpsiyonlu soğutma sisteminin tahriki için giren enerjinin hemen hemen tamamı generatörde ısı enerjisi olarak verilir. Bu enerjinin ise atık ısılardan temini şansı sisteme özellikle son yıllarda tekrar çekicilik kazandırmıştır.

### **8.3 Sistemin Performans Katsayısını Etkileyen Faktörler:**

Absorpsiyonlu soğutma çevriminin teorik maksimum performans katsayısı için çıkarılan ifade sadece sistem çalışma sıcaklıklarına bağlıdır ve sistemde kullanılan soğutucu akışkan – çözücü çiftinin özelliklerine bağlı değildir. Gerçek performans katsayısı ise sistem dizayn sıcaklıkları yanında sistemde kullanılan çiftin özelliklerine de bağlı olacaktır.

Sistem içinde beraber kullanılacak akışkanların oluşturduğu çiftin uyması gereken ana şartlar aşağıdaki gibi verilebilir.

1. Absorberde arzu edilen basınç ve sıcaklık seviyelerinde çözünürlükleri yüksek olmalı.
2. Absorpsiyon olayı çabuk olmalı, zengin karışım gerçek konsantrasyonu hızlıca denge değerine yaklaşmalıdır.

3. Saf soğutucu akışkan generatörde zengin karışımdan kolayca elde edilebilmelidir. Soğutucu akışkan ve çözücünün buharlaşma sıcaklıkları arasındaki fark mümkün olduğunca büyük olmalıdır.
4. Çözücü akışkan sistemdeki basınç ve sıcaklık seviyelerinde buharlaşmamalıdır.
5. Kullanılan çift sistem sıcaklık ve basınç değerlerinde katı faza geçmemelidir.

#### 8.4 Sistemdeki Termodinamik Eşitlikler:

Daha önce çıkardığımız teorik maksimum performans katsayısı için belirtilen ifadelerin sadece sistem çalışma sıcaklıklarına bağlı olduğunu ve gerçek performans katsayısının ise sistemde kullanılan çiftin özelliklerine de bağlı olduğunu belirtmiştik. Böyle bir ifadeyi, komponentlerdeki ısı ve kütle eşitliklerini kullanarak yazabiliriz.

Şekil 4 de belirtilen referans noktalarına göre şu eşitlikleri yazabiliriz:

$$m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m_5 = m_9 \quad (11)$$

$$m_6 = m_7 = m_8 \quad (12)$$

$$m_{10} = m_{11} = m_{12} \quad (13)$$

$$m_6 = m_5 + m_{12} \quad (14)$$

$$m_8 = m_{10} + m_9 \quad (15)$$

$$Q_{co} = m_9 (h_9 - h_1) \quad (16)$$

$$Q_{ev} = m_9 (h_4 - h_3) \quad (17)$$

$$Q_{gc} = m_9 h_9 + m_{10} h_{10} - m_8 h_8 \quad (18)$$

$$Q_{ab} = m_{10} h_{12} + m_9 h_5 - m_8 h_6 \quad (19)$$

f : dolaşım oranı olarak tanımlanırsa;

$$f = m_8 / m_9 \quad (20)$$

veya

$$f = x_{gc} / x_{ab} = x_z / (x_z - x_f) \quad (21)$$

Bu eşitlikler sonucu ;

$$\text{COP} = \frac{h_4 - h_3}{h_9 + f(h_{10} - h_8) - h_{10}} \quad (22)$$

Olduğu ortaya çıkar.

Dikkat edilirse bu son eşitlik sistem çalışma basınç ve sıcaklıklarının belirlediği akışkan fiziksel özelliklerine bağlıdır. Sistemde kullanılan soğutucu akışkan çözücü çifti ve dizayn sıcaklıkları sistem performans katsayısına etki eder. (  $h_4 - h_3$  ) değerinin artmasıyla ( gizli buharlaşma ısısı ) COP artar.  $f$  değerinin artmasıyla COP azalır. Bu sebeple  $f$  değeri iyi tespit edilmelidir.



## 9. NH<sub>3</sub> - H<sub>2</sub>O ABSORBSİYON SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIM DEĞERLERİ

### 9.1 Optimal Generator Sıcaklığı:

Bilindiği üzere generator sıcaklığı sistem COP sine etki etmektedir ve öyle bir generator sıcaklığı vardır ki sistem COP sinin maximum olduğu yerdeki bu generator sıcaklığına optimal generator sıcaklığı denir.

Optimal generator sıcaklığını yakalamak için sistem dizayn parametrelerinde ve ısı işletme şartlarında bulunan generatör sıcaklığı üzerinde oynamalar yapmak gerekir. Bu bölümde tek kademe bir NH<sub>3</sub> - H<sub>2</sub>O Absorbsiyonlu soğutma sisteminde optimal generator sıcaklığını sağlama çalışmaları yapılacaktır.

Daha önceki kısımlarda bahsedildiği üzere termodinamik yasalarına göre şu sonuçları çıkarabiliriz:

1. Absorbsiyon ve ya kondenzasyon sıcaklığı artarsa COP düşer.
2. Evaporator sıcaklığı düşerse COP düşer.
3. Termodinamik tersinmezliklerin artması her zaman COP yi düşürür.
4. Generator sıcaklığına göre COP çeşitlilik gösterir. Optimal bir sıcaklık bulunduğunda ise ki bu optimal generator sıcaklığıdır, COP maximum olur.

Bu çalışmada tasarlanacak olan numunenin maximum performans şartlarında çalışmasını sağlamak için bahsettiğimiz optimum generator sıcaklığının hesaplanması gerekir. Tasarlanan sistem için seçilen kriterler aşağıda belirtilmiştir.

Dış Ortam Sıcaklığı	: $T_o = 35 \text{ C}$
Soğutulacak Ortam Sıcaklığı	: $T = 22 \text{ C}$
Evaporator Sıcaklığı	: $T = 14 \text{ C}$
Kondenser Sıcaklığı	: $T = 42 \text{ C}$
Ortamdan Çekilecek Isı	: $Q = 2.000 \text{ kcal/h}$

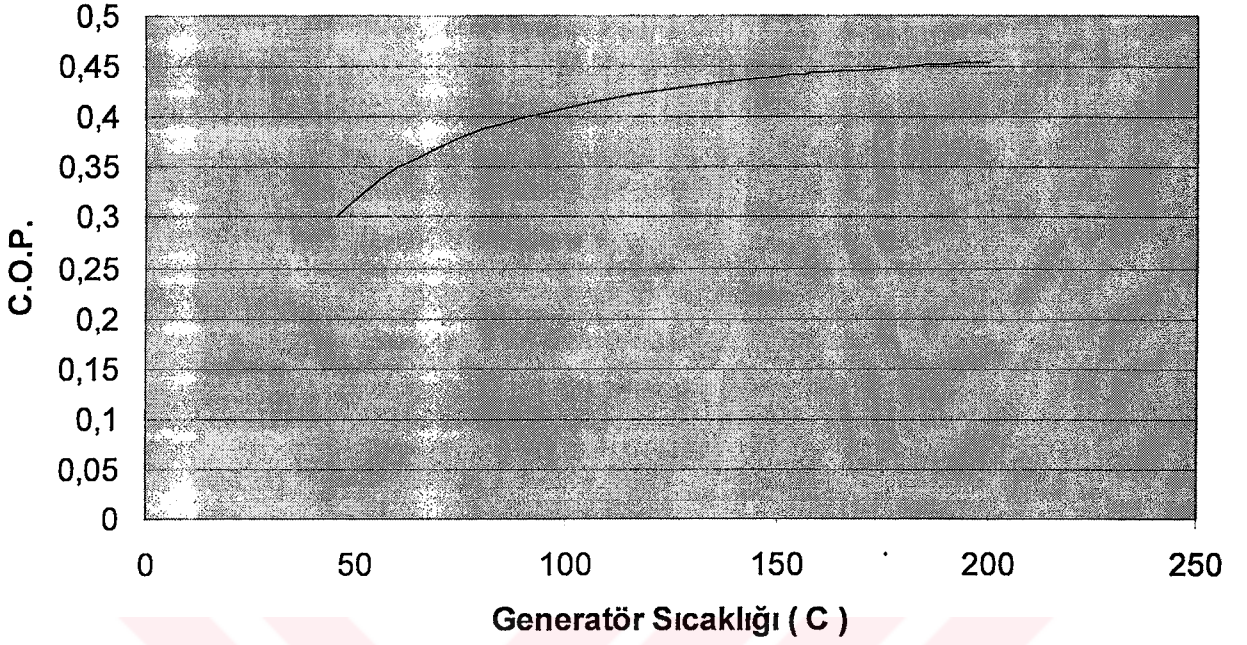
Bu kriterler göz önünde bulundurularak daha önceden çıkardığımız COP formülüne göre optimum generator sıcaklığını hesaplama şansımız vardır.

Bu hesapları Tablo 9.1.1 de görebilirsiniz.

Çizelge 9.1 Optimum generator sıcaklığı.

OPTİMUM GENERATÖR SICAKLIĞI İÇİN HESAP TABLOSU				
Tgen	Tev	Tab	Tco	COP
45	14	18	42	0,3
55	14	18	42	0,336363636
65	14	18	42	0,361538462
75	14	18	42	0,38
85	14	18	42	0,394117647
95	14	18	42	0,405263158
105	14	18	42	0,414285714
115	14	18	42	0,42173913
125	14	18	42	0,428
135	14	18	42	0,433333333
145	14	18	42	0,437931034
155	14	18	42	0,441935484
160	14	18	42	0,44375
165	14	18	42	0,445454545
170	14	18	42	0,447058824
175	14	18	42	0,448571429
180	14	18	42	0,45
185	14	18	42	0,451351351
190	14	18	42	0,452631579
195	14	18	42	0,453846154
200	14	18	42	0,455

Çizelge 9.1 deki değerleri şekil 9.1 de incelersek generator sıcaklığı (ısı kaynak sıcaklığı ) arttıkça sistem performans değerinin arttığı görülmektedir. Fakat generator sıcaklığında öyle bir noktaya gelindiğinde sistem performans değerindeki artışın yavaşladığını ve fayda sağlamadığını görürüz. Bu bilgide bize optimum generator sıcaklığını bulma kolaylığı sağlar.



Şekil 9.1 Optimum generator sıcaklığı

## 9.2 Optimal Absorbsiyon Sıcaklığı:

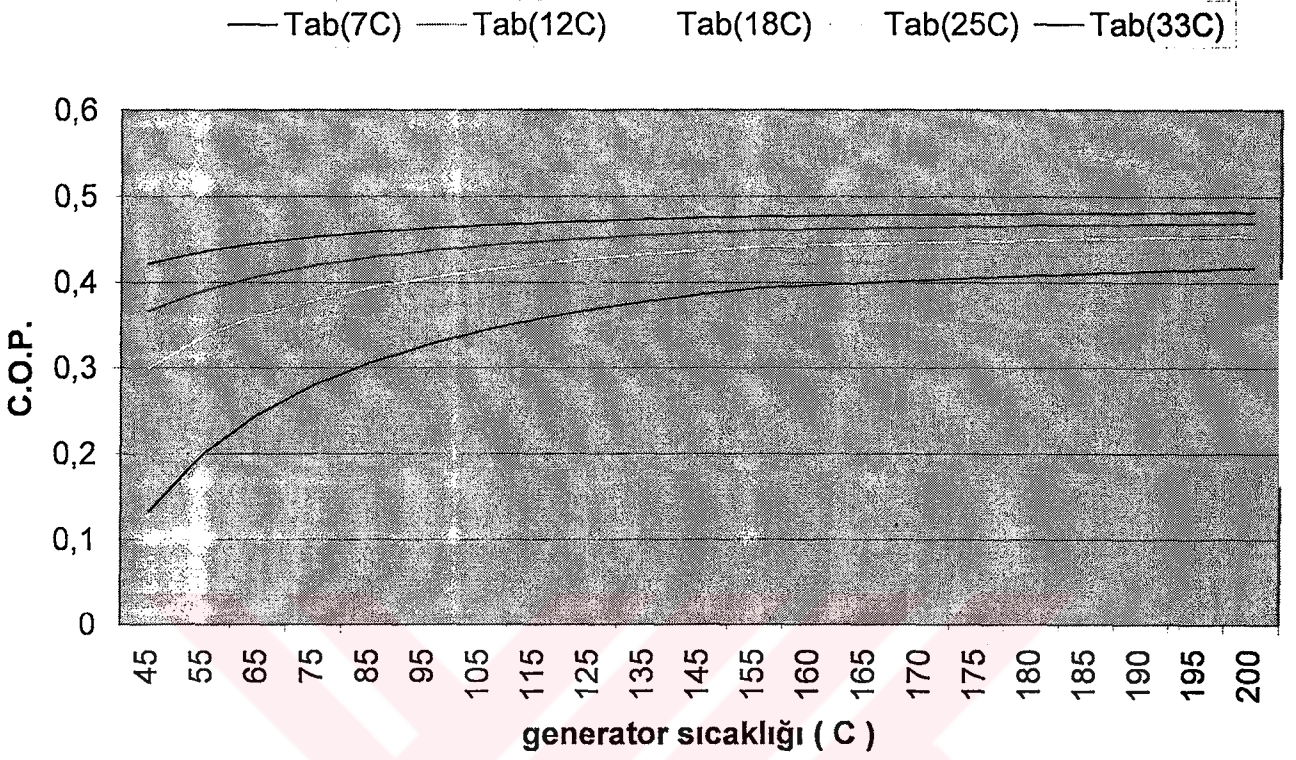
Sistem performansını etkileyen faktörlerden biride absorber sıcaklığı olduğuna göre belirtilen kriterler göz önüne alınarak farklı değerlerdeki generator sıcaklıklarına göre sistem performansını en üst seviyede tutan absorber sıcaklığı optimal absorber sıcaklığı olarak hesaplanabilir.

Böyle bir hesaplama Çizelge 9.2 de verilmiştir.

Çizelge 9.2 Optimum absorbsiyon sıcaklığı

OPTİMUM ABSORBSİYON SICAKLIĞI

Tgen	Tev	Tab(7)	Tab(12)	Tab(18)	Tab(25)	Tab(33)	Tco	COP(12)	COP(7)	COP(18)	COP(25)	COP(33)
45	14	7	12	18	25	33	42	0,37	0,42	0,30	0,22	0,13
55	14	7	12	18	25	33	42	0,39	0,44	0,34	0,27	0,20
65	14	7	12	18	25	33	42	0,41	0,45	0,36	0,31	0,25
75	14	7	12	18	25	33	42	0,42	0,45	0,38	0,33	0,28
85	14	7	12	18	25	33	42	0,43	0,46	0,39	0,35	0,31
95	14	7	12	18	25	33	42	0,44	0,46	0,41	0,37	0,33
105	14	7	12	18	25	33	42	0,44	0,47	0,41	0,38	0,34
115	14	7	12	18	25	33	42	0,45	0,47	0,42	0,39	0,36
125	14	7	12	18	25	33	42	0,45	0,47	0,43	0,40	0,37
135	14	7	12	18	25	33	42	0,46	0,47	0,43	0,41	0,38
145	14	7	12	18	25	33	42	0,46	0,48	0,44	0,41	0,39
155	14	7	12	18	25	33	42	0,46	0,48	0,44	0,42	0,39
160	14	7	12	18	25	33	42	0,46	0,48	0,44	0,42	0,40
165	14	7	12	18	25	33	42	0,46	0,48	0,45	0,42	0,40
170	14	7	12	18	25	33	42	0,46	0,48	0,45	0,43	0,40
175	14	7	12	18	25	33	42	0,47	0,48	0,45	0,43	0,41
180	14	7	12	18	25	33	42	0,47	0,48	0,45	0,43	0,41
185	14	7	12	18	25	33	42	0,47	0,48	0,45	0,43	0,41
190	14	7	12	18	25	33	42	0,47	0,48	0,45	0,43	0,41
195	14	7	12	18	25	33	42	0,47	0,48	0,45	0,44	0,42
200	14	7	12	18	25	33	42	0,47	0,48	0,46	0,44	0,42

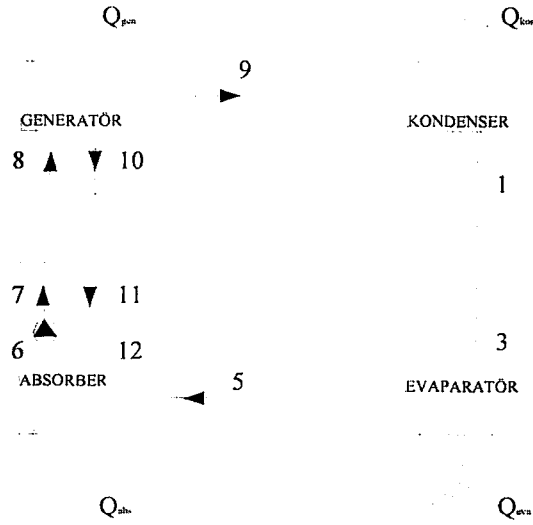


Şekil 9.2 Optimum absorpsiyon sıcaklığı.

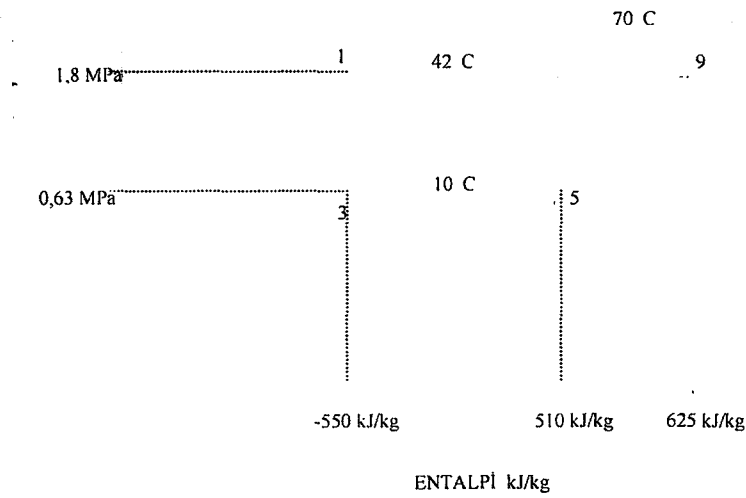
Şekil 9.2 den anlaşabileceği gibi düşük generator sıcaklıklarında absorber sıcaklığının seçimi sistem performansını yüksek generator sıcaklığındaki absorber sıcaklığı seçiminden fazla etkilemektedir. Absorber sıcaklığının düşmesinin sistem performansını artırdığını daha önce zaten belirtmiştik.



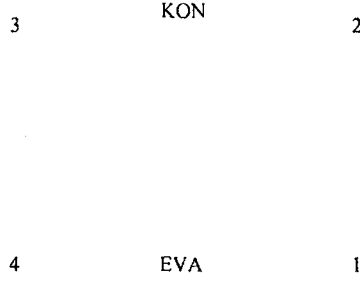
### 9.3 Tasarlanan Sistem İçin COP Hesaplanması:



Şekil 9.3 Tasarlanan sistem şematik görünüm



Şekil 9.4 Tasarlanan sistem p-h diyagramı şematik görünümü



Şekil 9.5 Mekanik sistem şematik görünüm

Şekil 9.3 de tasarlanan sistem için şematik görünüm ve referans noktaları belirtilmiştir. Bu tasarımda kondenser ve evaporatör arasındaki eşanjör iptal edilmiş bu yüzden 2 ve 4 numaralı referans noktaları gösterilmemiştir.

Şekil 9.4 de tasarlanan sistemin operasyon şartlarına göre p-h diyagramının şematik görünümü bulunmaktadır.

Bu durumda sistemin operasyon şartları şu şekilde olacaktır.

$T_1 = 42 \text{ C}$	$h_1 = -131,39 \text{ kcal/kg}$
$T_3 = 10 \text{ C}$	$h_3 = -131,39 \text{ kcal/kg}$
$T_5 = 10 \text{ C}$	$h_5 = 121,835 \text{ kcal/kg}$
$T_6 = 30 \text{ C}$	$h_6 = 65,35 \text{ kcal/kg}$
$T_7 = 30 \text{ C}$	$h_7 = 65,35 \text{ kcal/kg}$
$T_8 = 50 \text{ C}$	$h_8 = 88 \text{ kcal/kg}$
$T_9 = 70 \text{ C}$	$h_9 = 149,31 \text{ kcal/kg}$
$T_{10} = 70 \text{ C}$	$h_{10} = 86,46 \text{ kcal/kg}$
$T_{11} = 55 \text{ C}$	$h_{11} = 72,53 \text{ kcal/kg}$
$T_{12} = 55 \text{ C}$	$h_{12} = 72,53 \text{ kcal/kg}$

Belirtilen referans noktalarına göre sistem COP si ve absorberden çekilmesi gereken ısı miktarı aşağıda belirtilmiştir.

$T_9 = 70 \text{ C}$  için

NH3 Cp değeri;	$T_8 = 50 \text{ C}$
$C_{pNH3} = 36,9543211 \text{ kJ/kmolK}$	$T_9 = 70 \text{ C}$

$$T = \begin{array}{ll} 3,69543211 & \text{kJ/kgK} \\ 0,88280748 & \text{kcal/kgK} \\ 333 & \text{K} \end{array}$$

$$T_{10} = 70 \quad \text{C}$$

### KÜTLE DENGESİ

$$f = x_{ge}/x_{ab} \quad \begin{array}{ll} x_{ge} = & 0,7 \\ x_{ab} = & 0,35 \end{array}$$

$$f = 2$$

$$f = m_8/m_9 = (m_9+m_{10})/m_9$$

$$\begin{array}{ll} m_{10} = & 7,89811321 \quad \text{kg/h} \\ m_9 = & 7,89811321 \quad \text{kg/h} \\ m_8 = & 15,7962264 \quad \text{kg/h} \\ m_{10}/m_9 = & 1 \end{array}$$

### EVAPARATÖR

$$\begin{array}{ll} Q_{ev} = & 2000 \quad \text{kcal/h} \\ h_5 = & 121,834687 \quad \text{kcal/h} \\ h_3 = & -131,390349 \quad \text{kcal/h} \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} Q_{ev} = & m_3 \cdot (h_5 - h_3) \\ m_3 = & 7,89811321 \quad \text{kg/h} \end{array}$$

### GENERATOR

$$\begin{array}{ll} h_8 = & 88 \quad \text{kcal/kg} \\ h_{10} = & 86,46 \quad \text{kcal/kg} \end{array}$$

$$m_8 \cdot h_8 + Q_{rad} = m_9 \cdot h_{fgNH_3} + m_9 \cdot T \cdot C_{pNH_3} + m_{10} \cdot h_{10}$$

$$\begin{array}{ll} Q_{rad} = & 1416,73314 \quad \text{kcal/h} \\ h_{fgNH_3} = & 251,26 \quad \text{kcal/kg} \\ m_{rad} = & 141,673314 \quad \text{kg/h} \\ m_{rad} = & 0,0393537 \quad \text{kg/s} \end{array}$$

### ABSORBER

$$m_5 \cdot h_5 + Q_{pef} + m_{12} \cdot h_{12} = m_6 \cdot h_6$$

$$m_6 = m_5 + m_{12}$$

$$m_6 = 15,7962264 \quad \text{kg/h}$$

$$h_{12} = 72,53 \quad \text{kcal/kg}$$

$$h_6 = 65,35 \quad \text{kcal/kg}$$

$$Q_{pef} = -502,830906 \quad \text{kcal/h}$$

$$COP = 3,97748026$$

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde  $Q_{ab} = Q_{pe}$  dir çünkü absorberde çekilmesi gereken ısı peltier effect tarafından absorbe edileceği düşünülmüştür.

Mekanik sıkıştırırmalı sistemle kıyaslandığında absorbsiyonlu soğutma sisteminin COP si daha yüksek çıkmaktadır. Bu işletme maliyetleri açısından karşılaştırıldığında büyük kapasitelerde absorbsiyonlu soğutma sistemi yatırımcıya cazip gelmektedir.

Bu oranlar aşağıdaki tablolarda hesaplanmış ve grafikte gösterilmiştir.

Çizelge 9.3 Mekanik sıkıştırırmalı sistem kapasite artışına göre kompresör gücü artışı

#### MEKANİK SIKIŞTIRMA

Qev	Tev	Tkon	Palt	Püst	h1	h2	h3	h4	MNH <sub>3</sub>	Wc	COP
kcal/h	C	C	bar	bar	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg	Kg	kcal/h	
2.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	7,9	514,7	3,88591
10.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	39,5	2.573,4	3,88591
20.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	79,0	5.146,8	3,88591
50.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	197,5	12.867,0	3,88591
100.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	394,9	25.734,0	3,88591
200.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	789,8	51.468,1	3,88591
300.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	1.184,7	77.202,1	3,88591
400.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	1.579,6	102.936,1	3,88591
500.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	1.974,5	128.670,2	3,88591
600.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	2.369,4	154.404,2	3,88591
700.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	2.764,3	180.138,2	3,88591
800.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	3.159,2	205.872,2	3,88591
900.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	3.554,2	231.606,3	3,88591
1.000.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	3.949,1	257.340,3	3,88591
2.000.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	7.898,1	514.680,6	3,88591
3.000.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	11.847,2	772.020,9	3,88591
5.000.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	19.745,3	1.286.701,6	3,88591
7.000.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	27.643,4	1.801.382,2	3,88591
10.000.000	14	42	6,3	18	121,835	187,0	-131,39	-131,39	39.490,6	2.573.403,1	3,88591

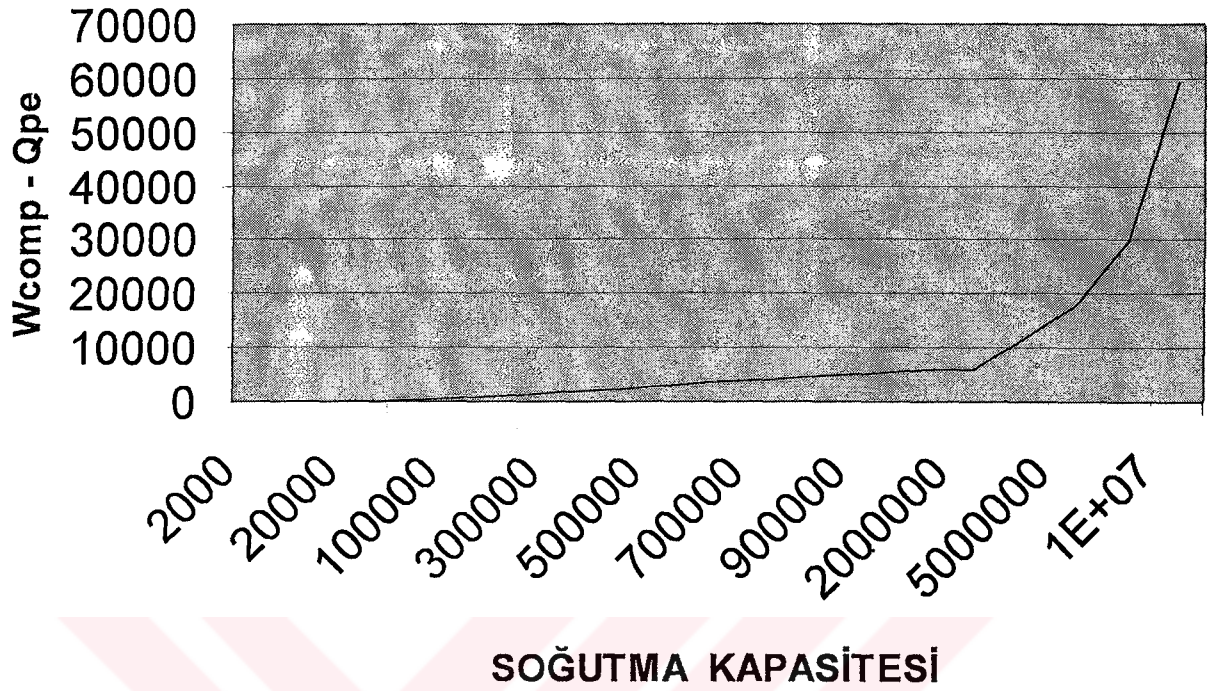
Çizelge 9.4 Absorbsiyonlu sistem kapasite artışına göre Q<sub>pef</sub> artışı ve mekanik sıkıştırılmalı sistem ile arasındaki fark

ABSORBSİYONLU SİSTEM

ev	Tev	Tkon	Palt	Püst	H1	h3	h5	h6	h8	h10	h12
al/h	C	C	bar	bar	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg
100	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
1.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
1.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
1.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
10.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
10.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
10.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
10.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
10.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
10.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
10.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
10.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
100.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
100.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
100.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
100.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
100.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530
1.000.000	14	42	6,3	18	-131,39	-131,39	121,835	65,35	88,00	86,46	72,530

fgNH3	cpNH3	M3	Msu	M6	M12	M10	Q <sub>pef</sub>	FARK	COP
cal/kg	kcal/kgK	kg	Kg	kg	Kg	Kg	kcal/h	kcal/h	
51,260	0,883	7,898	141,673	15,796	7,898	7,898	502,83	-11,8	3,98
51,260	0,883	39,491	708,366	78,981	39,491	39,491	2514,17	-59,2	3,98
51,260	0,883	78,981	1416,732	157,962	78,981	78,981	5028,33	-118,5	3,98
51,260	0,883	197,453	3541,830	394,906	197,453	197,453	12570,84	-296,2	3,98
51,260	0,883	394,906	7083,661	789,811	394,906	394,906	25141,67	-592,4	3,98
51,260	0,883	789,811	14167,322	1579,623	789,811	789,811	50283,34	-1184,7	3,98
51,260	0,883	1184,717	21250,982	2369,434	1184,717	1184,717	75425,02	-1777,1	3,98
51,260	0,883	1579,623	28334,643	3159,246	1579,623	1579,623	100566,69	-2369,4	3,98
51,260	0,883	1974,529	35418,304	3949,057	1974,529	1974,529	125708,36	-2961,8	3,98
51,260	0,883	2369,434	42501,965	4738,869	2369,434	2369,434	150850,03	-3554,2	3,98
51,260	0,883	2764,340	49585,625	5528,680	2764,340	2764,340	175991,71	-4146,5	3,98
51,260	0,883	3159,246	56669,286	6318,491	3159,246	3159,246	201133,38	-4738,9	3,98
51,260	0,883	3554,151	63752,947	7108,303	3554,151	3554,151	226275,05	-5331,2	3,98
51,260	0,883	3949,057	70836,608	7898,114	3949,057	3949,057	251416,72	-5923,6	3,98
51,260	0,883	7898,114	141673,216	15796,229	7898,114	7898,114	502833,45	-11847,2	3,98
51,260	0,883	11847,171	212509,823	23694,343	11847,171	11847,171	754250,17	-17770,8	3,98
51,260	0,883	19745,286	354183,039	39490,572	19745,286	19745,286	1257083,62	-29617,9	3,98
51,260	0,883	27643,400	495856,254	55286,800	27643,400	27643,400	1759917,07	-41465,1	3,98
51,260	0,883	39490,572	708366,078	78981,143	39490,572	39490,572	2514167,24	-59235,9	3,98

### M.S.S.S. ile A.S.S. arasındaki fark



Şekil 9.6 Soğutma kapasite artışına göre mekanik ile absorpsiyonlu sistem iş farkı

Tablolarda elde edilen hesaplamalar grafiğe döküldüğünde; kapasite büyüdükçe sistemden faydalanılması gereken soğutma işi için daha büyük miktarlarda enerji harcanması gerekmektedir. Bu fark ise bize sistemi absorpsiyonlu soğutma sistemi olarak seçmemize teşvik etmektedir. Mekanik sıkıştırımlı soğutma sisteminde kompresörde harcanan enerji absorpsiyonlu soğutma sisteminde absorberden çekilmesi gereken ısı enerjisi olarak sistemimizde kendini göstermektedir. Bu işlem için peltier – effect sisteminden yararlanılacaktır.

## 9.4 Peltier – effect ile Soğutma

### 9.4.1 Peltier Soğutucular

Modern etkili elektronik aletler özellikle fazla çalışma saatlerinde çok fazla ısı saçarlar. Bu komponentlerin verimli çalışması için uygun soğutmaya ihtiyaçları vardır. Genel kural olarak içerdeki ısıyı dışarı taşıyacak soğutma amaçlı fanlar kullanılmaktadır.

Bu soğutucuların performans ve güvenilirliği son teknolojilerin kullanılması ile artmıştır. Sonunda kısa bir süre önce peltier – effect ortaya çıkmıştır.

Termo elektrik modül içeren peltier soğutucuları soğutma elemanları içinde en geniş perspektife sahip olmaktadır.

Isı ve operasyon karakteristikleri sayesinde peltier modülü sistem komponentlerini istenilen sıcaklıklarda tutmayı büyük teknik problemler yaşanmadan ve ucuza başarır. Peltier modülleri kompakt, güvenilir ve etkilidirler.

### 9.4.2 Peltier Modülü

İki yarı iletkenin temas ettiği yere bir damla bırakır ve akım verirsek damla donacaktır. Akımı ters yönden verirsek buz tutmuş damlanın eridiğini görürüz. İşte peltier böyle çalışır.

Akım gücünün karesi ile orantılı olan Joule Isısının ( $Q = R.I.I.t$ ) tersine peltier akım gücü ile orantılıdır ve akım yönü değişirse işareti (- / +) de değişir.

Peltier Isısı

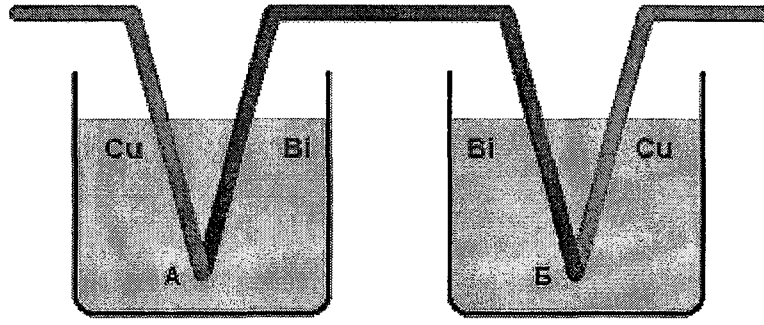
$$Q_p = P.q \quad \text{dur.}$$

Burada;

$$q = I.t$$

P : peltier faktörü ( sıcaklık ve iletken metryallere bağlıdır. )

Peltier ısısı yaymada pozitif, absorpsiyonda negatiftir.



Şekil 9.7 Peltier ısısının deneysel ölçümü.

Farklı metal grupları için peltier faktörler aşağıda verilmiştir.

Çizelge 9.5 Farklı metal grupları için peltier faktörler

Farklı metal grupları için peltier faktörler					
Fe-constantan		Cu-Ni		Pb-constantan	
T, K	P, mV	T, K	P, mV	T, K	P, mV
273	13,0	292	8,0	293	8,7
299	15,0	328	9,0	383	11,8
403	19,0	478	10,3	508	16,0
513	26,0	563	8,6	578	18,7
593	34,0	613	8,0	633	20,6
833	52,0	718	10,0	713	23,4

Genellikle peltier faktör şu şekilde hesaplanır.

$$P = \alpha \cdot T$$

P : Peltier faktör

$\alpha$  : Tomson faktör

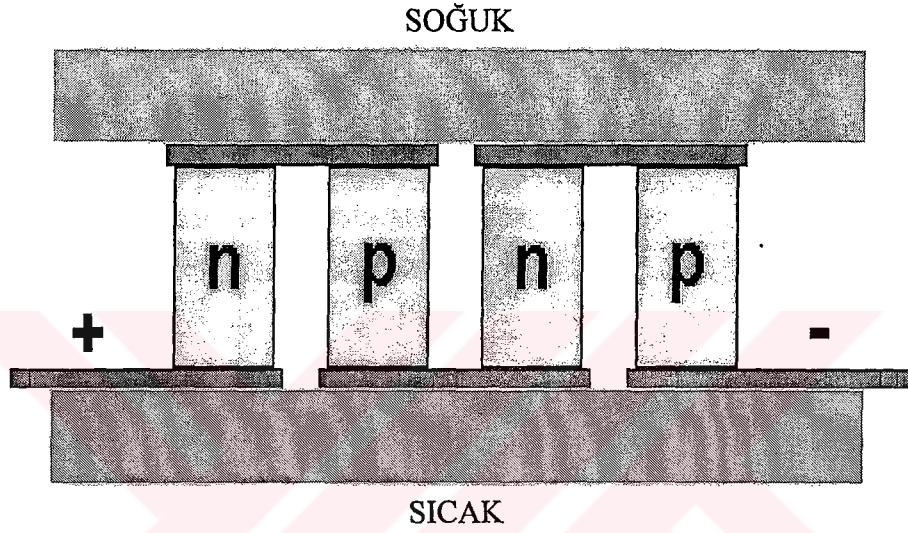
T : Sıcaklık



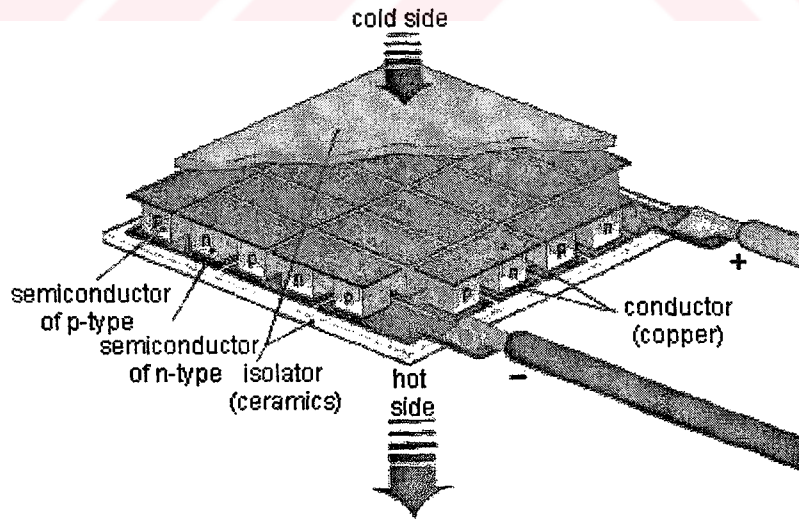
Teoride peltier effect şu şekilde tanımlanır:

Elektronlar irtibat halindeki gerilim farkına göre hızlanır veya yavaşlar. Birinci durumda kinetik enerjileri artar ve bu ısıya dönüşür. İkinci durumda kinetik enerji düşer ve buna bağlı olarak sıcaklık ta düşer.

Yarı iletkenlerin p - ve n - tiplerinin kullanılış durumuna göre etki daha güçlü olur. Şemada bu sistemin nasıl çalıştığını görebilirsiniz.

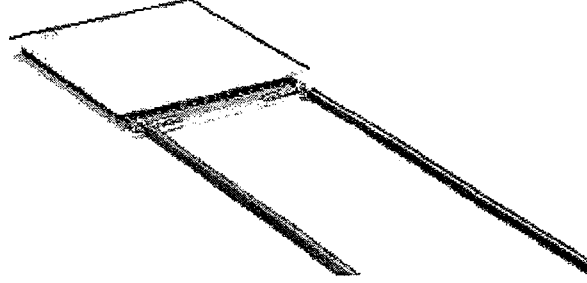


Şekil 9.8 P ve n tipindeki yarı metallerin termo elektrik soğutucularda kullanılışları



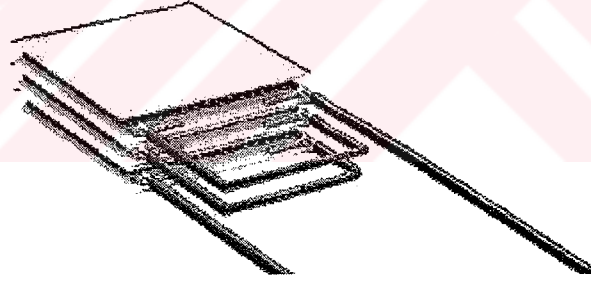
Şekil 9.9 Peltier Modülün Yapısı

Peltier modülü başarıyla monte edilmiş p - n - ve n - p - formundaki eklerden oluşan yarı iletkenler içerir. Her ek radyatörlerle termal kontak halindedir. Akım verildiğinde radyatörler arasında sıcaklık farkı oluşur. Radyatörlerden biri ısınır ve ısı kaynağı olarak çalışır, diğeri ise soğutucu olarak çalışır.



Şekil 9.10 Peltier Modülü

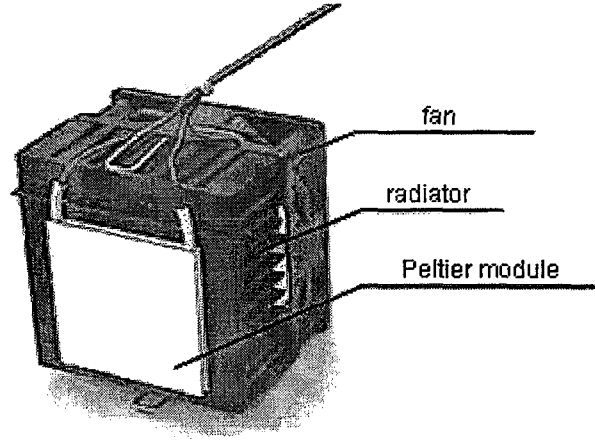
Sıcaklık farkını artırmak için kaskat sistem kullanılır.



Şekil 9.11 Kaskat Sistem Kullanılan Bir Peltier Modülüne Örnek.

Peltier Modülünün gücü ölçüleriyle değişir. Düşük güçtekiler etkili olmayacağı gibi çok güçlü modüller de elektronik üniteler için tehlikeli olan rutubeti oluşturur.

Peltier Modülü çok fazla ısı saçar. Bu yüzden güçlü bir fanın yanı sıra farklı fanlarda kutu içindedir.



Şekil 9.12 Peltier Modüllü Soğutucunun dıştan görünümü

### 9.4.3 Operasyon Özellikleri

Peltier modülleri oynayan parçalarının olmaması nedeniyle işletme – monte ve demonte açısından güvenilirlerdir. Bu avantajlarının yanında bazı özellikleri vardır. Bu özellikleri dikkate almak gereklidir.

En önemli karakteristikleri

- Modüller fazla miktarda ısı üretirler bunların sistemden dışarı atılması gerekmektedir.
- Düşük sıcaklıklar rutubete yol açabilir.

Aşağıda dış ortam sıcaklığına göre ortamdaki nemin yoğunlaşma sıcaklıklar verilmiştir.

Çizelge 9.6 Dış ortam sıcaklığına göre ortamdaki nemin yoğunlaşma sıcaklığı

Nem, %									
Dış ortam sıcaklığı °C	30	35	40	45	50	55	60	65	70
30	11	13	15	17	18	20	21	23	24
29	10	12	14	16	18	19	20	22	23
28	9	11	13	15	17	18	20	21	22
27	8	10	12	14	16	17	19	20	21
26	7	9	11	13	15	16	18	19	20
25	6	9	11	12	14	15	17	18	19
24	5	8	10	11	13	14	16	17	18
23	5	7	9	10	12	14	15	16	17
22	4	6	8	10	11	13	14	15	16
21	3	5	7	9	10	12	13	14	15
20	2	4	6	8	9	11	12	13	14

#### 9.4.4 İhtiyaç Duyulan Parametreleri

Her hangi bir uygulamada uygun termoelektrik için üç parametre gereklidir.

$T_h$  : sıcak taraf sıcaklığı ( °C )

$T_c$  : soğuk taraf sıcaklığı ( °C )

$Q_c$  : çekilecek ısı miktarı ( W )

$$T_h = T_{amb} + \theta Q_h$$

$Q_h$  : sıcak taraftan ortaya çıkan ısı miktarı ( W )

$T_{amb}$  : ortam sıcaklığı ( °C )

$\theta$  : ısı değiştirgecinin termal rezistansı ( °C / W )

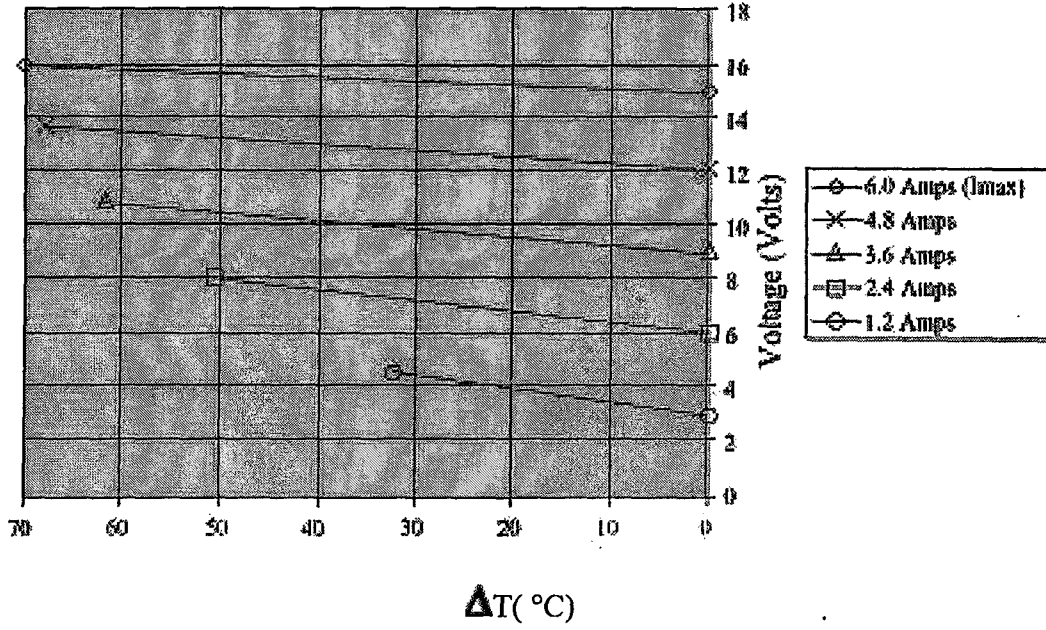
$$Q_h = Q_c + P_{in}$$

$P_{in}$  = termoelektriğe verilen elektrik güç ( W )

$$\Delta T = T_h - T_c$$

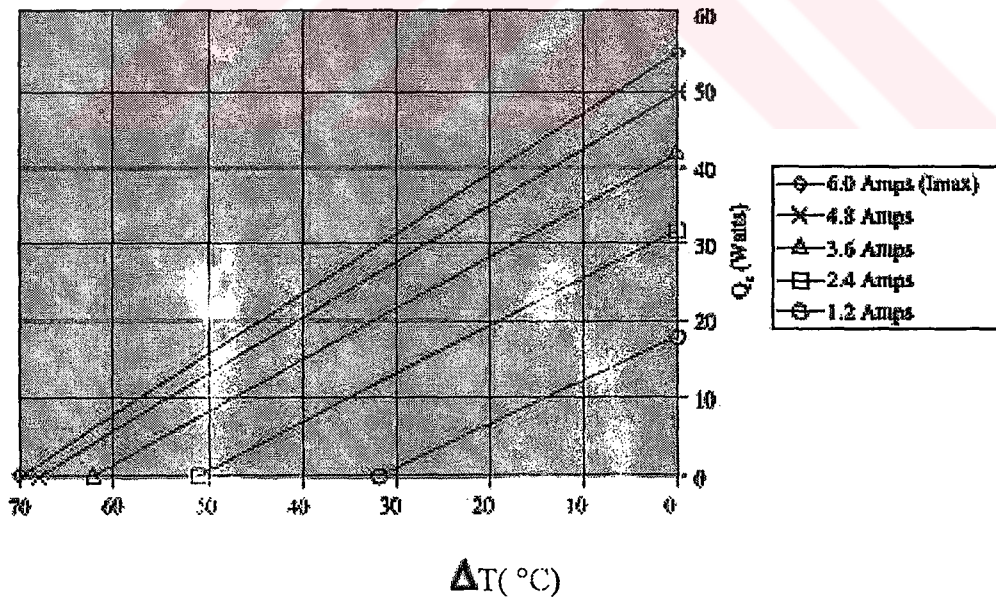
$\Delta T$  : sıcaklık farkı

Performans Eğrisi ( $\Delta T$  vs. Voltage)



Şekil 9.13 Peltier-effect Melcor CP 1.4 -127-06L nin performans eğrisi ( $\Delta T$  vs. Voltage)

Performans Eğrisi ( $\Delta T$  vs.  $Q_c$ )



Şekil 9.14 Peltier-effect Melcor CP 1.4 -127-06L nin performans eğrisi ( $\Delta T$  vs.  $Q_c$ )

## 10. MEKANİK SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ İLE ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ ARASINDAKİ TERMOEKONOMİK ANALİZ

Daha önceki kısımlarda iki sistem arasındaki çevrim karakteristik farklılıklarını, COP farklılıklarını ve soğutma sağlamak için her iki sistemde de ne kadar iş yapılması gerektiğini incelemiştik.

Bu kısımda iki sistem içinde önce yıllık toplam tutar hesabı yapıp hangi sistemin daha ekonomik olduğu araştırılacaktır, sonra her iki sistem için de sistemlerin her komponentlerinin ekserji kayıpları hesaplanacak ve her iki sistemin toplam ekserji kaybı bulunacaktır. Bu sayede iki sistemi ekserji kayıp oranlarına göre karşılaştırma şansı elde edilecektir.

Bu karşılaştırmalar yapılırken şu kabuller yapılmıştır.

1. Her iki sistemde de  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  çifti kullanılmaktadır.
2. Akış düzenlidir.
3. Sistem tasarım değerleri için daha önce verilen değerler kabul edilmiştir. Bunlar;

Dış Ortam Sıcaklığı	: $T_o = 35 \text{ C}$
Soğutulacak Ortam Sıcaklığı	: $T = 22 \text{ C}$
Evaporator Sıcaklığı	: $T = 14 \text{ C}$
Kondenser Sıcaklığı	: $T = 42 \text{ C}$
Ortamdan Çekilecek Isı	: $Q = 2.000 \text{ kcal/h}$

### 10.1 Yıllık Toplam Tutar Hesabı

Yıllık toplam tutar sistemin ilk yatırım maliyetlerini, yıllık işletme maliyetlerini ve malzemelerin amortisman değerini içerecek şekilde değerlendirilmiştir. Farklı sistemler için farklı yatırım ve işletme maliyetlerini incelemek gerekirken, bu çalışmada tasarlanan sistem için sistemin ilk yatırım maliyetlerini;

- Isı değiştirgeci
- Pompa
- Kompresör
- Generatör
- Kondenser
- Evaporatör

- Absorber
- Peltier effect sistemi
- Fanlar

oluşturmaktadır. İşletme giderlerini ise;

- Elektrik
  - Isı kaynağı
- oluşturmaktadır.

Bu durumda yıllık toplam tutar maliyeti genel olarak şu şekilde formüle edilebilir.

$$YTT = \delta ( Z_g + Z_c + Z_e + Z_a + Z_{id} + Z_p + Z_{comp} + Z_{fan} + Z_{pe} ) + c_{yak} B ( W_p + W_{comp} + W_{fan} + W_{pe} ) + c_{gas} B G_{gas}$$

Burada;

$$\begin{aligned} Z_g &= 42 \text{ Euro} \\ Z_c + Z_{fan} &= 56 \text{ Euro} \\ Z_e + Z_{fan} &= 56 \text{ Euro} \\ Z_a &= 42 \text{ Euro} \\ Z_{id} &= 42 \text{ Euro} \\ Z_p &= 92 \text{ Euro} \\ Z_{comp} &= 98 \text{ Euro} \\ Z_{pe} &= 215 \text{ Euro} \end{aligned}$$

Olarak kabul edilebilir.

$\delta$  : amortisman oranıdır.

$$\delta = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

$i$  : yıllık faiz oranı

$n$ : ömür

Tasarlanan sistemde;

$$i = \% 8$$

$$n = 15$$

olarak alınmıştır. Bu durumda her iki sistem içinde;

$$\delta = 0,116$$

olarak hesaplanır.

$$B = 1.200 \text{ h}$$

$$c_{yak} = 0,09 \text{ Euro}$$

olarak alınmıştır.

**Mekanik sıkıştırmalı sistem için yıllık toplam tutar hesabı yapılırsa :**

$$YTT_{MSSS} = \delta ( Z_c + Z_e + Z_{id} + Z_{comp} + Z_{fan} ) + c_{yak} B ( W_{comp} + W_{fan} )$$

Formülünden yararlanmamız gerekir.

Burada;

$$W_{comp} = 514,7 \text{ kcal/h} = 0,598 \text{ kW}$$

$$W_{fan} = 12 \text{ W} \times 2$$

Bu durumda;

$$YTT_{MSSS} = 0,116.( 56 + 56 + 42 + 98 ) + 0,09 \text{ Euro/kWh} . 1200 \text{ h} . ( 0,598 \text{ kW} + 2 . 0,012 \text{ kW} )$$

$$YTT_{MSSS} = 96,62 \text{ Euro}$$



**Absorbsiyonlu soğutma sistemi için yıllık toplam tutar hesabı yapılırsa;**

$$YTT_{ASS} = \delta ( Z_g + Z_c + Z_e + Z_a + Z_{id} + Z_p + Z_{fan} + Z_{pe} ) + c_{yak} . B ( W_p + W_{fan} + W_{pe} ) + c_{gas} B G_{gas}$$

Formülünden yararlanmamız gerekir.

Burada;

$$W_p = 0,075 \text{ kW}$$

$$W_{fan} = 12 \text{ W}$$

$$W_{pe} = I . V$$

$$W_{pe} = 6 \text{ A} . 15,4 \text{ V} = 92,4 \text{ W}$$

Bu durumda;

$$YTT_{ASS} = 0,116 . ( 42 + 56 + 56 + 42 + 42 + 92 + 215 ) + 0,09 \text{ Euro/kWh} . 1200 \text{ h} . ( 0,075 \text{ kW} + 2 . 0,012 \text{ kW} + 0,092 \text{ kW} )$$

$$YTT_{ASS} = 84,34 \text{ Euro dur.}$$

## 10.2 Ekserji Hesabı

İkinci kanun analizi sistem performansını ekserjiye dayanarak ölçer ki bu her zaman azalma yönündedir. Bunun sebebi termodinamik tersinmezliklerdir. Ekserji analizi birinci ve ikinci kanunun kombinasyonudur. Ekserji analizinde kayıp işin gerçek kaybı olarak tasvir edilir. Prensip olarak randıman kaybı şu sebeplere dayanır.

1.Sürtünme

2.Çevreye olan ısı transferi

3.Sınırsız genleşme

Saf bir maddenin ekserji içeriği genel olarak şöyledir.

$$E = (h - h_0) - T_0 (s - s_0)$$

Burada  $h_0$  ve  $s_0$  maddenin entalpi ve entropi değerini  $T_0$  ise çevre sıcaklığını ifade eder. Çözelti için ölü durum çevre sıcaklığı  $T_0$  ile dengede bulunduğu sıcaklık olarak tanımlanır ve ekserjisi şöyledir.

$$E = [h(T, X) - h_0] - T_0 [s(T, X) - s_0]$$

Her bir komponentteki mevcut kayıp şöyle hesaplanır.

$$\Delta E = \sum m_i E_i - \sum m_j E_j - Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - W$$

Sağ taraftaki birinci terim ekserji giriş toplamıdır. İkinci terim ekserji çıkışını üçüncü terim sabit T sıcaklığında transfer edilen Q ısısının ekserjisini ifade eder. Son terim ise sisteme veya sistemden dışarıya transfer olan iştir.

Mekanik sıkıştırılmalı sistemde;

$$\text{COP}_{\text{MSSS}} = \frac{Q_e}{W_{\text{comp}}}$$

$$\text{ECOP}_{\text{MSSS}} = \frac{q_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right)}{W_{\text{comp}}}$$

Bu durumda mekanik sıkıştırılmalı sistem için;

$$\text{COP}_{\text{MSSS}} = 2000/514,7 = 3,88$$

$$\text{ECOP}_{\text{MSSS}} = 0,28$$

Absorbsiyonlu sistemde;

$$\text{COP}_{\text{ASS}} = \frac{Q_e}{Q_a}$$

$$\text{ECOP}_{\text{ASS}} = \frac{q_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right)}{q_a \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right)}$$

Bu durumda absorbsiyonlu soğutma sistemi için;

$$\text{COP}_{\text{ASS}} = 3,97$$

$$\text{ECOP}_{\text{ASS}} = 3,606$$

Sistemde bulunan komponentlerin ekserji kayıp eşitliği aşağıdaki gibidir.

### 10.2.1 Mekanik Soğutmalı Sistem İçin Ekserji Kaybı

$$\Delta E_c = m (E_2 - E_3) + q_c (1 - T_0 / T_c)$$

$$\Delta E_c = 51,77 \text{ kcal}$$

$$\Delta E_e = m (E_4 - E_1) + q_e (1 - T_0 / T_e)$$

$$\Delta E_e = 396,2 \text{ kcal}$$

$$\Delta E_{\text{comp}} = m (E_1 - E_2) + W_{\text{comp}}$$

$$\Delta E_{\text{comp}} = 392,06 \text{ kcal}$$

### 10.2.2 Absorbsiyonlu Soğutmalı Sistem İçin Ekserji Kaybı

$$\Delta E_c = m_1 (E_9 - E_1) + q_c (1 - T_0 / T_c)$$

$$\Delta E_c = 51,77 \text{ kcal}$$

$$\Delta E_e = m_1 (E_3 - E_5) + q_e (1 - T_0 / T_e)$$

$$\Delta E_e = 396,2 \text{ kcal}$$

$$\Delta E_a = m_5 E_5 - m_6 E_6 + m_{12} E_{12} - q_a (1 - T_0 / T_a)$$

$$\Delta E_a = 283,43 \text{ kcal}$$

$$\Delta E_g = m_8 E_8 - m_{10} E_{10} - m_9 E_9 + q_g (1 - T_0 / T_g)$$

$$\Delta E_g = 155,8 \text{ kcal}$$

$$\Delta E_{\text{ID}} = m_7 (E_7 - E_8) + m_{10} (E_{10} - E_{11})$$

$$\Delta E_{\text{ID}} = 20,2 \text{ kcal}$$

$$\Delta E_p = m_6 (E_6 - E_7) + W_p$$

$$\Delta E_p = 154,8 \text{ kcal}$$

Şimdi tasarlanan sistem değerlerine göre her iki sistemin her komponentinin ekserji kayıpları yukardaki formüllerden yararlanılarak hesaplanırsa aşağıdaki tablo oluşur.

Çizelge10.1 Mekanik ve absorpsiyonlu sistem ekserji kayıpları

EKSERJİ KAYIPLARI ( kcal )		
	Mekanik Sıkıştırılmalı Sistemde	Absorpsiyonlu Sistemde
Evaporatörde	396,2	396,2
Kondenserde	51,77	51,77
Pompada		154,8
Kompresörde	392,06	
Generatörde		155,8
Absorberde		283,43
Isı Değiştirgecinde		20,2
TOPLAM	840,03	1062,2

### 10.3 Sistem Performansını Etkileyen Parametrelerin Son Değerlendirilmesi

Aşağıda sistem performansını ve enerji tüketimini buna bağlı olarak maliyetleri etkileyen parametrelerde değişiklikler yapılarak, sistem şartları tekrar gözden geçirilmiştir.

#### 10.3.1 Sirkülasyon Oranının $Q_{p\text{ef}}$ ve COP ye Etkisi

Sirkülasyon Oranı  $f$  in değeri ile oynayarak aşağıdaki hesaplamalar yapılmıştır. Buna bağlı olarak COP ve  $Q_{p\text{ef}}$  değeri hesaplanmıştır.



f = 2 için;

### NH3 Cp değeri;

CpNH3 =	36,95432	kJ/kmolK
	3,695432	kJ/kgK
	0,882807	kcal/kgK
T =	333	K

T8 = 50 C  
T9 = 70 C  
T10 = 70 C

### KÜTLE DENGESİ

f = xgen/xab            xge = 0,7  
                              xab = 0,35

f = 2  
f = m8/m9 = (m9+m10)/m9

m10 = 7,898113 kg/h  
m9 = 7,898113 kg/h  
m8 = 15,79623 kg/h  
m10/m9 = 1

### EVAPARATÖR

Q ev = 2000 kcal/h  
h5 = 121,8347 kcal/h  
h3 = -131,39 kcal/h

Q ev = m3\*(h5-h3)  
m 3 = 7,898113 kg/h

### GENERATOR

h8 = 88 kcal/kg  
h10 = 86,46 kcal/kg

m8 \* h8 + Qrad = m9 \* hfgNH3 + m9 \* &T \* CpNH3 + m10 \* h10  
Qrad = 1416,733 kcal/h  
hfgNH3 = 251,26 kcal/kg  
mrad = 141,6733 kg/h  
mrad = 0,039354 kg/s

### ABSORBER

m5 \* h5 + Qpef + m12 \* h12 = m6 \* h6

m6 = m5+ m12  
m6 = 15,79623 kg/h

h12 = 72,53 kcal/kg  
h6 = 65,35 kcal/kg

Qpef = -502,831 kcal/h  
COP = 3,97748

f = 2,285 için;

### NH3 Cp değeri;

CpNH3 =	36,95432	kJ/kmolK
	3,695432	kJ/kgK
	0,882807	kcal/kgK
T =	333	K

T8 = 50 C  
T9 = 70 C  
T10 = 70 C

### KÜTLE DENGESİ

f = xgen/xab            xge = 0,8  
                              xab = 0,35

f = 2,285714  
f = m8/m9 = (m9+m10)/m9

m10 = 10,15472 kg/h

m9 = 7,898113 kg/h

m8 = 18,05283 kg/h

m10/m9 = 1,285714

### EVAPARATÖR

Q ev = 2000 kcal/h

h5 = 121,8347 kcal/h

h3 = -131,39 kcal/h

Q ev = m3\*(h5-h3)

m 3 = 7,898113 kg/h

### GENERATOR

h8 = 88 kcal/kg

h10 = 86,46 kcal/kg

$m8 * h8 + Q_{rad} = m9 * h_{fgNH3} + m9 * \Delta T * C_{pNH3} + m10 * h10$

Qrad = 1413,258 kcal/h

hfgNH3 = 251,26 kcal/kg

mradi = 141,3258 kg/h

mradi = 0,039257 kg/s

### ABSORBER

$m5 * h5 + Q_{pfe} + m12 * h12 = m6 * h6$

m6 = m5+ m12

m6 = 18,05283 kg/h

h12 = 72,53 kcal/kg

h6 = 65,35 kcal/kg

Qpfe = -519,033 kcal/h

COP = 3,853317



f = 4 için;

### NH3 Cp değeri;

CpNH3 =	36,95432	kJ/kmolK
	3,695432	kJ/kgK
	0,882807	kcal/kgK
T =	333	K

T8 =	50	C
T9 =	70	C
T10 =	70	C

### KÜTLE DENGESİ

$$f = x_{gen}/x_{ab} \quad x_{ge} = 0,8$$

$$x_{ab} = 0,2$$

$$f = 4$$

$$f = m_8/m_9 = (m_9+m_{10})/m_9$$

$$m_{10} = 23,69434 \text{ kg/h}$$

$$m_9 = 7,898113 \text{ kg/h}$$

$$m_8 = 31,59245 \text{ kg/h}$$

$$m_{10}/m_9 = 3$$

### EVAPARATÖR

$$Q_{ev} = 2000 \text{ kcal/h}$$

$$h_5 = 121,8347 \text{ kcal/h}$$

$$h_3 = -131,39 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{ev} = m_3 \cdot (h_5 - h_3)$$

$$m_3 = 7,898113 \text{ kg/h}$$

### GENERATOR

$$h_8 = 88 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{10} = 86,46 \text{ kcal/kg}$$

$$m_8 \cdot h_8 + Q_{rad} = m_9 \cdot h_{fgNH_3} + m_9 \cdot \Delta T \cdot C_{pNH_3} + m_{10} \cdot h_{10}$$

$$Q_{rad} = 1392,407 \text{ kcal/h}$$

$$h_{fgNH_3} = 251,26 \text{ kcal/kg}$$

$$m_{rad} = 139,2407 \text{ kg/h}$$

$$m_{rad} = 0,038678 \text{ kg/s}$$

### ABSORBER

$$m_5 \cdot h_5 + Q_{pfe} + m_{12} \cdot h_{12} = m_6 \cdot h_6$$

$$m_6 = m_5 + m_{12}$$

$$m_6 = 31,59245 \text{ kg/h}$$

$$h_{12} = 72,53 \text{ kcal/kg}$$

$$h_6 = 65,35 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_{pfe} = -616,248 \text{ kcal/h}$$

$$COP = 3,245448$$

f = 3 için;

**NH3 Cp değeri;**

CpNH3 =	36,95432	kJ/kmolK
	3,695432	kJ/kgK
	0,882807	kcal/kgK
T =	333	K

T8 = 50 C  
T9 = 70 C  
T10 = 70 C

### KÜTLE DENGESİ

f = xgen/xab            xge = 0,6  
                              xab = 0,2

f = 3  
f = m8/m9 = (m9+m10)/m9

m10 = 15,79623 kg/h

m9 = 7,898113 kg/h

m8 = 23,69434 kg/h

m10/m9= 2

### EVAPARATÖR

Q ev = 2000 kcal/h

h5 = 121,8347 kcal/h

h3 = -131,39 kcal/h

Q ev = m3\*(h5-h3)

m3 = 7,898113 kg/h

### GENERATOR

h8 = 88 kcal/kg

h10 = 86,46 kcal/kg

m8 \* h8 + Qrad = m9 \* hfgNH3 + m9 \* T \* CpNH3 + m10 \* h10

Qrad = 1404,57 kcal/h

hfgNH3 = 251,26 kcal/kg

mrad = 140,457 kg/h

mrad = 0,039016 kcal/h

### ABSORBER

m5 \* h5 + Qpef + m12 \* h12 = m6 \* h6

m6 = m5+ m12

m6 = 23,69434 kg/h

h12 = 72,53 kcal/kg

h6 = 65,35 kcal/kg

Qpef = -559,539 kcal/h

COP = 3,574369

f = 1,714 için;

### NH3 Cp değeri;

CpNH3 =	36,95432	kJ/kmolK
	3,695432	kJ/kgK
	0,882807	kcal/kgK
T =	333	K

T8 = 50 C  
T9 = 70 C  
T10 = 70 C

### KÜTLE DENGESİ

f = xgen/xab      xab = 0,6  
                              xag = 0,35

f = 1,714286  
f = m8/m9 = (m9+m10)/m9

m10 = 5,641509 kg/h

m9 = 7,898113 kg/h

m8 = 13,53962 kg/h

m10/m9 = 0,714286

### EVAPARATÖR

Q ev = 2000 kcal/h

h5 = 121,8347 kcal/h

h3 = -131,39 kcal/h

Q ev = m3\*(h5-h3)

m3 = 7,898113 kg/h

### GENERATOR

h8 = 88 kcal/kg

h10 = 86,46 kcal/kg

m8 \* h8 + Qrad = m9 \* hfgNH3 + m9 \* &T \* CpNH3 + m10 \* h10

Qrad = 1420,208 kcal/h

hfgNH3 = 251,26 kcal/kg

mrad = 142,0208 kg/h

mrad = 0,03945 kg/h

### ABSORBER

m5 \* h5 + Qpef + m12 \* h12 = m6 \* h6

m6 = m5 + m12

m6 = 13,53962 kg/h

h12 = 72,53 kcal/kg

h6 = 65,35 kcal/kg

Qpef = -486,628 kcal/h

COP = 4,109911

f = 1,428 için;

**NH3 Cp değeri;**

CpNH3 =	36,95432	kJ/molK
	3,695432	kJ/kgK
	0,882807	kJ/kgK
T =	333	K

T8 = 50 C  
T9 = 70 C  
T10 = 70 C

### KÜTLE DENGESİ

$$f = x_{gen}/x_{ab} \quad x_{gen} = 0,5$$

$$f = 1,428571 \quad x_{ab} = 0,35$$
$$f = m8/m9 = (m8 + m10)/m9$$

$$m10 = 3,384906 \text{ kg/s}$$
$$m9 = 7,898113 \text{ kg/s}$$
$$m8 = 11,28302 \text{ kg/s}$$
$$m10/m9 = 0,428571$$

### EVAPARATÖR

$$Q_{ev} = 2000 \text{ kJ/h}$$
$$h5 = 121,8347 \text{ kJ/h}$$
$$h3 = -131,39 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{ev} = m3 \cdot (h5 - h3)$$
$$m3 = 7,898113 \text{ kg/s}$$

### GENERATOR

$$h8 = 88 \text{ kJ/kg}$$
$$h10 = 86,46 \text{ kJ/kg}$$

$$m8 \cdot h8 + Q_{rad} = m9 \cdot h_{fgNH3} + m9 \cdot T \cdot CpNH3 + m10 \cdot h10$$
$$Q_{rad} = 1423,683 \text{ kJ/h}$$
$$h_{fgNH3} = 251,26 \text{ kJ/kg}$$
$$m_{rad} = 142,3683 \text{ kg/s}$$
$$m_{rad} = 0,039547 \text{ kg/s}$$

### ABSORBER

$$m5 \cdot h5 + Q_{pfe} + m12 \cdot h12 = m6 \cdot h6$$

$$m6 = m5 + m12$$
$$m6 = 11,28302 \text{ kg/s}$$

$$h12 = 72,53 \text{ kJ/kg}$$
$$h6 = 65,35 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{pfe} = -470,426 \text{ kJ/h}$$
$$COP = 4,251465$$

f = 1.142 için;

**NH3 Cp değeri;**

CpNH3 =	36,95432	kJ/kmolK
	3,695432	kJ/kgK
	0,882807	kJ/kgK
T =	333	

T8 = 50 C  
T9 = 70 C  
T10 = 70 C

### KÜTLE DENGESİ

f = xgen/xab = 0,4  
f = 0,35

f = 1,142857  
f = m8/m9 = (m8 + m10)/m9

m10 = 1,128302 kg/h  
m9 = 7,898113 kg/h  
m8 = 9,026415 kg/h  
m10/m9 = 0,142857

### EVAPARATÖR

Q ev = 2000 kJ/h  
h5 = 121,8347 kJ/h  
h3 = -131,39 kJ/h

Q ev = m3\*(h5-h3)  
m3 = 7,898113 kg/h

### GENERATOR

h8 = 88 kJ/kg  
h10 = 86,46 kJ/kg

m8 \* h8 + Qrad = m9 \* hNH3 + m9 \* &T \* CpNH3 + m10 \* h10  
Qrad = 1427,159 kJ/h  
hfgNH3 = 251,26 kJ/kg  
mrad = 142,7159 kg/h  
mrad = 0,039643 kg/h

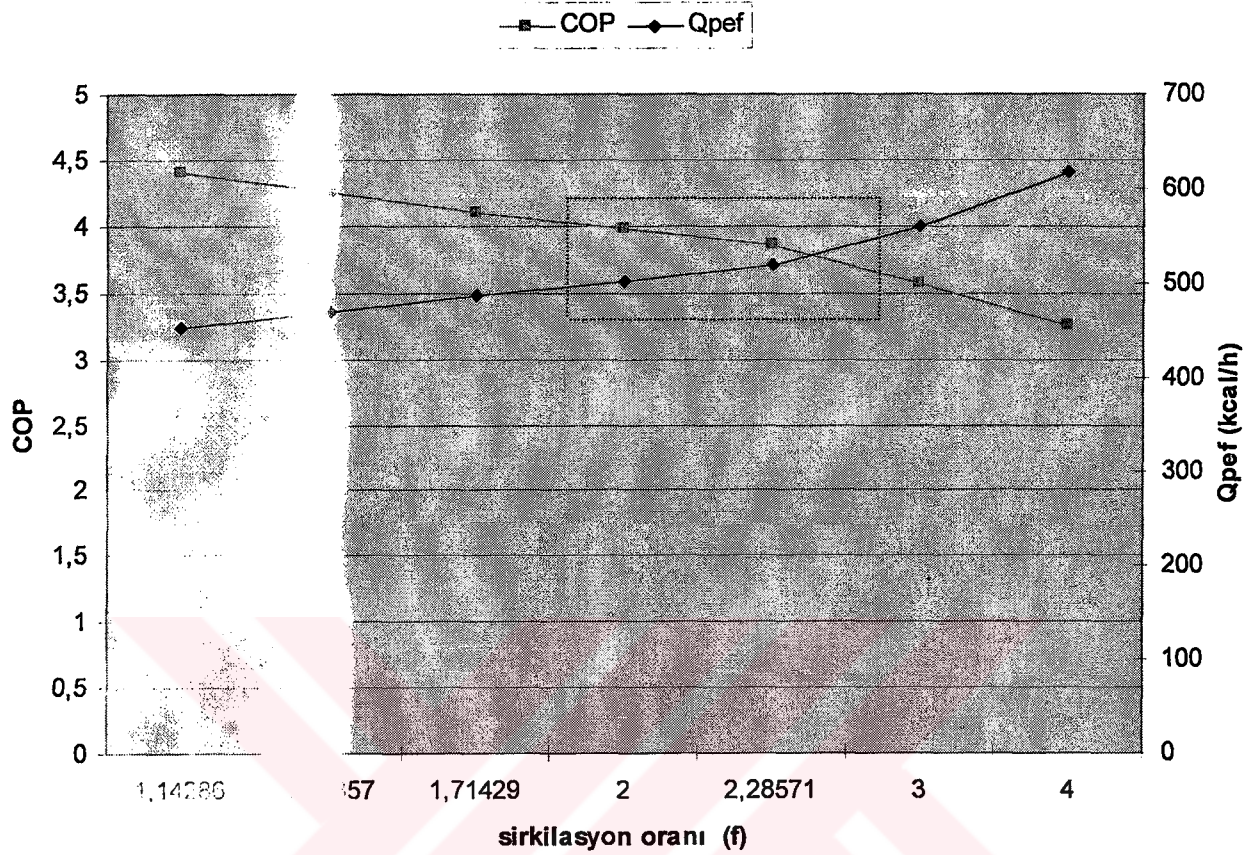
### ABSORBER

m5 \* h5 + Qpef + m12 \* h12 = m6 \* h6

m6 = m5 + m12  
m6 = 9,026415 kg/h

h12 = 72,53 kJ/kg  
h6 = 65,35 kJ/kg

Qpef = -454,224 kJ/h  
COP = 4,403117



0.1 Sirkilasyon oranının COP ve Q<sub>puf</sub> 'e etkisi

Farklı sirkilasyon oranları için COP ve Q<sub>puf</sub> hesapları yapılmış sonuçlar yukarıdaki grafiğe şekillenmiştir. Bu alanın soluna çıkılması değildir çünkü

$$f = x_{gen} / x_{ab} \text{ dir.}$$

Bu değer 1 e eşit olması ise soğutma için, generatörden çekilen NH<sub>3</sub> buharının kütlesinin 0 a yakın

oları için COP ve Q<sub>puf</sub> hesapları yapılmış sonuçlar yukarıdaki grafiğe şekillenmiştir. Bu alanın soluna çıkılması değildir çünkü

oları için COP ve Q<sub>puf</sub> hesapları yapılmış sonuçlar yukarıdaki grafiğe şekillenmiştir. Bu alanın soluna çıkılması değildir çünkü

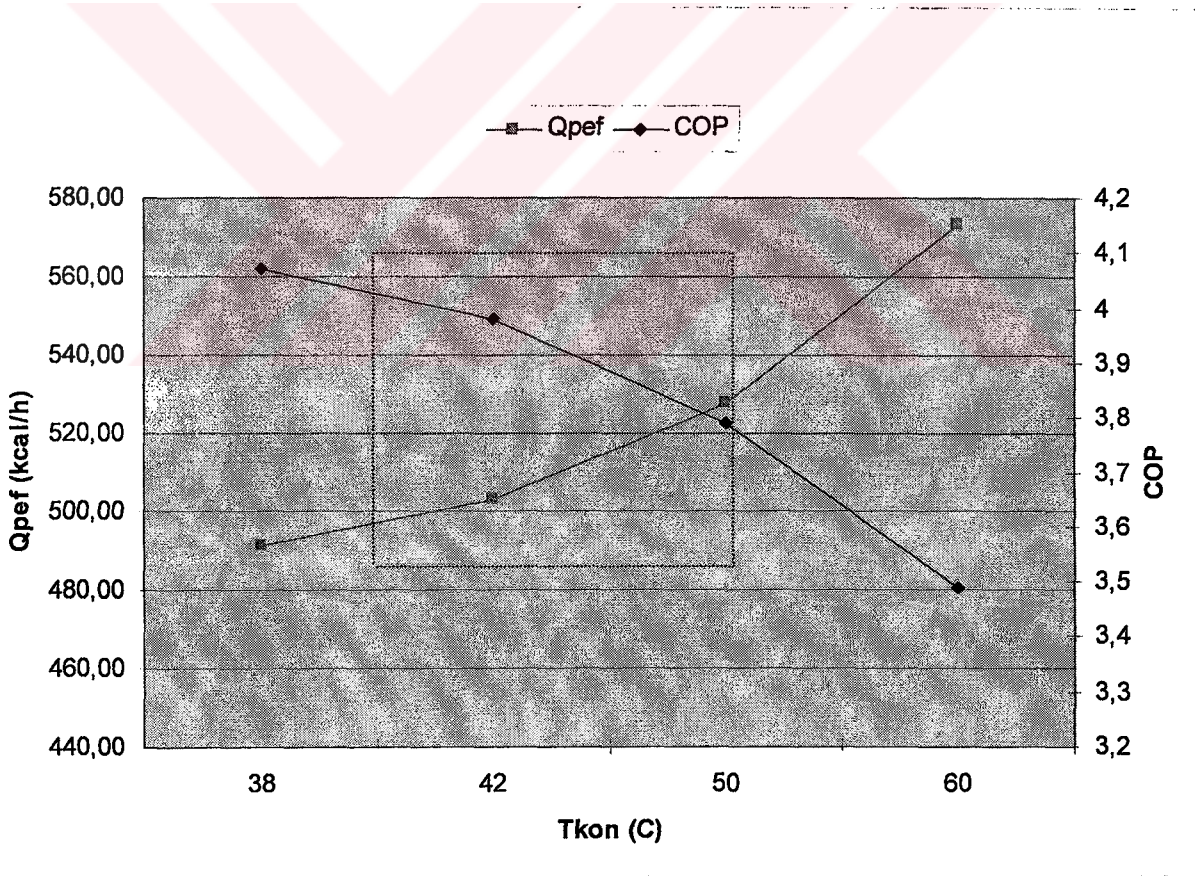
### 10.3.2 Kondenser Sıcaklığının $Q_{p\text{ef}}$ ve COP ye Etkisi

Microsoft Excel programında hazırlanan Tablo 9.3.2 den yararlanılarak farklı kondenser sıcaklıklarında sistemin COP ve  $Q_{p\text{ef}}$  değerleri hesaplanmıştır. Çıkan sonuçlar aşağıdaki grafiklerde görülmektedir.

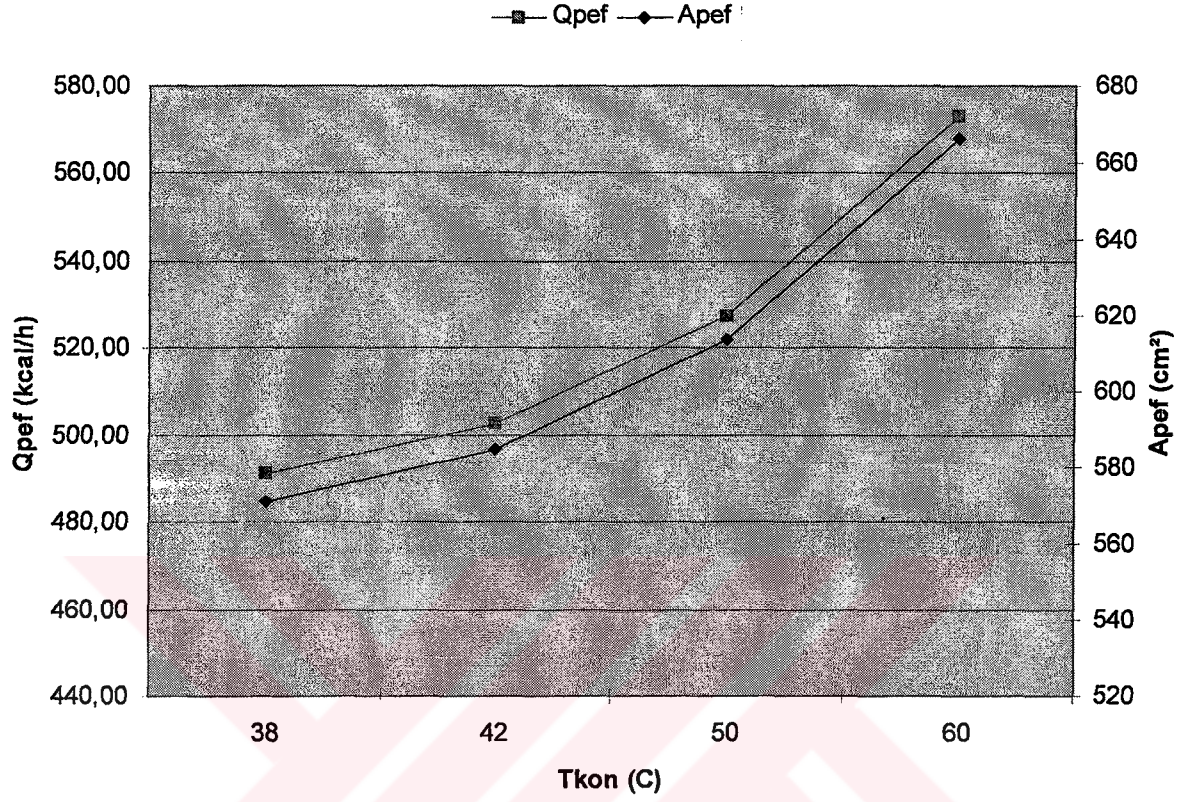
Kondenser sıcaklığının artması ile sonucun aşağıdaki gibi olacağını yani COP nin düşeceğini 9. Bölümde optimum generator sıcaklığını hesaplarken belirtmiştik.

Bu durumda kondenser sıcaklığının arttığını ve diğer parametrelerin değişmediğini kabul edersek bu absorberde daha çok soğutma yapmamız anlamına gelecek ve peltier effect ile daha çok ısı çekmemizi gerektirecektir. Bunu da yine aynı grafikten görebilirsiniz. Peltier effect ile daha çok ısı çekmeyi peltier effect in alanını artırmakla sağlayabiliriz. Bunu ise Grafik 10.3.2.2 den görebilirsiniz.

Sistemde uygun çalışma aralığı aşağıdaki grafikte belirtilmiştir.



Şekil 10.2 Kondenser sıcaklığının  $Q_{p\text{ef}}$  ve COP ye etkisi.



Şekil 10.3 Kondenser sıcaklığının  $Q_{pef}$  ve  $A_{pef}$  e etkisi.



## 11. DENEY DÜZENEĞİ

Tasarlanan sistemde işletme şartlarını incelemek için, deney düzeneği hazırlanmıştır.

Akışın fazını ve çeşitli özelliklerini görebilmemiz için; ısı değiştirgeci, absorber, generator ve karışım haznesi cam malzemedен yapılmıştır.

Kondenser ve evaporator sistemin asıl çalışağı yerden elde edilen, plaka tipi hava soğutmalı eşanjorlerden oluşmaktadır.

Kondenser ve evaporatorlerdeki üfleme işini yapmak üzere eşanjorlerin arka kısmına 200 m<sup>3</sup>/h kapasiteli fan ve davlumbaz monte edilmiştir.

Sistemdeki akışkan sirkülasyonunu sağlayacak pompa, tahriki 0,075 kW lık monofaze elektrik motorundan almaktadır. Pompa elektrik motoruna ara kaplin miliyle bağlanmakta bu iki gövde şase üzerine monte edilmektedir.

### **Motor Özellikleri;**

Marka : Miksan

Kapasite : 0,075 kW

Devir : 2.800 d/dk

### **Pompa Özellikleri;**

Marka : Suntec

Tip : AS 47 C

Kapasite : 15 kg/h

Pompa üzerinde bulunan normalde kapalı konumdaki valf elektrik motorunun elektrik bağlantısı ile seri bağlanmış durumdadır. Bu durumda anahtar açık konuma getirildiğinde, motor devreye girecek, aynı zamanda valf açılacak ve sirkilasyon başlayacaktır.

Pompa karışım haznesinden emme yapmakta, ısı değiştirgecinden, generator üzerine basmakta, basamadığı kısmı da tekrar karışım haznesine göndermektedir.

Sistem alt ve üst basınç değerlerini ölçmek amacıyla kondenser girişine yüksek basınç manometresi, evaporator çıkışına ise düşük basınç manometresi konulmuştur. Akış kontrolünü sağlamak için generator çıkışına ve absorber girişine mini küresel vanalar monte edilmiştir. Ayrıca akışın basıncını üst basınç konumundan alt basınç konumuna düşürmek için kondenser ile evaporator arasında 2 adet kısılma valfi bulunmaktadır. Sistemde yapılması gereken bir diğer kontrol ise sıcaklık kontrolüdür. Bu kontrolü yapmak için dijital termostat kullanılmıştır. Termokopullar ile generator, absorber, evaporator ve kondensere bağlantı yapılmıştır. Termokopulların dijital termostata bağlantısı beş konumlu bir anahtardan geçirilmiştir. Böylece anahtar konumuna göre dijital termostattan bölgesel durumun sıcaklığı görülmektedir.

Sistem devreye alınmadan önce karışım haznesi sirkilasyon oranına göre  $NH_3$  ve  $H_2O$  ile doldurulmuştur.

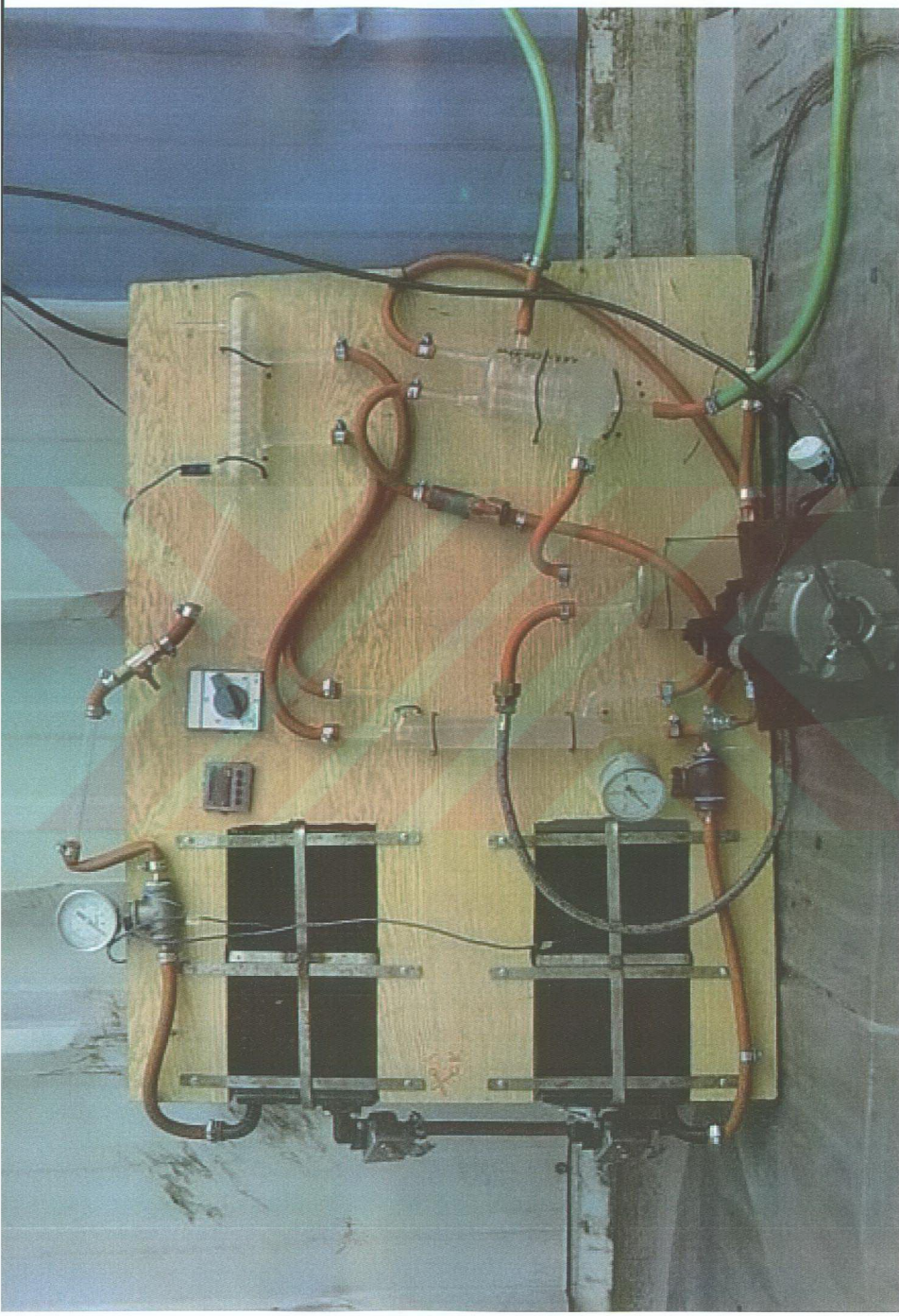
Absorberdeki soğutma işini yapmak için absorberin serpantinlerinde şebeke suyu sirkilasyonu başlatılmıştır.

Generatordeki ısıtma işini yapmak için, generatorun serpantinlerinde 95 C deki sıcak su sirkilasyonu başlatılmıştır.

Sistem rejime girene kadar ( üst basınç seviyesine çıkıncaya kadar ) generator çıkışındaki vana kapalı konumda, absorber girişindeki vana açık konumundadır.

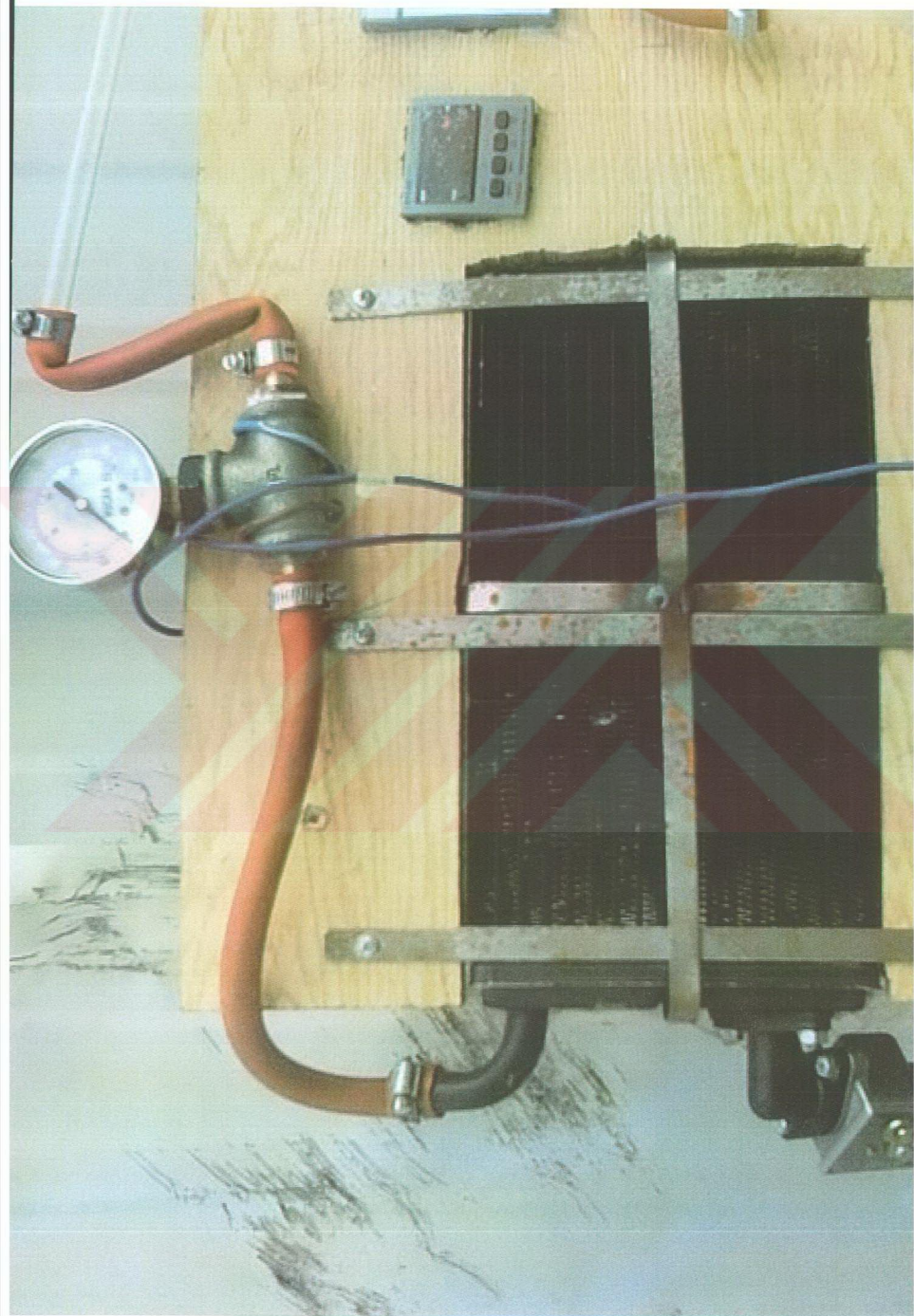
Gerekli elektrik bağlantıları yapıldıktan sonra pompaya start verilmiştir

Generator ve ısı değiştirgecinde basınç yükselmeye başladıktan sonra generator çıkışındaki vana açılmaya, absorber girişindeki vana kapanmaya başlanmıştır. Sistem üst basınç seviyesi 12 bara kadar çıkarılmış fakat bu değerlere generator mukavemet gösterememiş ve patlamıştır. Aynı denemeler tekrarlanmış sistemin farklı yerlerindeki patlamalar neticesi rejime sokulamamıştır. Yüksek basınca dayanıklı ( 18 bar ) malzemeler kullanıldığı takdirde, sistemin çalışacağı görülmüş ve çalışmalara ara verilmiştir.





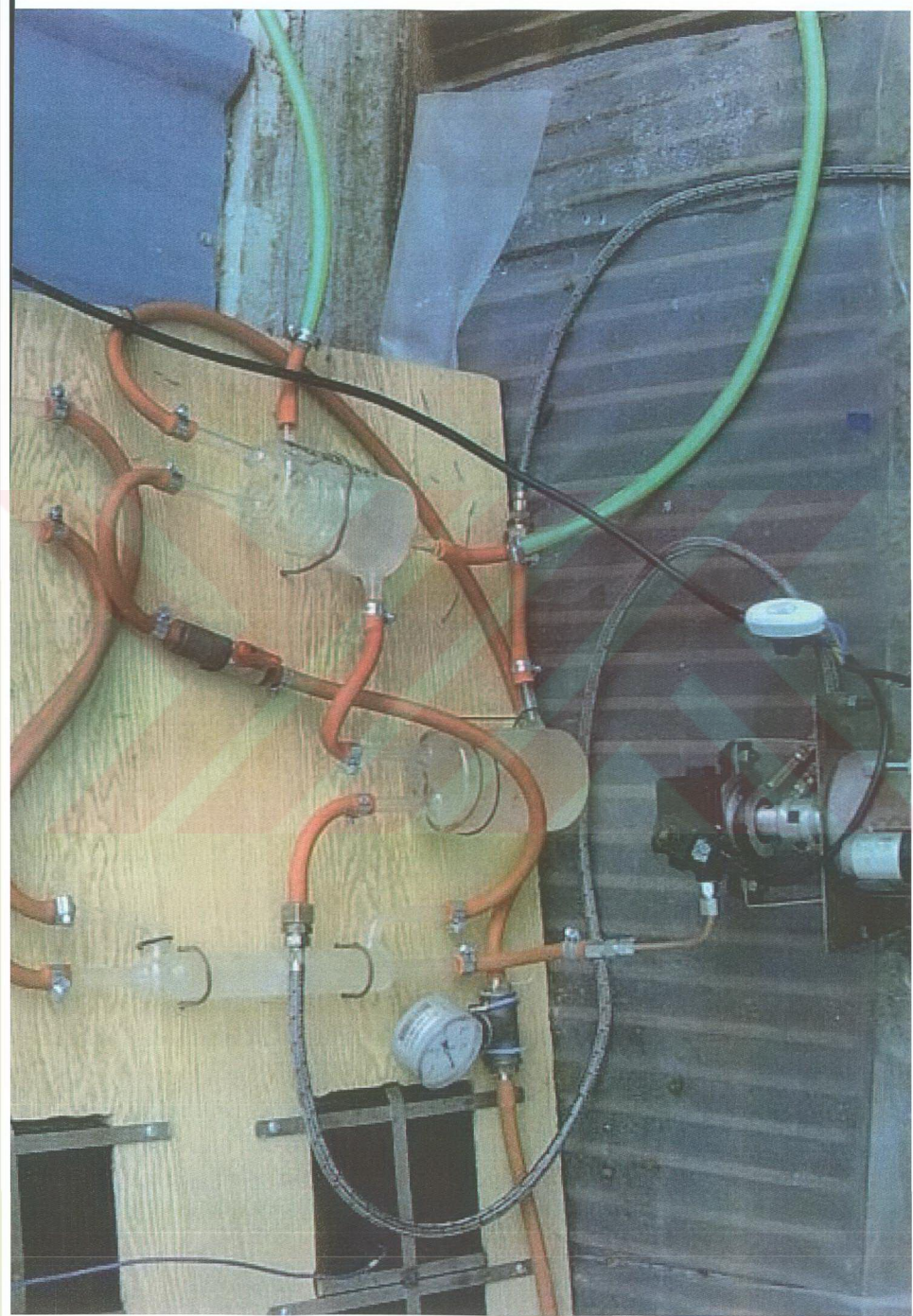














## 12. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Bu çalışmada  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  çifti ile çalışan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi ile  $\text{NH}_3$  soğutucu akışkanı ile çalışan bir mekanik sıkıştırma soğutma sisteminin termodinamik ve ekonomik karşılaştırılması yapılmıştır.

Bu karşılaştırmalar yapılırken her iki sistem için de maksimum verim şartlarını oluşturma nedeniyle optimum generatör ve absorber sıcaklıkları tespit edilmiştir. Normal şartlarda çalışacak bu sistemler için generatör sıcaklığı 90 C, absorber sıcaklığı 12 - 14 C olarak dizayn edilmiştir.

Sistem tasarlanırken ve geliştirilirken mevcut enerji kaynaklarını kullanma çerçevesinde hareket edilmiştir. Bu çerçevede içinde sistemde kullanılan en önemli malzeme peltier-effect in soğutma işini üstlenmesi fikri Doç. Dr. Ahmet Koyun' un projelerinden alınmıştır.

Sonuçlar göstermiştir ki absorpsiyonlu soğutma sisteminin COP değeri yüksek çıkarken yıllık toplam tutar değerleri düşük çıkmıştır.

Bunun nedeni absorpsiyonlu soğutma sisteminde mekanik sıkıştırma sisteminde kullanılan kompresörün yerini pompa, generatör, absorber almasıdır. Bütün bunların yanında dizayn edilen absorpsiyonlu soğutma sisteminde absorberden çekilmesi gereken ısı için oldukça pahalı bir sistem olan peltier-effect kullanılmıştır. Fakat sistemin amortisman oranı ve işletme giderleri devreye girince yıllık toplam tutar mekanik sıkıştırma sisteminkinden daha avantajlı olmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan ekipmanların çokluğu ve bu ekipmanların tersinmezlikleri ekserji kayıplarını mekanik sıkıştırma sisteme göre artırmıştır.

Sistemde peltier-effect kullanılmasının nedeni tasarlanan absorpsiyonlu soğutma sisteminin sıcak bir ortamda çalışmasından kaynaklanmaktadır. Bunun yanı sıra absorpsiyonlu soğutma sistemini daha kompakt bir hale getirmeyi ve boyutlarının minimizasyonunun sağlanmasıdır.

Bu durumda absorpsiyonlu soğutma sisteminin ilk yatırım maliyetlerinin ve ekserji kayıplarının yüksek olması dışında mekanik sıkıştırma sisteme göre dez avantajı görülmektedir.

## KAYNAKLAR

- Althouse, A.D., Turnquist, C. H., Bracciano, A.F., (1968), Modern Refrigeration and Air Conditioning, Technical and Vocational Education Consultant, Michigan.
- Çengel, A. Y., Boles, A. M., (2002), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Nevada Üniversitesi, Reno.
- Dossat, R.J., (1999), Principles of Refrigeration, University of Houston, Houston, Texas.
- Eğrican, A. N., Atılğan, H., (1985), Termodinamik Problemleri, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Jaluria, Y., (1998), Design and Optimization of Thermal Systems, The State University of Newjersey, Newyork,
- Langley, B. C., (1990), Basic Refrigeration, Reston Publishing Company Inc., Reston Virginia.
- Nasi, İ., (2000), "Absorbsiyon Sisteminin Çalışma Prensibi", Termoklima, Ocak 2000, (90); 39-47.
- Mark, M., Foster, A. R., (1987) Thermodynamics Principles and Applications, Northeastern University, Boston.
- Moran, M. J., Shaphiro, H. N., (1999), Fundamentals of Engineering Thermodynamics, The Ohio State University, Ohio.
- Stoecher, W. F., Jones, J. W., (1982), Refrigeration and Air Conditioning, University of Texas, Austin.
- Wiley, J., (1981), Refrigeration Principles and Systems, Newyork City Technical College, Newyork.

## ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	03 / 07 / 1979	
Doğum Yeri	MERSİN	
Lise	1993-1997	Mersin 19 Mayıs Lisesi (Süper Lise)
Lisans	1997-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü

### Çalıştığı Kurumlar

2001-2002	Ortadoğu Makine Kimya İnş. San.Tic. Ltd. Şti.
2002-2003	Metes Mekanik Tesisat Sistemleri
2003-	İlka Makine Isı San Tic. Ltd.Şti.