

**GÜNEŞ ENERJİLİ ABSORPSİYONLU SOĞUTMA
SİSTEMİNİN İNCELENMESİ**

68912

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Müh. Ömer KUZGUN

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 4 Haziran 1997

Tezin Savunulduğu Tarih : 25 Haziran 1997

Tez Danışmanı

: Doç.Dr. Abdurahman KILIÇ

Diğer Juri Üyeleri

: Doç.Dr.Taner DERBENTLİ

: Yrd.Doç.Dr.Seyhan UYGUR

10 Temmuz 99

10 Temmuz 1997

10 Temmuz 99

ÖNSÖZ

Enerji krizinin başladığı yıllardan beri güneş enerjisinin kaynak olarak kullanılması çalışmalarına büyük bir hız verilmiştir. Bunun yanında kamuoyunda çevre kirlenmesine karşı büyük tepkiler doğmaktadır. Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutucu sistemler her iki soruna en iyi çözüm verdiğinden yararlı kaynak olarak düşünülmüştür. Bu çalışmada soğutucu sistemi çalıştıran akışkan ve sistemin komponentleri düşünülmüştür. Ayrıca bu tür sistemlerde oldukça önemli olan soğutma sisteminin performans katsayısı incelenmiştir.

Bu çalışmalarımda bana her türlü yardımı veren hocam Sayın Doç.Dr.Abdurrahman KILIÇ'a . Bu tezin hazırlanmasında manevi ve maddi yardımlarımdan dolayı öncelikle değerli aileme, Gemi inşaatı mühendisi Türker YALTIR'a ve oğlu Yusuf İslam YALTIR've İ.T.Ü.Makina Fakültesi B.İ.M. personeline teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran 1997

Ömer KUZGUN

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
SEMBOL LİSTESİ	iv
ÖZET	v
SUMMARY	vii
BÖLÜM 1 GİRİŞ	
1.1 Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemleri.....	1
1.2 Absorpsiyonlu soğutma sisteminin tanıtılması.....	3
1.3 Absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma biçimi.....	4
1.4 Absorpsiyonlu soğutma sistemiyle buhar sıkıştırırmalı sistemin karşılaştırılması	5
BÖLÜM 2 AKIŞKAN ÇİFTİNİN İNCELENMESİ	6
2.1 Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkanların özellikleri.....	6
2.2 Soğutucu akışkan olan amonyağın özellikleri.....	8
2.3 NH ₃ -H ₂ O Absorpsiyonlu soğutucunun incelenmesi	10
2.4 LiBr-H ₂ O Absorpsiyonlu soğutucunun incelenmesi.....	18
BÖLÜM3 ÇEVİRİME GENEL BAKIŞ.....	21
3.1 NH ₃ -H ₂ O Absorpsiyonlu soğutma çevriminin komponentlerinin incelenmesi.....	21
3.1.1 Entalpi-Konsantrasyon diyagramı ve önemi.....	24
3.1.2 Sistem komponentleri	25
3.1.3 Üreteç.....	25
3.1.4 Rektifikasyon kolonu.....	27
3.1.5 Analizer.....	35
3.1.6 Yoğuşturucu.....	36
3.1.7 Isı değiştirgeci 1.....	36
3.1.8 Kısılma valfi.....	36
3.1.9 Buharlaştırıcı	37
3.1.10 Yutucu.....	37
3.1.11 Zengin çözelti pompası	39

3.1.12 Isı değiştirgeci 2	39
BÖLÜM 4 SOĞUTMA TESİR (PERFORMANS) KATSAYISI VE	
ÖNEMİ.....	41
4.1 Soğutma tesir katsayısının incelenmesi.....	41
4.2 Absorpsiyonlu soğutucunun bilgisayar programının incelenmesi.....	45
4.3 Sonuçların irdelenmesi.....	46
KAYNAKLAR.....	50
ÖZGEÇMİŞ.....	52



SEMBOL LİSTESİ

$Q_{YUT.}$	:	Yutucudan çekilen ısı akışı	(kj/sn)
$Q_{KAY.}$	:	Kaynatıcıya geçen ısı akışı	(kj/sn)
$Q_{YOĞ.}$	:	Yoğuşturucudan çekilen ısı akışı	(kj/sn)
$Q_{BUH.}$	:	Buharlaştırıcıya geçen ısı akışı	(kj/sn)
W_Z	:	Zengin karışımda amonyak ağırlık oranı	
W_F	:	Fakir karışımda amonyak ağırlık oranı	
g	:	Sirkülasyon faktörü	
C_p	:	Çözeltinin özgül ısısı	(kj/kg°C)
x	:	Eşanjör parametresi	
C	:	Soğutma tonu	
K	:	Üreteç sıcaklık faktörü	
C_{pF}, C_{pO}	:	Fakir ve orta karışımlarının özgül ısınma ısıları	(kj/kg°C)
$YUT.$	:	Yutucu	
$ÜRET.$	:	Üreteç	
$BUH.$	:	Buharlaştırıcı	
$YOĞ.$	:	Yoğuşturucu	
$I.D.$	:	Isı değiştirici	
P	:	Basınç	(Bar, Mpa, mmHg)
X	:	Konsantrasyon	(kgNH ₃ /kg karışım)
H	:	Entalpi	(kj/kg)
h_{FG}	:	Buharlaştırma gizli ısısı	(kj/kg)

β_e	:	Soğutma tesir katsayısı	
M	:	Kütlesel miktar	(kg)
$C.O.P$	:	Performans oranı	
F	:	Fakir	
z	:	Zengin	
$ss\dot{c}$	:	Soğutma suyu çıkışı	
$ss\dot{g}$	:	Soğutma suyu girişi	
T	:	Sıcaklık	(°C)



ÖZET

İnsanların büyük bir kısmı aşırı sıcak bölgelerde yaşamaktadır. Bu yüzden güneş enerjili soğutma özellikle bu bölgelerde oldukça popüler gözükmemektedir. Güneş enerjili soğutma uygulamalarında kullanılan en büyük avantaj maximum talep noktasında elde edilebilir, maximum güneş enerjisi miktarıdır. Bu başvurularda iki ana uygulama vardır. Bunlardan ilki bina soğutulmasında diğeri yiyeceklerin korunması içindir.

Bina soğutma başvurularında kullanılan güneşli soğutma sistemi sıcak yaz periyodunda dışarıdan ısıyı temin etmek için kullanılabilir. Bu sistemin maliyeti iki ana fonksiyon arasında pay edilebilir. İstenilen soğutma öğlen civarı maximum düzeydedir. Bu hal binanın durumuna göre değişir. Soğutma için depolanacak kapasite birkaç saat olmasına rağmen ısıtma sisteminde bu periyod oldukça fazladır.

Ancak güneşli çevrimler özellikle etkili değillerdir ve güç çevrimlerinde güneşli kollektörlerin kullanımında büyük toplama alanları ve yüksek maliyet gerektirir. Güneşli enerji daha çok ısı enerjisine dönüştürülür. Mekanik ve elektrik enerjisine daha az dönüştürülür. Bir absorpsiyonlu çevrimli soğutma sistemi güneşli kollektörler için en uygun uygulama alanı olarak gözükmemektedir.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde 4 temel eleman vardır; Üreteç, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı ve yutucudur. Bu bölümler üzerinde çalışma akışkanı sirküle edilir. Çalışma akışkanı LiBr-H₂O veya NH₃-H₂O olan soğutucu ve yutucu çiftinden oluşan akışkanlardır.

Isı güneşli kollektörlerden üreteçe temin edilir. Bu ısı üreteç de soğutucunun bir kısmını buharlaştırmaya yol açar. Yoğuşturucuya ulaşıncı soğutucu buhar yoğunlaştırılır. Yoğuşturulan buhar buharlaştırıcıya kadar gider. Hava ile ısı kontakt ile yoğuşturucuda bu soğutucu akışkan soğutulur.

Yoğuşmuş şekilde buharlaştırıcıya gelen bu soğutucu akışkan, buharlaştırıcıda dışarıdan temin edilen ısı ile yeniden buharlaştırılır. Yutucudaki çevrim kapalıdır. Yutucuda soğutucu ve yutucu akışkan yeniden birleştirilir. Birleştirilen bu çözelti üreteçe pompa ile basılır.

Kısaca bölümler hakkında bilgi vermek gerekirse öncelikle bölüm1 de esas konumuz olan absorpsiyonlu soğutucunun özet bir şekilde anlatımı incelendi.

Bölüm 2 de ise soğutucu akışkanlarla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ soğutucu akışkanlı sistem ile $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ çalışma sistemi çiftine giriş yapıldı

Bölüm 3 de ise özellikle $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ Çalışma sistemi çevrim boyunca her bir kompenentde ki hal ve durumu incelendi

Bölüm 4 de ise absorpsiyonlu soğutma çevriminde esas önemli olan çevrimin soğutma tesir katsayısının hangi değerlerin etkisiyle değişebileceği incelenerek sistemin çalışması için yapılan bilgisayar programı hakkında bilgi verildi.



SUMMARY

As a very large proportion of the world population lives in overheated areas, current interest in the prospects for solar cooling is particularly strong. The great advantage of using solar energy in cooling and refrigeration applications is that the maximum amount of solar energy is available at the point of maximum demand. There are two quite different major applications, the first in cooling of buildings and the second in refrigeration for food preservation.

In building applications part of the solar cooling system could be used to provide heating outside the hot mid-summer period and the costs of the system could be shared between the two functions. The cooling demand is at a maximum during the early afternoon, depending on the orientation of the building and its thermal mass, so that the storage capacity for cooling is only a few hours in contrast to the very much greater periods required for heating system.

Currently two basic solar techniques are being considered: The vapour compression cycles driven by an engine or electric motor and the absorption cycles driven by an absorption aggregate.

Unfortunately, existing solar engines are not particularly efficient and the power cycles using solar collectors imply large collection areas and hence high capital costs, since solar energy is more efficiently converted into heat than into electricity or mechanical energy, an absorption aggregate seems appropriate for many solar refrigeration applications at present. If and when the cost of photovoltaic cells will be reduced considerably, it would be of advantage to use vapour compression systems powered by photovoltaic generators.

The absorption machine consists of four basic parts; Generator, condenser, evaporator and absorber. Through these parts a working fluid is circulated. The working fluid e.g. lithium bromide-water and ammonia-water consists of a refrigerant in an absorbent. Heat supply from the solar collectors to the generator causes some of the refrigerant to evaporate. When reaching the condenser, the refrigerant vapour is condensed and the condensate is led to the evaporator, which is in thermal contact with the air to be cooled. In the evaporator the condensate is again vapourized upon heat supply from the ambient air.

In the absorber the cycle is closed when the refrigerant recombines with the absorbent and is pumped from there to the generator.

Most of the present absorption cooling aggregates are lithium bromide-water machines with water - cooled absorber and condenser. The pressure in the condenser and generator is determined by the condenser fluid coolant temperature of the cooling fluid in the absorber.

The basic solution processes of an $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ coolant are similar to those of the $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ system, but the pressures and the pressure differences are much higher and mechanical pumps are needed to return solutions from the absorber to the generator. In many applications condenser and absorber are air-cooled, with generator temperatures in the range of 125 to 170°C, in applications where water cooling is used, generator temperatures may be in the range of 95 to 100°C.

The effective performance of an absorption cycle depends on the two materials that comprise the refrigerant-absorbent pair. Desirable characteristics for the refrigerant-absorbent pair are;

1. The absence of a solid-phase absorbent
2. A refrigerant more volatile than the absorbent so that separation from the absorbent occurs easily in the generator.
3. An absorbent that has a small affinity for the refrigerant.
4. A high degree of stability for long-term operations.
5. A refrigerant that has a large latent heat so that the circulation rate can be kept at the minimum.
6. A low corrosion rate and nontoxicity for safety reasons

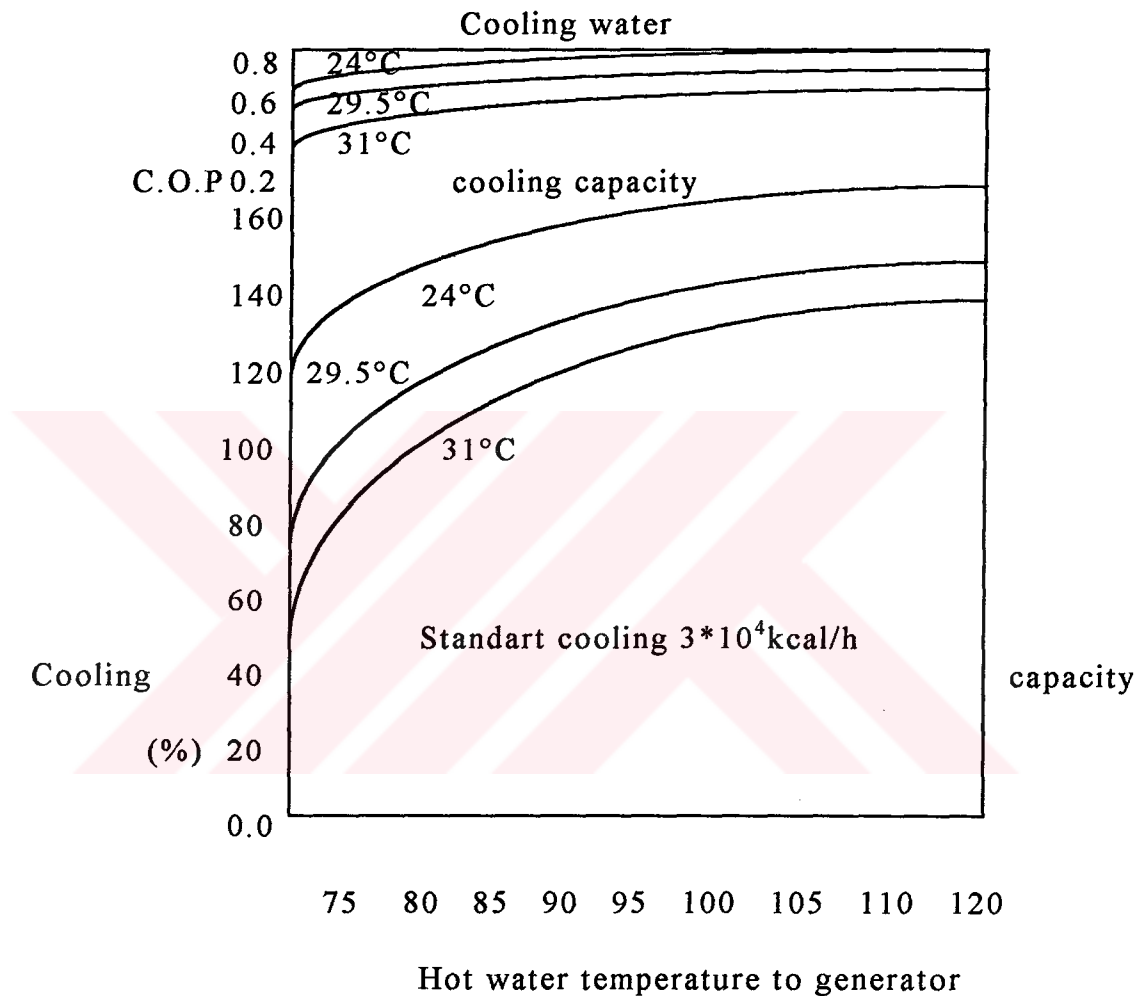
Large absorption air conditioners are manufactured by many of the air conditioning manufacturers in the world but only one makes a residential-sized $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ unit for solar installations.

If the pump work is neglected the c.o.p of an absorption air conditioner can be calculated from the system.

$$\text{C.O.P} = \text{Cooling effect } (q_{\text{BUH}}) / \text{Heat input } (q_{\text{RET}})$$

The c.o.p values for absorption air conditioning range from 0.5 for a small single stage unit. These values are about 15 percent of the c.o.p values that can be achieved by a vapor compression air conditioners. It is difficult to compare the c.o.p of an absorption air conditioner with that of a vapour - compression air conditioner directly, because the efficiency of the electric power generation or transmission is not included in the c.o.p of the vapor - compression air conditioning.

In order to raise the c.o.p value of an absorption chiller it is considered appropriate to take the following measures especially for solar air - conditioning. As show in figure below, it is generally effective to lower the condensing temperature both for absorber and condenser by letting cooling water flow through both compenents



The computer program was written in fortran 77

The main program calls the individual unit subroutines, which have been specified by user. In these program cycles, all datas was taken from the thermodynamics table in the water forms, but the LiBr values after the seperated from generator was taken from specified equation.

In absorption cooling cycles mostly LiBr-Water and Water-Amonia are used as working fluids. The behaviours of working fluids and the processes in the systems are described as follows: The refrigerant fluid, Amonia for Amonia-Water systems and Water for lithium Bromide-Water system, is seperated in generator by the means of heat given to this compenent. The mass flow rate of the refrigerant depends on the temperature to which the solution is heated. After it reaches to the desired temperature, the refrigarent goes through the condenser and eveperator. Meanwhile the weak solution which has less amount of the refrigerant fluid as a result of dissolving in the generator, expands in the throttling valve and goes through the absorber. Here it absorbs the refrigerant coming from the eveperator and a strong solution which has more amount of the refrigerant, as a results of this absorption, forms. Then the strong solution pumped to the generator through the solution pump

In this 4 section , in a computer program is described as we see, main desired thing that can be described by the using of heat energy is produced in the generator at the collector systems. Heat energy is entered at the begining of the program, However the other input values which were said as a absorber, condenser and eveperator temperatures. In this program eveperator temperature was taken between the 4-10 C degree, because of the using LiBr-Water systems. If the eveperature temperature is decreased under the 0 C degree. After reaching this temperature, Water liquid form becomes the solid state . This solid form effects the pipe line of the installation , i.e ice of the water is unwanted state form in this system . This state is called the cyristalization . Cyristalization state becomes above the consantration of the %68 LiBr.

As a result of the main program , If the generator temperature is increased , the c.o.p. value will be sharply increased .

If the condenser and absorber temperature are increased , the c.o.p. value will be decreased.

We observed that the change of the eveperator temperature effects the c.o.p value i.e, If the eveperature temperature is increased between the 4-10 C degree, the c.o.p value is slowly increased.

With the development of the technology and industrialization, two problems has been formed:decrease of energy sources and pollution. Especially in recent years, after the effect of freon gasses on atmosphere were found, the industrialized countries decided on decreasing the use of freon gasses problem on using vapor compression cooling systems, so absorption cooling systems which use LiBr-Water and Water-Amonia as working fluids, will gain great important.

As the conclusion, for the effective operation of absorption cooling system, the following criteria must be generally satisfied: The choice of working fluid and the design parameters of the components. For the comparable region, where temperature is above 0°C LiBr-Water system is more effective than Ammonia-Water system. However, LiBr-Water systems creates more design problems than Ammonia-Water system because the pressure values corresponding to the convenient temperatures are sub-atmospheric.



BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 GÜNEŞ ENERJİLİ SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Güneş enerjisinin geleceği ile ilgili beklentiler ülkeden ülkeye önemli ölçüde değişme göstermiştir. Ancak petrol fiyatlarının yükselmesi güneş enerjisine olan talebi artırmaktadır

Günümüzde güneş enerjisi ile ısıtma hemen herkes tarafından bilinmesine karşılık ülkemizde güneş enerjisi ile soğutma işlemi henüz yeterli ölçüde tanınmamaktadır. 1970 li yıllarda soğuk üretimi için ileri sürülen alternatif metodlar arasında en gerçekçi ve en etkili olarak güneş enerjisi kullanımı sayılmıştır. 1980 li yıllarda bir enerji krizi söz konusu olmadığı için güneş enerjisine olan eğilim azalma göstermektedir. Son zamanlarda alternatif enerji kaynaklarını birleşmiş milletler topluluğunun teşvikiyle ön plana getirmişlerdir.

Güneş enerjisinin soğutmada kullanılabilecek bir kaynak olmasına karşılık bazı olumsuzluklar içermektedir[1,2].

1. En uygun koşullarda bile enerji şiddetinin 1000w/m^2 gibi düşük düzeyde olması
2. Sürekliliğin olmaması
3. Güneş ısısını soğutmaya dönüştürme verimliliğinin düşük olması
4. Geleneksel olarak kullanılan sistemlere ek olarak toplayıcı sistem maliyeti ile toplam maliyetin artması gibi

Ancak güneş enerjisinin bedava olması bir avantaj sağlamaktadır. Herşeye rağmen soğutma için güneş enerjisi kullanımı gelişme aşamasındadır. Tam bir kullanım sağlanması için uzun yıllar gerekmektedir.

Güneş enerjili soğutma sistemleri aşağıdaki şekilde sınıflandırılmaktadır[4,5].

- A. Rankine çevrimli mekanik buhar sıkıştırırmalı sistem
- B. Absorpsiyonlu sistem
- C. Termo elektrik sistem
- D. Ejektörlü sistem
- E. Adsorpsiyonlu sistem
- F. Brayton çevrimli mekanik sistem
- G. Gece ışınlm etkili sistem

Bu soğutma sistemlerinden, mekanik buhar sıkıştırırmalı ve absorpsiyonlu sistem ekonomik olarak değerlendirilebilecek düzeydedir. Termoelektrik soğutma sisteminde kullanılan güneş enerjisi hücrelerinin aşırı derecede pahalı olması nedeniyle bugün için kullanımı düşünülmemektedir. Ancak uzak ve ulaşılmaz yerlerde kullanımı yinede bir çözüm sayılmaktadır. Ejektörlü soğutma sistemi ise ekonomik nedenler ve düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarının sağlanamamasından dolayı diğerlerine göre daha az avantajlı olmaktadır. Absorpsiyonlu sistemde düşük sıcaklıkların elde edilememesi ve ekonomik olmaması nedeniyle çok sınırlı olarak klima uygulamaları için düşünülmektedir. Brayton çevrimli mekanik sistem, ekonomik olmaması, düşük performans katsayısı ve sistem karmaşıklığı gibi dezavantajlar göstermektedir. Ayrıca gece ışınlm etkili sistem, güneş enerjisi elemanları kullanılan bu sistemde soğutma, ışınlm ısı transferi yoluyla gece gökyüzüne enerji kaydedilmesi şeklinde oluşmaktadır. Bu sistemde düşük sıcaklıkların elde edilememesi ve uygun meteorolojik koşullar gerektirmesi nedeni ile kullanılmamaktadır.

Güneş enerjili soğutma sistemlerinin elde edilebilecek farklı buharlaştırıcı sıcaklıkları aşağıda verilen uygulamalarda kullanılabilmektedir[4].

1. (+5) den büyük olması durumunda özellikle klima uygulamaları ve çeşitli meyve, sebze ve peynir depolanmasında
2. (-10) ve (+5) aralığında, örnek olarak süt ve balık gibi gıdaların kısa süre depolanmasında
3. (-10)°C nin altında olması durumunda gıdaların uzun süreli dondurularak depolanması

Ancak araştırmalar -10 ve +5°C aralığında yoğunlaştırılmıştır.

1.2 ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TANITILMASI

Güneşli soğutma başvurularında buhar absorpsiyonlu soğutma sistemi en yaygın olan sistemdir. Dış enerji olarak her türlü ısı enerjisini kullanabilen ısı pompaları, ısıtma ve soğutma yapmak için kullanılabilir. Bu sistemde soğutucu-absorbent karışımına ısı üreteçde elde edilen ısı ile temin edilir. Isı pompası farklı iki enerji kaynağı arasında işleyen az sıcaklıktaki enerji kaynağından ısıyı alıp, çok sıcaklıktaki enerji kaynağına ısı ileten ve bu işlemi yapabilmek için dışardan enerji temin eden sistemdir. Isı pompası bir ortamdan ısı almak amacıyla kullanılırsa soğutma makinası, ortama ısı iletmek amacıyla oluşturulursa ısı pompası olur.

Bu çalışmada soğutma amacıyla kullanılan absorpsiyonlu ısı pompası ısı pompasının bir çeşididir. Absorpsiyonlu soğutma makinaları, açık ve kapalı olmak üzere iki gruptur. Açık çevrimli absorpsiyonlu soğutma çevrimleri yalnız iklimlendirme işlemlerinde ve düşük yükler için kullanılabilir. Kapalı çevrimli sistemler ise her alanda soğutma işlemleri amacıyla ve arzu edilen ölçülerde yapılabilir. Absorpsiyonlu sistemlerin hava sıcaklığının fazla olduğu yöre ve bölgelerde kullanılması çok uygun gözükmektedir.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde iki farklı akışkan sistemde ana rolü gerçekleştirir. Bunlardan biri soğutucu akışkandır. Bu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşarak soğutma yükünün ortamdaki çekilmesini sağlar. Diğer akışkan, absorbent akışkandır. Bu akışkan çevrimin belirli bir bölümünde soğutucu akışkanı taşır. Şekil (1.1-a) den görüleceği üzere soğutma sistemini meydana getiren başlıca elemanlar

kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, yutucu, pompa, ısı değiştiricisi ve genişleme valfinden oluşmaktadır[3].

Sistemde dolaşan soğutucu akışkan sistemin her tarafında dolaşarak ana rolü üstlenir. Yutucu akışkan ise yalnız kaynatıcı, yutucu ve ısı değiştiricisi arasında dolaşmaktadır.

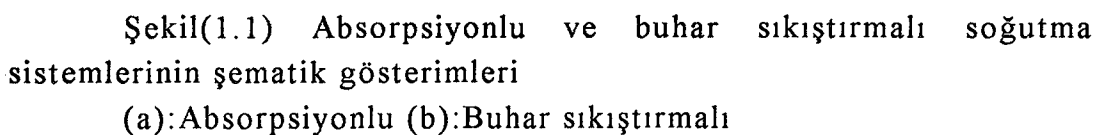
1.3 ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ÇALIŞMA BİÇİMİ

Yutucudan çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı değiştiricisinden geçerek ısınan LiBr bakımından fakir eriyik kaynatıcıya gelir. Burada dışarıdan alınan ısıyla, soğutucu akışkan buharının tamamı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terkeden soğutucu buharı, yoğuşturucuya girer. Kaynatıcıda eriyik içinden soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen zengin eriyik, ısı değiştiricisinden geçip fakir eriyiğe ısı verdikten sonra yutucuya geri döner. Kaynatıcıdan buharlaşarak yoğuşturucuya giren soğutucu buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından büyüktür. Her iki basınç mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır. Basınç kayıpları düşünülmezse, kaynatıcı yoğuşturucu basıncında, yutucu ise buharlaştırıcı basıncındadır. Yoğuşturucudan tamamen yoğuşmuş olarak çıkan soğutucu akışkan, izafi olarak düşük basınçta çalışan buharlaştırıcıya girmeden önce bir kısılma vanasından geçirilir. Buharlaştırıcıya kısılarak giren soğutucu akışkan, burada buharlaşarak gerekli soğutma yükünü ortamdaki çeker.

Buharlaştırıcıdan kızgın veya doymuş halde çıkan soğutucu buharı yutucuya girer. Yutucuda, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısılma valfinden yutucu basıncına kısılan zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını yutar. İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Yutma işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için açığa çıkan ısının yutucudan atılması gerekir. Yutucu içinde tekrar fakir eriyik haline gelen eriyik, bir pompa aracılığıyla tekrar kaynatıcıya döner.

Şekil (1.1-a) ve (1.1-b) deki her iki sistem karşılaştırılacak olursa kısaca aşağıdaki sonuçlara ulaşılır[6].

1. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, soğutucu akışkan iki defa buharlaştırılıp yoğunlaştırılmaktadır. Oysa buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminde bu işlem bir defa olmaktadır.
2. İlave buharlaşma-yoğuşma, mekanik enerjinin yerini alan fiziko-kimyasal bir işlemdir.
3. Absorpsiyonlu soğutma sistemindeki kaynatıcı ve yutucu, buhar sıkıştırılmalı sistemdeki kompresörün yerini almıştır.



BÖLÜM 2

AKIŞKAN ÇİFTİNİN İNCELENMESİ

2.1 ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNDE KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN ÖZELLİKLERİ

Aklımıza sorbent çözeltiler gelmektedir ki bunlar suda başka çözeltiler şeklinde düşünülmektedir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde soğutucular için su yeniden üretim esnasında soğutucunun atmosfere gönderilmesinden beri mümkün soğutucu olarak temeli oluşturmuş. Bu yüzden bu seçilen sorbentler, çok yüksek limitte güçlü elektrolitlerdir. Örneğin metal bileşimli tuzlardır

(Durgunov 1979 da) sorbent çözelti özelliklerinin istenilen karakterlerini tanımlamışlar. Genel olarak

1. Yutucu koşullarında dengede, yüksek çözülebilirlik.
2. Yutucu koşullarında düşük buharlaşma basıncı.
3. Hızlı absorpsiyon ve dengeye ulaşmada kapalılık.
4. Operasyon koşullarında düşük vizkozite.
5. Yüksek ısı iletim
6. Çevrimde en düşük sıcaklığa göre düşük donma noktasıyla kıyaslanması
7. Düşük yoğunluk
8. Isıl korozyona karşı kararlılığı
9. Düşük zehirlenme dereceli
10. Buhar fazına dönüşebilirliği olmaması
11. Korozi özelliği düşük olmalı.
12. Maliyeti düşük olmalı.

Kalsiyum klorid ve çinko klorid tuzlarının maliyetleri absorpsiyonlu sistemlerde öteden beri kullanılan lityum klorid ve

lityum bromit tuzlarından daha ucuzdur. Malesef kalsiyum klorid gerekli çözelti karakterlerini taşımamaktadır. Çinko klorid ise oldukça vizkoz ve koroziftir. Ancak Heath ve Minger (1939 da) kalsiyum klorid ve lityum klorid tuzlarının bileşimini göstermiştir ki geliştirilen çözelti karakteristikleriyle vizkozitede mümkün bir azalma hali görülmüştür, saf lityum kloride nazaran maliyettede bir azalma olmuştur. Bu karışımların maliyetlerinin azalmasında dilityum kalsiyum klorid, dilityum çinko klorid ve kalsiyum çinko klorid sorbent çözeltilerine başvurulması önemli rol oynar. Oysaki bu kıyaslamalar için lityum bromid, lityum klorid ve çinko klorid çözeltileri daha çok araştırılmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı enerjisi soğuk üretmek için direkt olarak kullanılmaktadır. Sistem içinde yüksek kimyasal yakınlığa sahip bir soğutkan eriyiği ile absorbent kullanılmaktadır.

Genel olarak absorpsiyon prensibi karşılıklı çözünürlüğü olan maddeler yüksek sıcaklıkta daha az düşük sıcaklıkta ise daha fazla çözünür olmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde çeşitli soğutucu-absorbent kombinasyonlar verilebilmektedir[10].

1. Amonyak / su
2. Su /Lityum bromid
3. Su /lityum klorid
4. Metil klorid/Tetra etilen glikol
5. Metil alkol/ Kalsiyum klorür

Soğutkan-absorbent kombinasyonlarında aranan en önemli özellik, kimyasal çözünürlüğün yüksek olmasıdır. Yukarıdaki kombinasyonlar içinde amonyak /su en geniş kullanıma sahiptir. Bunun nedeni ise amonyağın kaynama noktasının çok düşük (-33.4°C ve buharlaşma ısısının yüksek (1368.168 kJ/kg) olması ve dolayısıyla soğutma etkisinin çok yüksek olmasıdır. Amonyagın toksiklik ve tutuşabilirlik gibi iki dezavantajı ise sistemin uygun şekilde tasarımı ve kontrolü ile giderilebilmektedir.

Absorbent olarak suyun kullanılmasının nedeni ise amonyağa karşı çözünürlüğün yüksek olması ve böylece daha çok miktarlarda amonyak emilebilmesidir. Amonyak-su kombinasyonlu soğutma sistemi 0°C nin altındaki sıcaklıklarda, gıdaların soğukta saklanması için uygun olmaktadır. Ayrıca kullanımı yüksek olan su-lityumbromid sistemde, soğutkan olarak su kullanıldığı için elde edilebilen minimum buharlaştırıcı sıcaklığı 3°C olmaktadır. Bu nedenle, sadece klima uygulamalarında tercih edilmektedir[8].

Günümüzde absorpsiyonlu soğutma sistemi için en optimal kombinasyonun bulunması için araştırma ve geliştirme programları sürdürülmektedir. Üzerinde çalışılan kombinasyonlara ait örnekler aşağıda verilmiştir[11].

1. Amonyak / Kalsiyumklorür
2. Amonyak / Stronsiyumklorür
3. Amonyak / Heptanol
4. Amonyak / Trietanolamin
5. Amonyak / Lityumnitrat
6. Amonyak / Lityumbromid
7. Amonyak / Çinkobromid
8. Metilamin/ Su

2.2 SOĞUTUCU AKIŞKAN OLAN AMONYAĞIN ÖZELLİKLERİ

Kimyasal sembolu -----	NH ₃
Molekül ağırlığı-----	17.03
Gaz sabitesi-----	49.79
Donma noktası-----	-77.6 °C
Atmosfer basıncında kaynama noktası-----	-33°C
Kritik sıcaklığı -----	132.4°C

Kritik basıncı-----	115.2 ata
Sabit basınçta buharın özgül ısısı----- (20°C sıcaklıkta)	0.524 kcal/kg°C
Sabit hacimde buharın özgül ısısı----- (20°C sıcaklıkta)	0.4 kcal/kg°C
Atmosfer basıncı altında buharlaşma----- gizli ısısı	327.6 kcal/kg
-15°C de emme basıncı -----	2.41 ata
+35°C de yoğuşma basıncı -----	13.765 ata
Patlama limiti (hacimce havaya göre)-----	%16-25

Amonyak uygulama sahası en eski olan bir soğutucu akışkandır. Termodinamik özellikleri tatminkar ve yeterlidir. Kritik sıcaklığı uygulama sahasında herhangi bir problem oluşturmayacak derecede yüksek bir değerdir.

Donma sıcaklığı gıda maddeleri bakımından soğuk depolama tekniğinde istenilen en düşük bir değerde bir soğutma yapılabilmesine imkan verecek derecede düşüktür.

Amonyak buz üretme tesislerinde, buz patinaj sahalarında ve +10°C ile -40°C arasında soğutma yapılması istenen soğuk depolama tesislerinde soğutucu akışkan olarak kullanılabilir.

Orta ve büyük tesislerde yoğuşma basıncı 10 ile 13 ata arasında olup, düşük hızlarda bile küçük kompresor kullanılmasına imkan verecek şekilde düşük özgül hacimdedir. Amonyak kg. başına en yüksek gizli ısıya haiz bir soğutucu akışkandır. Bu, belirli bir miktarda bir soğutma elde etmek için ağırlıkça az bir değerde olan akışkanın sirküle edilmesine ihtiyaç olması demektir. Bu durum kullanılan boru sisteminin ölçüsünü küçülttüğünden büyük tesislerde bir hayli avantaj sağlar.

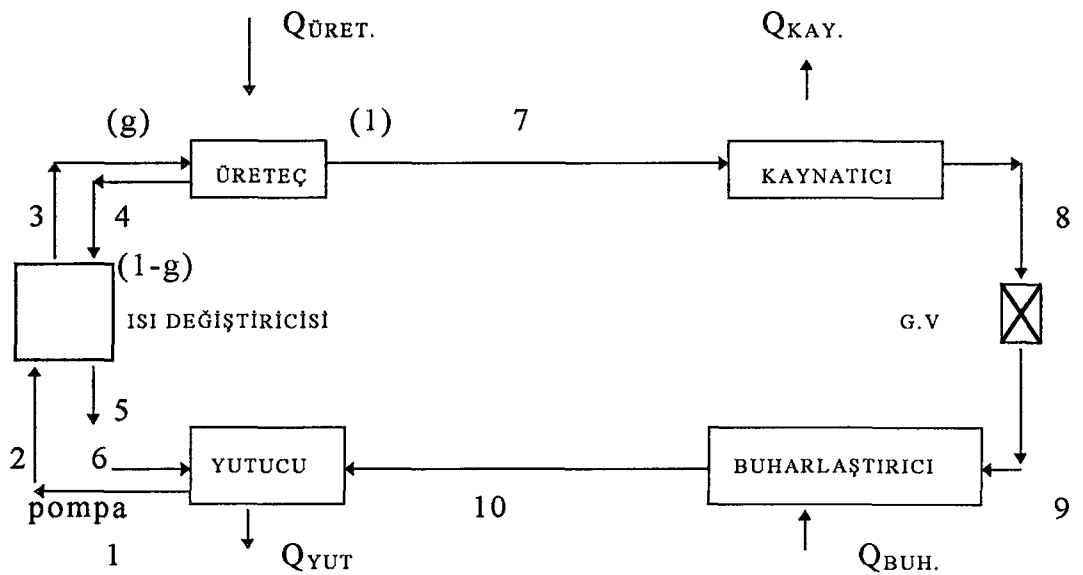
Amonyak, kompresörden basınçlı kızgın buhar olarak çıkışta meydana gelebilecek yüksek sıcaklık altında oldukça yavaş şekilde hidrojen ve azot gazlarına ayrılma imkanı mevcut olmakla birlikte kimyasal bakımdan tatmin edici bir kararlılık gösterir. Amonyak demir ve çeliğe karşı herhangi bir aşındırıcı tesir göstermez.

Bütün bunlardan başka, su ve hava ihtiva ettiği taktirde bakır ve bakır alaşımlarına karşı aşındırıcı bir etki gösterir. Madeni yağlar bu soğutucu akışkanda hiç çözünmezler. Silindir ve benzeri yerlerin yağlanmasında hayvani ve nebati yağlar kullanılmaz. Çünkü bu yağlar amonyak ile karışarak süratle sabun haline gelirler.

Amonyak zehirli ve keskin kokulu bir gaz olduğundan ideal bir soğutucu akışkan olmaktan uzaktır. Kolay yanmaz, ancak ; belirli şartlar meydana gelince yanar ve hava ile karışarak şiddetli bir patlayıcı madde haline gelir [12].

2.3 NH₃-H₂O ABSORPSİYONLU SOĞUTUCUNUN İNCELENMESİ

Bu sistemde NH₃ soğutucu H₂O absorbenttir. Şekil 2.1 de bu sistemin şeması görülmektedir [13].



Şekil 2.1: NH₃-H₂O Absorpsiyonlu soğutma sistemi

Üreteç çıkışında, buhar fazında yaklaşık %80-84 NH_3 bulunmaktadır. Daha sonra bu işlemle bu oran %98 e çıkarılabilir. Soğutulacak ortam sıcaklığı $+4^\circ\text{C}$ den küçükse bu devreye su buharı geçmemelidir. Bunun için su ayırıcı kullanılır.

Zengin karışımda NH_3 ağırlık oranı ve fakir çözeltide NH_3 ağırlık oranı farkı ($W_Z - W_F = W_7 - W_4$) "gazlaşma sınırı olarak tanımlanır" ve değeri 0.10-0.25 arasındadır.

1 kg NH_3 buharının devrede dolaşabilmesi için, yutucudan $(1+g)$ kg çözelti pompalanması gerekiyorsa g "sirkülasyon faktörü" ,özgül dolaşım oranıdır.

$$g = (W_Z - W_F) / (W_O - W_F) = (W_7 - W_4) / (W_3 - W_4) \text{ olmaktadır.}$$

Çözeltinin özgül ısısı $C_p = 0.7 \cdot w + 4.118 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ olmak üzere $x = K \cdot A / m_p \cdot C_p$ eşanjör parametresi olarak tanımlanır.

$$x = \frac{[C \cdot (g-1)]^{1/3}}{C \cdot g} \text{ eşanjör parametresi ifadesinde } C \text{ soğutma tonu}$$

(12660 kJ/h veya 3.52 kw, 1 soğutma tonudur.)

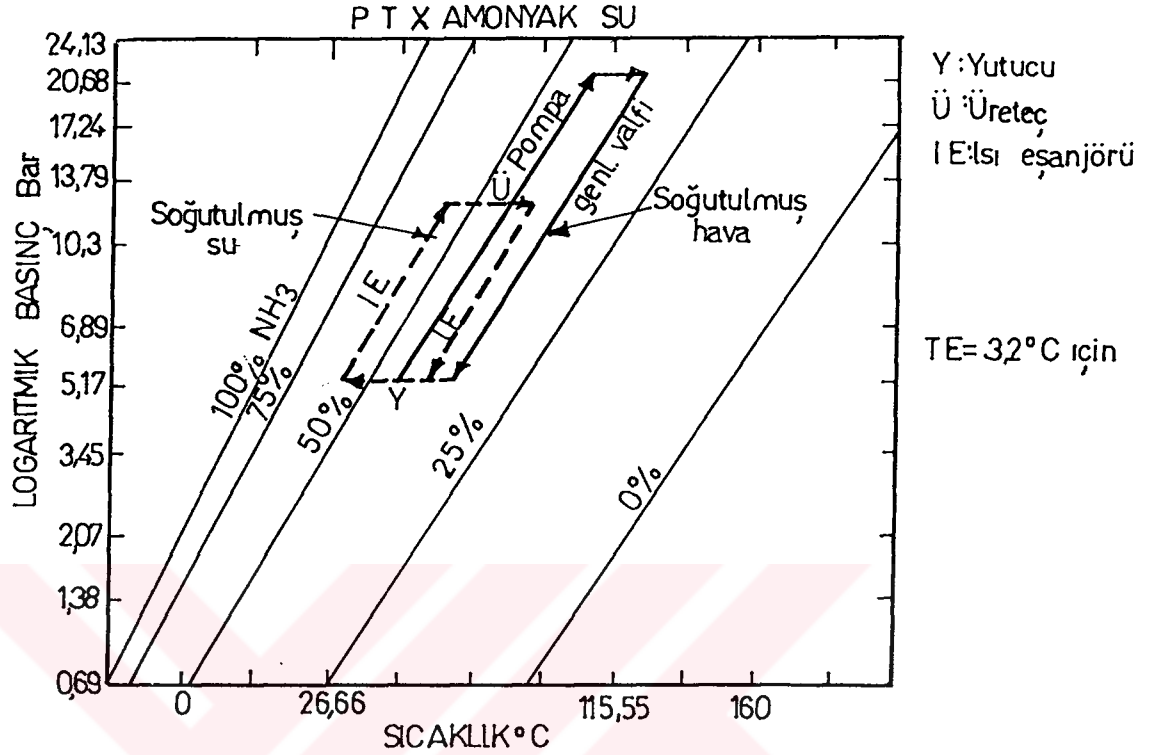
Bir başka parametrede "üreteç sıcaklık faktörüdür." ki

$K = ((1-1/g) \cdot C_{pF}) / C_{pO}$ değeridir. C_{pF} ve C_{pO} fakir ve orta karışımlarının özgül ısınma ısılarıdır. x parametresi ($60-140^\circ\text{C}$) da 2-8 değerleri arasında değişir.

Şekil 2.2 de sistemin çalışma sınırları gösterilmiştir. Kesik çizgiler su ile soğutmalı , sürekli çizgiler ise hava ile soğutmalı halleri göstermektedir. Basınç, üreteç ve soğutulacak ortam sıcaklıkları ile konsantrasyon tarafından belirlenir. Su ile soğutmalı sistemde NH_3 ağırlık oranı 0.27-0.68 arasında değişebilmektedir.

Şekil 2.2 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ absorpsiyonlu soğutma sisteminde yutucu ve yoğunlaştırıcunun hava ve su ile soğutmalı olmasında ,basınç,sıcaklık ve NH_3 konsantrasyonun çevrim boyunca değişim sınırları gözükmemektedir.

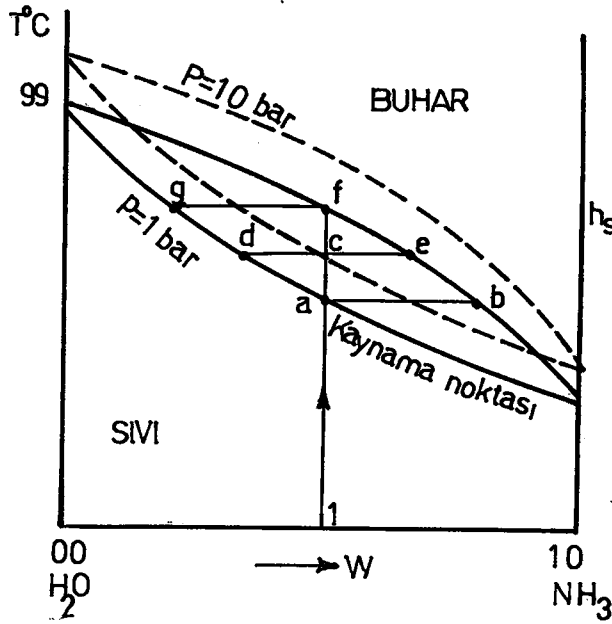
Üreteç sıcaklığı 60°C yi geçtikten sonra performans oranı hızla iyileşmekte ve $60-140^{\circ}\text{C}$ arasında 0.4 den 0.75 e çıkmaktadır.



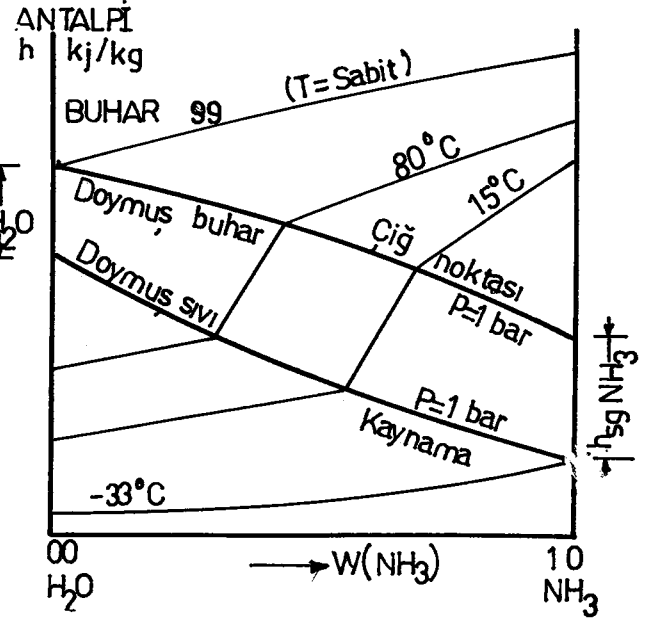
Şekil 2.2; NH_3 - H_2O absorpsiyonlu soğutma sisteminde yutucu ve yoğuşturucunun hava ve su ile soğutmalı olmasında logaritmik basınç, sıcaklık ve NH_3 konsantrasyonunun çevrim boyunca değişim sınırları

Pratik bazı özellikler olarak $T_{\text{koll}}-T_{\text{uret}}=8^{\circ}\text{C}$, $W_f=0.15$, $T_{\text{uret}}-T_4=20^{\circ}\text{C}$ değerleri verilebilir.

Şekil 2.3 ve Şekil 2.4 da NH_3 - H_2O su ikili karışımı için diyagramlar görülmektedir. Çeşitli işlemler ve noktaların özelliklerini hatırlatmak yararlı olacaktır. Şekil 2.3 de NH_3 ağırlık oranı (W_1) olan çözeltiye 1 bar basınçta ısı verilirse T_a sıcaklığında buharlaşma başlar. Buhar fazı içinde %b kadar NH_3 bulunur. Isı vermeye devam edilirse T_c sıcaklığında sıvı ve buhar fazlar mevcuttur. Sıvı faz içinde %d kadar, buhar fazında %e kadar NH_3 vardır. Sıvı fazın ağırlık olarak, buhar fazına oranı c_e/d_e olur. T_f sıcaklığında NH_3 için buharlaşma bitmiştir. Buhar fazda NH_3 oranı %f kadar , sıvı fazda %g kadar NH_3 mevcuttur.



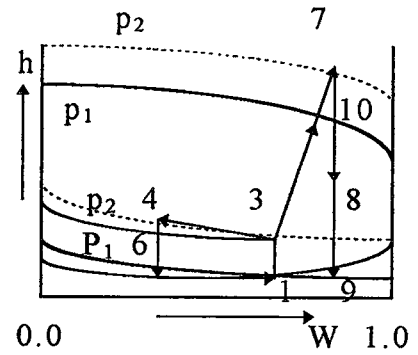
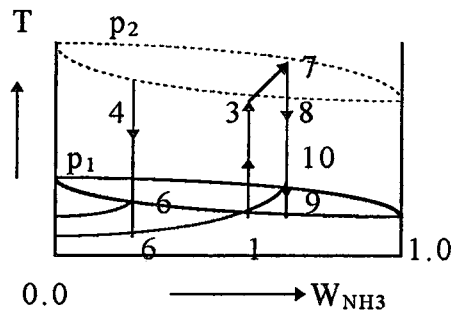
Şekil 2.3; NH_3 Ağırlık oranı sıcaklık üzerinde karışım özelliklerinin değişimi



Şekil 2.4; w-h entalpi diyagramı ve sıcaklık eğrisi

Buna göre NH_3 - H_2O absorpsiyon soğutma çevrimi, T-W ve h-w diyagramlarında Şekil 2.5 de görüldüğü gibi gösterilebilir. Şekil 2.5 deki diyagramlarda bulunan noktaların açıklanması

- 3,7,8,10 - NH_3 buhar devresi, zengin buhar karışımı
- 3,4,6,1 - Fakir sıvı çözelti devresi
- 3,4 - Üreteç fakir çözelti dönüşü
- 8,9 ve 4,6 - Genleşme valfi
- 7,8 - Yoğuşma
- 9,10 - Soğutma temini
- 10,1 ve 6,1 - Yutma



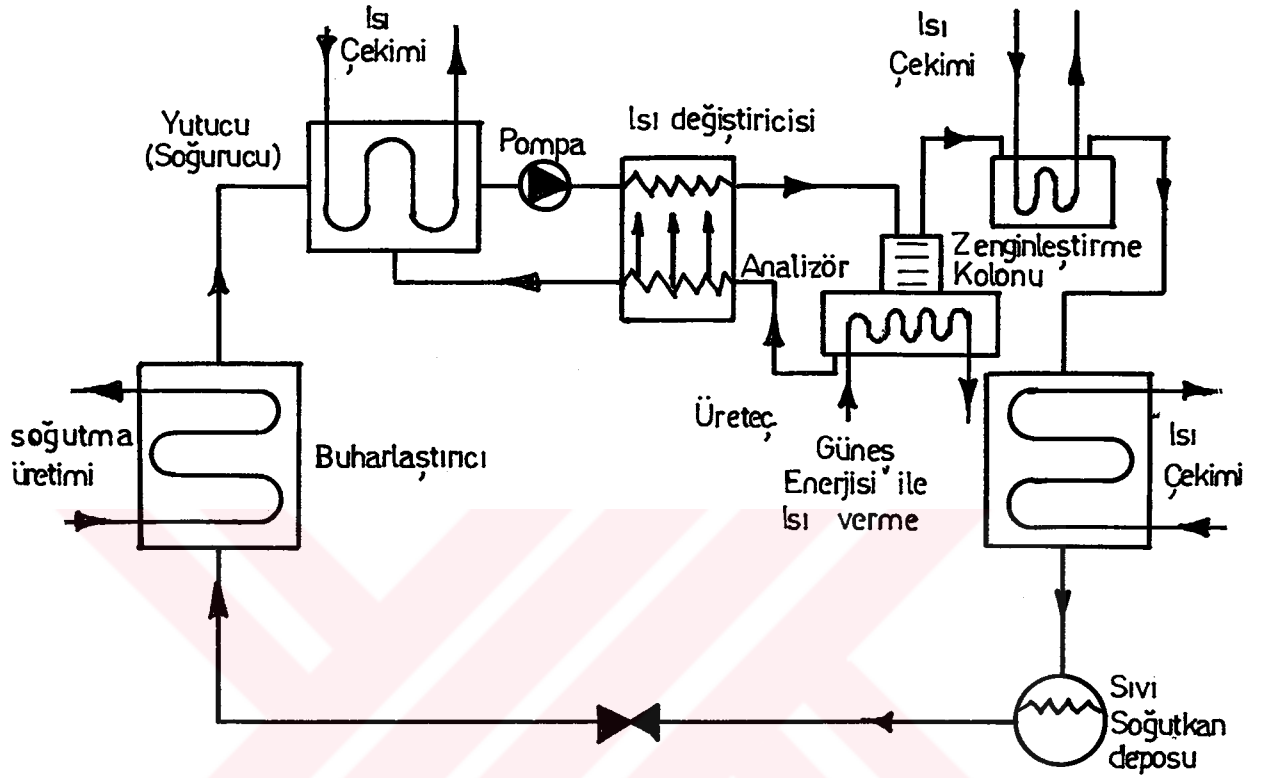
Şekil 2.5;göre NH_3 - H_2O absorpsiyon çevrimi, T-W ve h-W diyagramı

Amonyak -su soğutmalı sistem için temel çözüm işlemleri, basınç ve basınç farklılıklarının daha fazla olmaması haricinde LiBr-H₂O sistemine benzerdir. Yutucudan üretece çözeltilerin geri döndürülmesi için mekanik pompa gereklidir. Bir çok başvuruda yutucu 125-170 °C üreteç sıcaklıkları oranında hava soğutmalıdır. Su soğutmalı kullanılan başvurularda üreteç sıcaklıkları 95-120°C oranında olabilmektedir. Hem hava hemde su soğutmalı sistemlerin şematik çevrimleri yukarıda gösterilmiştir. Hava soğutmalı yoğunlaştırucu için yoğunlaşma sıcaklıkları, sıvı soğutmalı sistemlerin üreteç sıcaklıklarından daha yüksektir.

Güneş enerjili NH₃- H₂O sistemlerinde nispeten çok küçük deneysel başvurular yapılmıştır. Günümüzün ticari soğutucuları için gerekli olan üreteç sıcaklıkları günümüz düzlemsel kollektörleri için gerekli üreteç sıcaklığından daha yüksektir. Kollektörlerin bir araya gelmesi mümkün olduğunda kollektör toplaması gelişiminde bir takım problem doğacaktır. NH₃-H₂O sistemlerindeki çalışmalar; çevrimlerin gelişimi için yüksek derişimde amonyak kullanılmasıyla üreteç sıcaklığının düşürülmesine kaydırılmıştır.

NH₃- H₂O çalışma akışkanı çifti absorpsiyonlu soğutma sistemi LiBr-H₂O sistemiyle benzer olduğunu söylemiştik ancak bu sistemde ayrı devre elemanı olarak zenginleştirme kolonu bulunmaktadır. Zenginleştirme kolonunun üreteç üstünde direkt temaslı ısı değiştirici bir seri üst üste akışkan havuzlarından oluşmuş analizör denilen bir bölümü vardır. Soğutucudan gelen zengin eriyik bu akışkan havuzlarından aşağı doğru taşarak süzülürken üreteçten yükselen buharı soğutur. Taşıyıcı akışkan olan su, üreteç içinde soğutkan akışkan NH₃ gibi kısmen buharlaşır. Bu kullanılan analizör ısı değiştirici üreteçte zengin eriyik için gerekli enerjiyi düşürür, aynı zamanda üreteçten yükselen buhar içindeki su buharının yoğunlaşması sağlanır (büyük bir kısım su buharı buharlaşır). Bu arada yoğunlaşan bir kısım NH₃ buharı ile bu su üreteçe geri döner. Bu zenginleştirme kolonu NH₃- H₂O lu sistemlerde gereklidir. Çünkü bu NH₃ ile H₂O nun buharlaştırıcıya girmesi durumunda suyun orada donması ve istenmeyen durumlara neden olması söz konusudur.

Şekil 2.6; de NH_3 - H_2O çalışma akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemi zenginleştirme kolonu ve analizörüyle etraflıca gösterilmektedir.



Şekil 2.6; NH_3 - H_2O çalışma akışkanlı absorpsiyon soğutma çevrimi

Bu sistemde suyun absorbent, amonyağın da soğutucu akışkan görevini yaptığını daha önceden belirtmiştik. Amonyağın buharlaşma işlemi üreteç de gerçekleştirilir. Bu yüzden amonyak üreteçde tam olarak buharlaşamaz. Amonyağın buharlaşma yüzdesi üreteç sıcaklığına bağlıdır.

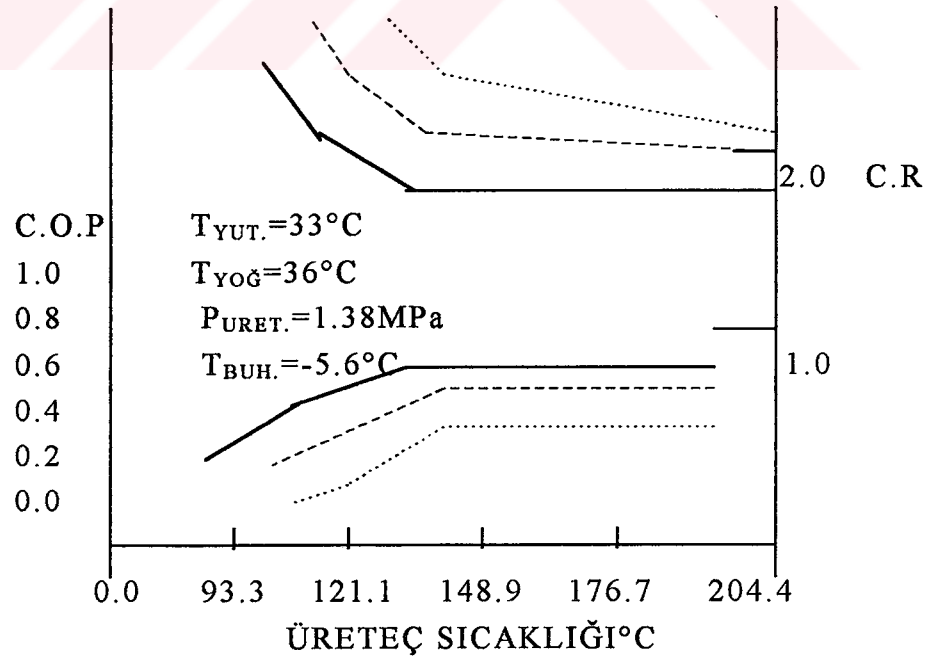
NH_3 - H_2O absorpsiyonlu soğutucu sistemde, buharlaştırıcı giriş sıcaklığı -1.1°C nin altında kalması gerekir. Minimum su içeriğiyle bu su içeriği buharlaştırıcıdaki buz formasyonu için potansiyeli azaltmak içindir. Yüksek basınçta üreteç sıcaklığı artar, böylece bu yüksek basınçta üreteçten ayrılan buharda su miktarının artmasında söylenebilir. Artmış su içeriği bu düşük-kenar basıncında bir düşüşe sebep olur. Verilen buharlaştırıcı sıcaklığında az bir soğutucu buharlaşacaktır. Eğer su içeriği artmaya izin verilir ve buharlaştırıcı

basıncı sabitlenebilirse o zaman buharlaştırıcı giriş sıcaklığı artacaktır.

Bu çevrimde bağımsız faktör vardır. Şöyleki soğutucu konsantrasyonu % 99.5 değerinde ve sabitlenmiş buharlaştırıcı basıncı buharlaştırıcıya giren çalışma akışkanının sıcaklığını tespit eder. Sonuç olarak buharlaştırıcı giriş sıcaklığı üreteç sıcaklığından bağımsız olarak kurulur.

Hem performans katsayısı (C.OP) hemde sirkülasyon oranı (C.R) üreteç sıcaklığının artmasıyla azalır. Şekil 2.7 de soğutucunun buharlaşma ısısı üreteç ısı yüküne baskın bir hale sahiptir. Performans katsayısı üreteç sıcaklığına hissedilir tarzda bağlı değildir[14].

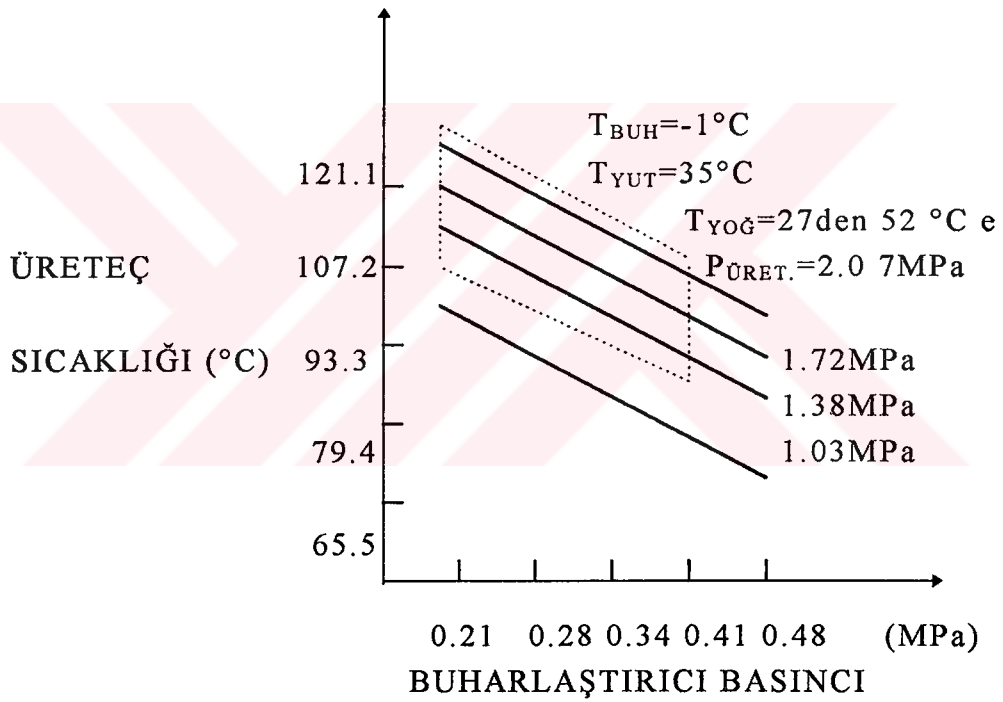
Üreteç basıncı incelendiğinde yüksek kenar basıncının üst limiti 2.07 MPa da seçilir. Bu yüksek kenar basıncında ve 0.21 MPa üreteç basıncıyla belirtilen üreteç sıcaklığı 135°C'dir. Yoğuşturucunun sıcaklığı üreteç basıncı ve yoğuşturucuya giren akışkan konsantrasyonu ile tespit edilir.



Şekil 2.7 Üreteç sıcaklığıyla C.O.P ve C.R nin değişimi [14]

204.4°C den düşük üreteç sıcaklıkları için yoğuşturucu sıcaklığı 37.8 °C nin altına düşer. Bu olay 1.38 MPa dan daha az yüksek kenar basıncıları içindir.

1.03-2.07 MPa oranında üreteç basıncılarında gözlenebilir maximum üreteç sıcaklığı 204.4 °C ye ulaşır. Simülasyon stabil olmayan hale gelir. 0.41 MPa buharlaştırıcı basıncı için, 2.07 MPa dan 1.03 MPa 'a yüksek kenar basıncındaki azalış %40 soğutma yükünde %2 lik performans katsayısında azalmaya sebep olmaktadır. şekil 2.8 de basınçtaki düşüş için maximum izin verilen üreteç sıcaklığı yaklaşık 27.8°C ye düşecektir[14].



şekil 2.8 üreteç sıcaklığıyla buharlaştırıcı basıncının değişimi [14]

Artırılmış olan buharlaştırıcı basıncı sirkülasyon oranında azalmaya ve performans oranındada artmaya sebep olur. Bu basınçta azalma, buharlaştırıcı giriş sıcaklığının artmasını etkiler. Böylece verilen soğutucu konsantrasyonunda düşük-kenar basıncının artması tüm sistemde bir performans sağlar. Örneğin 1.38 Mpa rete basıncında ve 121°C rete sıcaklığında 0.21 Mpa dan 0.48 Mpa a buharlaştırıcı basıncındaki azalma, performans oranında 0.49 dan 0.58 e değişmesine sebep olur. Sirkülasyon oranında da 6.4 den 2.46 ya

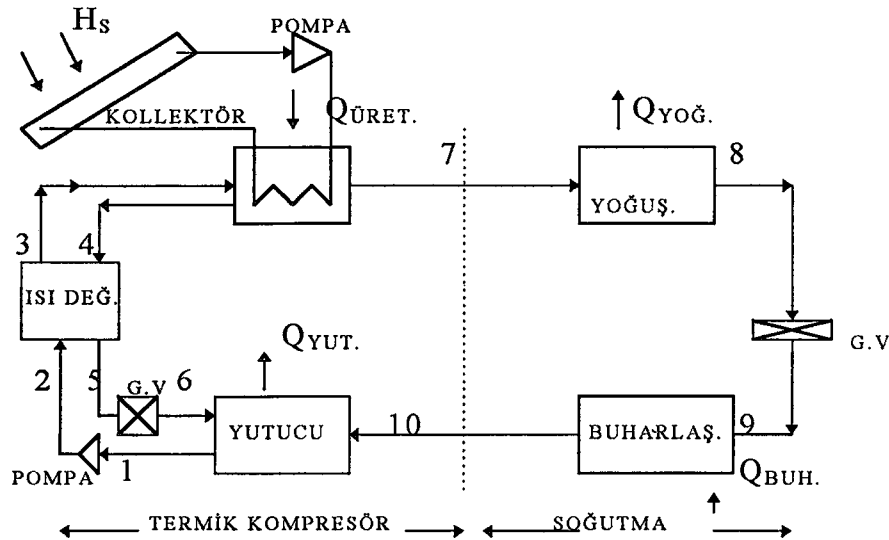
kadar azalma olur. Bu değişim buharlaştırıcı giriş -17.8°C den 2.8°C 'ye artmasıyla olur.

2.4 LiBr-H₂O ABSORPSİYONLU SOĞUTUCUNUN İNCELENMESİ

Bu sistemde soğutucu akışkan su absorbent akışkan ise LiBr dir. Güneş enerjisi uygulamaları için uygun bir sistemdir. Üreteç de yüksek sıcaklık gerektirmez ($70-90^{\circ}\text{C}$ gibi). Soğutucu akışkan su olduğu için, sistem vakum altında çalışmaktadır. Soğutma oranı 60°C de 0.65 iken 95°C de 0.88 e kadar çıkabilir. Yüksek sıcaklıklarda LiBr ağırlık oranı sınırlanmıştır. Çalışma sıcaklıkları içinde %68 LiBr oranından sonra kristalleşme olayı olmaktadır.

Şekil 2.9 da LiBr-H₂O soğutma devresi şeması verilmektedir.

Kısaca sistemi açıklamak gerekirse LiBr-H₂O çözeltisi, bir sıvı pompasında sıkıştırılır. Üreteç te güneş enerjisiyle su buharlaştırılır. Üreteç basıncında elde edilen su buharı, yoğuşturucu da yoğuşturulur, genleşme valfinde basınç ilk değere yutucu basıncına düşürülür. Düşük basınçlı iken, soğutulacaksa sistemden ısı alıp buharlaşır ve yutucuda absorplanır.



Şekil 2.9 LiBr-H₂O Absorpsiyonlu soğutma sistemi

Üreteç de, pompadan gelen debinin bir kısmı su buharı olarak devreye gönderilirken, su kütleli yüzdesi azaltılmış olan geri kısım basıncı düşürüldükten sonra yutucuya geri dönüş yapar.

Amonyaklı sistemdeki parametreleri, bu sistemde şöyle tanımlayabiliriz.

Performans katsayısı β_c

$$\beta_c = Q_{BUH}/Q_{ÜRET} = Q_{BUH}/Q_{ÜRET} = (M_7 \cdot (H_{10} - H_9)) / (M_7 \cdot (H_7) + M_1 \cdot (H_4 - H_3))$$

q , 1 kg soğutucu akışkan başına düşen ısıdır.

g , 1kg su buharı için pompa çözeltisi debisi olup özgül dolaşım oranıdır.

$$g = (M_4 + M_7) / M_7 = (W_7 - W_1) / (W_1 - W_4)$$

W , LiBr kütleli oranı olmak üzere, soğutma tesir katsayısı

$$\beta_c = h_{fg} / (H_7 + (g-1) \cdot H_4 - g \cdot H_3)$$

h_{fg} , buharlaşma gizli ısı (kJ/kg)

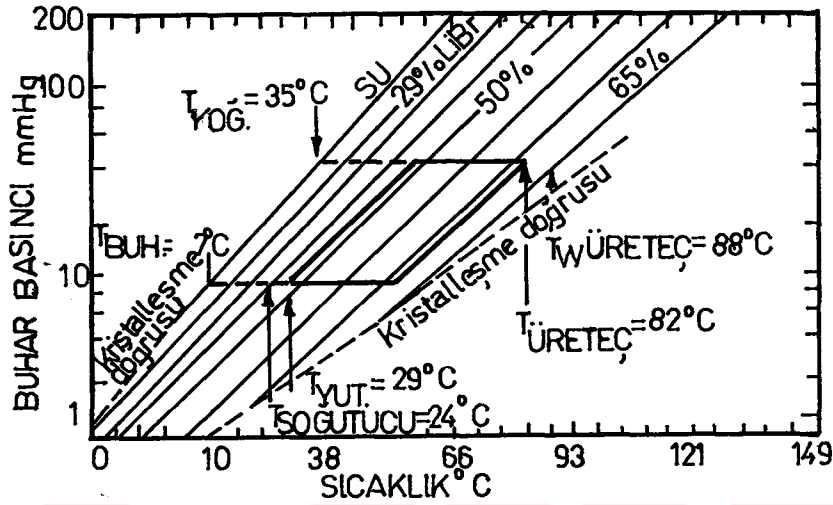
örnek vermek gerekirse $g=12.2$ olması halinde $\beta_c=0.78$ olmaktadır. Üreteç sıcaklığı 95°C de $\beta_c=0.9$ civarındadır.

$$x = (K \cdot A) / (M_p \cdot C_p) = (46.6 \cdot (C \cdot (g-1)^{1/2}) / (C \cdot g)$$

x , eşanjör parametresi olarak tanımlanır.

C , standart soğutma tonu (1 soğutma tonu 12660 kJ/h). LiBr- su sisteminde, eşanjör parametresi, $60-95^\circ\text{C}$ sıcaklıklar arasında 2-16 aralıklarındadır. Örnek vermek gerekirse 40° kuzey enlemde $3046\text{kJ/m}^2\text{h}$ güneşlenme şartlarında 30° eğimli güneşe yönelmiş bir güneş kollektöründe 1kJ/h soğutma yükü için $0.8-1\text{m}^2$ kollektör alanı gerekmektedir.

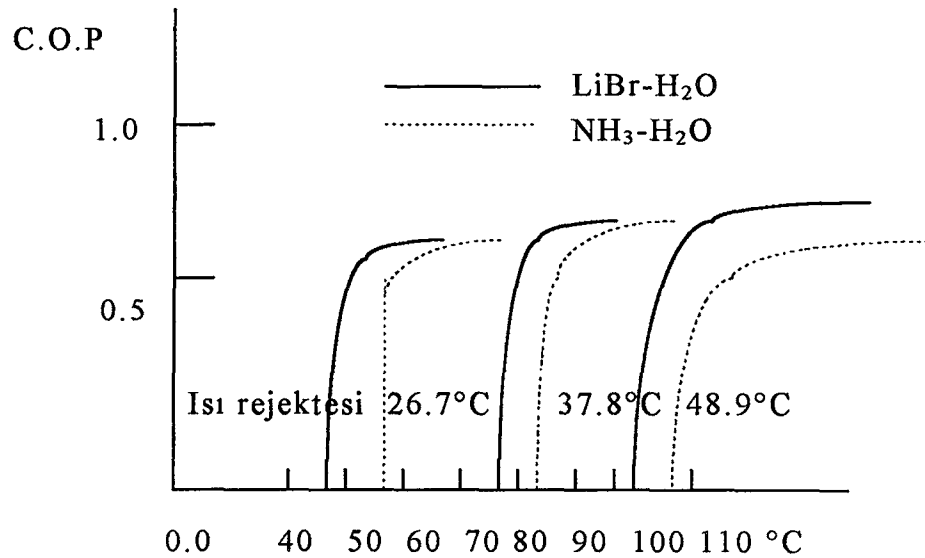
Şekil 2.10 da LiBr-su sisteminde basınç-sıcaklık- LiBr yüzdesi özelliklerine göre kristalleşme sebebiyle çalışma sınırları görülmektedir.



Şekil 2.10 LiBr-H₂O Absorpsiyonlu soğutmada çalışma sınırları

LiBr-H₂O sisteminde c.o.p değeri bir ön soğutucu konulmasıyla geliştirilebilir. Böylece genişleme valfinden gelen soğutucu buharlaştırıcıdan ayrılan buhar ile soğutulmuş olur.

Şekil 2.11 de 4.4°C buharlaştırıcı sıcaklığında LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O çevrimlerinde ısı temini ve ısı rejektesiyle c.o.p in değişimi görülmektedir.



Şekil 2.11 Isı temini ve ısı rejektesiyle c.o.p nin değişimi [16]

BÖLÜM 3

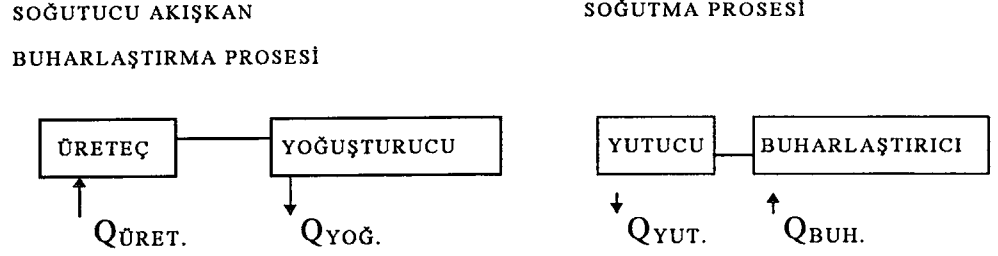
ÇEVİRİME GENEL BAKIŞ

3.1 NH₃- H₂O ABSORPSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN KOMPONENTLERİNİN İNCELENMESİ

Üreteçte temin edilen ısı enerjisine bağlı olarak sürekli çalışan ve üreteçte soğutucu akışkan buharlaştırma, buharlaştırıcıda soğutma proseslerini bir arada bir çevrim boyunca gerçekliyen sürekli absorpsiyon soğutma sistemine karşı bir alternatif de süreksiz absorpsiyon soğutma sistemidir

Süreksiz absorpsiyon soğutma sisteminde soğutucu akışkan akım yönü devamlı olarak aynı kalmaz. Sistemin gün boyunca çalışması birbiri arkasından gerçekleşen, yaklaşık eş zamanlı iki ayrı safhada gerçekleşir. Soğutucu akışkan buharlaştırma safhasında, üreteç ve yoğuşturucu beraber çalışarak, üreteçte zengin karışım içinde buharlaştırılan soğutucu akışkan sürekli olarak yoğuşturucuda yoğuşturulur ve depolanır. Müteakiben gelen soğutma safhasında ise tek prostedeki üreteç ve yoğuşturucu üniteleri bu kez sırası ile yutucu ve buharlaştırıcı görevini görür. Ünitelerin bu yeni fonksiyonları ile soğutucu akarken akım yönü tersine dönmüş ve soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda soğukluk etkisini oluşturtukdan sonra yutucuda fakir karışım tarafından absorbe edilmesi sağlanmış olur.

Şekil 3.1 de şematik çalışma prensibi verilen sistemde üreteç ile yutucu ve yoğuşturucu ile buharlaştırıcı üniteleri birbirini takip eden soğutucu akışkan buharlaştırma ve soğutma proseslerinde her iki vazifeyi yüklenebilecek şekilde dizayn edilmiş ünitelerdir.



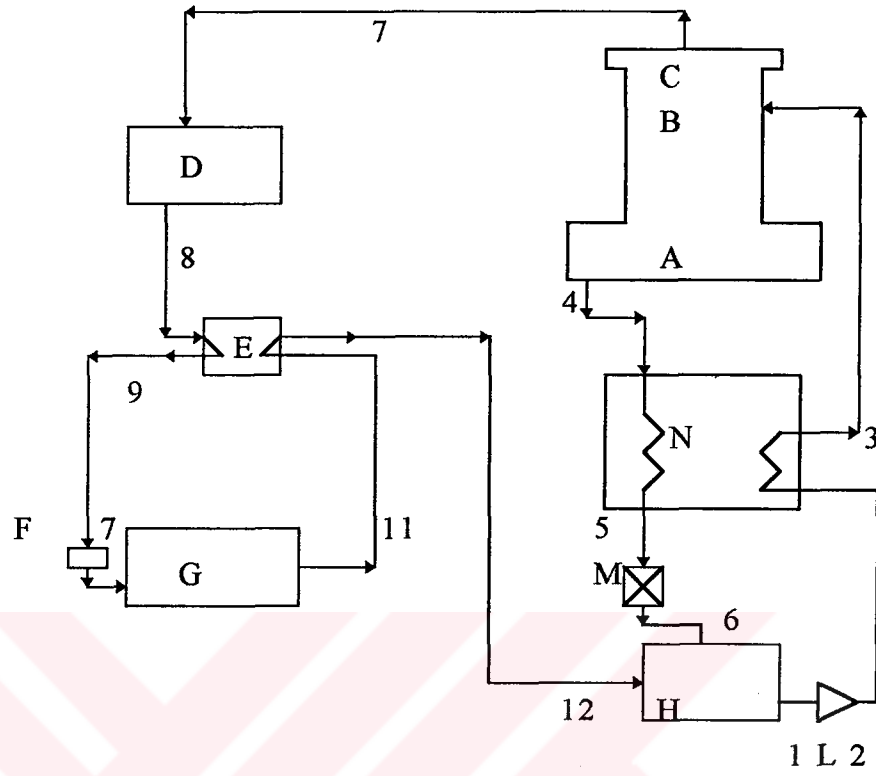
Şekil 3.1 Soğutucu akışkan buharlaştırma ve soğutma prosesi

Ancak bu son düşünce güneş enerjisi uygulamalarında sürekli sistem kadar kabul görmemiş ve kullanım alanı bulamamıştır. Çalışmamızda sürekli absorpsiyon sistemi ele alınmış ve soğutucu akışkan -çözücü çifti olarak seçilen amonyak-su çiftinin özellikleride göz önünde tutularak genel bir model seçimine gidilmiştir.

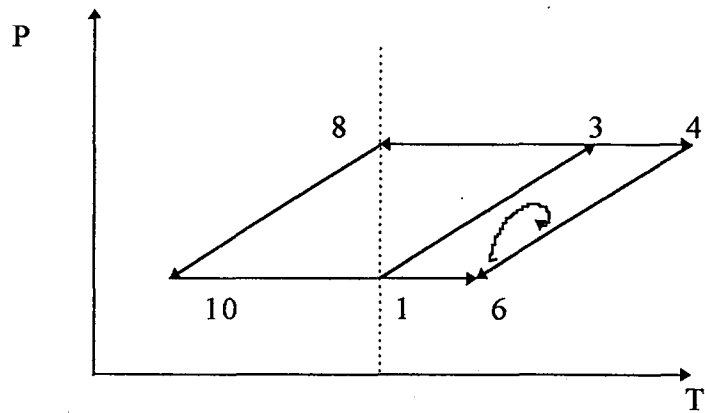
Şematik gösterilişi şekil 3.2 de, termodinamiksel çevrimi şekil 3.3 de verilen sistem aşağıdaki ünitelerden oluşmuştur.

- A. Üreteç
- B. Rektifikasyon kolonu
- C. Analizer
- D. Yoğuşturucu
- E. Isı değiştirgeci
- F. Kısılma valfi
- G. Buharlaştırıcı
- H. Yutucu
- L. Pompa
- M. Kısılma valfi
- N. Isı değiştirgeci

En genel anlamda bir sistemi modelize etmek o sistemi teşkil eden komponentleri modelize etmek suretiyle gerçekleştirilebilir. Bu amaçla bu bölümde sistem komponentleri teker teker incelenecek her komponente ait kütle ve enerji denklemleri çıkartılacaktır. Sistemin üreteç ve yutucu dışındaki üniteleri bilinen ve termik sistemlerde sık sık kullanılan ünitelerdir. Bu yüzden bu bölümde inceleme olarak daha çok üreteç, rektifikasyon kolonu ve yutucu ağırlıklı olarak ele alınmıştır[17].



Şekil 3.2 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ Absorpsiyonlu soğutma çevriminin gösterimi



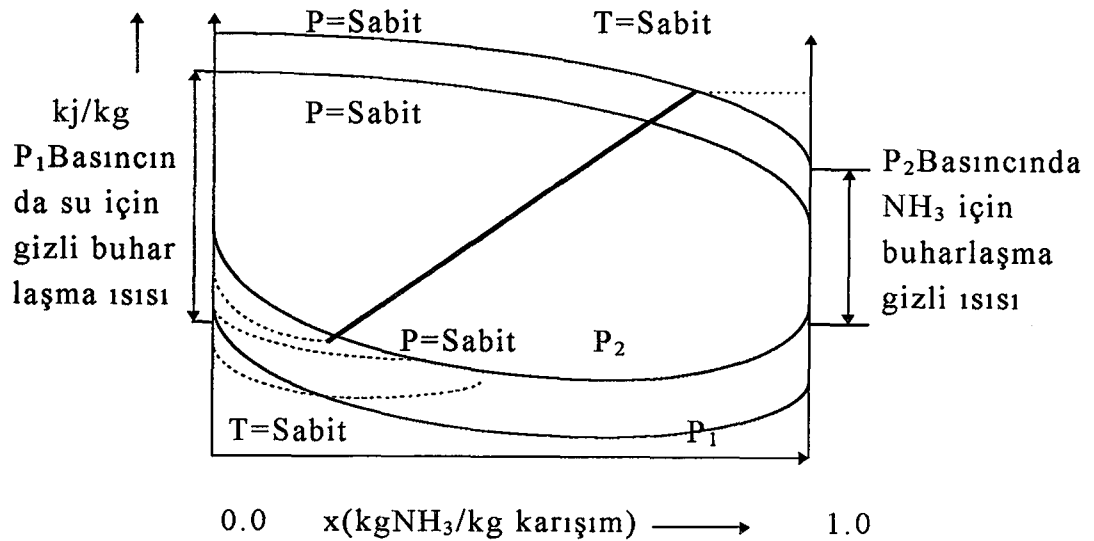
Şekil 3.3 Basınç ve sıcaklığa göre termodinamiksel çevrim.

3.1.1 ENTALPİ-KONSANTRASYON DİYAGRAMI VE ÖNEMİ

Absorpsiyon soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkan -çözücü çifti çevrimin hemen her noktasında ikili karışım halindedir. Bu karışım sistem içinde çalışma esnasındaki buhar ve sıvı fazlarında tamamen homojen ve termodinamiksel denge halinde kabul edilebilir. İkili karışımlar saf maddelerden farklı olarak belirli bir basınç değeri için tek bir kaynama sıcaklığına sahip değildirler. Basınç ve sıcaklık değerleri arasındaki ilişki karışımın, karışımı oluşturan komponentlerden herhangi birine göre konsantrasyon ile direkt olarak bağlantılıdır. İkili karışımlara ait bu üçlü ilişkiler deneysel olarak tespit edilirler.

Bu üç durum büyüklüğünü ve durum noktalarına ait entalpi değerlerini birarada bulabileceğimiz entalpi- konsantrasyon diyagramları ikili karışımlara ait proseslerin ve bu prosesleri ihtiva eden sistemlerin hesaplanmasında büyük kolaylıklar getirmektedir. Şekil 3.4 de amonyak su çiftine ait entalpi -konsantrasyon diyagramı şematik olarak gösterilmektedir.

Şekil 3.4 de ki düşey eksenler P_1 basıncında su için buharlaşma gizli ısı ve P_2 basıncında amonyak için buharlaşma gizli ısı verilmektedir[17]



Şekil 3.4 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ Su çiftine ait entalpi-konsantrasyon diyagramı

3.1.2 SİSTEM KOMPONENTLERİ

Sürekli rejim şartlarında bir absorpsiyon soğutma sistemi analizi, sistem içinde sıvı ve buhar fazlarının bir arada görüldüğü yerlerde bu iki faz arasında termodinamiksel dengenin varlığı kabul edilerek, komponentlerdeki enerji ve kütle dengesi ifadeleri yardımı ile gerçekleştirilebilir.

Böyle bir analiz ile bilinen üreteç, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve yutucu sıcaklıkları için birim buharlaştırıcı yükü başına soğutucu akışkan ve çözücü kütleli debileri belirlenebilir. Genellikle komponentlerin çalışma sıcaklıkları doğrudan bilinmez, ancak bilinen bazı dizayn sıcaklıkları (çevre,ısı kaynağı,soğutulacak mahal sıcaklıkları vs.) yardımı ile kolaylıkla tespit edilebilirler. Bu şekilde belirlenen yoğuşturucu, yutucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları için, birim buharlaştırıcı yükü başına sistemin çalışmasını temin edecek üreteç dizayn sıcaklığı ve gerekli ısı ihtiyacı ile sistem performans katsayısı tespit edilebilir.

Bilinen sıcaklık seviyeleri ve ısı transferi miktarları ile sistem komponentlerinin boyutlandırılmaları ise ana ısı transferi ilişkilerine dayanır .

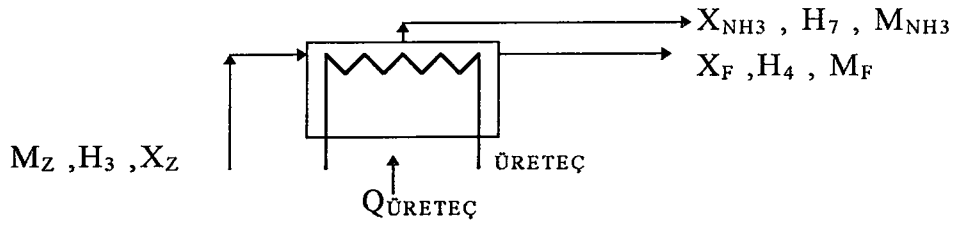
Sistem komponentlerinin teker analizinde enerji girdisini alan kısım olarak üreteç analize başlanacak en uygun noktadır.

3.1.3 ÜRETEÇ

Üreteç bir taraftan kollektörden gelen ısı yüklü akışkan diğer tarafta kaynamakta olan zengin karışım ile basit bir ısı değiştirgeci olarak modelize edilebilir. Sistemde üreteçe dışarıdan verilecek ısı miktarını dolayısı ile bu ısı miktarını temin edecek güneş kollektörü yüzey alanını mümkün olduğu kadar düşük seviyelerde tutabilmek için, üreteç ile yutucu arasında kullanılan ısı değiştirgecinde zengin karışımın sıcaklığının kendi konsantrasyonuna ve üreteç basıncına uyan kaynama sıcaklığına kadar yükseltildiği düşünülmüştür. Böylece

üreteçe kollektörden sağlanacak ısı girdisinin büyük kısmı zengin karışım içinden amonyak buharlaştırılmasında kullanılırken ancak çok küçük bir kısım ısı miktarı zengin karışım sıcaklığını artırmak için kullanılmaktadır.

Şekil 3.5 de şematik olarak görülen üreteçde ısı ve kütle dengeleri aşağıdaki gibi yazılabilir.



Şekil 3.5 Üreteç deki ısı ve kütle dengeleri

$$Q_{\text{ÜRET}} + (M_Z \cdot H_3) = (M_{\text{NH}_3} \cdot H_7) + (M_F \cdot H_4)$$

$$Q_{\text{ÜRET}} = (M_{\text{NH}_3} \cdot H_7 + M_F \cdot H_4) - (M_Z \cdot H_3)$$

$$Q_{\text{ÜRET}} = M_{\text{NH}_3} \cdot (H_7 - H_4) + M_Z \cdot (H_4 - H_3) \quad (\text{A.1})$$

ve $q_{\text{ÜRET}} = Q_{\text{ÜRET}} / M_{\text{NH}_3}$ olarak tariflenir ise, üreteçde buharlaştırılacak 1kg amonyak için gerekli ısı miktarı

$$q_{\text{ÜRET}} = (H_7 - H_4) + (M_Z / M_{\text{NH}_3}) \cdot (H_4 - H_3)$$

$$Q_{\text{ÜRET}} = (H_7 - H_4) + (X_{\text{NH}_3} - X_F) / (X_Z - X_F) \cdot (H_4 - H_3) \quad (\text{A.2})$$

Şeklinde bulunur.

Üreteçde kütle dengesinde aynı şekilde

$$M_Z \cdot X_Z = M_{\text{NH}_3} \cdot X_{\text{NH}_3} + M_F \cdot X_F$$

(A.3)

$$M_Z / M_{\text{NH}_3} = (X_{\text{NH}_3} - X_F) / (X_Z - X_F) \quad \text{ve}$$

$$M_F / M_{NH_3} = (X_{NH_3} - X_Z) / (X_Z - X_F)$$

ifadeleri yukarıdaki ana denkleme yerleştirilirse 1kg amonyak buharı için

$$(X_{NH_3} - X_F) / (X_Z - X_F) * X_Z = X_{NH_3} + (X_{NH_3} - X_Z) / (X_Z - X_F) * X_F \quad (A.4)$$

Şekline girer.

3.1.4 REKTİFİKASYON KOLONU

Şekil 3.2 de görüldüğü gibi üreteç ile analizler arasında bulunan rektifikasyon kolonu amonyak-su çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemini önemli bir biçimde temsil eder. Sistemin çalışması esnasında rektifikasyon kolonu, üreteç ve analizler ile bir bütün teşkil eder. Sistem analizinde birbirleri ile içiçe çalışan bu üç bölüme bir bütün olarak bakmak gerekir.

Kolon gelişi güzel seçilmiş iki kesitinde şekil 3.6

$$M_{B1} + M_{S2} = M_{B2} + M_{S1} \text{ ve}$$

$$M_{B1} - M_{S1} = M_{B2} - M_{S2} \text{ yazılabilir.}$$

Bu eşitlikler bütün kolon boyunca geçerlidir. Kolonun herhangi bir kesiti için

$$M_B - M_S = M_{NH_3} = \text{sabit tarzda aynı tarzda} \quad (A.5)$$

$$M_{B1} * X_{B1} + M_{S2} * X_{S2} = M_{B2} * X_{B2} + M_{S1} * X_{S1} \text{ ve}$$

$$M_{B1} * X_{B1} - M_{S1} * X_{S1} = M_{B2} * X_{B2} - M_{S2} * X_{S2}$$

ifadeleride kolonun her noktasında geçerli olup

$$M_B * X_B - M_S * X_S = M_{NH_3} * X_{NH_3} \quad (A.6)$$

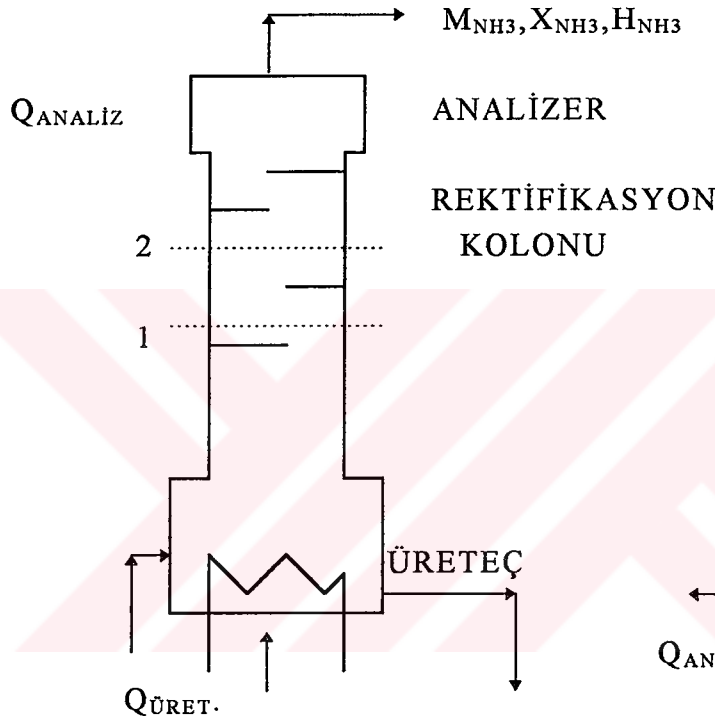
şeklinde genelleştirilebilir.

Kolonun analizer ile birleşen en üst parçası için ısı dengesi ifadesi ise şekil 3.7 de

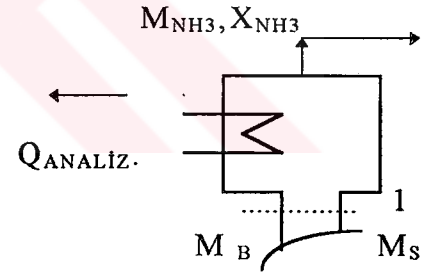
$$M_B \cdot H_B = M_{NH_3} \cdot H_{NH_3} + M_S \cdot H_S + Q_{ANALİZ}. \quad (A.7)$$

$$M_B \cdot H_B - M_S \cdot H_S = M_{NH_3} \cdot H_{NH_3} + Q_{ANALİZ}.$$

denklemleri ile belirlenir.



Şekil 3.6 Analizerdeki ısı dengesi



Şekil 3.7 Analizerin üst noktası için ısı dengesi

Eğer $M_S / M_{NH_3} = \Omega$, $M_B / M_{NH_3} = \emptyset$

ve $Q_{ANALİZ} / M_{NH_3} = q_{ANALİZ}$ olarak tariflenirse

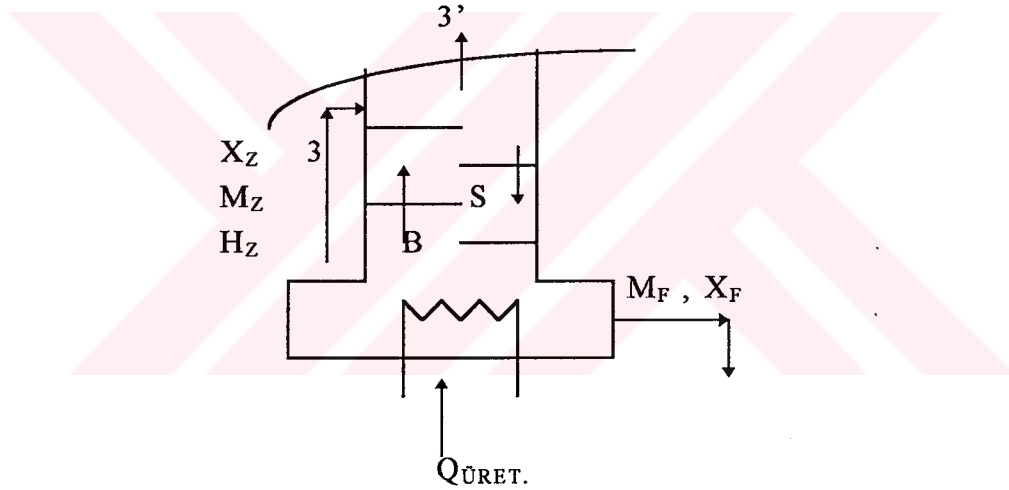
$$\emptyset - \Omega = 1, \quad \Omega = \emptyset + 1, \quad \emptyset = \Omega + 1 \text{ olup}$$

A.6 denklemi $\emptyset \cdot X_B - \Omega \cdot X_S = X_{NH_3}$

$$\emptyset \cdot H_B - \Omega \cdot H_S = H_{NH_3} + q_{ANALİZ}$$

transferi olaylarını formüle etmemiz gereklidir. Olayların gidişatına karar verebilmek için bir başka yol ise yukarıdaki bilgiler yardımı ile entalpi - konsantrasyon diyagramı üzerinde neticeye girmektedir. Çok daha basit ve hassas bir çözüm yöntemi olan bu son seçenek çalışmamızda benimsenmiştir.

Şekil 3.9 daki ayrıştırma prosesi zengin karışım besleme akımının direk olarak üretece değil, fakat kolonun ortasından verilmesi ile geliştirilebilir. Bu durumda kolonun analizi analizler ile birleşen bir üst parça ve üreteç ile birleşmiş bir alt kısımdan oluşmuş iki ayrı bölgede yapılır. Kolonun analizler ile birleşmiş üst bölümü için şimdiye kadar yapılan analiz ve sonuçlar tamamen geçerlidir. Üreteç ile birlikte çalışan kolon alt kısmı analizi ise benzer bir düşünce tarzı ile gerçekleştirilebilir.



Şekil 3.9 Üreteçteki ayrıştırma prosesi

Kolonun herhangi bir kesiti için şekil 3.9

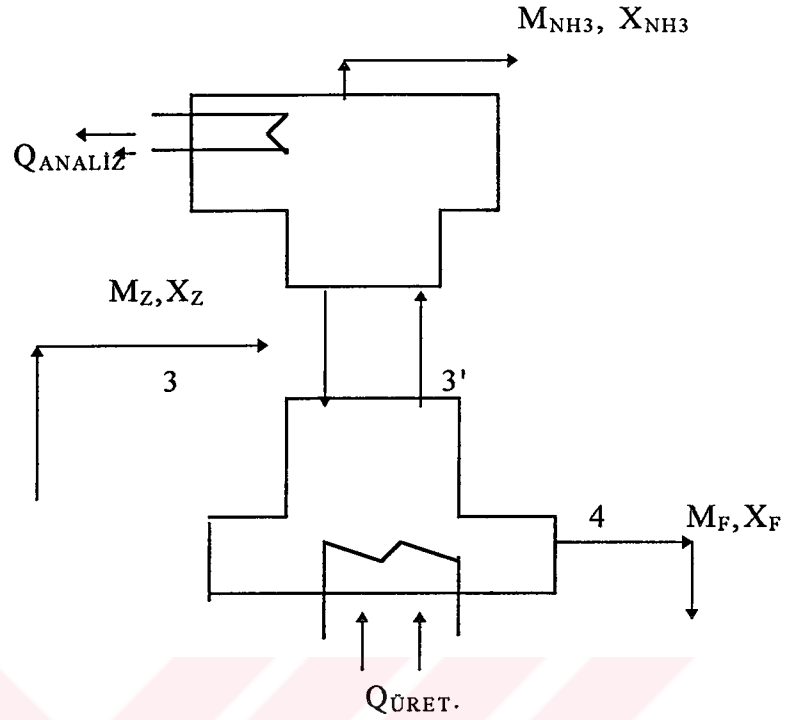
$$M_S - M_B = M_F \quad (A.9)$$

$$M_S * X_S - M_B * X_B = M_F * X_F$$

$$M_S * H_S - M_B * H_B = M_F * H_F - Q_{\text{ÜRET.}} \quad (A.10)$$

denklemleri yazılır. (A.9) ve (A.10) nolu denklemlerin ortak çözümü ile

$$((X_B - X_F) / (X_B - X_S)) * (H_B - H_S) = (H_B - H_F) * (Q_{\text{ÜRET.}} / M_F) \quad (A.11)$$



Şekil 3.11 Rektifikasyon kolonu

Besleme akımı (zengin karışım) prensib olarak kolonun ortasından verilmektedir. Üreteçten buharlaşan soğutucu akışkan bu besleme noktasına (3) her an daha soğuk olan zengin karışım ile direk temas ederek ve böylece amonyak bakımından giderek saflaşarak yükselecektir. Bu andan sonra soğutucu akışkan buharı rektifikasyon kolonu boyunca, kolonun devamında ve analizerde yoğunlaşarak kendi içinden ayrılan su ile temasta olacağından, soğumaya kendisi ile beraber sürüklenen ve soğudukça yoğunlaşan su buharını da bırakarak saflaşmaya devam edecektir. Son olarak bünyesindeki bir miktar ısıyı ve su buharını da analizerde bırakacak olan amonyak buharı istenilen şartlarda analizeri terkedecektir.

Kolonun her iki kısmı için ayrı ayrı uyguladığımız düşünce tarzımızı ve analizimizi şimdi üreteç ve analizer ile birlikte bir bütün olarak görülen kolon için uygularsak .

$$M_Z = M_F + M_{NH_3} \quad (A.12)$$

$$M_Z \cdot X_Z = M_F \cdot X_F + M_{NH_3} \cdot X_{NH_3} \quad (A.13)$$

$$M_Z * H_Z + Q_{\text{ÜRET.}} = M_F * H_F + M_{\text{NH}_3} * H_{\text{NH}_3} + Q_{\text{ANALİZ}} \quad (\text{A.14})$$

yazabiliriz. (A.12) ve (A.13) denklemlerin yardımıyla

$$M_F / M_{\text{NH}_3} = (X_{\text{NH}_3} - X_Z) / (X_Z - X_F) \text{ ve } M_Z / M_{\text{NH}_3} = (X_{\text{NH}_3} - X_F) / (X_Z - X_F)$$

ifadeleri çıkarılabilir. Sistem ısı dengesinden

$$M_Z * H_Z + Q_{\text{ÜRET.}} = M_F * H_F + M_{\text{NH}_3} * H_{\text{NH}_3} + Q_{\text{ANALİZ}}$$

eğer $Q_{\text{ANALİZ}} = q_{\text{ANALİZ}} * M_{\text{NH}_3}$, $Q_{\text{ÜRET.}} = q_{\text{ÜRET.}} * M_F$ olarak $q_{\text{ANALİZ}}$ ve $q_{\text{ÜRET.}}$ tarifleri verilirse ;

$$(M_Z / M_{\text{NH}_3}) * H_Z = (M_F / M_{\text{NH}_3}) * (H_F - q_{\text{ÜRET.}}) - (H_{\text{NH}_3} + q_{\text{ANALİZ}})$$

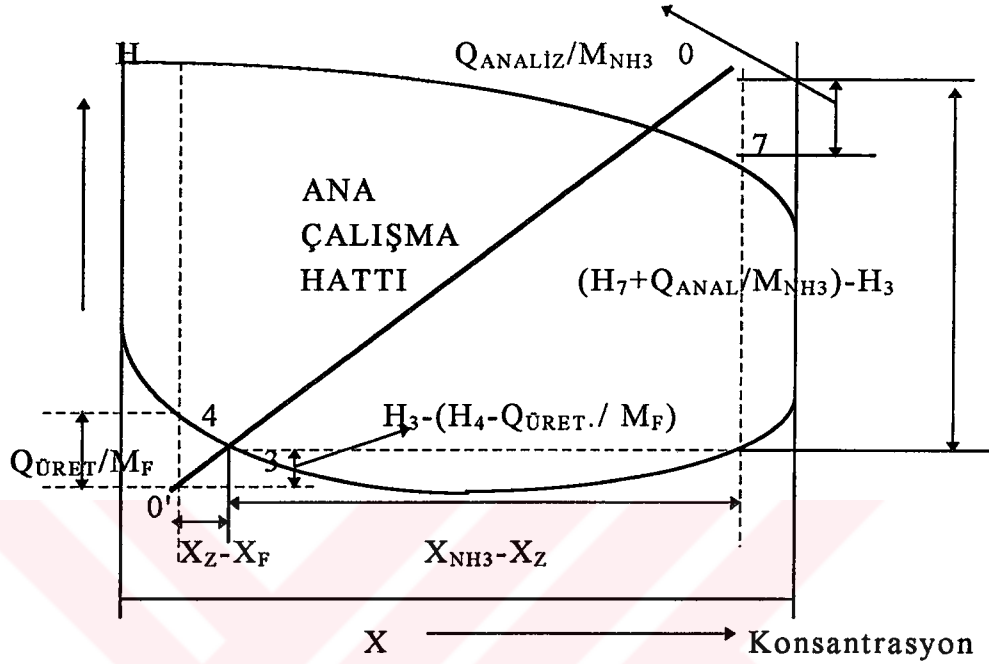
ve (M_Z / M_{NH_3}) , (M_F / M_{NH_3}) ifadeleri yerine konursa

$$((H_{\text{NH}_3} + q_{\text{ANALİZ}}) - H_Z) / (X_{\text{NH}_3} - X_Z) = (H_Z - (H_F - q_{\text{ÜRET.}})) / (X_Z - X_F) \quad (\text{A.15})$$

denklemini bulunur.

Bu son ifade entalpi-konsantrasyon diyagramı üzerinde zengin karışımın kolona girdiği 3 durum noktası ve kolonun alt ve üst parçalarına ait çalışma hatlarının kesim noktaları olan O ve O' noktalarının aynı düz bir hat üzerinde bulunmasını gerektirir. Şekil 3.12 de görülen bu şart sistemde kullanılan rektifikasyon kolonunun analizinde çok önemli bir neticedir. Entalpi-konsantrasyon diyagramı üzerindeki bu düz çizgi artık bir bütün olan kolonun ana çalışma çizgisidir.

Kolon boyunca sıvı ve buhar fazlarının denge halinde oldukları kabulü ile kolon raf sayısı ihtiyacının minimuma indirilmesinin besleme rafından yukarı doğru hareket eden soğutucu akışkan buharının entalpi - konsantrasyon diyagramı üzerinde 3' durum noktası ile belirlenen yerinin 030' ana çalışma çizgisi üzerinde olması ile mümkün olabileceği gösterilmiştir.

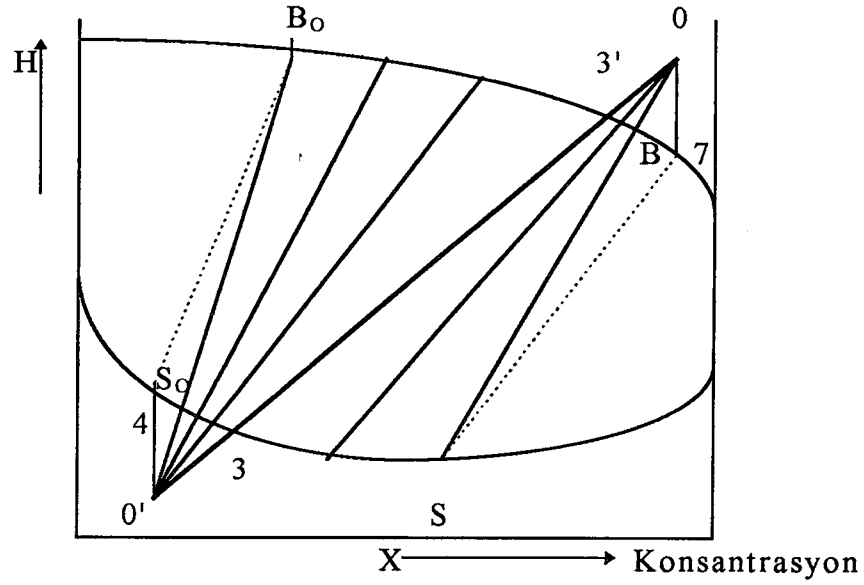


Şekil 3.12 Entalpi -konsantrasyon diyagramında ana çalışma hattı

Eğer rektifikasyon kolonu çalışması esnasında bu şart gerçekleştirilirse kolonu entalpi-konsantrasyon diyagramında çalışma şekli ve hesaplama tarzı tamamen ortaya çıkmış olur.

Bu durumda üreteçten ayrılan fakir karışım ile dengede olan T_4 sıcaklığındaki buharın entalpi-konsantrasyon diyagramı durum noktası B_0 ise, üreteçegiren sıvı fazı hem PB_0 doğrusu üzerinde hemde doymuş sıvı hattı üzerinde olmalıdır (S_0). Bu şart ile kolonun alt kısmına ait bütün çalışma çizgilerinin ($O'S_0 B_0$) ile ($O'3O$) hatları arasında olduğu Şekil 3.13 görüldüğü gibi söylenebilir.

Eğer rektifikasyon kolonuna dönen sıvı fazının 3' noktasındaki buhar fazı ile dengede olduğunu kabul edersek kolonun üst kısmına ait bütün çalışma çizgilerinin de $O'3O$ ile SB_0 hatları arasında olması gerektiğini söyleyebiliriz.



Şekil 3.13 Rektifikasyon kolonunun alt ve üst kısmına ait bütün çalışma alanları

Belirli sistem çalışma şartları için artık rektifikasyon kolonunun hesap ve dizaynı yapılabilir. Bilinen kolon çalışma basıncı, üreteç sıcaklığı ve zengin karışım konsantrasyonunda kolon ana çalışma hattı entalpi-konsantrasyon diyagramı üzerinde üreteç ve analizer ısı yüklerini belirler. Çalışmamızda benimsenen bu tür bir analiz ile rektifikasyon kolonu, üreteç ve analizer üçlüsünün bütünlüğü bozulmadan, ve sadece entalpi-konsantrasyon diyagramını kullanarak grafik yol ile çözüme gidilebilir.

3.1.5 ANALİZER

Analizer, bir tarafta giderek soğuyan ve ihtiva ettiği su miktarı sürekli azalan soğutucu akışkan buharı, diğer tarafta soğutma suyu olan basit bir ısı değiştirgeci olarak düşünülebilir. Rektifikasyon kolonunun üst parçası ile direk temasta olması ve dizayn parametrelerinin kolon çıkış şartlarına bağlı olması bu ısı değiştirgecinin kolon ile bir bütün olarak değerlendirilmesini gerektirir. Analizer için gerekli soğutma yükü ($Q_{ANALİZ.}$) B kısmındaki analizden rahatça hesaplanabilir. Kullanılacak soğutma suyu miktarı ise

$$Q_{ANALİZ} = M_{SS} * (H_{SSÇ} - H_{SSG}) \text{ ile verilebilir}$$

3.1.6 YOĞUŞTURUCU

Analizden ayrılan soğutucu akışkan buharı yine sistem üst basınç seviyesinde çalışan yoğuşturucuda tamamen yoğuşturulur. Çevre koşullarına bağlı olarak modelize edilen yoğuşturucuda eğer soğutucu akışkan buharını yoğuşturmak amacı ile soğutma suyu kullanılıyorsa ısı dengesi aşağıdaki gibidir.

$$Q_{YOĞ} = M_{NH_3} * (H_7 - H_8) = M_{SS} * (H_{SSÇ} - H_{SSG})$$

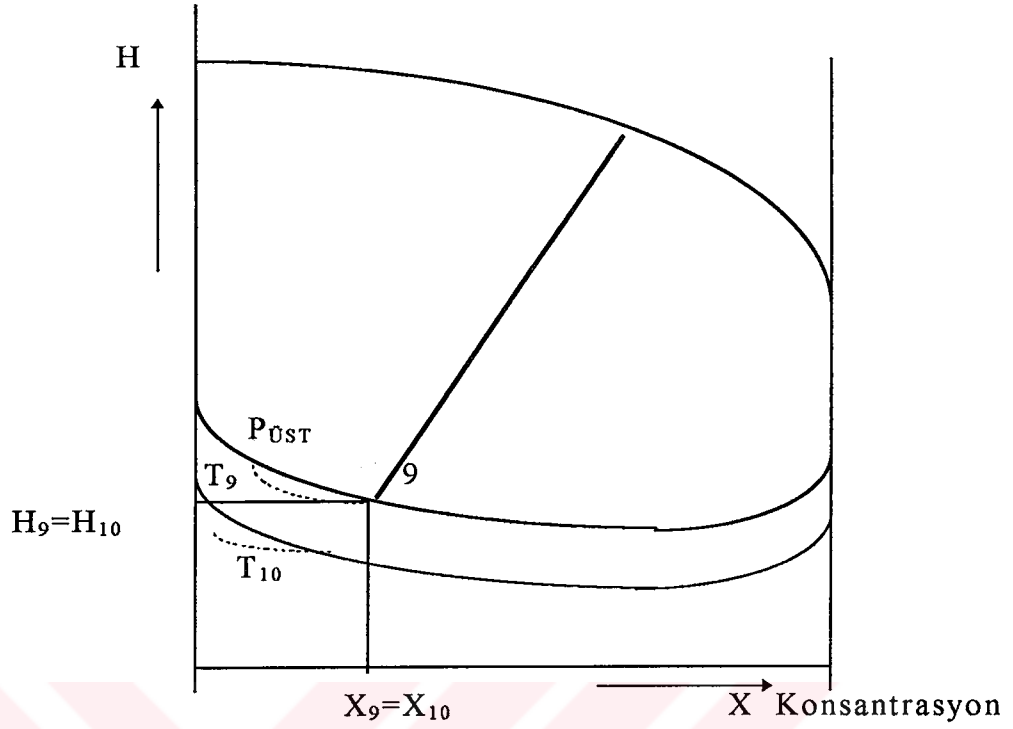
3.1.7 ISI DEĞİŞTİRGEÇİ 1

Yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasına yerleştirilmiş ve bir aşırı soğutucu görevini yüklenmiş olan ısı değiştirgeci 1 e ait enerji dengesi buharlaştırıcıda bütün soğutucu akışkanın buharlaştığı düşünülürse

$$M_{NH_3} * (H_8 - H_9) = M_{NH_3} * (H_{12} - H_{11}) \text{ olur.}$$

3.1.8 KISILMA VALFİ

Buharlaştırıcı girişinde kısılma prosesi esnasında ısı değiştirgeci 1 den gelen sıvı soğutucu akışkanın entalpi ve konsantrasyon değerleri değişmemektedir. ($H_9 = H_{10}$) , ($X_9 = X_{10}$) bu sebeple entalpi-konsantrasyon diyagramında 9 ve 10 durum noktaları çakışık görünürler. Ancak olay esnasında basınç, sistem alt basınç seviyesine kadar düşürüldüğünden bir buharlaşma prosesinde söz konusudur ki $T_{10} < T_9$ olacaktır. Bu durum şekil 3.14 de görülmektedir.



Şekil 3.14 Kısılma valfinde 9 ve 10 noktalarındaki entalpi-konsantrasyon değerleri

3.1.9 BUHARLAŞTIRICI

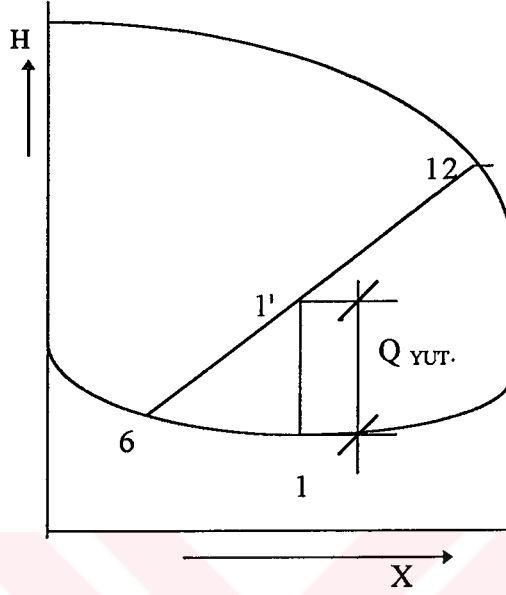
10 durumunda buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan sistem alt basınç seviyesinde buharlaşmaya devam edecek ve soğutma etkisini gerçekliyerek 11 durumunda buharlaştırıcıyı terk edecektir. Denge halinde 11 durum noktasındaki buhar, buharlaştırıcıya giren 10 durum noktasındaki karışım ile aynı miktarda olmalıdır. Bu durumda buharlaştırıcı yükü ;

$$Q_{\text{BUH.}} = M_{\text{NH}_3} * (H_{11} - H_{10}) \text{ ifadesi ile verilir.}$$

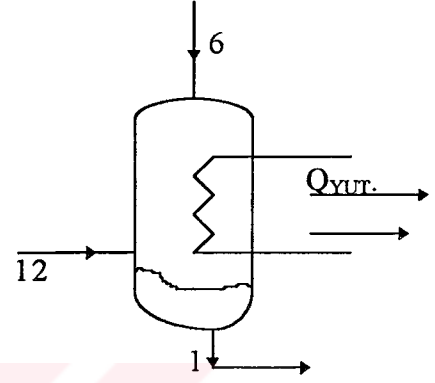
3.1.10 YUTUCU

Buharlaştırıcıdan gelen H_{12} , X_{NH_3} şartlarında ve M_{NH_3} miktarındaki soğutucu akışkan buharının yutucuda üreteçten geri dönen H_6 , X_F şartlarında, M_F miktarındaki fakir karışım tarafından yutulması esnasında daha önce ilave edildiği gibi prosesin istenilen şartlarda sürekliliğini sağlayabilmek için sistemden bir miktar ısı çekmek lazımdır. Şekil 3.15A da entalpi - konsantrasyon diyagramı

üzerinde gösterilen bu ısı miktarının hesabı yutucudaki enerji ve kütle dengelerine dayanır.



Şekil 3.15A Yutucuda Entalpi-Konsantrasyon diyagramı



Şekil 3.15B Yutucu da giriş ve çıkış kısımları

yutucuda enerji ve kütle dengeleri

$$M_{NH_3} + M_F = M_Z \quad (A.16)$$

$$M_{NH_3} \cdot X_{NH_3} + M_F \cdot X_F = M_Z \cdot X_Z$$

$$M_{NH_3} \cdot H_{12} + M_F \cdot H_6 = M_Z \cdot H_1 + Q_{YUT.} \quad (A.17)$$

Denklemleri verilir.

Burada (A.17) nolu ifadenin her iki tarafı M_Z ile bölünür ve (A.16) denklemi bu ifadede yerleştirilirse

$$H_1 = H_6 + (M_{NH_3} / M_Z) \cdot (H_{12} - H_6) - (Q_{YUT.} / M_Z) \quad (A.18)$$

ve $(Q_{YUT.} / M_Z) = (H_6 - H_1) + (M_{NH_3} / M_Z) \cdot (H_{12} - H_6)$

$$q_{YUT.} = (H_6 - H_1) + ((X_Z - X_F) / (X_{NH_3} - X_F)) \cdot (H_{12} - H_6) \quad (A.19)$$

ifadesi elde edilir

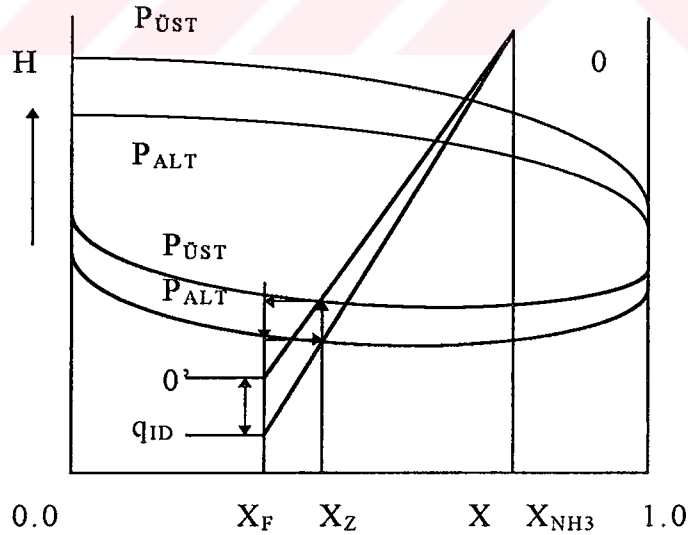
3.1.11 ZENGİN ÇÖZELTİ POMPASI

Yutucudan ayrılan zengin karışımı sistem üst basınç seviyesinde çalışan üreteçe basan sıvı pompası tahriki için gerekli enerji miktarı

$$W_{\text{POMPA}} / M_Z = H_2 - H_1 \quad \text{eşitliği ile verilir.}$$

3.1.12 ISI DEĞİŞTİRGEÇİ 2

Daha öncede izah edildiği gibi, eğer üreteçten dönen sıcak fakir karışım soğuk zengin karışımın üreteçe girmeden evvel ön ısıtılmasında kullanılıyorsa yutucu ve üreteç ısı yükleri büyük ölçüde azaltılabilir. Bu şekilde üreteç ve yutucu arasına yerleştirilen bir ısı değiştirgeci ile her iki ünitenin ısı yüklerinde temin edilen düşüş şekil 3.16 da görüldüğü gibi entalpi - konsantrasyon diyagramında q_{ID} miktarı ile belirlidir.



Şekil 3.16 Isı değıştirgecindeki Entalpi- konsantrasyon diyagramı

Isı değıştirgeci 2 için ısı dengesi aşağıdaki gibidir.

$M_Z^*(H_3-H_2) = M_F^*(H_4-H_5)$ burada zengin karışımın üreteçe giriş entalpisi

$$H_3 = H_2 + (M_F / M_Z) * (H_4 - H_5)$$

$H_3 = H_2 + ((X_{NH3} - X_Z) / (X_{NH3} - X_F)) * (H_4 - H_5)$ ifadeleri ile belirlidir.



BÖLÜM 4

SOĞUTMA TESİR (PERFORMANS) KATSAYISI VE ÖNEMİ

4.1 SOĞUTMA TESİR KATSAYISININ (C.O.P.) İNCELENMESİ

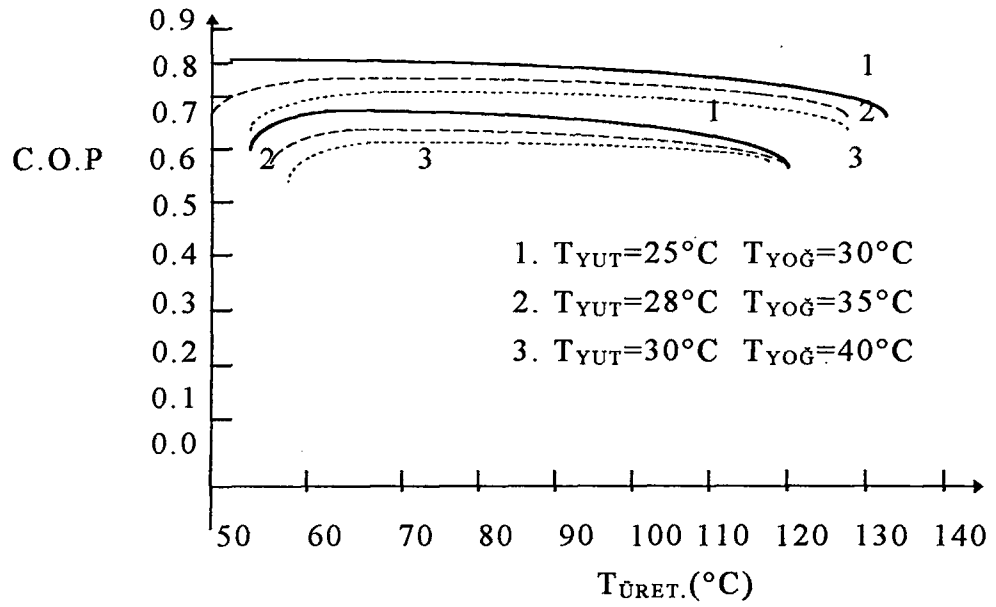
Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin soğutma tesir katsayısını iyileştirmede hesap içine alınan en önemli değişken üreteç sıcaklığıdır. Çünkü sistemin diğer parametreleri mevcut başlangıç şartlarına bağlıdır. Gerekli üreteç sıcaklığı, soğutmanın yapılması için soğutma suyunun sıcaklığına bağlıdır. Örneğin, LiBr-su sistemlerinde soğutma suyunun 7.5°C yerine 5°C deki üretimi üreteç sıcaklığında yaklaşık 5°C lik bir yükselme gerektirecektir[18]. Üreteç sıcaklığının soğutma tesir katsayısına etkisi şekil 4.1 de gösterilmektedir.

Genellikle ısı kaynağı ile üreteç arasındaki sıcaklık düşüşü 10°C civarındadır. Güneş toplayıcılarından çıkış su sıcaklığı yeterli operasyon için yaklaşık 80°C civarındadır. Bu toplayıcı veriminde önemli yükselmeye sebep olur. Bu yükselme verilen güneş ışınları miktarında gerekli toplayıcı alanında bir düşmeye müsade eder, böylece sistemin maliyeti düşer.

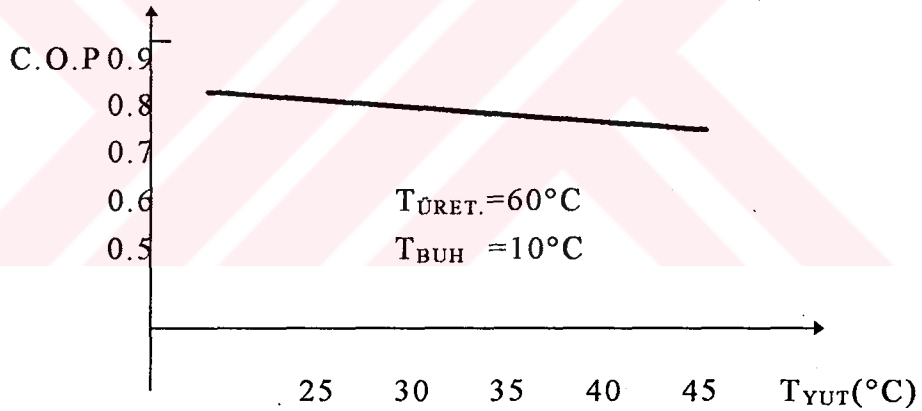
Absorber sıcaklığının, soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısına etkisi şekil 4.2 de gösterilmektedir. Absorber sıcaklığı arttıkça, soğutma tesir katsayısında bir azalma görülmektedir.

Soğutma sisteminin çalışma bölgesi üreteç sıcaklığı ile sınırlanmıştır. Üreteç sıcaklığı 50°C nin altında olduğu zaman sistem genelde çalışmaz.

Buharlaştırıcı sıcaklığının, soğutma sisteminin tesir katsayısına etkisi şekil 4.3 de gösterilmektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça, soğutma tesir katsayısında bir artma gözlenmektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla dolaşım oranında bir azalma meydana gelir, bu değerde soğutma tesir katsayısı büyür.



Şekil 4.1 Performans katsayısının üreteç sıcaklığına göre değişimi

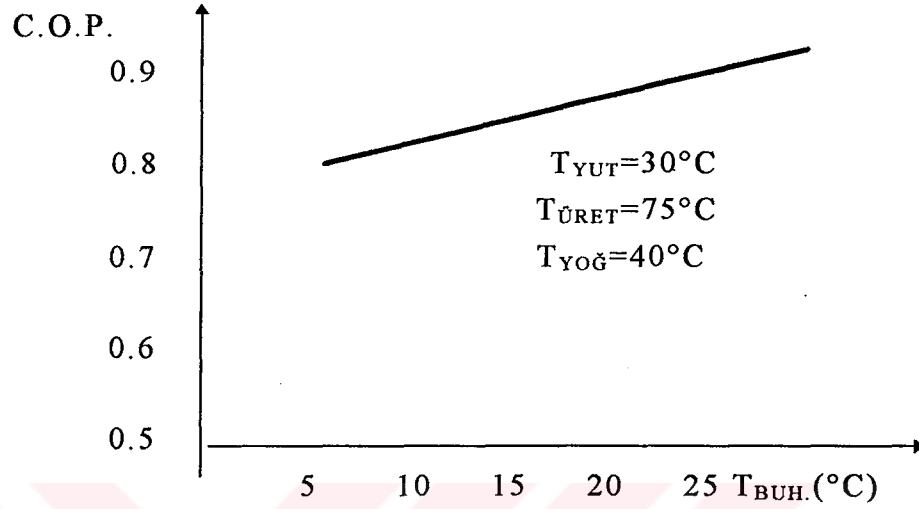


Şekil 4.2 Performans katsayısının yutucu sıcaklığına göre değişimi

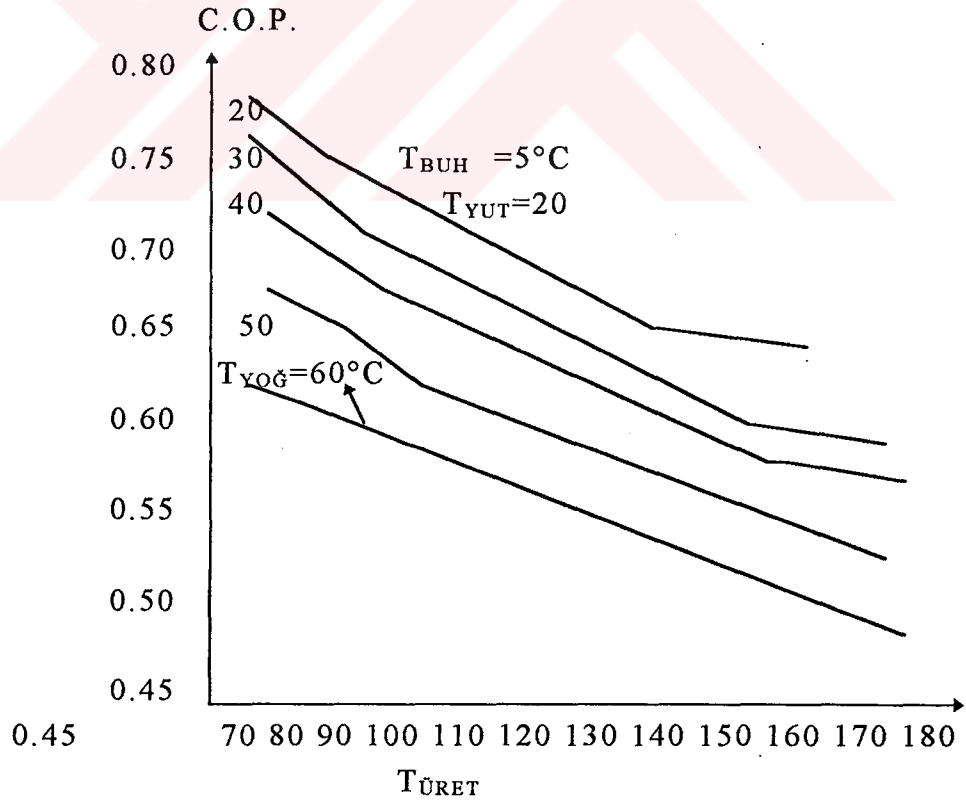
Şekil 4.4 de görüldüğü gibi yoğuşturucu sıcaklığı değişik üreteç sıcaklıkları için 20 den 60 °C değerine arttığında soğutma tesir katsayısındaki etkileri gözükmemektedir. Yoğuşturucu sıcaklığı arttığında soğutma tesir katsayısı azalır.

Şekil 4.5 de ise değişik üreteç sıcaklıkları için buharlaştırıcı sıcaklığı -10 dan 10°C e arttığında ki soğutma tesir katsayıları gözükmemektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığı arttığında soğutma tesir katsayısı da buna mukabil artar.

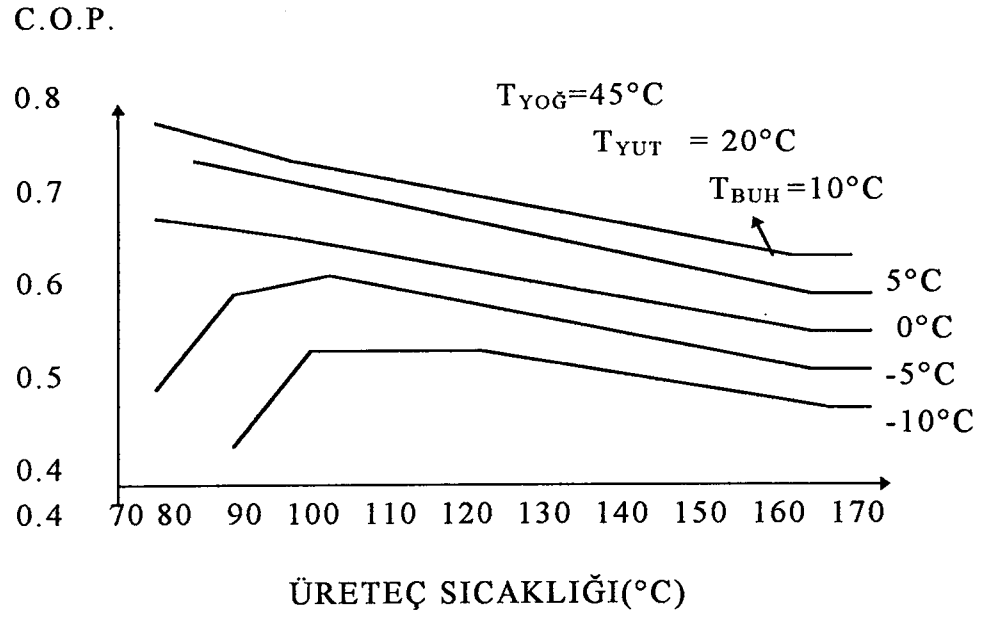
Şekil 4.6 da değişik üreteç sıcaklıkları için yutucu sıcaklığının 10 dan 50°C e artması halinde soğutma tesir katsayısının azalması görülmektedir.



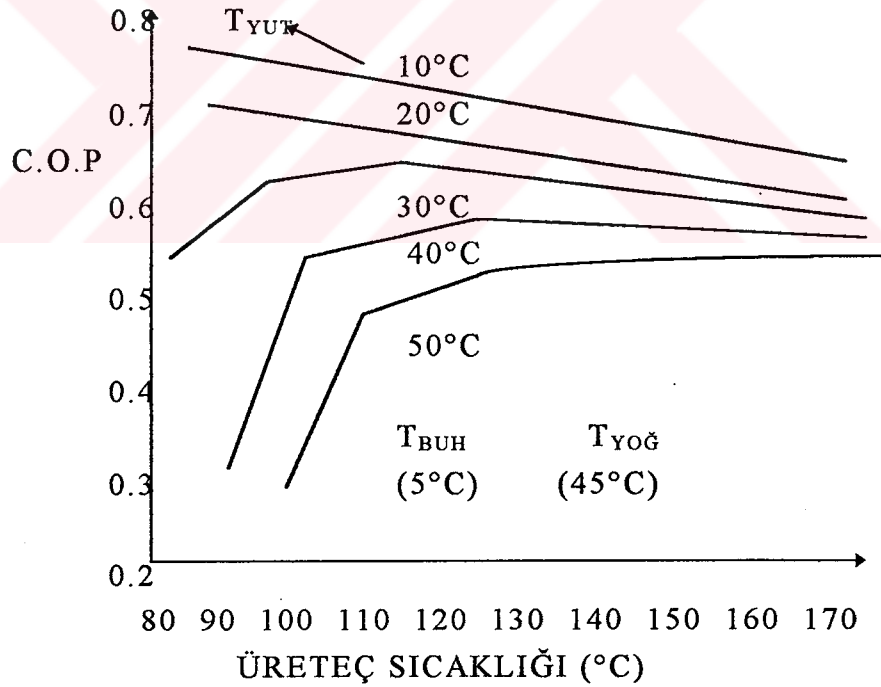
Şekil 4.3 Performans katsayısının buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi



Şekil 4.4 üreteç sıcaklığının performans katsayısı ile değişimi



Şekil 4.5 Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimi ile C.O.P Oranının farklılık göstermesi



Şekil 4.6 Yutucu sıcaklığının değişik degerlerindeki performans katsayısı

4.2 ABSORPSİYONLU SOĞUTUCUNUN BİLGİSAYAR PROGRAMININ İNCELENMESİ

Hazırlanan programda ana gaye soğutulacak ortamın ne kadarlık bir ısı yüküne tekabül ettiği değerdir. Bu yüzden programda istenilen soğutma yükü başlangıçta girilen değerler arasında kabul edilmektedir. Bu değerden başka çevrimde bazı komponent değerlerinin başlangıçta seçilmesi düşünülerek sistem oluşturuldu. Bu seçilen değerler sırasıyla yoğuşturucu ve buharlaştırıcı değerleridir. Yoğuşturucu sıcaklığına bağlı olarak yutucu sıcaklığı seçildi ($T_{YUT}=T_{YOG}-5$). Buharlaştırıcı sıcaklığı da LiBr-H₂O sistemi kullanıldığı için 4-10°C arasında seçilmesi kabul edildi. Çünkü 0°C in altında suyun donma özelliği problem doğuracağı düşünüldü.

Bölüm 2 de açıklanan LiBr-su sisteminde kristalizasyon tehlikesi de düşünülerek yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları buna bağlı olarak seçildi.

Ayrıca sistemdeki üreteç den çıkıştaki sıcaklık değerinin 60-100°C de seçilmesi gereklidir. Sistem buna göre tasarlandı.

Çevrimdeki her bir noktayı açıklamak gerekirse

1. Yutucu çıkış noktası
2. Pompa dan çıkış noktası
3. Üreteçe giriş noktası
4. Üreteçten çıkış noktası
5. Isı değiştiricisinden çıkıp kısılma vanasına giriş noktası
6. Kısılma vanasından çıkış noktası
7. Yoğuşturucuya giriş noktası
8. Yoğuşturucudan çıkış noktası
9. Kısılma vanasından çıkış noktası
10. Buharlaştırıcı çıkış noktası

Sistemde her bir nokta için özellikle yoğuşturucu ve buharlaştırıcı değerlerin de su sistem de bulunduğundan bu değerler su tablosundan data şeklinde girildi. Program esnasında sıcaklıklara tekabül eden basınç ve entalpiler alt programlar sayesinde bulundu yine bu noktalarda su bulunduğundan derişiklik $x=1.0$ kabul edildi.

Çevrimin 3 ve 4 noktalarındaki entalpi değerleri için aşağıdaki bağıntılar kullanıldı.[19]

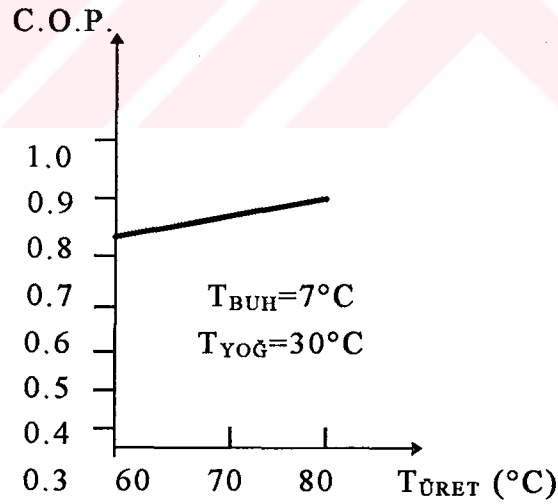
$$h = 2.326 * [A + B * T + C * T^2]$$

$$A = -1015.07 + 79.5387 * X - (2.358016) * X^2 + (0.0331583) * X^3 - (1.40026 * 10^{-4}) * X^4$$

$$B = 4.68108 - (3.037766 * 10^{-1}) * X + (8.44845 * 10^{-3}) * X^2 - (1.047721 * 10^{-4}) * X^3 + (4.80097 * 10^{-7}) * X^4$$

$$C = (-4.910 * 10^{-3}) + (3.83184 * 10^{-4}) * X - (1.078963 * 10^{-5}) * X^2 + (1.3152 * 10^{-7}) * X^3 - (5.89 * 10^{-10}) * X^4$$

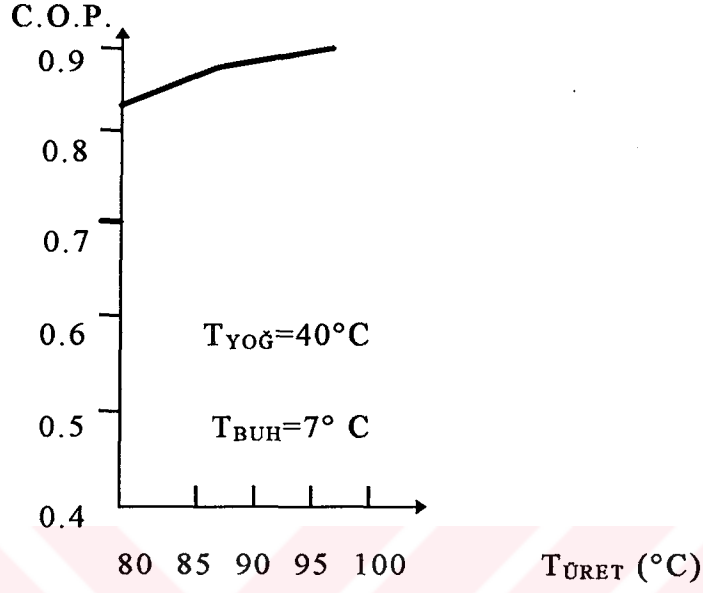
4.3 SONUÇLARIN İRDELENMESİ



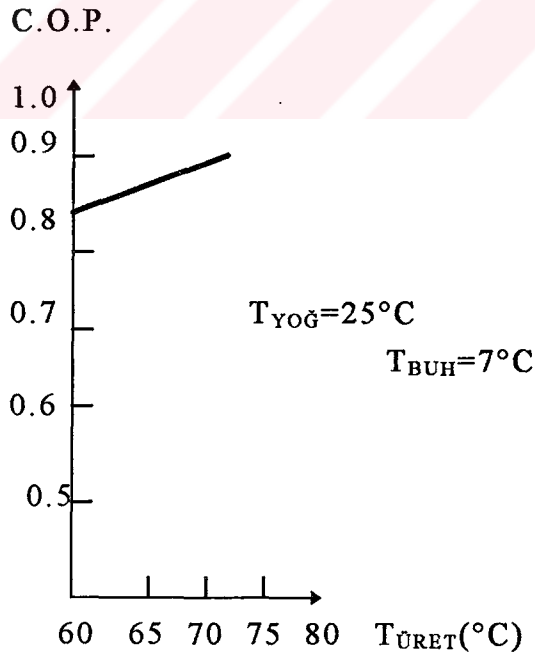
Şekil 4.7 Sabit yoğuşturucu sıcaklığında üreteç sıcaklığının değişimiyle gözlenen performans oranı

Şekil 4.7,4.8,4.9 ve 4.10 da görüldüğü gibi değişik yoğuşturucu sıcaklık değerlerinde ve sabit buharlaştırıcı sıcaklığında, üreteç sıcaklığı 60-99°C arasında incelenmiştir. Her bir şekildedeki görüldüğü üzere

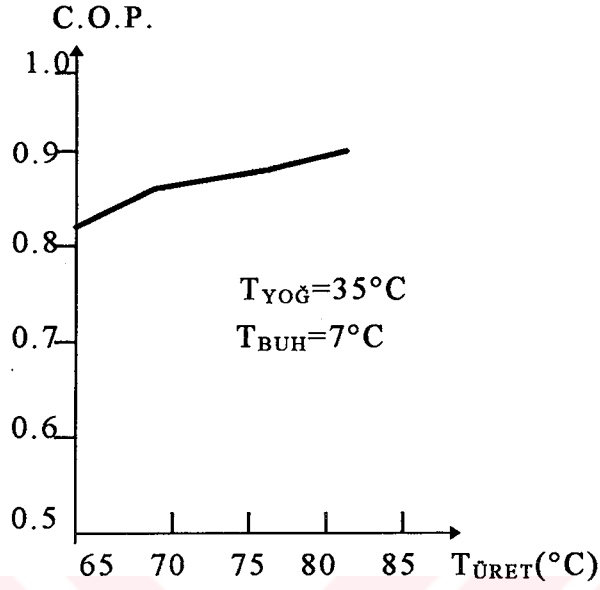
sıcaklığının artmasıyla performans oranının yükseldiği gözlenmektedir.



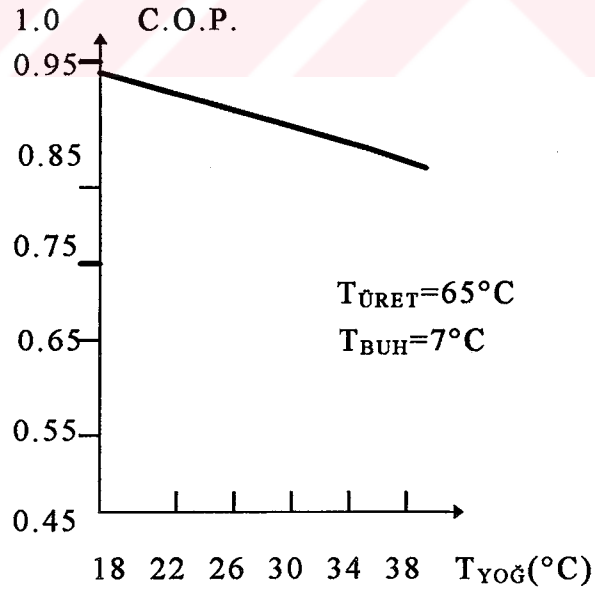
Şekil 4.8 Sabit yoğuşturucu sıcaklığında üreteç sıcaklığının değişimiyle performans oranının incelenmesi



Şekil4.9 Sabit yoğuşturucu sıcaklığında üreteç sıcaklığının değişimiyle performans oranları

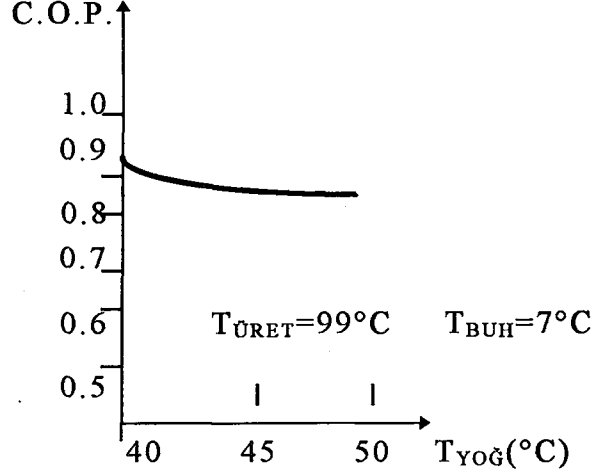


Şekil 4.10 Sabit yoğuşturucu sıcaklığında üreteç sıcaklığındaki artışlardaki performans oranı değişimi



Şekil 4.11 Sabit üreteç sıcaklığında yoğuşturucu sıcaklığında değişmesiyle performans oranının incelenmesi

Şekil 4.11 de görüldüğü üzere 65°C üreteç ve 7°C buharlaştırıcı sıcaklıklarında sabit kalınarak yoğusturucu sıcaklığının $18-38^{\circ}\text{C}$ arasında incelenmesinde yoğusturucu sıcaklığının artması mukabilinde performans oranında hissedilir bir azalma gözükmemektedir.



Şekil 4.12 Sabit üreteç sıcaklığında yoğusturucu sıcaklığının değişimiyle performans değerleri

Şekil 4.12 de görüldüğü üzere üreteç sıcaklığı 99°C de ve buharlaştırıcı sıcaklığı $40-49^{\circ}\text{C}$ arasında incelenirse yine şekil 4.11 deki gibi sıcaklığın artmasıyla performans oranı düşmektedir. Yalnız şekil 4.12 de $45-49^{\circ}\text{C}$ değerleri arasında düşüş biraz daha yavaş olmaktadır.

Bütün bu değerlerde soğutma yükü 3kw , $T_{YUT}=T_{YOG}-5 (^{\circ}\text{C})$ olarak $T_{ÜRET. ÇIKIŞ}=T_{ÜRET. GİRİŞ}+25 (^{\circ}\text{C})$ alındı.

Ayrıca buharlaştırıcı sıcaklığı $4-10^{\circ}\text{C}$ arasında yüksek değerler alındığı zaman performans oranında az bir yükselme değeri gerçekleştiği gözlemlendi.

KAYNAKLAR

- [1] LORENTZ, G. Refrigeration and Energy saving, int. Journal of refrigeration, pp.3-5, vol.2. 1979
- [2] WORSOE-SCHMIDT, P., Application of Alternative Sources of Energy and Cold, IIR Commission B2-delt, pp.249-258, 1978-3
- [3] PALA, M., Meyve ve Sebzelerin Dondurularak İşlenmesi, Gıda İşleme ve Saklanması Soğuk Tekniği Uygulamaları Semineri 20-21 Nisan 1987, İstanbul
- [4] KEIZER, C., The Selection of a Solar Cooling System for an Evaporator Temperature below 0°C IIR Commission B2-Delft 1978-3, pp.249-258
- [5] PATTON, A.R., Solar Cooling and Refrigeration Systems, Solar Energy for Heating and Cooling of Buildings, Noyes data corp New jersey. Pp.30-95
- [6] SAYIGH, A.A.M., Solar Energy Application in Buildings, Academic press, New york 1979.
- [7] BARBER, R.E., Design and Test of a Prototipe 3 ton Solar Heated Rankine Cycle Air Conditioner, Proceedings of international Solar Energy Congress and Exposition july 1975, pp.407-408
- [8] STOECKER, W.F. and JONES, J.W., Refrigeration and Air Conditioning McGraw-Hill International Book Co., 1982
- [9] SLOETJES, W., Operational Results of the 13kw/50m³ Solar driven Store in Khartoum, The Sudan, Solar Energy, pp.341-347, Vol.41 1988.
- [10] L.A. MCNEELY, Thermodynamic Properties of Solutions of lithium bromide. ASHRAE Trans.1,413-434 (1979)
- [11] WENDELL, J.B., An Absorption Machine For Solar Cooling , ASHRAE Trans. Pp-79, No-2
- [12] SAVAŞ SABRİ, Soğutma Tekniğinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar p.p.8-11

[13] ROZENFELD,L.M,SHMYILOV,N.G.and ZAG.B.S.,
Improving the construction of a lithium Bromide Absorption
Refrigeration Machine V.8 PP-10-13 S.S.C.B

[14] M.CLERX and G.J.TREZEX Performance of An Aqua-
Amonia Absorption Solar Refrigerator at Sub-Freezing Evaporator
Conditions Solar Energy Vol. 39, No. 5 p.p.379-389,1987

[15] B.J.,Refrigator and Air Conditioning,Chapter 16,Solar
Energy Engineering 1977

[16] A.A.M. SAYING and J.C.MCVEEIGH Solar Air
Conditioning and Refrigeration p.p.20, (1982)

[17] REFAH AYBERS Soğutma Tekniği Ders Notları (1983)

[18] M.NGUYEN,S.B.RIFFAT and D.WHITMAN Solar/Gas-
Driven Absorption Heat-Pump Systems, Applied Thermal Engineering
Vol.16,No.4, p.p.347-356,(1996)

[19] M.MOSTAFAVI and B.AGNEW The Impact of Ambient
Temperature on Lithium-Bromide/Water Absorption Machine
Performance, Applied Thermal Engineering Vol.16,No.6,p.p.515-
522,(1996)

ÖZGEÇMİŞ

Ömer KUZGUN,1970 Bünyan doğumludur.İlk orta ve lise tahsilini Düzce de tamamladı. 1992 de İ.T.Ü Makina fakültesinden mezun oldu. Halen Fen Bilimleri Enstitüsünde yüksek lisans öğrencisidir..



```

C   LIBR-H2O ABSORRPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN
C   İNCELENMESİ
C   SOĞUTUCU ÇEVİRİMİNDE HER BİR NOKTANIN TANIMLANMASI

C   1.NOKTASI YUTUCU ÇIKIŞ NOKTASI
C   2.NOKTASI SİRKÜLASYON POMPASI ÇIKIŞ NOKTASI
C   3.NOKTASI ÜRETEÇE GİRİŞ NOKTASI
C   4.NOKTASI ÜRETEÇDEN ÇIKIŞ NOKTASI
C   5.NOKTASI ISI DEĞİSTİRİCİSİNDEN ÇIKIŞ KISILMA VALFİNE GİRİŞ NOKTASI
C   6.NOKTASI KISILMA VALFİNDEN ÇIKIŞ NOKTASI
C   7.NOKTASI YOGUSTURUCUYA GİRİŞ NOKTASI
C   8.NOKTASI YOGUSTURUCUDAN ÇIKIŞ NOKTASI
C   9.NOKTASI KISILMA VALFİNDEN ÇIKIŞ NOKTASI
C   10.NOKTASI BUHARLAŞTIRICI ÇIKIŞ NOKTASI
DIMENSION SCN(10),P(10),T(10),X(10),H(10),G(10)
DATA SCN / 1,2,3,4,5,6,7,8,9,10 /
WRITE (*,*) 'YOGUSTURUCU SICAKLIĞINI(C) GİRİNİZ'
READ (*,*) T(8)
WRITE (*,*) 'BUHARLAŞTIRICI SICAKLIĞINI (C) GİRİNİZ'
READ (*,*) T(10)
WRITE (*,*) 'KAYNATICI GİRİŞ SICAKLIĞI(C)'
READ (*,*) T(3)
T(1)=T(8)-5
T(4)=T(3)+25
T(7)=T(4)
WRITE (*,*) 'SOĞUTMA MİKTARINI (KW) OLARAK GİRİN'
READ (*,*) SOG
SCA=T(8)
CALL DOYSB(SCA,BAS)
P(8)=BAS
P(7)=P(8)
SCA=T(10)
CALL DOYSB(SCA,BAS)
P(10)=BAS
P(9)=P(10)
T(9)=T(10)
P(1)=P(10)
P(2)=P(7)
P(3)=P(7)
P(4)=P(7)
P(5)=P(7)
P(6)=P(10)
PRS=P(7)
TEP=T(3)
CALL LIBR(PRS,TEP,DER,ETP)
X(3)=DER
H(3)=ETP
TEP=T(4)
PRS=P(4)
CALL LIBR(PRS,TEP,DER,ETP)
X(4)=DER
H(4)=ETP
SCA=T(4)
CALL KIZBH(SCA,ETA)
H(7)=ETA
SCA=T(8)
CALL DOYSH(SCA,ETA)
H(8)=ETA
H(8)=H(8)
H(9)=H(8)
SCA=T(10)
CALL DOYBH(SCA,ETA)
H(10)=ETA
X(7)=1.0
X(8)=1.0
X(9)=1.0
X(10)=1.0
X(1)=X(3)
X(2)=X(3)
X(5)=X(4)
X(6)=X(4)
G(9)=SOG/(H(10)-H(9))
G(10)=G(9)
G(8)=G(10)
G(7)=G(10)
G(6)=G(10)*(X(1)-X(10))/(X(6)-X(1))
G(4)=G(6)
G(5)=G(6)
G(1)=G(10)+G(6)

```

```

G(2)=G(1)
G(3)=G(1)
QURET=(G(4)*H(4))+(G(7)*H(7))-(G(3)*H(3))
PERFKAT=(SOG/QURET)
QBUH=G(9)*(H(10)-H(9))
QYOG=G(8)*(H(7)-H(8))
QYUT=QBUH+QURET-QYOG
WRITE(*,100)
100 FORMAT(1H,'LIBR-H2O ABSORP SOG CEVRIMI')
WRITE(*,200)
200 FORMAT(1H,'CEVRIM BASINC SICAKLIK KONS ENTAL KUTLE')
WRITE(*,300)
300 FORMAT(1H,' NOKTA (BAR) (C) (KJ/KG) (KG/S)')
DO 50 I=1,10
WRITE(6,*) SCN(I),P(I),T(I),X(I),H(I),G(I)
400 FORMAT(5X,I2,F10.3,F11.3,F9.1,F8.2,F9.1)
50 CONTINUE
WRITE(*,570) QYOG
570 FORMAT(1H,5X,'QYOG(KW) :F8.3)
WRITE(*,580) QYUT
580 FORMAT(1H,5X,'QYUT(KW) :F8.3)
WRITE(*,600) SOG
600 FORMAT(1H,5X,'SOGUTMA(KW) :F8.3)
WRITE(*,700) QURET
700 FORMAT(1H,5X,'URET VER ISI (KW) :F8.3)
WRITE(*,800) PERFKAT
800 FORMAT(1H,5X,'PERFORMANS KATSAYISI :F9.4)
STOP
END

```

C DOYMUS SUYUN GEREKLI SICAKLIGA KARSILIK BASINCINI HESAPLAYAN
C ALT PROGRAM LISTESI

```

SUBROUTINE DOYSB (SCA,BAS)
DIMENSION S(24),B(24)
DATA S/4,6,8,10,12,14,16,18,20,22,24,26,28,30,32,34,36,38,
-40,42,44,46,48,50/
DATA B/0.008129,0.009345,0.01072,0.01227,0.014014,0.015973,
-0.018168,0.02062,0.02337,0.02642,0.02982,0.0336,0.03778,
-0.04241,0.04753,0.05318,0.0594,0.06624,0.07375,0.08198,
-0.091,0.1086,0.11162,0.12335/
DO 10 I=1,24
IF(SCA.EQ.S(I)) GOTO 30
IF(SCA.LT.S(I)) GOTO 20
10 CONTINUE
20 BAS=((SCA-S(I))/(S(I-1)-S(I)))*(B(I)-B(I-1))+B(I-1))
GO TO 40
30 BAS=B(I)
40 RETURN
END

```

C DOYMUS SUYUN SIVI ENTALPISINI HESAPLAYAN
C ALT PROGRAM LISTESI

```

SUBROUTINE DOYSH (SCA,ETA)
DIMENSION S(16),E(16)
DATA S/20,22,24,26,28,30,32,34,36,38,40,42,44,46,48,50/
DATA E/83.86,92.23,100.59,108.95,117.31,125.66,134.02,142.38,
-150.74,159.09,167.45,175.81,184.17,192.53,200.89,209.26/
DO 80 I=1,16
IF(SCA.EQ.S(I)) GOTO 97
IF(SCA.LT.S(I)) GOTO 95
80 CONTINUE
95 ETA=((SCA-S(I))/(S(I-1)-S(I)))*(E(I)-E(I-1))+E(I-1))
GOTO 98
97 ETA=E(I)
98 RETURN
END

```

C DOYMUS SUYUN BUHAR ENTALPISINI
C HESAPLAYAN ALT PROGRAM

```

SUBROUTINE DOYBH (SCA,ETA)
  DIMENSION S(5),E(5)
  DATA S/2,4,6,8,10/
  DATA E/2505.2,2508.9,2512.6,2516.2,2519.9/
  DO 110 I=1,5
  IF(SCA.EQ.S(I)) GOTO 127
  IF(SCA.LT.S(I)) GOTO 125
110 CONTINUE
125 ETA=((SCA-S(I))/(S(I-1)-S(I)))*(E(I)-E(I-1))+E(I-1))
  GOTO 128
127 ETA=E(I)
128 RETURN
  END

```

C SUYUN KIZGIN BUHAR ENTALPISINI HESAPLAYAN
C ALT PROGRAM LISTESI

```

SUBROUTINE KIZBH (SCA,ETA)
  DIMENSION S(17),E(17)
  DATA S/60.089,62.162,64.082,65.871,67.547,69.124,70.615,72.029,
-73.374,74.658,75.886,81.345,85.954,89.959,93.512,96.713,99.632/
  DATA E/2609.9,2613.5,2616.8,2619.9,2622.7,2625.4,2628.0,2630.4,
-2632.6,2634.8,2636.9,2646.0,2653.6,2660.1,2665.8,2670.9,2675.4/
  DO 130 I=1,17
  IF(SCA.EQ.S(I)) GOTO 142
  IF(SCA.LT.S(I)) GOTO 140
130 CONTINUE
140 ETA=((SCA-S(I))/(S(I-1)-S(I)))*(E(I)-E(I-1))+E(I-1))
  GOTO 143
142 ETA=E(I)
143 RETURN
  END

```

C CEVRIM ICERSINDE BULUNMASI ISTENEN
C LIBR COZELTISININ OZELLIGINI TAYIN ETMEK ICIN GEREKLI ALT PROGRAM
C *****

```

SUBROUTINE LIBR(PRS,TEP,DER,ETP)
  DIMENSION X(6),PRE(6)
  DATA X /0.64,0.60,0.54,0.50,0.40,0.30/
  IF(TEP.GT.60) GOTO 150
  I=1
  PRE(I)=0.000435*TEP-0.0099
  IF(PRS.LT.PRE(I)) GOTO 160
  I=I+1
  PRE(I)=0.000673*TEP-0.01558
  IF(PRS.LT.PRE(I)) GOTO 170
  I=I+1
  PRE(I)=0.001184*TEP-0.0262
  IF(PRS.LT.PRE(I)) GOTO 170
  I=I+1
  PRE(I)=0.001570*TEP-0.034745
  IF(PRS.LT.PRE(I)) GOTO 170
  I=I+1
  PRE(I)=0.002850*TEP-0.0626
  IF(PRS.LT.PRE(I)) GOTO 170
  I=I+1
  PRE(I)=0.004300*TEP-0.0951
  IF(PRS.LT.PRE(I)) GOTO 170
150 I=1
  PRE(I)=0.0014325*TEP-0.06975
  IF(PRS.LT.PRE(I)) GOTO 160
  I=I+1
  PRE(I)=0.0019115*TEP-0.08989

```

```

      IF (PRS.LT.PRE(I)) GOTO 170
      I=I+1
      PRE(I)=0.0035900*TEP-0.17061
      IF (PRS.LT.PRE(I)) GOTO 170
      I=I+1
      PRE(I)=0.0059185*TEP-0.2957
      IF (PRS.LT.PRE(I)) GOTO 170
      I=I+1
      PRE(I)=0.0103425*TEP-0.51225
      IF (PRS.LT.PRE(I)) GOTO 170
      I=I+1
      PRE(I)=0.0124600*TEP-0.58452
      IF (PRS.LT.PRE(I)) GOTO 170
160  DER=X(I)
      GOTO 172
170  DER=((PRS-PRE(I))/(PRE(I-1)-PRE(I)))*(X(I)-X(I-1))+X(I-1))
171  DER=100*(1.0-DER)
172  TKEL=TEP+273
      A=-1015.07+79.5387*DER-2.358018*DER*DER+0.0331583*DER*DER*DER
      AA=A-1.40026E-4*DER*DER*DER*DER
      B=4.68108-3.037766E-1*DER+8.44845E-3*DER*DER
      BB=B-1.047721E-4*DER*DER*DER+4.80097E-7*DER*DER*DER*DER
      C=-4.910E-3+3.83184E-4*DER-1.078963E-5*DER*DER
      CC=C+1.3152E-7*DER*DER*DER-5.89E-10*DER*DER*DER*DER
      ETP=2.326*(AA+BB*TKEL+CC*TKEL*TKEL)
      DER=0.01*(100-DER)
      TEP=TKEL-273
      RETURN
      END

```



ENTALPI (KJ/KG)	BASINC (BAR)	SICAKLIK (C)	DERISIKLIK	KUTLE
1.000000	1.003250E-02	30.000000	4.110119E-01	
2.000000	5.629000E-02		4.110119E-01	
0.000000E+00				2.217517E-03
3.000000	5.629000E-02	55.000000	4.110119E-01	
170.782800				2.217517E-03
4.000000	5.629000E-02	80.000000	6.251705E-01	
79.118550				3.484495E-03
5.000000	5.629000E-02	0.000000E+00	6.251705E-01	
0.000000E+00				3.484495E-03
6.000000	1.003250E-02	0.000000E+00	6.251705E-01	
0.000000E+00				3.484495E-03
7.000000	5.629000E-02	80.000000	1.000000	
2639.142000				1.266978E-03
8.000000	5.629000E-02	35.000000	1.000000	
146.560000				1.266978E-03
9.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
146.560000				1.266978E-03
10.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
2514.400000				1.266978E-03
QYOG (KW)	:	3.158		
QYUT (KW)	:	3.289		
SOGUTMA (KW)	:	3.000		
URET VER ISI (KW)	:	3.447		
PERFORMANS KATSAYISI	:	.8704		
1.000000	1.003250E-02	30.000000	5.313377E-01	
2.000000	5.629000E-02		5.313377E-01	
0.000000E+00				6.446688E-03
3.000000	5.629000E-02	60.000000	5.313377E-01	
105.449200				6.446688E-03
4.000000	5.629000E-02	85.000000	6.083159E-01	
83.886210				7.713666E-03
5.000000	5.629000E-02	0.000000E+00	6.083159E-01	
0.000000E+00				7.713666E-03
6.000000	1.003250E-02	0.000000E+00	6.083159E-01	
0.000000E+00				7.713666E-03
7.000000	5.629000E-02	85.000000	1.000000	
2647.573000				1.266978E-03
8.000000	5.629000E-02	35.000000	1.000000	
146.560000				1.266978E-03
9.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
146.560000				1.266978E-03
10.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
2514.400000				1.266978E-03
QYOG (KW)	:	3.169		
QYUT (KW)	:	3.218		
SOGUTMA (KW)	:	3.000		
URET VER ISI (KW)	:	3.387		
PERFORMANS KATSAYISI	:	.8857		
1.000000	1.003250E-02	30.000000	5.355162E-01	
2.000000	5.629000E-02		5.355162E-01	
0.000000E+00				6.491704E-03
3.000000	5.629000E-02	59.000000	5.355162E-01	
103.647600				6.491704E-03
4.000000	5.629000E-02	84.000000	6.113655E-01	
82.978560				7.758682E-03
5.000000	5.629000E-02	0.000000E+00	6.113655E-01	
0.000000E+00				7.758682E-03
6.000000	1.003250E-02	0.000000E+00	6.113655E-01	
0.000000E+00				7.758682E-03
7.000000	5.629000E-02	84.000000	1.000000	
2649.222000				1.266978E-03
8.000000	5.629000E-02	35.000000	1.000000	
146.560000				1.266978E-03
9.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
146.560000				1.266978E-03
10.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
2514.400000				1.266978E-03
QYOG (KW)	:	3.171		
QYUT (KW)	:	3.215		
SOGUTMA (KW)	:	3.000		
URET VER ISI (KW)	:	3.386		
PERFORMANS KATSAYISI	:	.8861		

1.000000	1.003250E-02	20.000000	4.156564E-01	
2.000000	3.171000E-02		4.156564E-01	
0.000000E+00				2.143305E-03
3.000000	3.171000E-02	40.000000	4.156564E-01	
165.875900				2.143305E-03
4.000000	3.171000E-02	65.000000	6.303684E-01	
75.732520				3.388309E-03
5.000000	3.171000E-02	0.000000E+00	6.303684E-01	
0.000000E+00				3.388309E-03
6.000000	1.003250E-02	0.000000E+00	6.303684E-01	
0.000000E+00				3.388309E-03
7.000000	3.171000E-02	65.000000	1.000000	
2618.309000				1.245004E-03
8.000000	3.171000E-02	25.000000	1.000000	
104.770000				1.245004E-03
9.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
104.770000				1.245004E-03
10.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
2514.400000				1.245004E-03
QYOG (KW)	:	3.129		
QYUT (KW)	:	3.229		
SOGUTMA (KW)	:	3.000		
URET VER ISI (KW)	:	3.359		
PERFORMANS KATSAYISI	:	.8932		

1.000000	1.003250E-02	15.000000	5.305149E-01	
2.000000	2.642000E-02		5.305149E-01	
0.000000E+00				5.975146E-03
3.000000	2.642000E-02	40.000000	5.305149E-01	
103.171400				5.975146E-03
4.000000	2.642000E-02	65.000000	6.111233E-01	
80.282450				7.213705E-03
5.000000	2.642000E-02	0.000000E+00	6.111233E-01	
0.000000E+00				7.213705E-03
6.000000	1.003250E-02	0.000000E+00	6.111233E-01	
0.000000E+00				7.213705E-03
7.000000	2.642000E-02	65.000000	1.000000	
2618.309000				1.238559E-03
8.000000	2.642000E-02	20.000000	1.000000	
92.230000				1.238559E-03
9.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
92.230000				1.238559E-03
10.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
2514.400000				1.238559E-03
QYOG (KW)	:	3.129		
QYUT (KW)	:	3.152		
SOGUTMA (KW)	:	3.000		
URET VER ISI (KW)	:	3.280		
PERFORMANS KATSAYISI	:	.9146		

1.000000	1.003250E-02	13.000000	5.128209E-01	
2.000000	2.337000E-02		5.128209E-01	
0.000000E+00				5.591042E-03
3.000000	2.337000E-02	40.000000	5.128209E-01	
110.760100				5.591042E-03
4.000000	2.337000E-02	65.000000	6.000273E-01	
83.173000				6.810062E-03
5.000000	2.337000E-02	0.000000E+00	6.000273E-01	
0.000000E+00				6.810062E-03
6.000000	1.003250E-02	0.000000E+00	6.000273E-01	
0.000000E+00				6.810062E-03
7.000000	2.337000E-02	65.000000	1.000000	
2618.309000				1.219020E-03
8.000000	2.337000E-02	18.000000	1.000000	
53.407010				1.219020E-03
9.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
53.407010				1.219020E-03
10.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
2514.400000				1.219020E-03
QYOG (KW)	:	3.127		
QYUT (KW)	:	3.118		
SOGUTMA (KW)	:	3.000		
URET VER ISI (KW)	:	3.245		
PERFORMANS KATSAYISI	:	.9246		

1.000000	1.003250E-02	25.000000	3.382233E-01	
2.000000	4.753000E-02		3.382233E-01	
0.000000E+00				1.954674E-03
3.000000	4.753000E-02	36.000000	3.382233E-01	
227.375200				1.954674E-03
4.000000	4.753000E-02	61.000000	5.976464E-01	
83.250710				3.214977E-03
5.000000	4.753000E-02	0.000000E+00	5.976464E-01	
0.000000E+00				3.214977E-03
6.000000	1.003250E-02	0.000000E+00	5.976464E-01	
0.000000E+00				3.214977E-03
7.000000	4.753000E-02	61.000000	1.000000	
2611.918000				1.260303E-03
8.000000	4.753000E-02	30.000000	1.000000	
134.020000				1.260303E-03
9.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
134.020000				1.260303E-03
10.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
2514.400000				1.260303E-03
QYOG (KW)	:	3.123		
QYUT (KW)	:	3.346		
SOGUTMA (KW)	:	3.000		
URET VER ISI (KW)	:	3.469		
PERFORMANS KATSAYISI	:	.8649		

1.000000	1.003250E-02	25.000000	3.080974E-01	
2.000000	4.753000E-02		3.080974E-01	
0.000000E+00				1.937959E-03
3.000000	4.753000E-02	38.000000	3.080974E-01	
256.241600				1.937959E-03
4.000000	4.753000E-02	63.000000	5.807477E-01	
88.419680				3.198262E-03
5.000000	4.753000E-02	0.000000E+00	5.807477E-01	
0.000000E+00				3.198262E-03
6.000000	1.003250E-02	0.000000E+00	5.807477E-01	
0.000000E+00				3.198262E-03
7.000000	4.753000E-02	63.000000	1.000000	
2615.360000				1.260303E-03
8.000000	4.753000E-02	30.000000	1.000000	
134.020000				1.260303E-03
9.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
134.020000				1.260303E-03
10.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
2514.400000				1.260303E-03
QYOG (KW)	:	3.127		
QYUT (KW)	:	3.383		
SOGUTMA (KW)	:	3.000		
URET VER ISI (KW)	:	3.510		
PERFORMANS KATSAYISI	:	.8547		

1.000000	1.003250E-02	25.000000	4.953773E-01	
2.000000	4.753000E-02		4.953773E-01	
0.000000E+00				6.839848E-03
3.000000	4.753000E-02	39.000000	4.953773E-01	
118.814900				6.839848E-03
4.000000	4.753000E-02	64.000000	5.738916E-01	
90.687580				8.100151E-03
5.000000	4.753000E-02	0.000000E+00	5.738916E-01	
0.000000E+00				8.100151E-03
6.000000	1.003250E-02	0.000000E+00	5.738916E-01	
0.000000E+00				8.100151E-03
7.000000	4.753000E-02	64.000000	1.000000	
2613.641000				1.260303E-03
8.000000	4.753000E-02	30.000000	1.000000	
134.020000				1.260303E-03
9.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
134.020000				1.260303E-03
10.000000	1.003250E-02	7.000000	1.000000	
2514.400000				1.260303E-03
QYOG (KW)	:	3.125		
QYUT (KW)	:	3.247		
SOGUTMA (KW)	:	3.000		
URET VER ISI (KW)	:	3.372		
PERFORMANS KATSAYISI	:	.8897		