

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

(YÜKSEK LİSANS TEZİ)

**ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ
UYGULAMALARININ ENERJİ VERİMLİLİĞİ
AÇISINDAN DEĞERLENDİRİLMESİ: ÖRNEK BİR
UYGULAMA**

Gökhan ÖZKAN

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bilim Dalı Kodu: 625.04.00

Sunuş Tarihi: 25.06.2013

Bornova-İZMİR

2013

Gökhan ÖZKAN tarafından yüksek lisans tezi olarak sunulan “Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri Uygulamalarının Enerji Verimliliği Açısından Değerlendirilmesi: Örnek Bir Uygulama” başlıklı bu çalışma E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi'nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 25.06.2013 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

İmza

Jüri Başkanı : Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

Raportör Üye : Prof. Dr. Serhan KÜÇÜKA

Üye : Yrd. Doç. Dr. Özay AKDEMİR

The image shows three handwritten signatures in blue ink, each placed above a horizontal dotted line. The first signature is the most prominent and appears to be 'Ali Gungör'. The second signature is 'Serhan Küçükka' and the third is 'Özay Akdemir'.

ÖZET

ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ UYGULAMALARININ ENERJİ VERİMLİLİĞİ AÇISINDAN DEĞERLENDİRİLMESİ: ÖRNEK BİR UYGULAMA

ÖZKAN, Gökhan

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

Haziran 2013, 56 sayfa

Bu tezde absorpsiyonlu soğutma sistemi enerji verimliliği açısından örnek bir uygulama ile değerlendirilmiştir. Uygulamada 60 odalı bir otelin teorik ve pratik olarak incelemesi yapılmıştır. Otel İzmir'in Aliağa ilçesinde yer alan bir oteldir. Otel 2010 yılında hizmete girmiştir. Sıcak su, ısıtma ve soğutma gibi ihtiyaçlarını çatı katında bulunan absorpsiyonlu ısı pompaları ve soğutma cihazlarından sağlamaktadır.

Geleneksel soğutma makinelerinde genellikle elektrik tahrikli kompresör kullanılır. Absorpsiyonlu sistemlerde ise güneş enerjisi, atık ısı, doğalgaz gibi ısı kaynakları kullanılır. Bu örnek uygulama ile absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin, diğer soğutma sistemlerine göre karşılaştırması yapılacaktır. Teorikteki ve uygulamadaki değerler sistem verimliliğini göz önüne serecektir. Sistemin ekonomik analizi yapılarak, geri ödeme süresi hesaplanacaktır.

Otelde 4 adet absorpsiyonlu soğutma makinesi bulunmaktadır. Her cihazın 17.72 kW'lık bir soğutma kapasitesi vardır. Soğutma cihazları amonyak-su akışkan çifti ile çalışmaktadır. Soğutucular birbirine seri bağlıdır ve soğutma fan coil yardımıyla sağlanmaktadır.

Anahtar sözcükler: Absorpsiyonlu soğutma, soğutmada doğalgaz kullanımı, absorpsiyonlu soğutma uygulaması.

ABSTRACT**ENERGY EFFICIENCY EVALUATION OF ABSORPTION
COOLING APPLICATIONS: A SAMPLE APPLICATION**

ÖZKAN, Gökhan

MSc in Mechanical Eng.

Supervisor: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

June 2013, 56 pages

In this thesis, a sample application was assessed by in terms of energy efficiency of absorption cooling system. In practice, the theoretical and practical examination of the hotel that has 60 rooms has been done. The hotel is located in the town of Aliğa, İzmir. Hotel was opened in 2010. It provides for the needs such as hot water, heating and cooling with the help of absorption heat pumps and chillers which are located at the roof.

Electrically driven compressor is usually used in conventional cooling machines. Heat sources as solar energy, waste heat and natural gas are used in absorption systems. The absorption cooling systems will be compared with the other cooling systems according to this sample application. The theoretical and practical values will demonstrate the efficiency of the system. The payback period will be calculated by the economic analysis of the system.

4 units of absorption cooling machines are participated in the hotel. The cooling capacity of a machine is 17.72 kW. The cooling machines operate with the ammonia-water solution. The chillers are connected in series to each other and cooling is provided with fan coils.

Keywords: Absorption cooling, the use of natural gas for cooling, application of absorption cooling.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans çalışmam süresince bilgisiyle, tecrübesiyle bana katkıda bulunan ve farklı konulara beni yönlendiren danışman hocam sayın Prof. Dr. Ali Güngör'e teşekkür eder, saygılarımı sunarım.

Veri elde çalışmalarında yardımlarından ve ilgilerinden ötürü otel müdürleri sayın Şeref Dönmez'e, sayın Şenol Dönmez'e ve sayın Birol Dönmez'e teşekkürü bir borç bilirim.

Yüksek Lisans çalışmalarında şu an çalışmakta olduğum TÜPRAŞ rafinerisinde, gerekli hassasiyeti göstererek zaman zaman bana izin veren Bakım Müdürü sayın A. Şeref Dincel'e teşekkür ederim.

Manevi destekleriyle her zaman yanımda olan aileme teşekkür eder, şükranlarımı sunarım.

Son olarak her zaman yanımda bana destek olan eşim Aysun Özkan'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
ABSTRACTvii
TEŞEKKÜR	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xv
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xix
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	3
3. SOĞUTMA SİSTEMLERİ	5
3.1 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	5
3.2 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri	7
3.3 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleriyle Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Sistemlerin Karşılaştırılması	13
4. 60 ODA KAPASİTELİ OTEL SOĞUTMA UYGULAMASI	15
4.1 Genel Bilgiler	15
4.2 Absorpsiyonlu Soğutma Cihazı Çalışma Prensibi	16
4.3 Absorpsiyonlu Soğutma Cihazı ve Kurulumu	17

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
4.4 Absorpsiyonlu Soğutma Uygulaması.....	26
4.4.1 Sistemin bütün noktalarının termodinamik analizi	28
4.4.2 Sirkülasyon pompası için gereken güç.....	32
4.4.3 Sistem soğutma etkinliği ve verimliliği	32
4.5 Fan Coil Yardımıyla Soğutma Sistemi	34
4.6 Soğutma Sisteminde Basınçlı Elemanlar	35
4.7 Soğutma Sisteminin Korunması.....	36
5. SOĞUTMA SİSTEMİ EKONOMİK ANALİZİ	38
5.1 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Maliyeti	38
5.2 Klasik Kompresörlü Soğutma Sistemi Maliyeti	39
5.3 Absorpsiyonlu Sistem İşletme Maliyeti	39
5.4 Klasik Kompresörlü Sistem İşletme Maliyeti	43
5.5 Absorpsiyonlu Sistemin Geri Ödeme Süresi	44
6. OTEL SOĞUTMA UYGULAMASI ÖLÇÜM ÇALIŞMALARI	45
6.1 Soğutma Cihazı Sıcaklık ve Basınç Ölçümleri	45
6.2 Soğutma Cihazının Doğalgaz Tüketim Ölçümleri.....	48
7. SONUÇ VE TARTIŞMALAR	50
KAYNAKLAR DİZİNİ	52

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

ÖZGEÇMİŞ.....56

EKLER

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 2010 yılında toplam enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımı	2
3.1 Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.....	6
3.2 Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi elemanları.....	7
3.3 Absorpsiyonlu soğutma çevrimi.....	8
3.4 Çok kademeli çevrimlerin hesaplanan COP değerleri.....	13
4.1 Otelin konumu	15
4.2 Absorpsiyonlu soğutucu çalışma prensibi	17
4.3 Soğutma cihazı ölçüleri	18
4.4 Soğutucuların yerleşim planı.....	19
4.5 Soğutucuların baca çıkışlarına mesafesi.....	19
4.6 Absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanları.....	20
4.7 Oteldeki soğutma hatları ve elemanları.....	20
4.8 Dört adet soğutucu çalışma seması.....	21
4.9 Oteldeki dörtlü soğutucu düzeni.....	21
4.10 Soğutma cihazının doğalgaz ve su hatları	22
4.11 Soğutucunun borulama ve izolasyon malzemeleri	23
4.12 Soğutucunun elektrik panosu ve pompası	23

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.13 Soğutucunun yanma odası ve gaz sistemi.....	24
4.14 Soğutucunun panel malzemeleri	24
4.15 Soğutucu sisteminden örnek bir resim.....	25
4.16 Absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanları	26
4.17 Işınım termometresi özellikleri	27
4.18 Amonyak h-x diyagramı	31
4.19 h-x diyagramında bulunan değerler	32
4.20 Fan coil ile çalışma şeması	34
4.21 Örnek fan coil dağılımı	35
5.1 01.04.2012 TEDAŞ elektrik tarifesı	41
5.2 01.07.2012 TEDAŞ elektrik tarifesı	42
6.1 2012 yaz dönemi sıcaklık ölçüm grafiği.....	46
6.2 Absorpsiyonlu soğutucu gösterge paneli	47
6.3 Üretici firma soğutma verileri.....	48
6.4 Otel doğalgaz sayacı	49
6.5 2012 yaz dönemi doğalgaz tüketim verileri.....	49

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
3.1 Üzerinde çalışma yapılan bazı akışkan çiftleri	9
3.2 Çok kademeli çevrimler H ₂ O/LiBr	10
3.3 Çok kademeli çevrimler NH ₃ /H ₂ O	11
3.4 Çok kademeli çevrimler H ₂ O/LiBr & NH ₃ /H ₂ O	12
4.1 Sistemin bazı noktalarındaki basınç ve sıcaklık değerleri.....	27
4.2 Noktaların analizi.....	28
4.3 Soğutma sistemi basınç ve hacim parametreleri.....	36
4.4 Mono-etilen glikol (antifriz) etkisi	37
5.1 Absorpsiyonlu soğutma sistemi kurulum maliyeti	38
5.2 Klasik soğutma sistemi kurulum maliyeti	39
5.3 2012 yaz dönemi doğalgaz tüketimi	40
5.4 Absorpsiyonlu soğutucuların doğalgaz tüketim maliyeti	40
5.5 Soğutucuların yükte çalışma saatleri	41
5.6 Absorpsiyonlu soğutucuların elektrik tüketim miktarı	42
5.7 Absorpsiyonlu soğutucuların yaz dönemi elektrik tutarı.....	43
5.8 Klasik soğutma sistemi elektrik tüketimi	43

ÇİZELGELER DİZİNİ (devam)

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
5.9 Kurulum ve işletme maliyetleri karşılaştırması	44
6.1 Cihaz üzerinden alınan sıcaklık ölçümleri	46
6.2 Cihaz üzerinden alınan basınç ölçümleri	47

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
\dot{m}	Kütlesel debi (kg/s ya da lb/dak).
A	Alan (m ²).
h	Entalpi (kJ/kg karışım ya da Btu/lb karışım).
Hz	Hertz.
P	Basınç (bar, psia).
Q_A	Absorber ısısı.
Q_C	Yoğuşturucu ısısı.
Q_E	Buharlaştırıcı ısısı.
Q_G	Generatör ısısı.
Q_{in}	Isı girdisi (Joule).
Q_{out}	Isı çıktısı (Joule).
T	Sıcaklık (°C, °F).
v	Özgül hacim (m ³ /kg).
V	Volt.
W	Güç (Watt).
W_{in}	İş girdisi (Joule).
W_P	Pompa gücü.

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
x	Konsantrasyon (kgNH ₃ /kg karışım ya da lbNH ₃ /lb karışım).
<u>Kısaltmalar</u>	
CFC	Kloroflorokarbon.
COP	Soğutma etkinliği katsayısı.
DDC	Doğrudan dijital kontrol.
ETV	Elektrik tüketim vergisi.
H ₂ O-LiBr	Su-Lityum Bromür.
HCFC	Hidrokloroflorokarbon.
KDV	Katma değer vergisi.
NH ₃ -H ₂ O	Amonyak-Su.
R-12	Freon-12.
R-123	Freon 123.
R-134 A	Freon-134 A.
R-22	Freon-22.
SKB	Sistem kullanım bedeli.
TEDAŞ	Türkiye Elektrik Dağıtım Anonim Şirketi.
TEP	Ton eşdeğer petrol.

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

Kısaltmalar

TRT Türkiye Radyo ve Televizyon Kurumu.

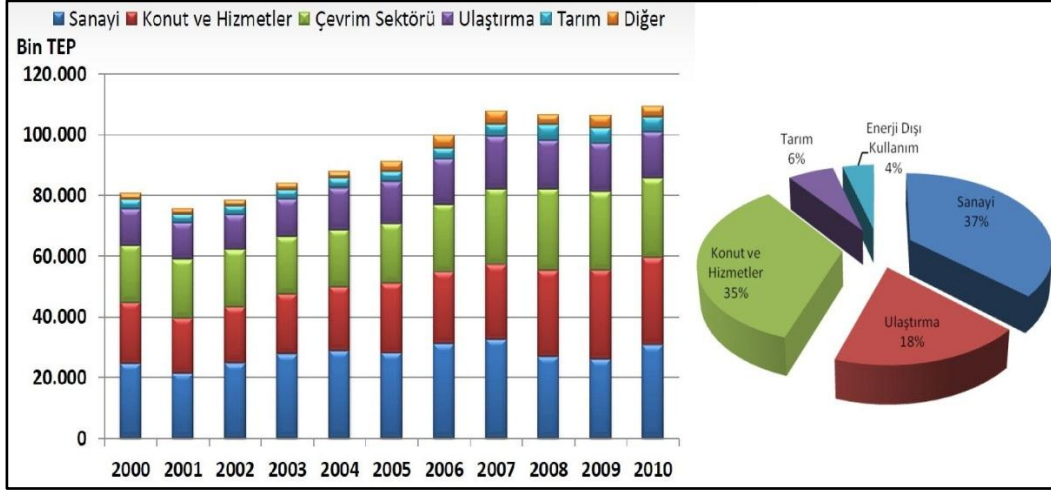
1. GİRİŞ

Soğutma makineleri düşük enerji kaynağından aldığı ısıyı, daha yüksek sıcaklıktaki ısı kuyusuna aktarır. Soğutma makinelerinde verimli çalışma elde edebilmek için birçok yöntem bulunmaktadır. Elektrik tahrikli kompresör kullanımı bunların içinde en yaygın kullanılanıdır (Güngör, 2012). Ülkemizde elektrik enerji üretiminin ve tüketiminin ne kadar önemli olduğunu düşünürsek, kompresörde harcanan enerjiyi azaltmak sisteme fayda sağlayacaktır. Bu gibi enerji tasarrufları fosil yakıtların oluşturduğu çevre kirliliğini ve yeni enerji kaynakları araştırılmasını azaltacaktır. Bu bağlamda, elektrik tahrikli kompresör kullanan soğutucular yerine güneş enerjisi, atık ısı, doğalgaz, jeotermal gibi ısı enerjisi kullanan soğutucular geliştirilmiştir. Isı kaynağı olarak güneş enerjisinden, atık ısıdan, vb. yararlanan absorpsiyonlu sistemler, hem sistem verimlilikleri, hem de işletme giderleri açısından sağladığı faydalar nedeniyle; alternatif sistemlerden çok daha fazla umut vaat etmektedir. Ayrıca ozon tabakasına ve küresel ısınma açısından ekolojik sisteme zarar vermeyen çevre dostu sistemlerdir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde akışkan çifti olarak absorbent ve soğutucu akışkan kullanılmaktadır. Üzerinde çalışma yapılan pek çok akışkan çifti bulunmaktadır. Fakat bunların içinde en yaygın olarak kullanılanlar $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ 'dir (Gomez et al., 1983). Bu sistemler diğer soğutma sistemlerine göre daha karmaşık yapıdadır ve soğutma etki katsayıları daha düşüktür; fakat atık ısı kullanımı sisteme avantaj sağlamaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi 1858 yılında ilk kez Fransız bilim adamı Ferdinand Carre tarafından icat edilmiştir (Dinçer, 1993). Orijinal tasarım su ve sülfürik asitten oluşmaktadır. Daha sonra 1887 yılında İngiltere'de Pontifex ve Wood firmalarının ilk absorpsiyonlu soğutma makinesini imal etmesiyle, bu alandaki gelişmeler hız kazanmıştır. 1920'li yıllardan sonra özellikle Amerika, Almanya, İtalya, İngiltere, Belçika, Hollanda, Rusya gibi ülkelerde absorpsiyonlu soğutma konusunda çalışmalar sürdürülmüştür. Bu tarihlerde imal edilmiş olan en büyük absorpsiyonlu soğutma tesisi 4190 kW'lık soğutma kapasitesine sahiptir. 1950'li yıllardan sonra elektriğin ucuza gelmesi ve değişik boyut ve kapasitedeki kompresörlerin kullanıma geçmesiyle buhar sıkıştırımlı mekanik sistemler öncelik kazanmıştır. 19. Yüzyılda birçok prosesin yerini $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ almıştır. 1950'li yıllarda ise $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ sistemleri büyük binaların iklimlendirilmesinde ticari olarak kullanılmaya başlanmıştır. Sistemin çalışabilmesi için generatöre verilmesi gereken ısı enerjisi, doğal gaz veya fuel-oil yakıtlarını kullanan

kazanlardan elde edilen buhar veya sıcak sudan sağlanmaktaydı. 1970 yıllarda gerekli ısı enerjisinin sağlanmasında değişik yöntemler aranmıştır ve güneş enerjisi kısa bir sürede kendini göstermiştir. Sanayide atmosfere atılan 90-100⁰C gibi atık ısılar bu sayede değer kazanmıştır.



Şekil 1.1 2010 yılında toplam enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımı

Türkiye’de 2010 yılında enerji tüketiminin yüzdesi şekil 1.1’de sektörlere göre verilmiştir. Konut ve sanayi alanındaki enerji tüketimi toplam payın %72’leri civarındadır (TMMOB, 2012). 2002 yılına göre enerji tüketim miktarı sanayi sektöründe %25, ulaştırma sektöründe %28, meskende %44, tarımda %66 ve elektrik sektöründe %37 artmıştır (Enerji, 2012). Enerjinin yoğun olarak kullanıldığı bu sektörlerde, kaynak kullanımındaki alternatif enerjiler öne çıkmaktadır. Tasarruf tedbirleri için gelişmekte olan yeni sistemler, enerji tüketim oranını azaltacaktır.

Bu kapsamda güneş enerjisi, atık ısı, jeotermal veya doğalgaz ile soğutma gereksinim duyulan proseslerden biridir. Bu sistemlerde ısıtma ve soğutma ile ilgili yapılacak iyileştirmeler, çevre ve enerji tasarrufunda önemli fayda sağlayacaktır. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri diğer ticari uygulamalar kadar yaygın olmasa da, ilerleyen zamanlarda daha çok uygulanabilir hale gelecektir.

Bu çalışma ile absorpsiyonlu soğutma sistemini kullanan uygulamanın enerji verimliliği gösterilecektir. Çalışma sisteminin teorik ve pratik incelemesi yapılarak, uygulamanın önemini anlatılması amaçlanmıştır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Best and Ortega (1999), güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu sistemlerin gelişimi hakkında bilgi vermişlerdir. Bu sistemlerin gelecekteki önemini belirtmişlerdir. Güneş enerji destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin Meksika'daki ilk uygulamasından bahsetmişlerdir. Absorpsiyonlu sistemlerin diğer klasik metotlu yöntemlerle başa çıkabilmesi için, ilk yatırım maliyetlerinin azaltılması gerektiğine dikkat çekmişlerdir.

Charia (1991), güneş enerjisiyle çalışan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi için bir simülasyon programı hazırlamıştır. Çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma etkisini ve performansını Kuzey Afrika şartlarında incelemiştir. Bu çalışmada buharlaştırıcı, generatör, yoğuşturucu, absorber sıcaklıklarını ve soğutma etkinliği katsayısını hesaplamıştır.

Cheung and Hwang (1996) kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemini incelemişlerdir. $H_2O-LiBr$ ve NH_3-H_2O akışkan çiftleriyle iklimlendirme uygulaması yapmışlardır.

Gonzales (2005), doktora tezinde yaptığı çalışmada $H_2O-LiBr$ akışkan çiftini incelemiştir. Sistemin ısı ve kütle geçişi ile ilgili hesaplar yapmıştır. Sistemin çalışmasını inceleyerek, sistem elemanları ile ilgili simülasyonlar hazırlamıştır.

Kaushik and Kumar (1985), güneş enerjisiyle desteklenmiş $H_2O-LiBr$ ve NH_3-H_2O akışkan çiftleriyle çalışan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin bilgisayar ortamında termodinamik analizini yapmışlardır. Bu çalışmada absorber, generatör ve yoğuşturucu sıcaklığının sistemin performansına etkisi incelenmiştir.

Mendes et al. (1993), çalışmalarında güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma ve ısıtma sistemi üzerinde durmuşlardır. Hem ısıtmadaki hem de soğutmadaki absorpsiyonlu sistemin, klasik kompresör sistemini kullanan sistemlerle karşılaştırmasını yapmışlardır. Parabolik oluk tipte kollektörlerin alanının küçülmesiyle, bu sistemlerin evlerde uygulanabileceği vurgulanmıştır. Ayrıca yazın çalışacak tek kademeli sistemlerin direkt ateşlemeli olan uygulamasının iyi sonuçlar vermediğini belirtmişlerdir. Uygulama alanı olarak

Avrupa'da 120 m²'lik bir ev ve 600 m²'lik bir otel seçilmiştir. En iyi sonucun çift kademeli absorpsiyonlu sistemlerde alındığını belirtmişlerdir.

Siddiqui (1993) çalışmalarında akışkan çiftleri kullanarak generatör sıcaklığının iyileştirilmesini ve minimum işletme maliyetini amaçlamıştır. Çalışma esnasında enerji kaynağı olarak biyogaz, LPG ve güneş enerjisi kullanılmıştır. Çeşitli sistemler için enerji maliyetleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Optimum generatör sıcaklıkları ve buna karşılık gelen soğutma performans katsayıları grafikler haline verilmiştir.

Tleimat and Howe (1978) çalışmalarında güneş enerjisiyle desteklenmiş ısıtma ve soğutma sistemlerini incelemişlerdir. Bu sistemin ilk yatırım ve işletme maliyetlerini, klasik sistemlere göre karşılaştırmasını yapmışlardır.

Tozzer and James (1998) ideal absorpsiyon çevrimini carnot çevrimine uygulayarak soğutma teorisi hakkında evrensel denklemler türetmeyi amaçlamışlardır. Absorpsiyon çevriminin pratik geçerliliğini göz önüne alarak bu sistemlerin kojenerasyon sistemlerindeki kullanılabilirliğini incelemişlerdir. Bu incelemede direkt ateşlemeli absorpsiyonlu soğutma sistemi kojenerasyon sistemine uygulanmıştır. Kompresörlü sistemlerle absorpsiyonlu sistemlerin ekonomik analizi yapılmış ve geri ödeme süreleri grafikler halinde efektif çalışma saatine göre verilmiştir.

Tsoutsos et al., (2009) çalışmalarında, güneş enerjisi destekli ısıtma ve soğutma sisteminin performans ve ekonomik değerlendirmesini bir simülasyon programı ile incelemişlerdir. Bu incelemede meteoroloji servisinin 30 yıllık verilerini kullanmışlardır. Simülasyon esnasında ısı tankı ve soğutma kulesi bulunan güneş enerjili sistemde H₂O-LiBr çevrimini incelemişlerdir. Çalışma sistemi için uygun verileri hesaplama yoluna gitmişlerdir.

Ming et al., (2008) çalışmalarında güneş enerjisi destekli ısıtma ve soğutma sistemini tasarım, kurulum ve modelleme olarak incelemişlerdir. Soğutma ve ısıtma çevrimi H₂O-LiBr ile sağlanmaktaydı ve güneş enerjisi için parabolik güneş toplayıcıları kullanılmaktaydı. Sistemin performansını simülasyon programında test etmişlerdir. Sistemin performansını değişen toplayıcı dizilimi, ısı tankı kullanımı ve farklı boru çaplarına göre incelemişlerdir.

3. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Soğutma, bir yerdeki ısının başka bir yere nakledilerek, o yerdeki sıcaklığın ortam sıcaklığının altında bir sıcaklıkta tutulmasıdır. Soğutma işlemi ortam sıcaklığı ile 1⁰C arasında iklimlendirme amaçlı, 10⁰C ile -40⁰C arasında soğuk muhafaza için ticari amaçlı ve çeşitli sıcaklıklarda endüstriyel amaçlı olarak kullanılmıştır. Soğutma ticari ve diğer amaçlı kullanılacağı üzere, konfor alanında kullanımı da yaygındır. Özellikle yaz aylarında ortam sıcaklığı altında bir sıcaklık gerekmektedir. Bu da soğutma makineleri ile temin edilmektedir.

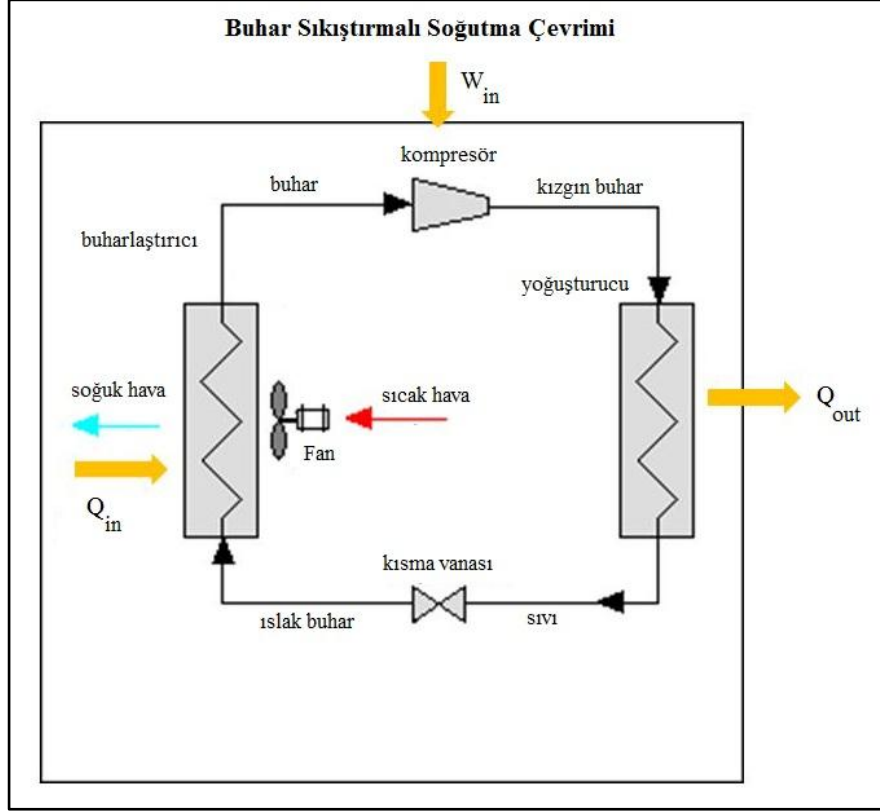
İnsanoğlunun var oluş tarihinde soğutmayı ilk kez Çinliler kullanmıştır. Donmuş göllerin buzlarını kırarak geniş kuyulara sıkıştırmışlar ve yazın sıkıştırılan buz kalıplarını çıkararak kullanmışlardır. Romalılar ve Yunanlılar büyük küplere su doldurarak toprağa gömmüşler; gece soğuyan küpleri gündüz kullanmışlardır (Küçükşahin, 2011). 1775 yılında Glasgow Üniversitesi profesörü William Cullen eline eter sürdüğünde elinin serinlediğini görerek çalışmalara başlamış ve ilk mekanik soğutmanın temelini atmıştır. William Cullen aynı yıl içerisinde buz yapma makinesi icat ederek ilk çalışmalara başlamıştır. Buz ile çalışma çok zahmetli olduğundan mekanik çalışmalar devam etmiştir. 19. Yüzyılın ortalarında R-12 gazı bulunarak CFC soğutucuların temeli atılmıştır. R-22 soğutucu akışkanın bulunmasıyla da HCFC kökenli akışkan geliştirilmiştir. R-134 A ve R-123 soğutucu akışkanları bulunarak ozon tabakasına zarar vermeyen akışkanlar geliştirilmiştir. Bu gibi gelişmeler insan hayatında konforu göstermektedir. Soğutmanın insan ve diğer varlıklar üzerindeki önemini ortaya koymaktadır.

Günümüze kadar gelmiş pek çok soğutma yöntemi bulunmaktadır. Bunların arasında en sık kullanılanı buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir. Elektrik kullanımında tasarruf sağlayan diğer soğutma sistemi de absorpsiyonlu soğutma sistemidir.

3.1 Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi

Bu sistemde kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar halinde yoğuşturucuya gönderilir. Burada, çevreye ısı vererek yoğuşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında alçak basınca kısılarak ıslak buhar halde buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıyı çevreleyen ortam sıcaklığının altında bir sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan, ortamın ısını çekerek, ortamı soğutur

ve buharlaştırıcı çıkışında doymuş buhar halde kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim sürekli olarak devam eder. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi şekil 3.1’de verilmiştir.

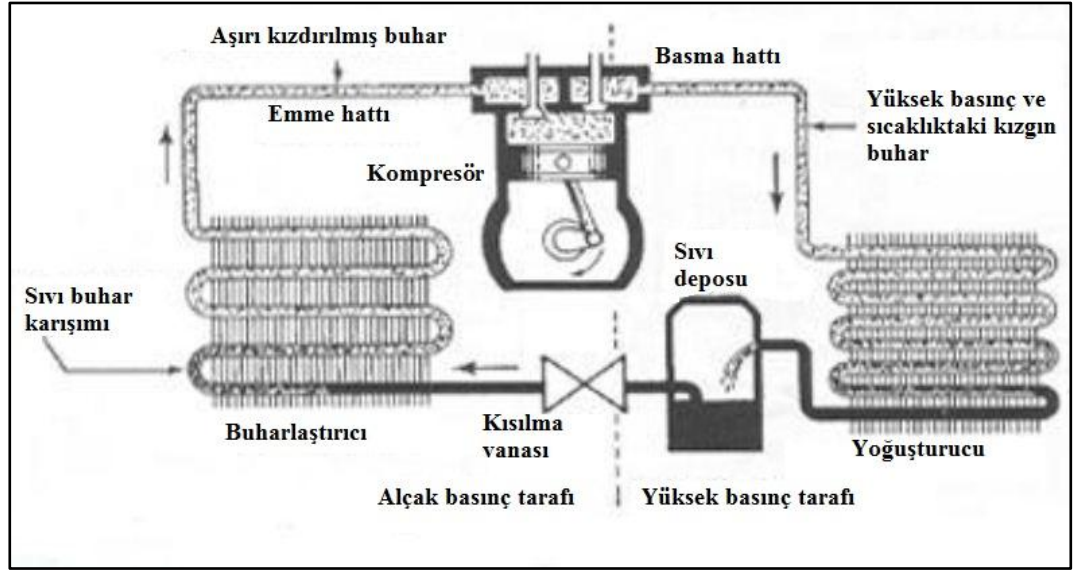


Şekil 3.1 Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi

Mekanik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri kompresör, yoğuşturucu, genişleme valfi ve buharlaştırıcı olmak üzere dört ana eleman içerirler (Doğan, 2002). Sıkıştırılmalı soğutma makinelerinin en önemli elemanı olan kompresörün konstrüksiyon detayları kullanılan soğutucunun cinsine ve parametrelerine göre değişir. Kompresörün temel gayesi buharlaştırıcı basıncındaki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçtaki yoğuşturucuya göndermektir. Bir diğer anlamda gaz pompasıdır. Yoğuşturucunun görevi, kompresörde sıkıştırılmak suretiyle yüksek basınca çıkarılmış olan gazın soğutularak yoğuşturulmasıdır. Genleşme valfi, yoğuşturucudan yüksek basınçta çıkan soğutucu akışkanı, istenilen buharlaştırıcı basıncına düşürmeye yarayan kısma elemanıdır. İdeal şartlarda bu elemanda gerçekleşen basınç düşürme işlemi boyunca entalpinin sabit olduğu kabul edilir. Küçük sistemlerde kılcal borular bu kısma işlemi gerçekleştirebilir. Temelde bir ısı değiştirgeci olan buharlaştırıcılar, genişleme valfinde basıncı düşürülmüş olan soğutucu akışkanı buharlaştırarak, çevre sıcaklığından daha

düşük sıcaklıktaki mahallerin elde edildiği kısımlardır. Yapımında genelde bakır ve çelik borular kullanılır.

Buhar sıkıştırımlı soğutma makineleri pratikte en çok kullanılan soğutma makineleridir. Bu makinelerde en az 4 eleman bulunması zorunludur. Bunlar şekil 3.2’de gösterildiği gibi kompresör, yoğuşturucu, genişleme valfi ve buharlaştırıcıdır (Soğutma Rehberi, 2012). Yerine göre tek ve çok kademeli çevrim sistemleri mevcuttur.



Şekil 3.2 Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi elemanları

3.2 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri

Isıl enerji kullanan soğutucu uygulamalarında kapalı çevrim kullanan absorpsiyonlu soğutucular ön plana çıkmaktadır. Absorpsiyonlu soğutucularda buhar sıkıştırımlı sistemlere benzer yoğuşturucu, genişleme valfi ve buharlaştırıcı bulunur. Fakat kompresörün yerini başka elemanlar almıştır (Güngör, 2005). Bu elemanlar; absorber, generatör ve eriyik pompasıdır. Bu bağlamda absorpsiyonlu sistemlerin başlıca elemanları şu şekildedir:

- Generatör
- Yoğuşturucu
- Buharlaştırıcı

soğutucu akışkanın kaynama noktasının karışımın kaynama noktasından daha düşük olmasıdır. Absorbentin bulunduğu (soğutucu akışkanca fakir eriyik) akışkan, ısı değiştiriciden geçerek absorbere geri döner. Buharlaşarak generatörü terk eden soğutucu buharı yoğunlaştırıcıya gider. Yoğuşturuya giren soğutucu buharı burada yoğunlaşarak sıvı hale gelir. Isı değiştiriciden ve genişleme valfinden geçen soğutucu akışkan buharlaştırıcıya ulaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşarak gerekli soğutma yükünü ortamdaki çekerek. Bu sayede ortam sıcaklığı düşmüş olur. Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu buharı absorbere gelir. Absorbere gelen soğutucu akışkan buharı, generatörden gelen eriyik tarafından absorbe edilir. Absorbere soğutucu akışkanca zengin olan eriyik tekrar generatöre pompalanır ve çevrim bu şekilde devam eder.

Absorpsiyonlu sistemlerde soğutucu akışkan ve absorbent olarak birçok karışım kullanılır. Bu karışımlar çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1 Üzerinde çalışma yapılan bazı akışkan çiftleri

Soğutucu akışkan	Absorbent
Amonyak	Su
Su	Lityum Bromür (LiBr)
Amonyak	Kalsiyum klorür (CaCl_2)
Amonyak	Lityum nitrat (LiNO_3)
Amonyak	Stronsiyum klorür (SrCl_2)
Amonyak	Heptanol
Amonyak	Trietanol amin
Amonyak	Gliserol
Amonyak	Silikon yağ
Amonyak	Sodyumtiosiyanat (NaSCN)
Amonyak	Dimetil formamid (DMF)
Metil amin	Su
Metil klorid	Tetraetil glikol
R-12	Dimetilasitamid
R-12	Siklohexanon
R-21	Dimetil etil ester
R-22	Dimetil formamid

Bunlardan amonyak-su ve su-lityum bromür soğutucu-absorbent çifti en yaygın kullanılanlar arasındadır. Absorpsiyonlu soğutma çevrimleri tek ve çok kademeli olabilmektedir. Çizelge 3.2, 3.3 ve 3.4’te tek ve çok etkili kademeler gösterilmiştir (Hwang, 2010). Çok etkili absorpsiyonlu sistemlerin de birbirleriyle bağlantılı çalışan birden fazla absorpsiyonlu soğutma çevrimi bulunur. Yüksek sıcaklıktaki ısı girdisi ile beslenen üst çevrimden atılan ısı, alt çevrimi çalıştırmak için kullanılır. Yoğuşturma ısısı geri kazanımı, soğurma ısısı geri kazanımı ve yoğuşma-absorpsiyon ısısı geri kazanımı bu bağlamda önemlidir. Sisteme verim anlamında fayda sağlamaktadır.

Çizelge 3.2 Çok kademeli çevrimler – H₂O / LiBr (Hwang, 2010)

Çevrim	Tanımlama	Blok diyagramı
A1	Tek kademeli tek etkili	
A2	İki kademeli çift etkili	
A3	Üç kademeli üçlü etkili	

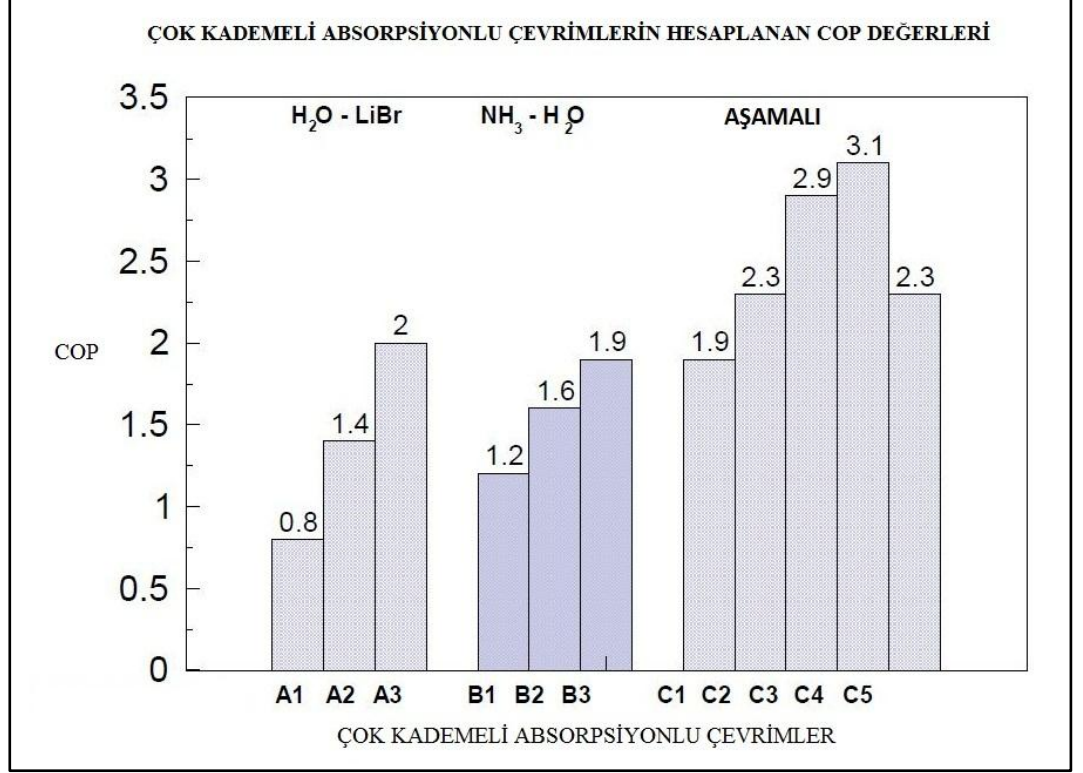
Çizelge 3.3 Çok kademeli çevrimler – NH₃ / H₂O (Hwang, 2010)

Çevrim	Tanımlama	Blok diyagramı
B1	Desorber – absorber	
B2	İki kademeli çift etkili	
B3	Üç kademeli dörtlü etkili	

Çizelge 3.4 Çok kademeli çevrimler – H₂O / LiBr & NH₃ / H₂O (Hwang, 2010)

Çevrim	Tanımlama	Blok diyagramı
C1	Üç etkili sistem için tek kademeli NH ₃ /H ₂ O çevrimi ve tek kademeli H ₂ O/LiBr çevrimi	
C2	Dört etkili sistem için iki kademeli H ₂ O/LiBr çevrimi ve tek kademeli NH ₃ /H ₂ O çevrimi	
C3	Beş etkili sistem için iki kademeli H ₂ O/LiBr çevrimi ve tek kademeli NH ₃ /H ₂ O çevrimi	
C4	Altı etkili sistem için üç kademeli H ₂ O/LiBr çevrimi ve tek kademeli NH ₃ /H ₂ O çevrimi	
C5	Dört etkili sistem için üç kademeli H ₂ O/LiBr çevrimi ve tek kademeli NH ₃ /H ₂ O çevrimi	

Çizelgelerin blok diyagramlarında düz çizgiler H₂O-LiBr çevrimini, kesikli çizgiler ise NH₃-H₂O çevrimini göstermektedir. Şekil 3.4'te ise her çevrime karşılık gelen COP değerleri verilmiştir (Hwang, 2010).



Şekil 3.4 Çok kademeli çevrimlerin hesaplanan COP değerleri

Şekil 3.4'te görüldüğü üzere, absorpsiyonlu sistemlerdeki COP değerleri ısı geri kazanım sistemlerine göre artış göstermiştir. Geliştirilmiş olan absorpsiyonlu çevrimler ile klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde COP değerlerinin yakalanabildiği açıkça gözükmemektedir.

3.3 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleriyle Mekanik Buhar Sıkıştırırmalı Sistemlerin Karşılaştırılması

- Absorpsiyonlu soğutma sistemleri hareketli parçaların az olması nedeniyle sessiz çalışırlar.
- Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kontrolü kolaydır ve uzun ömürlüdür.

- Absorpsiyonlu soğutma sistemleri düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında daha avantajlıdır. Çünkü diğer sistemde olan kompresördeki sürtünmelerden dolayı aşırı güç kaybı ve aşırı kızdırma problemi yaşanmaz.
- Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kontrolü kolaydır ve uzun ömürlüdür. İlk yatırım maliyetleri yüksek olmasına rağmen, bakım sıklığının azlığı sistemi avantajlı hale getirmektedir.
- Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde sıcaklık değişimleri, genişleme valfinde küçük değişimlerle korunabilir.
- Absorpsiyonlu sistemlerde buharlaştırıcı basınç ve sıcaklığının etkilenmesi, soğutma kapasitesini fazla etkilemez.
- Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde hızlı bir soğutma yükü sağlanır. Farklı elemanların küçük bir alana yerleşmesi de montaj kolaylığı sağlar.
- Absorpsiyonlu soğutma sistemleri klasik buhar sıkıştırımalı sistemlerin kullandığı elektriğin yalnızca %2-9'unu kullanır. Sisteme ek olarak kullanılan ısı kaynağına göre kullanma maliyeti gelebilir.

sıcaklık ortalaması 7°C 'dir. Aliğa'da en soğuk ay Ocak'tır. Ayrıca doğalgaz hatları alt yapı çalışmalarının tamamlanmasıyla; Aliğa'da ortalama 7 senedir, doğalgaz, etkin bir şekilde kullanılmaktadır. Otelde 4 adet absorpsiyonlu soğutucunun yanısıra, 8 adet absorpsiyonlu ısıtma cihazı ve 3 adet yoğunmalı kombi bulunmaktadır. Fakat bu tezde konu olarak absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerinde durulmuştur.

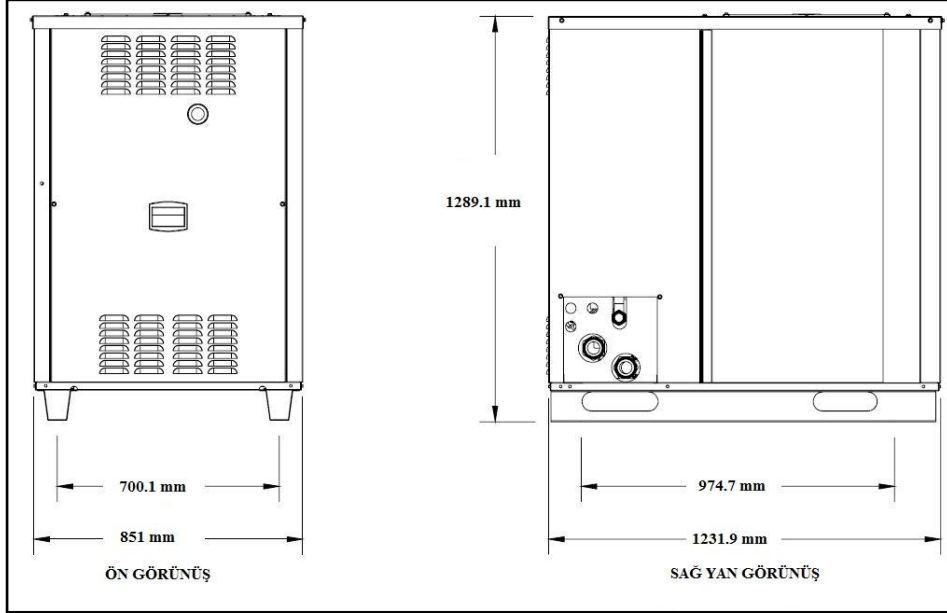
4.2 Absorpsiyonlu Soğutma Cihazı Çalışma Prensibi

Bu tip soğutma cihazı, hava soğutmalı yoğuşturucudan oluşan ve dış hava şartlarında kullanıma uygun soğutuculardır. Absorpsiyonlu soğutma çevrimi su ve amonyak solüsyonu ile çalışır ve sistemde soğutulmuş su elde edilir. Sistemde sadece fan ve pompa motorlarının mekanik hareketini sağlayacak kadar elektrik tüketildiği için, elektrik kullanım oranı oldukça azdır. Yakıt olarak doğalgaz kullanılmaktadır.

Soğutma çevriminde su ve amonyak kullanılır. Amonyak soğutucu, su ise soğurucu akışkandır. Sistem generatöründe amonyak-su solüsyonu bir brülör yardımı ile kaynama noktasına ısıtılır. Bu ısınma sonucu yüksek konsantrasyonda bir soğutucu akışkan buharı (amonyak) ve çok düşük konsantrasyonu olan bir amonyak-su çözeltisi elde edilir. Bu çözeltiliye "zayıf eriyik" denir. Amonyak buharı zenginleştirme kolonundan geçerek içindeki suyu bırakır. Yüksek sıcaklık ve basınçta bulunan amonyak buharı zenginleştirme kolonunu terk ederek yoğuşturucuya girer. Amonyak buharı yoğuşturucuda soğutulur ve sıvı hale gelir. Sıvı amonyak bir kısma vanası ile düşük basınca getirilir ve tüp-içinde-tüp ısı değiştiricisinde biraz daha soğutulur. Son durumda sıvı amonyak ikinci bir kısma vanası ile 2.7~4.2 bar basınca ve 2.8°C sıcaklığa ulaşır. Düşük basınç ve sıcaklık altında sıvı amonyak buharlaştırıcıya girer. Fan-coil sisteminden dönen suyun sıcaklığı buharlaştırıcıda amonyağa aktarılır ve amonyak buharlaşır. Sistemin çalışma şeması şekil 4.2'de verilmiştir.

Düşük basınçta bulunan soğuk amonyak buharı buharlaştırıcıyı terk ederek, yoğuşturucudan gelen sıvı amonyak ile ısı değiştiricide ısı transferinde bulunur. Amonyak buharı daha sonra absorbere girer. Absorbere aynı zamanda kısma vanasından geçerek basıncı düşen zayıf eriyik de girer ve ikisi karşılaşır. Absorberde absorpsiyonlu proses başlar ve amonyak buharı zayıf çözelti içine seyrelir. Amonyak buharının absorpsiyonu ekzotermik bir prosestir; yani dışarıya ısı verilmesi gerçekleşir. Bu yüzden absorbere "solüsyon soğutmalı absorber"

absorpsiyonlu soğutma cihazlarıyla beraber 8 adet absorpsiyonlu ısıtma ve 3 adet yoğunlaşmalı sıcak su kazanları mevcuttur. Hepsi beraber yan yana kurulu vaziyettedir ve otelin yaz, kış şartlarına göre kullanım farkı göstermektedir.

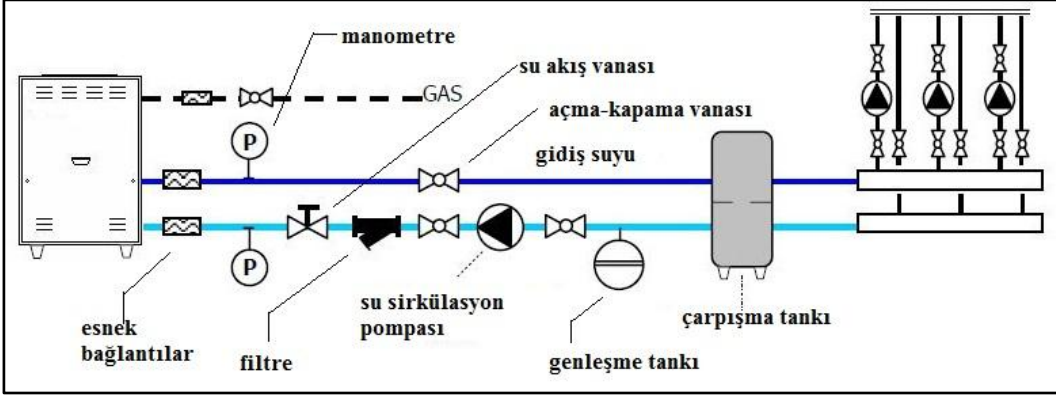


Şekil 4.3 Soğutma cihazı ölçüleri

Absorpsiyonlu soğutma cihazının kurulumu önemlidir. Elektrik ve gaz sistemlerinden en az 1.5 metre uzağa kurulumu, sistem güvenilirliğini iyi yönde etkilemektedir. Fan sesi ne kadar fazla olmasa da, soğutucuların yaşam yerlerinden uzağa montajı konfor açısından iyi gözükmemektedir. Ayrıca çatı sisteminde bulunan absorpsiyonlu soğutucuların üstleri açık durumdadır. Bu durum temiz hava sirkülasyonu için iyidir. Soğutma cihazları alanı içinde absorpsiyonlu soğutucuların yerleşimi şekil 4.4'de verilmiştir. Soğutucular için çatı katında alan 9510mm x 5880 mm'dir. Her absorpsiyonlu soğutucu arası 640 mm'dir ve en sağdaki soğutucunun doğalgaz hattına uzaklığı 1020 mm'dir. Soğutucuya gelen doğalgaz hattı 3/4", soğuk su gidiş ve dönüş hatları ise 1 1/4" şeklindedir.

Ek olarak, sistem kurulurken binadaki baca çıkışlarına olan mesafe dikkate alınarak şekil 4.5'teki plana sadık kalınmıştır. 2.5 metrelik mesafe temiz ve serin hava sirkülasyonu için sıkıntı yaratmamaktadır. 50 m²'lik soğutucu ve ısıtıcı alanı yanında sirkülasyon pompaları, genişleme tankları ve boru hatlarını hesaba katarsak ortalama 75 m²'lik bir alan, 60 odalı bir otelin ısıtma ve soğutma iklimlendirmesi için yeterlidir. Bu otel için 75 m²'lik bir alanda bulunan ısıtma ve soğutma iklimlendirmesi bugünkü hava koşullarında otel ihtiyacına yetmektedir.

Absorpsiyonlu soğutucuların çıkış ve geri dönüş hatları şekil 4.6'da gösterilmiştir. Sistemde vibrasyona karşı akışı etkilemeyen esnek bağlantılar, giriş ve çıkış basıncını ölçen manometreler, sistem suyunu temizleyen filtreler, akış vanaları, genişleme tankları, çarpışma tankı, hava tahliyesi yapan fanlar ve elektronik kontrolünü sağlayan DDC sistemi vardır.



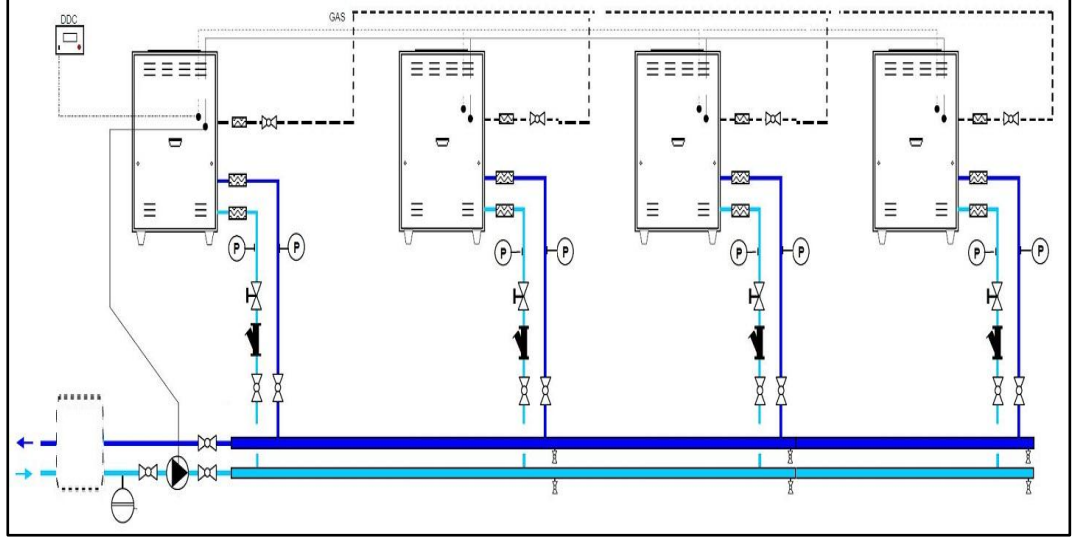
Şekil 4.6 Absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanları

Soğuk su geliş ve gidiş hatları çarpışma tankında bir araya gelerek ısı transferinde bulunur. Daha sonra dallanma boru hatlarıyla soğuk su sisteme dağılır ve geri döner. Şekil 4.7'de otel soğutmasında kullanılan boru hatları ve elemanlar gösterilmiştir. Sisteme gidiş soğuk suyu pompa ve vanalar yardımıyla ayarlanır.



Şekil 4.7 Oteldeki soğutma hatları ve elemanları

Soğutucu sistemi görüldüğü üzere tek bir soğutucudan oluşmamaktadır. Yaz aylarının koşullarına göre 2,3 veya 4'lü bir şekilde çalışabilmektedirler. Sisteme giden soğuk su hattı birleşerek pompalanır. Sistemden geri dönüş hattı ise genişleme valfinden ve çarpışma tankından geçerek 4 ayrı koldan ayrı ayrı absorpsiyonlu soğutucu cihazlarına giriş yapar. Çarpışma tankı belli miktarda soğuk suyu dengeleyerek, ani hacim kayıplarını sistem üzerinde engeller. Soğutucuların 4'lü çalışma şeması şekil 4.8 ve 4.9'da gösterilmiştir.

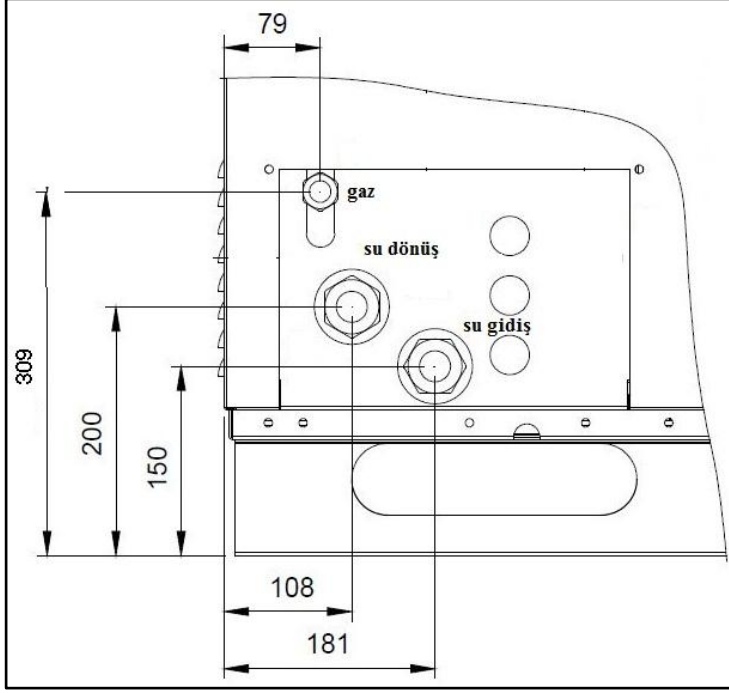


Şekil 4.8 Dört adet soğutucu çalışma şeması



Şekil 4.9 Oteldeki dörtlü soğutucu düzeni

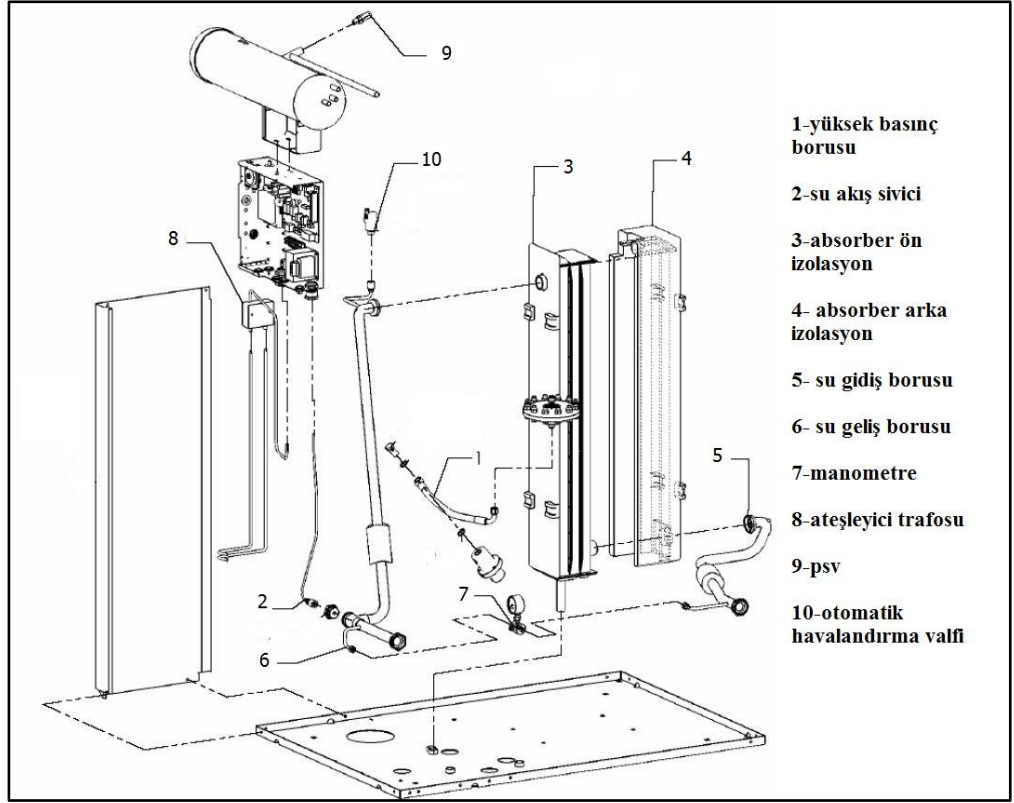
Absorpsiyonlu soğutucu sisteminde 1 adet ¾” doğalgaz girişi bulunmaktadır. Soğutma gidiş ve dönüş hatları ise 1 ¼” şeklindedir. Bağlantı elemanları cihaz üzerinde sağ tarafta bulunur. Şekil 4.10’da bağlantı elemanları gösterilmiştir.



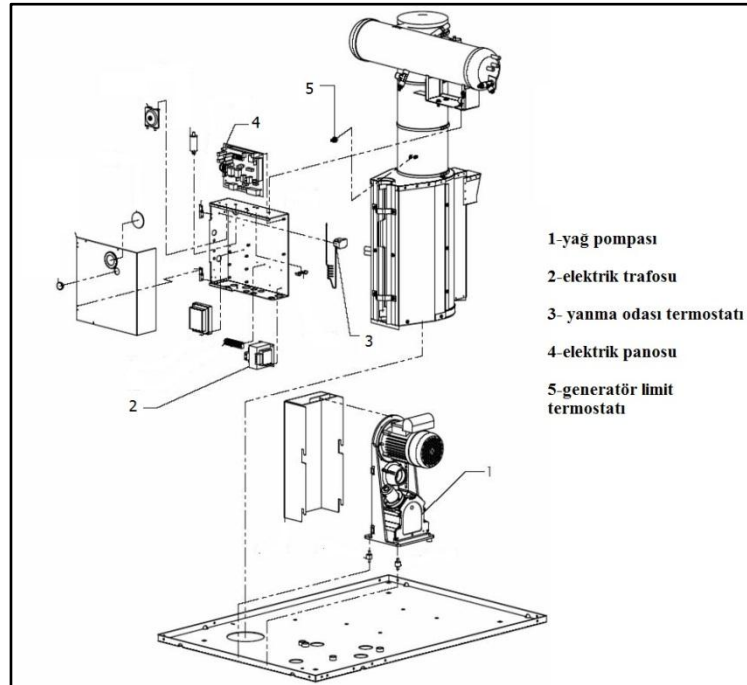
Şekil 4.10 Soğutma cihazının doğalgaz ve su hatları

Doğalgaz hattının dik bir şekilde geldiği sistemlerde kapanlar bulunur. Fakat otel sistemindeki doğalgaz hatları yatay ve uzun olmadığı için herhangi bir sorun yaratmaz. Dik ve uzun hatlı sistemlerde gaz içerisindeki kondenseyi atan kapanlar bulunması, sistem çalışmasını olumlu yönde etkiler.

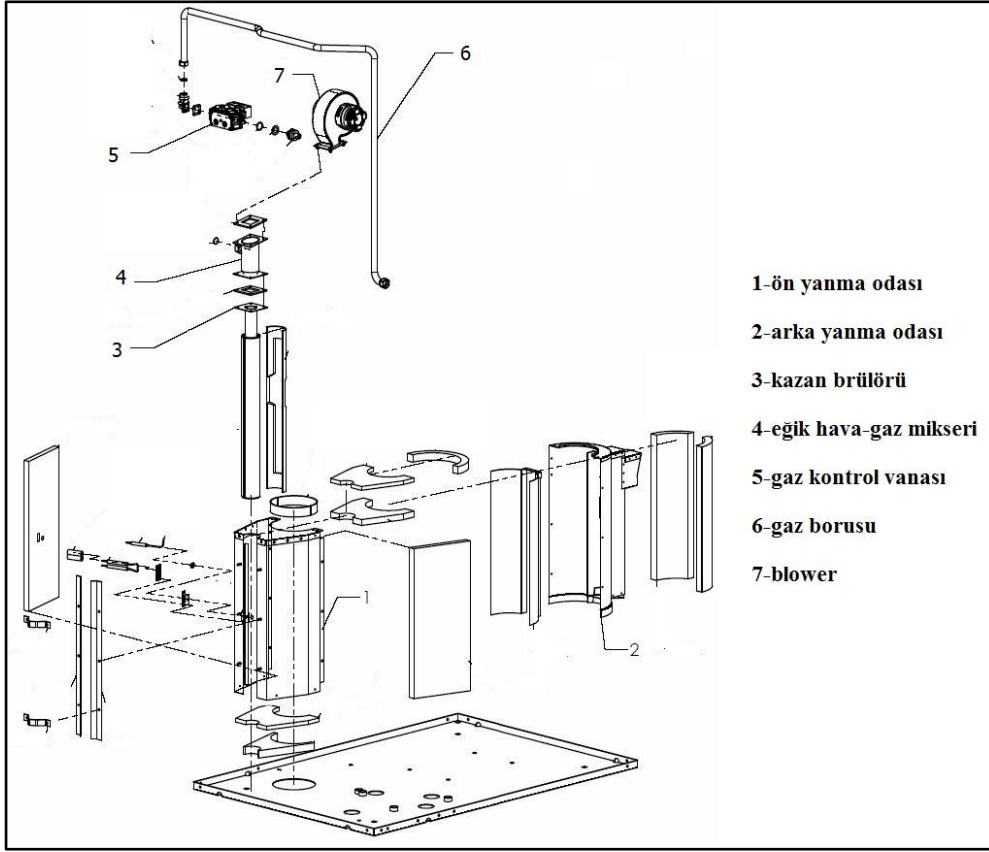
Absorpsiyonlu soğutma makinesinde birçok eleman bulunur. İzolasyon, borulama, aksesuar parçaları; elektrik panosu, pompa; yanma ve gaz sistemleri bu elemanlara örnektir. Ayrıca yanma odası, yoğuşturucu, absorber, vb. gibi absorpsiyonlu sistemi oluşturan temel parçalar da bulunmaktadır. Sistem parçaları şekil 4.11, 4.12, 4.13, 4.14 ve 4.15’te gösterilmiştir.



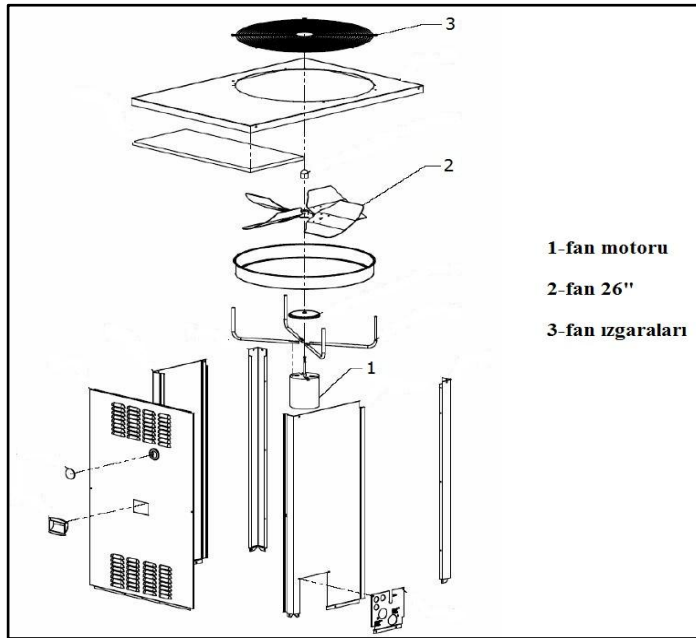
Şekil 4.11 Soğutucunun borulama ve izolasyon malzemeleri



Şekil 4.12 Soğutucunun elektrik panosu ve pompası



Şekil 4.13 Soğutucunun yanma odası ve gaz sistemi

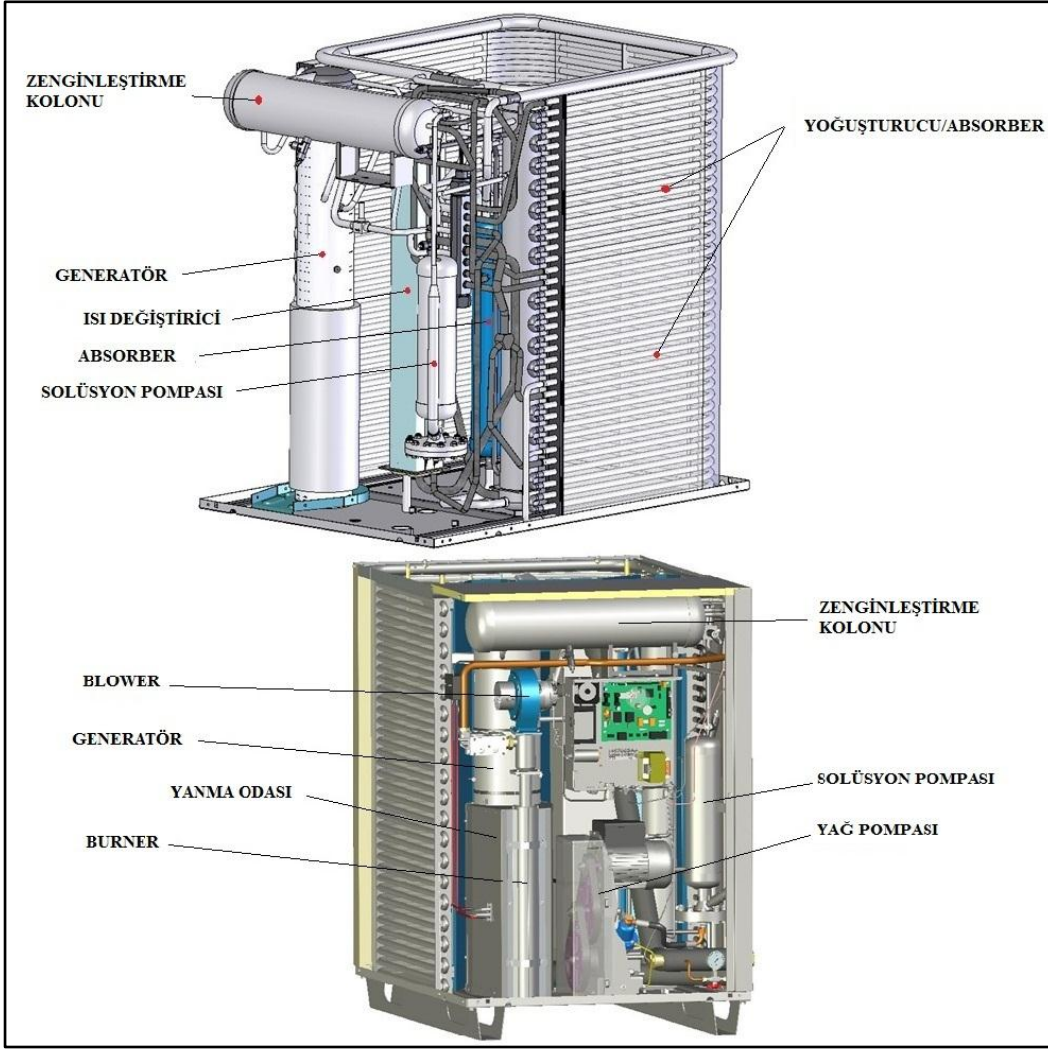


Şekil 4.14 Soğutucunun panel malzemeleri



Şekil 4.15 Soğutucu sisteminden örnek bir resim

Absorpsiyonlu soğutma makinesinde, soğutma işlevini gerçekleştiren ana elemanlar ise; absorber, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, brülör, generatör, zenginleştirme kolonu, solüsyon pompası ve ısı değiştiricidir. Şekil 4.16’da bu elemanlar gösterilmiştir. Amonyak ve suyun sistem içindeki hareketi ile soğutulmuş su elde edilir. Soğutulmuş suda şebekeye gönderilerek, iklimlendirmede kullanılır.



Şekil 4.16 Absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanları

4.4 Absorpsiyonlu Soğutma Uygulaması

Otelde absorpsiyonlu soğutma uygulaması 4 adet absorpsiyonlu soğutucu ile yapılmaktadır. Uygulama amacıyla cihaz üzerinde bazı ölçümler yapılmıştır. Ölçüm aleti olarak kalibreli bir ışınım termometresi kullanılmıştır. Kullanılan termometrenin ölçümlemesi yapılmıştır ve özellikleri şekil 4.17’de gösterilmiştir. Termometrenin markası SKF, modeli CMSS 3000-SL’dir. Ayrıca sistem basınçlarını görmek için, cihaz üzerinde bulunan DDC sistemi gösterge panelinden yardım alınmıştır. Bu sayede elde edilen veriler çizelge 4.1’de verilmiştir.



Şekil 4.17 Işınım termometresi özellikleri

Çizelge 4.1’de sistemin bazı noktalarındaki basınç ve sıcaklık değerleri bulunmaktadır. Bu değerler 2012 yılının Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarında elde edilen ortalama sıcaklık ve basınç değerleridir. Ölçümler her ayın içerisinde 3 kez alınmış ve ortalama değerler hesaplanmıştır.

Çizelge 4.1 Sistemin bazı noktalarındaki basınç ve sıcaklık değerleri

Ölçüm Yapılan Yer	Değerler
Yoğuşturucu basıncı	19 bar
Buharlaştırıcı basıncı	4 bar
Generatör sıcaklığı	120 ⁰ C
Zenginleştirme kolonunu terk eden buhar sıcaklığı	75 ⁰ C
Zenginleştirme kolonuna giren zengin eriyik sıcaklığı	110 ⁰ C
Yoğuşturucuyu terk eden sıvının ısı değiştiricide soğuması	$\Delta T=10^0C$
Sistemin ürettiği soğutma yükü	17.72 kW

Yoğuşturucu basıncı 19 bar, buharlaştırıcı basıncı 4 bar, generatör sıcaklığı 120⁰C, zenginleştirme kolonunu terk eden buhar sıcaklığı 75⁰C, zenginleştirme kolonuna giren zengin eriyiğin sıcaklığı 110⁰C’dir. Yoğuşturucuyu terk eden sıvı ısı değiştiricide $\Delta T=10^0C$ soğumaktadır. Sistemin 1, 3, 4, 7, 8, 12 noktalarındaki

koşulları doymuş varsayılmaktadır. Şekil 3.3'te sistem teorik olarak gösterilmiştir. Boru bağlantılarındaki basınç kayıpları önemsenmemektedir. Sistem 17.72 kW'lık bir soğutma yükü sağlamaktadır. Bu durumda hesaplanan bilgiler aşağıda gösterilmiştir.

4.4.1 Sistemin bütün noktalarının termodinamik analizi

Sistemin bütün noktalarındaki termodinamik özellikler (P, T, x, h) çizelge 4.2'de verilmiştir. Sistem h-x değerleri için şekil 4.18'den yararlanılmıştır. Bütün basınçlar datalarda verilmiştir. 3, 4 ve 7 noktaları doymuş olduğundan, h-x diyagramında bu noktalardaki konsantrasyon ve entalpi değerleri belirlenebilir. 7 noktasından 12 noktasına kadar olan yerlerde konsantrasyon aynıdır. Ayrıca $x_1=x_2=x_3$ ve $x_4=x_5=x_6$ şeklindedir. 1, 8 ve 12 noktaları doymuş durumdadır. Bilinen basınç ve konsantrasyon değerleri ile şekil 4.18'de durum noktaları belirlenebilir.

Çizelge 4.2 Noktaların analizi

Durum Noktası	Basınç, P		Sıcaklık, T		Konsantrasyon, x		Entalpi, h		Kütleli Debi	
	psia	bar	⁰ F	⁰ C	lbNH ₃ / lb karışım	kgNH ₃ / kg karışım	Btu/ lb	kJ/kg	lb/ dak	kg/s
1	58	4	126	52	0.36	0.36	31.40	73	37.43	0.283
2	275.6	19	126	52	0.36	0.36	32.24	75	37.43	0.283
3	275.6	19	230	110	0.36	0.36	146.2	340	37.43	0.283
4	275.6	19	248	120	0.32	0.32	174.2	405	35.19	0.266
5	275.6	19	145	63	0.32	0.32	52.91	123.06	35.19	0.266
6	58	4	145	63	0.32	0.32	52.91	123.06	35.19	0.266
7	275.6	19	167	75	0.985	0.985	690.3	1605	2.12	0.017
8	275.6	19	109	43	0.985	0.985	172	400	2.12	0.017
9	275.6	19	91	33	0.985	0.985	137.6	320	2.12	0.017
10	58	4	24.8	-4	0.985	0.985	137.6	320	2.12	0.017
11	58	4	77	25	0.985	0.985	585.7	1362.4	2.12	0.017
12	58	4	86	35	0.985	0.985	625	1460	2.12	0.017

Buharlaştırıcı ve ısı değiştirici için denklem (4.1) kullanılabilir.

$$\dot{m}_g h_g + 17.72 \text{ kW} = \dot{m}_g h_{12} \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_8 = \frac{17.72 \text{ kW}}{h_{12} - h_8} = \frac{17.72 \text{ kJ/sn}}{(1460 - 400) \text{ kJ/kg}} = 0.017 \text{ kg karışım/s}$$

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_{12}x_{12} + \dot{m}_6x_6 = \dot{m}_1x_1 \quad (4.3)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{12} \frac{x_{12} - x_1}{x_1 - x_6} = 0.017 \frac{(0.985 - 0.36)}{(0.36 - 0.32)} = 0.266 \text{ kg karışım/s}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{12} + \dot{m}_6 = 0.017 + 0.266 = 0.283 \text{ kg karışım/s}$$

Denklem (4.2) ve (4.3) yardımıyla 1,2,3 ve 4,5,6 noktalarındaki kütleli debiler hesaplanmıştır. Böylece bütün kütleli debiler bulunmuştur. Pompa için 2 noktasındaki entalpi de denklem (4.4) ve (4.5) yardımıyla hesaplanabilir.

$$h_2 = h_1 + (P_2 - P_1)v_1 \quad (4.4)$$

$$v_1 = (1 - x_1)v_{H_2O} + x_1v_{NH_3} \quad (4.5)$$

$$v_1 = (1 - 0.36) 0.001013 + 0.36 (0.00179) = 0.0013 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_2 = 73 + (1900 - 400)(0.0013) = 75 \text{ kJ/kg karışım}$$

2 noktasındaki entalpi değerini hesaplamak için doymuş su ve amonyak tabloları kullanılmıştır (Sonntag et al., 2002). Tablo olarak B.2.1 ve B.1.1 kullanılmıştır. Tablolarda sıcaklık değerlerine karşılık gelen özgül hacimler hesaplanmıştır.

2 numaralı ısı değiştirici için denklem (4.6) kullanılır.

$$\dot{m}_4 (h_4 - h_5) = \dot{m}_2 (h_3 - h_2) \quad (4.6)$$

$$h_5 = h_4 - \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_4} (h_3 - h_2) = 405 - \frac{0.283}{0.266} (340 - 75)$$

$$h_5 = 123.06 \text{ kJ/kg karışım}$$

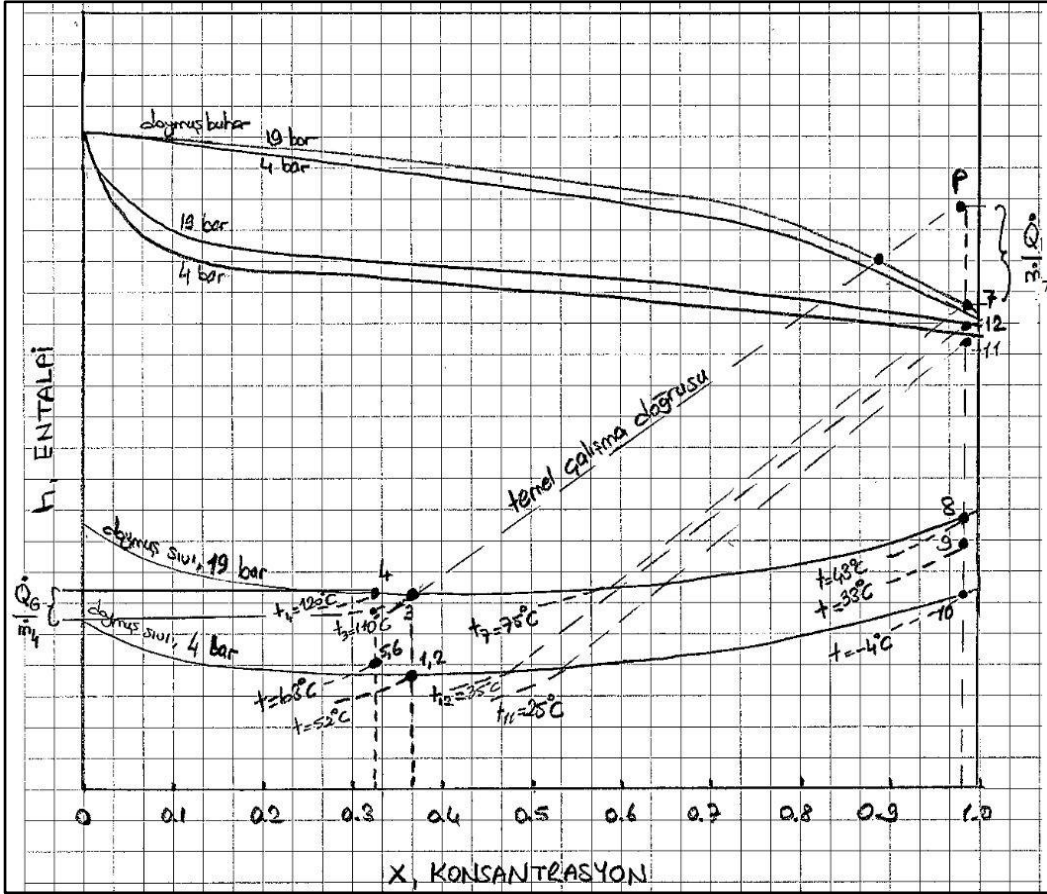
5 noktasının sıcaklığı şekil 4.18'den x_5 ve h_5 değerleri ile bulunur. 5 ve 6 noktaları aynı noktalardır. 6 noktası $P=4$ bar ile aşırı soğutulmuş durumdadır ve sıcaklığı 5 noktası ile aynıdır.

9 ve 10 noktaları h-x diyagramında aynı noktada olup, 10 noktası sıvı ve buharın mekanik olarak bir karışımıdır. 10 noktasının sıcaklığı -4°C 'dir. 11 noktasının entalpi değeri denklem 4.7 ile bulunabilir.

$$m_{10} (h_{11} - h_{10}) = \dot{Q}_E \quad (4.7)$$

$$h_{11} = \frac{\dot{Q}_E}{m_{10}} + h_{10} = \frac{17.72 \text{ kJ/s}}{0.017 \text{ kg/s}} + 320 = 1362.4 \text{ kJ/kg}$$

11 noktası mekanik karışım noktasıdır. 11 noktasının sıcaklığı h-x diyagramından $t_{11}=25^{\circ}\text{C}$ olarak bulunur. h-x diyagramı basit şekilde şekil 4.19'da gösterilmiştir. Bulunan değerler karşılık gelen yerlere yazılmıştır.



Şekil 4.19 h-x diyagramında bulunan değerler

4.4.2 Sirkülasyon pompası için gereken güç

Pompadaki mekanik verimliliğin 0.75 olduğunu durumda, pompa gücü hesabı için denklem (4.8) kullanılır.

$$N_{kWp} = m_1 (h_2 - h_1) / \eta_m \quad (4.8)$$

$$N_{kWp} = 0.283 (75 - 73) / 0.75$$

$$N_{kWp} = 0.75 \text{ kW}$$

4.4.3 Sistem soğutma etkinliği ve verimliliği

Sistem soğutma etkinliği katsayısını hesaplamak için generatör ısı gereksiniminin hesaplanması gerekmektedir. Q_G/m_4 ve Q_D/m_7 değerleri temel çalışma doğrusunun çizimiyle bulunur. Kolona zengin eriyiğin giriş kesitinde buhar durum noktasının temel çalışma doğrultusu üzerinde olduğu varsayılmıştır.

Yine bu buhar durum noktasının kolona t_3 sıcaklığında giren zengin eriyiğin sıcaklığından 10°F daha yüksek olduğu varsayılmıştır. Bu varsayımlarla h-x diyagramında temel çalışma doğrusu oluşturulmuştur (Güngör,2005). Temel çalışma doğrusundan yararlanılarak değerler şu şekilde bulunmuştur.

$$\frac{\dot{Q}_D}{\dot{m}_7} = 290 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{\dot{Q}_G}{\dot{m}_4} = 95 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_D = 0.017 * 290 = 4.93 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_G = 0.266 * 95 = 25.27 \text{ kW}$$

Pompa işini önemsemeysek, sistemin soğutma etkinliği denklem (4.9) ile bulunur.

$$\text{COP} = \varepsilon = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} = \frac{17.72 \text{ kW}}{25.27 \text{ kW}} = 0.7 \quad (4.9)$$

İdeal soğutma makinesi için soğutma etkinliği ise denklem (4.10) ile hesaplanır.

$$\text{COP}_{\text{maksimum}} = \varepsilon_{\text{maksimum}} = \frac{T_E(T_G - T_O)}{(T_O - T_E)T_G} \quad (4.10)$$

Çevre sıcaklığı 35°C , generatör sıcaklığı 120°C ve buharlaştırıcı sıcaklığı -4°C olduğu durumda maksimum soğutma etkinliği 1.492'dir.

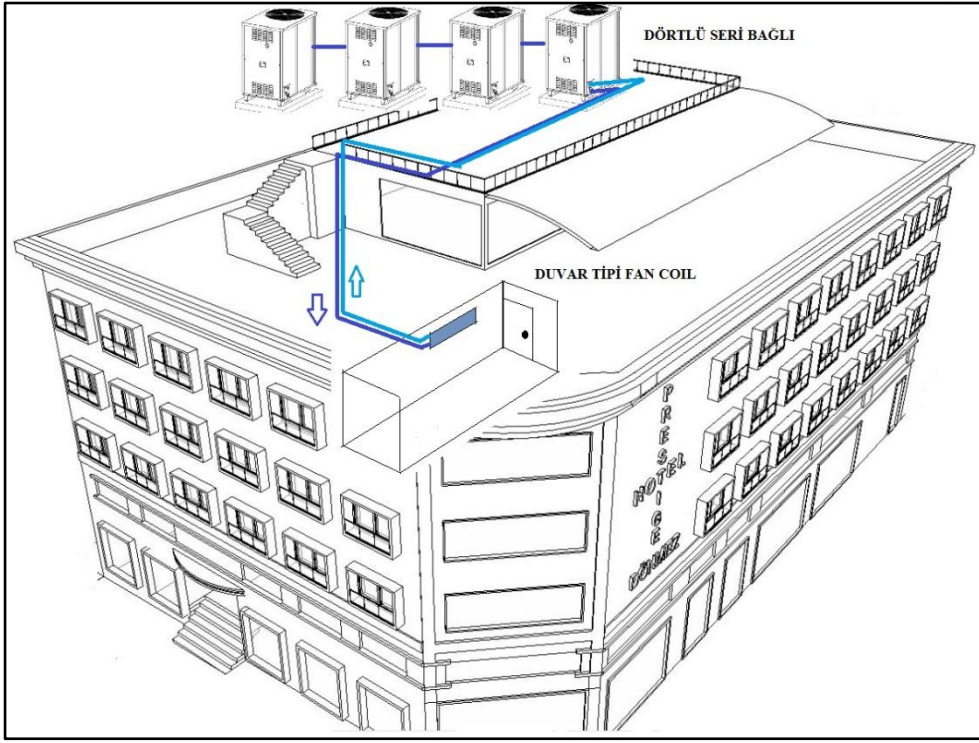
$$\varepsilon_{\text{maksimum}} = \frac{269.15(393.15 - 308.15)}{(308.15 - 269.15)393.15} = 1.492$$

Sistem soğutma verimliliği ise denklem (4.11) ile bulunur.

$$\eta_R = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{maksimum}}} = \frac{0.7}{1.492} = 0.47 \quad (4.11)$$

4.5 Fan Coil Yardımıyla Soğutma Sistemi

Bir önceki konu başlıklarında absorpsiyonlu soğutma cihazları, çalışma sistemleri, sistemin termodinamik analizleri üzerinde durulmuştur. Soğutma sisteminin ürettiği soğuk su, otel fan coil sistemine pompalanır ve soğutma gerçekleştirilir. Dönüş suyu da soğutma sistemine aktarılır ve döngü şeklinde devam eder. Otelde 60 oda bulunmaktadır ve her odada duvar tipi fan coil bulunmaktadır. Ayrıca restoranda 3, lobide 2, toplantı salonunda 1, resepsiyonda 3 adet olmak üzere toplamda 9 adet tavan tipi fan coil bulunmaktadır. Fan coil sisteminin örnek bir çalışma şeması şekil 4.20’de gösterilmiştir.



Şekil 4.20 Fan coil ile çalışma şeması

Fan coil sistemleri 60 odalı otel uygulaması iklimlendirmesinde kullanılmaktadır. Adından da anlaşılacağı üzere bir fan ve önünde bulunan boru sistemlerinden oluşur. Bu sistemden soğuk su geçirilerek soğutma sağlanmış olur. Soğutma sisteminde belirli sıcaklıkta su gönderilir ve fan coil sistemleri odalarda veya lobi bölgesinde bu havayı istenilen sıcaklığa göre şartlandırır (Şekil 4.21).



Şekil 4.21 Örnek fan coil dağılımı

4.6 Soğutma Sisteminde Basınçlı Elemanlar

Sistemin basınçlı kapalı çevriminde olması gereken parametreler çizelge 4.3'te gösterilmiştir. Yaz dönemi iklimlendirmesinde basıncın düşmesine karşı alarm sistemi DDC üzerinde bulunmaktadır.

Anlaşılacağı üzere sistem basınçlı elemanlardan oluşmaktadır ve basınçlı ekipmanlar yönetmeliğine uygun olarak çalışmaktadır. Basınç azalması veya düşmesi, cihazlar üzerinde alarma sebep olacaktır. Yetkili servis bakımları için bu referans değerler oldukça önemlidir.

Çizelge 4.3 Soğutma sistemi basınç ve hacim parametreleri

ABSORPSİYONLU SOĞUTMA CİHAZI		
PARAMETRELER		SIVI İÇERİK ÖZELLİKLERİ
SIVI İÇERİĞİ		H ₂ O + NH ₃
YÜK	kg H₂O	10
	kg NH₃	7.5
BASINÇ		
MAKSİMUM UYGUN BASINÇ	bar	35
EMNİYET VALFİ KALİBRASYON BASINCI	bar	35
TEST BASINCI (HAVA İLE)	bar	55
HACİM		
GENERATÖR	litre	18.6
SEVİYE ODASI	litre	11.5
SOLÜSYON POMPASI	litre	3.3
BUHARLAŞTICI	litre	3.7
DARA VE DOLUM ORANI		
DARA	kg	220
DOLDURMA ORANI	kg NH₃/L	0.173

4.7 Soğutma Sisteminin Korunması

Soğutma sisteminin kurulumu dışarıda olduğundan, devrede bulunan su kış dönemlerinde donma yapabilir. Bu sorundan kurtulmak için suya belirli oranlarda antifriz eklenmesi gerekmektedir. Bunun yanında antifriz uygulaması buharlaştırıcı bölgesinde normal çalışma esnasında donmayı önler. Çizelge 4.4'te eklenen antifriz oranına göre suyun donma sıcaklıkları verilmiştir. Ek olarak, sisteme ilave edilen antifriz bir miktar soğutma kaybına neden olacaktır.

Sistem üzerinde bulunan otomatik antifriz doldurma sistemi, belirli süreler ile kontrol edilmektedir. Mevsim geçişlerindeki kontrol bu kapsamda önem taşımaktadır.

Çizelge 4.4 Mono-etilen glikol (antifriz) etkisi

% mono-etilen glikol	10	15	20	25	30	35	40
Suyun donma sıcaklığı	-3 ⁰ C	-5 ⁰ C	-8 ⁰ C	-12 ⁰ C	-15 ⁰ C	-20 ⁰ C	-25 ⁰ C
Soğutma üretimi kaybı	-	%0.5	%1	%2	%2.5	%3	%4

5. SOĞUTMA SİSTEMİ EKONOMİK ANALİZİ

Mekanik çevrimli sistem kurulum maliyeti, absorpsiyonlu soğutma sistemine göre daha düşüktür. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin yaygın bir şekilde kullanılmaması bunun sebeplerinden biridir. Ancak absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kurulumu, az bakım ve enerji tasarrufu yönünden ele alındığında avantaj sağlamaktadır.

5.1 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Maliyeti

60 oda kapasiteli otelin absorpsiyonlu soğutma uygulamasında, soğutma sisteminin kurulum maliyeti ilk sırada yer almaktadır. Absorpsiyonlu sistemin kurulumu ile ilgili maliyetler çizelge 5.1’de verilmektedir.

Çizelge 5.1 Absorpsiyonlu soğutma sistemi kurulum maliyeti

Eleman	Miktar	Birim Fiyat (TL)	KDV (%18)	Toplam Maliyet (TL)
Soğutma cihazları	4 adet	15150	2727	71508
Fan coil (duvar tipi)	60 adet	900	162	63720
Fan coil (tavan tipi)	9 adet	1200	216	12744
Pompa (4 kW)	1 adet	950	171	1121
Pompa (1.5 kW)	2 adet	350	63	826
Genleşme tankı (200 litre)	2 adet	1450	261	3422
Vanalar	Muhtelif	1500	270	1770
Tesisat	Muhtelif	7500	1350	8850
Montaj ve işçilik	Muhtelif	5000	450 (tevkifat %9)	5450
Toplam				169411

Absorpsiyonlu soğutma sistemi kurulum maliyeti 169411 TL’dir. Fiyat analizleri otel yönetimi tarafından alınmıştır. Soğutma sistemini klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleriyle kıyaslayacak olursak, tesisat, montaj, işçilik, pompa, vana ve genleşme tankı maliyetlerinde çok fazla bir oynama olmayacaktır. Fan coil maliyetlerini de düşürsek, absorpsiyonlu soğutma cihazları maliyeti 71508 TL’dir.

5.2 Klasik Kompresörlü Soğutma Sistemi Maliyeti

Klasik mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemleri, soğutmada en yaygın kullanılan sistemlerdir. Su soğutmalı olan bu soğutucu grubunun fiyat analizleri çizelge 5.2’de verilmiştir. Fiyatlar 2012-2013 dönemi için güncel fiyatlardır. Kurulum maliyetinde absorpsiyonlu soğutma sistemindeki diğer tesisat ve fan coil elemanlarının ortak olduğu düşünülmüştür. Bu kapsamda kurulum maliyetlerine sadece soğutucu fiyatları yansıtılmıştır. 4 adet absorpsiyonlu soğutma cihazı kapasitesi $17.72 \text{ kW} \times 4 = 71 \text{ kW}$ olduğundan, klasik soğutma sistemleri 80 kW değerine yakın değerler üzerinden incelenmiştir.

Çizelge 5.2 Klasik soğutma sistemi kurulum maliyeti

	Soğutma Cihazı Kapasitesi (kW)	Fiyat (TL) 2013 yılı	Toplam (KDV Dahil) TL
Firma A	85.7	48750	57525
Firma B	89.7	51412,9	60667,22
Ortalama			59096,11
Tahmini 2010 yılı fiyat verileri			50665,39

A ve B firmalarının soğutucu fiyatları yukarıdaki gibidir. Otelin 2010 yılında işletmeye alındığı düşünülürse, soğutuculara enflasyon oranına göre yılda yaklaşık %8 zam oranı geldiği öngörülebilir (Hazine, 2013). 2 yıl için %8 indirim tahmini fiyat verilerinde yapılmıştır.

5.3 Absorpsiyonlu Sistem İşletme Maliyeti

Bilindiği üzere otelde bulunan absorpsiyonlu soğutma sistemi doğalgaz tahriklidir. Yani generatöre verilen ısı enerjisi doğalgaz yardımıyla sağlanır. Sistem çevrimi sağlamak için doğalgaza ve sirkülasyon pompası ile DDC sistemini çevirmek için az miktarda elektrik enerjisine ihtiyaç vardır. Otelin 2012 yılı için Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül ayı doğalgaz tüketimleri çizelge 5.3’te verilmiştir. Bu aylarda doğalgaz tüketimi mutfak ve sıcak su kullanımını da kapsadığı için, tüketimde belirli oranlarda öngörüler yapılmıştır. Mutfak ve sıcak su tüketimi, Mayıs ve Ağustos ayları için toplam tüketimin %10’u; Haziran ve Temmuz ayları için toplam tüketimin %15’i; Eylül ayı için toplam tüketimin %7’si şeklinde alınmıştır.

Çizelge 5.3 2012 yaz dönemi doğalgaz tüketimi

AY (2012)	İlk endeks	Son endeks	Toplam tüketim (m ³)	Mutfak ve sıcak su tüketimi (m ³)	Fark (m ³)
Mayıs	49534	51872	2338	234	2104
Haziran	51872	55847	3975	596	3379
Temmuz	55847	59955	4108	616	3492
Ağustos	59955	62525	2570	257	2313
Eylül	62525	64007	1482	104	1378

Absorpsiyonlu soğutucuların generatörde tükettiği doğalgaz miktarı yukarıdaki şekilde gösterilmiştir. Doğalgaz kullanımının sisteme maliyeti ise m³ fiyatı üzerinden hesaplanabilir (İzmirgaz, 2012). Çizelge 5.4'te 2012 yaz iklimlendirmesi dönemi için doğalgaz tüketimin otele maliyeti gösterilmiştir.

Çizelge 5.4 Absorpsiyonlu soğutucuların doğalgaz tüketim maliyeti

AY 2012	Soğutucu doğalgaz tüketimi (m ³)	Birim fiyat (ÖTV dahil) TL/m ³	SKB TL/m ³	Toplam (KDV hariç) TL	Toplam (%18 KDV dahil) TL
Mayıs	2104	0,721246	0,002280	1522,3	1796,3
Haziran	3379	0,721246	0,002263	2444,7	2884,7
Temmuz	3492	0,721246	0,002333	2526,7	2981,5
Ağustos	2313	0,721246	0,002303	1673,6	1974,8
Eylül	1378	0,721246	0,002288	997	1176,5
Toplam					10813,8

Maksimum koşullar altında 4 adet absorpsiyonlu soğutucunun doğalgaz tüketimi $4 \times 2.65 = 10.6$ m³/h şeklindedir (Robur, 2012). Fakat yaz iklimlendirmesi döneminde soğutucular her zaman tam kapasitede çalışmamaktadır. Soğutucuların yükte çalışma saatleri çizelge 5.5'te verilmiştir. Yükte çalışma saatleri her ayın sonunda DDC sistemi üzerinden okunmuştur.

Çizelge 5.5 Soğutucuların yükte çalışma saatleri

AY (2012)	Yükte çalışma saati (saat)				Doğalgaz tüketimi		
	Cihaz 1	Cihaz 2	Cihaz 3	Cihaz 4	Toplam (saat)	Toplam (m ³)	Tüketim (m ³ /h)
Mayıs	495	466	354	0	1315	2104	1.6
Haziran	441	425	386	284	1536	3379	2.2
Temmuz	385	377	374	261	1397	3492	2.5
Ağustos	392	390	281	38	1101	2313	2.1
Eylül	344	337	176	62	919	1378	1.5

Absorpsiyonlu çalışma sistemi doğalgaz tüketimi yanında az da olsa elektrik tüketimi de yapar. Sirkülasyon pompası, fan ve DDC sisteminin çalıştırılması firmanın katalog değeri limitlerine göre 820 W değerindedir. Daha önce de sirkülasyon pompası için gerekli güç 750 W olarak bulunmuştur. 820 W değerini maksimum koşullar altında düşünülürse ortalama 800 W değeri elektrik tüketimi için kullanılabilir. Şekil 5.1’de 2012 yılının Nisan-Temmuz ayları arası elektrik tarifeleri gösterilmiştir (Tedaş, 2013). Şekil 5.2’de ise Temmuz-Aralık ayları arası elektrik tarifeleri gösterilmiştir.

Dağıtım Şirketinden enerji alan tüketiciler							
01.04.2012 tarihinden itibaren	Kapasite		Aktif Enerji				Reaktif Enerji kr/kVARh
	Güç Bedeli	Güç Aşım Bedeli	Tek Zamanlı	Gündüz	Puant	Gece	
	kr/Ay/kW	kr/Ay/kW	kr/kWh	kr/kWh	kr/kWh	kr/kWh	
Çift Terimli Tarife							
Sanayi Orta Gerilim	160,397	320,793	20,949	20,838	34,063	11,302	13,188
Tek Terimli Tarife							
Sanayi							
Orta Gerilim			21,855	21,741	35,374	11,909	13,188
Alçak Gerilim			23,687	23,572	37,205	13,741	13,188
Ticarethane ve Diğer							
Ticarethane			26,458	24,827	38,071	15,276	13,188
Diğer 1			26,458	24,827	38,071	15,276	13,188
Diğer 2			26,458	24,827	38,071	15,276	13,188
Mesken			25,886	24,416	38,031	14,598	
Şehit Aileleri ve Muharip/Malul Gaziler			13,893				
K.O.I. Mesken			25,886	24,416	38,031	14,598	
Tarimsal Sulama			22,547	21,457	35,480	11,345	13,188
Aydınlatma			24,729				

Şekil 5.1 01.04.2012 TEDAŞ elektrik tarifesi

Dağıtım Şirketinden enerji alan tüketiciler							
01.07.2012 tarihinden itibaren	Kapasite		Aktif Enerji				Reaktif Enerji
	Güç Bedeli	Güç Aşım Bedeli	Tek Zamanlı	Gündüz	Puant	Gece	
	kr/Ay/kW	kr/Ay/kW	kr/kWh	kr/kWh	kr/kWh	kr/kWh	
Çift Terimli Tarife							
Sanayi Orta Gerilim	160,397	320,793	20,949	20,838	34,063	11,302	13,188
Tek Terimli Tarife							
Sanayi							
Orta Gerilim			21,855	21,741	35,374	11,909	13,188
Alçak Gerilim			23,687	23,572	37,205	13,741	13,188
Ticarethane ve Diğer							
Ticarethane			26,458	24,827	38,071	15,276	13,188
Diğer 1			26,458	24,827	38,071	15,276	13,188
Diğer 2			26,458	24,827	38,071	15,276	13,188
Mesken			25,886	24,416	38,031	14,598	
Şehit Aileleri ve Muharip/Malul Gaziler			13,893				
K.O.I. Mesken			25,886	24,416	38,031	14,598	
Tarımsal Sulama							
Aydınlatma			22,547	21,457	35,480	11,345	13,188
			24,729				

Şekil 5.2 01.07.2012 TEDAŞ elektrik tarifesi

Çok zamanlı tarife uygulamasında gündüz 06-17, puant 17-22, gece 22-06 saatleri arasındır. Fakat otelin tek zamanlı tarifeden ücretlendirildiği varsayımı yapılmıştır. Bu tarifeler fonsuz tarifelerdir. Ayrıştırılmış tarifeler üzerine (perakende) %2 TRT payı, %1 enerji fonu ve %5 ETV eklenir. Tüm eklemelerden sonra toplam tutar üzerine %18 KDV eklenmesiyle elektrik faturası tutarı bulunur. Çizelge 5.6'da absorpsiyonlu soğutucuların elektrik tüketimi verilmiştir.

Çizelge 5.6 Absorpsiyonlu soğutucuların elektrik tüketim miktarı

AY (2012)	Yükte çalışma saati (saat)	Harcanan enerji (kW)	Toplam tüketim (kWh)
Mayıs	1315	0,8	1052
Haziran	1536	0,8	1228,8
Toplam			2280,8
Temmuz	1397	0,8	1117,6
Ağustos	1101	0,8	880,8
Eylül	919	0,8	735,2
Toplam			5014,4

Soğutucuların aylara göre olan toplam elektrik tutarı da çizelge 5.7'de verilmiştir. 26.458 kr/kWh değeri her iki dönem için de aynıdır. Hesaplamalar bu yüzden ortak yapılabilir.

Çizelge 5.7 Absorpsiyonlu soğutucuların yaz dönemi elektrik tutarı

	Elektrik tüketim tutarı
Toplam tüketim	5014,4 kWh
Fonsuz tarife	1326,61 TL
TRT payı	26,532 TL
Enerji fonu	13,266 TL
ETV	66,331 TL
KDV öncesi toplam	1432,739 TL
Toplam tutar (KDV dahil)	1690,632 TL

Buna göre yaz dönemi boyunca absorpsiyonlu soğutucuların işletme maliyeti $10813.8 + 1690,632 = 12504,432$ TL'dir.

5.4 Klasik Kompresörlü Sistem İşletme Maliyeti

A ve B firmaları soğutucularının daha önce kurulum maliyetleri verilmiştir. Cihazların teknik kapasitelerine göre tükettiği enerji miktarı çizelge 5.8'de verilmiştir. Teknik veriler normal çalışma kapasitesine göre alınmıştır. Soğutma sisteminin çalışma saatlerinin, absorpsiyonlu sistemin çalışma saatlerinin ortalamasıyla aynı olduğu varsayımı yapılmıştır.

Çizelge 5.8 Klasik soğutma sistemi elektrik tüketimi

PARAMETRELER	Firma A	Firma B
Çekilen Güç	31,5 kW	32,1 kW
Ortalama	31,8 kW	
Çalışma saati	1567 saat (6268 saat/4 cihaz)	
Toplam tüketim	49830,6 kWh	
Fonsuz tarife	13183,184 TL	
TRT payı	263,664 TL	
Enerji fonu	131,832 TL	
ETV	659,16 TL	
KDV öncesi toplam	14237,84 TL	
Toplam tutar (KDV dahil)	16800,651 TL	

5.5 Absorpsiyonlu Sistemin Geri Ödeme Süresi

Absorpsiyonlu soğutma sistemi ile klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin kurulum ve işletme maliyeti olarak karşılaştırılması gösterilmiştir. Verilerden de görüleceği üzere absorpsiyonlu soğutma sisteminin kurulum maliyeti daha fazla olmasına karşın işletme maliyeti klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine göre daha azdır. Bu veriler çizelge 5.9’da verilmiştir.

Çizelge 5.9 Kurulum ve işletme maliyetleri karşılaştırması

2012 yılı yaz iklimlendirmesi dönemi	Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi	Klasik Buhar Sıkıştırımlı Sistem
Kurulum Maliyeti (TL)	71508	50665,39
İşletme Maliyeti (TL)	12504,432	16800,651

Kurulum maliyetlerinde fan coil ve soğutma hatlarının benzer olduğu varsayımı yapılmıştır. Bu sayede kurulum maliyeti üzerinde sadece soğutma grubunun fiyat değerleri alınmıştır.

Hesaplama da yıllık doğalgaz ve elektrik zamları düşünülmemiştir ve standart durumlar temel alınmıştır. Geri ödeme süresi (5.1) eşitliği ile hesaplanır.

$$\text{Geri ödeme süresi} = \frac{\text{Kurulum maliyet farkı}}{\text{İşletme maliyet farkı}} \quad (5.1)$$

$$\text{Geri ödeme süresi} = \frac{(71508 - 50665.39)\text{TL}}{(16800.651 - 12504.432)\text{TL}} \cong 4.85 \text{ sezon}$$

Soğutma sistemin bir sezonluk çalışması 5 aydır. 4,85 sezon yaklaşık olarak 24 ay süreye denk gelmektedir. Fakat araya kış döneminin girdiğini düşünürsek, bu durumda absorpsiyonlu soğutma sisteminin kendini geri ödeme süresi yaklaşık olarak 5 yıldır. 5 yıllık süre zarfında kurulum maliyeti, işletme maliyeti ile beraber kendini amorti eder ve 5 yıldan sonra sistem işletmeyi kâra geçirmeye başlar.

6. OTEL SOĞUTMA UYGULAMASI ÖLÇÜM ÇALIŞMALARI

60 oda kapasiteli otel soğutma uygulaması incelenirken ölçüm çalışmaları yapılmıştır. İlk ölçümler soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmak için gerçekleştirilmiştir. Diğer ölçümler ise, sistemin performansını ve enerji tüketim değerlerini incelemek için yapılan ölçümlerdir.

6.1 Soğutma Cihazı Sıcaklık ve Basınç Ölçümleri

Soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmak için, soğutma cihazı üzerinden şu bilgilerin alınması gereklidir:

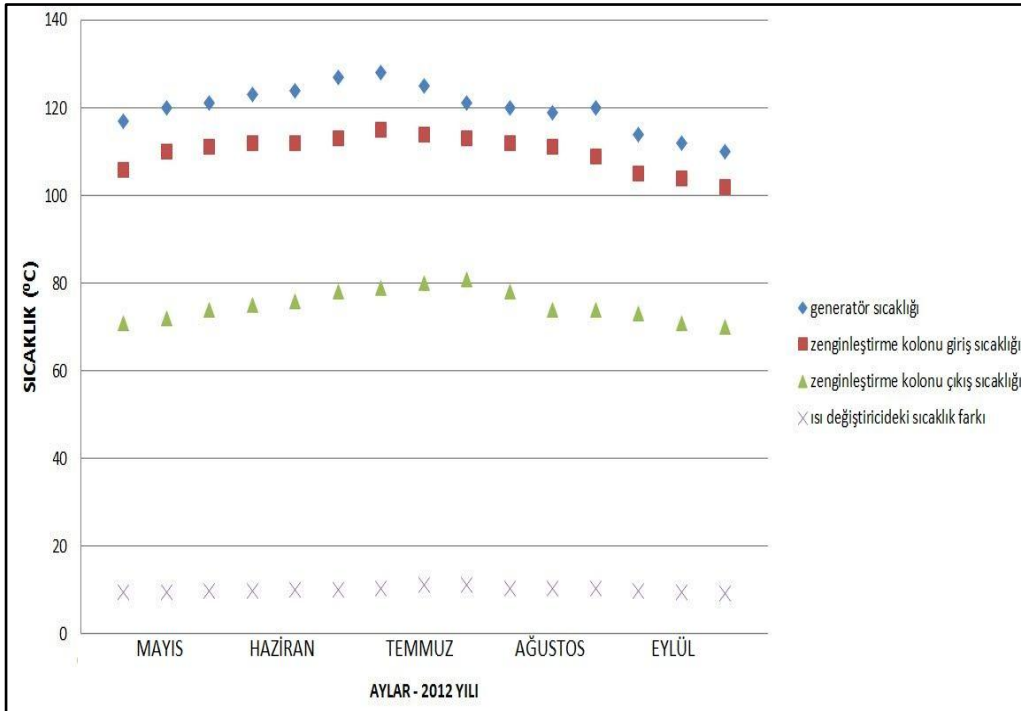
- Yoğuşturucu basıncı
- Buharlaştırıcı basıncı
- Generatör sıcaklığı
- Zenginleştirme kolonunu terk eden buhar sıcaklığı
- Zenginleştirme kolonuna giren zengin eriyik sıcaklığı
- Yoğuşturucuyu terk eden sıvının ısı değiştiricide soğuması

Ölçümler tek bir cihaz üzerinde yapılmıştır. Yaz iklimlendirmesi dönemini düşünürsek; ölçümler Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül ayı içerisinde 3'er kez alınmıştır. Sıcaklık ölçümü için cihazın koruyucu kapakları sökülmüştür ve yüzeyden termometre yardımıyla değerler alınmıştır. Absorpsiyonlu soğutma cihazı üzerinden alınan sıcaklık ölçümleri çizelge 6.1'de verilmiştir. Ölçümler sırasında zaman dilimi öğlen civarı seçilmiştir. Termometre kullanımı sırasında ölçüm yapılacak olan yüzey ile cihaz arası uygun mesafe ortalama 38 mm'dir ve bu mesafe uygunluğuna ölçüm sırasında dikkat edilmiştir.

Çizelge 6.1 Cihaz üzerinden alınan sıcaklık ölçümleri

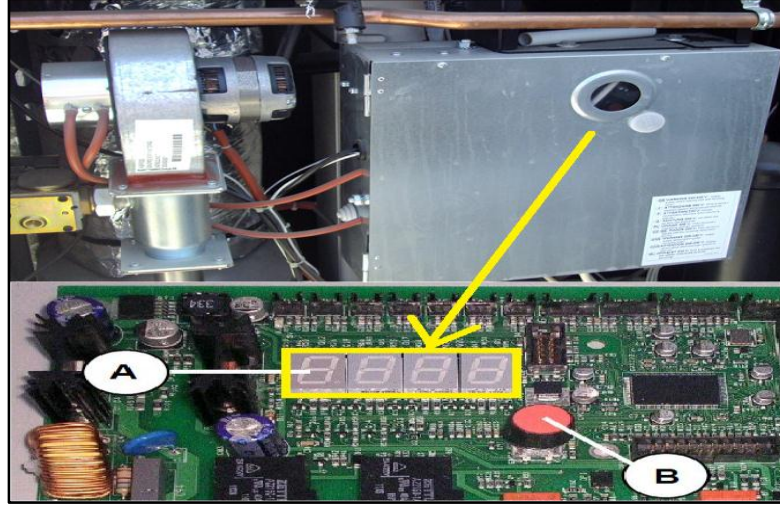
Saat	Tarih	Generatör sıcaklığı (°C)	Zenginleştirme kolonu giriş sıcaklığı (°C)	Zenginleştirme kolonu çıkış sıcaklığı (°C)	Isı değiştiricideki sıcaklık farkı ΔT (°C)
12:30	01.05.2012	117	106	71	9,50
12:45	19.05.2012	120	110	72	9,60
12:45	26.05.2012	121	111	74	9,80
13:00	09.06.2012	123	112	75	9,90
12:45	16.06.2012	124	112	76	10,00
12:45	30.06.2012	127	113	78	10,10
13:00	07.07.2012	128	115	79	10,30
12:30	14.07.2012	125	114	80	11,30
13:00	21.07.2012	121	113	81	11,20
12:30	04.08.2012	120	112	78	10,45
13:15	18.08.2012	119	111	74	10,30
12:45	25.08.2012	120	109	74	10,25
12:45	01.09.2012	114	105	73	9,80
12:30	15.09.2012	112	104	71	9,60
12:45	29.09.2012	110	102	70	9,35
Ortalama		120,01	109,93	75,06	10,09

Ayrıca alınan ölçümlerin grafik dağılımları şekil 6.1 üzerinde gösterilmiştir. Sıcaklık verileri 2012 yılına aittir.



Şekil 6.1 2012 yaz dönemi sıcaklık ölçüm grafiği

Soğutma sisteminin yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basıncı ise DDC sistemi üzerinde bulunan gösterge panelinden okunmuştur. Gösterge panelinin resmi şekil 6.2’de verilmiştir. A bölümü veri elde etme çalışmalarında kullanılmıştır. B düğmesi ise sistemin göstermiş olduğu parametreleri değiştirmeye yaramaktadır.



Şekil 6.2 Absorpsiyonlu soğutucu gösterge paneli

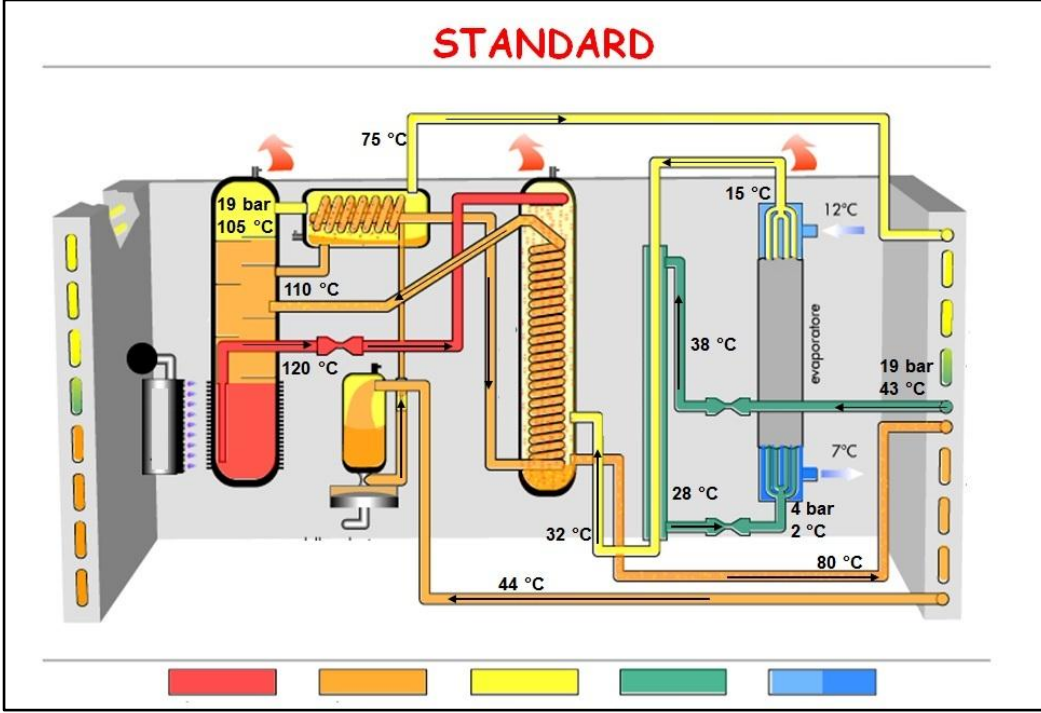
Çizelge 6.2’de ise sistem üzerinde okunan basınç değerleri gösterilmiştir. Basınç değeri ölçümleri sıcaklık ölçümleri ile aynı anda yapılmıştır.

Çizelge 6.2 Cihaz üzerinden alınan basınç ölçümleri

Saat	Tarih	Yoğuşturucu basıncı (bar)	Buharlaştırıcı basıncı (bar)
12:30	01.05.2012	18,70	3,80
12:45	19.05.2012	18,70	3,85
12:45	26.05.2012	19,00	4,00
13:00	09.06.2012	19,10	4,15
12:45	16.06.2012	19,20	4,15
12:45	30.06.2012	19,40	4,20
13:00	07.07.2012	19,30	4,30
12:30	14.07.2012	19,60	4,20
13:00	21.07.2012	19,30	4,10
12:30	04.08.2012	19,20	4,00
13:15	18.08.2012	18,90	4,00
12:45	25.08.2012	18,80	3,95
12:45	01.09.2012	18,80	3,90
12:30	15.09.2012	18,60	3,90
12:45	29.09.2012	18,60	3,80
Ortalama		19,01	4,02

Sıcaklık ve basınç değerlerinin ölçümüyle absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır.

Bu çalışmada bazı noktaların üzerinde durulmuştur. Bu noktalarda yapılan ölçümlerin doğruluğunu test etmek açısından üretici firma ile irtibata geçilmiştir. Yapılan ölçümler ile ilgili teyit alınmıştır. Üretici firmanın göndermiş olduğu ortalama veriler şekil 6.3'te gösterilmiştir.



Şekil 6.3 Üretici firma soğutma verileri

6.2 Soğutma Cihazının Doğalgaz Tüketim Ölçümleri

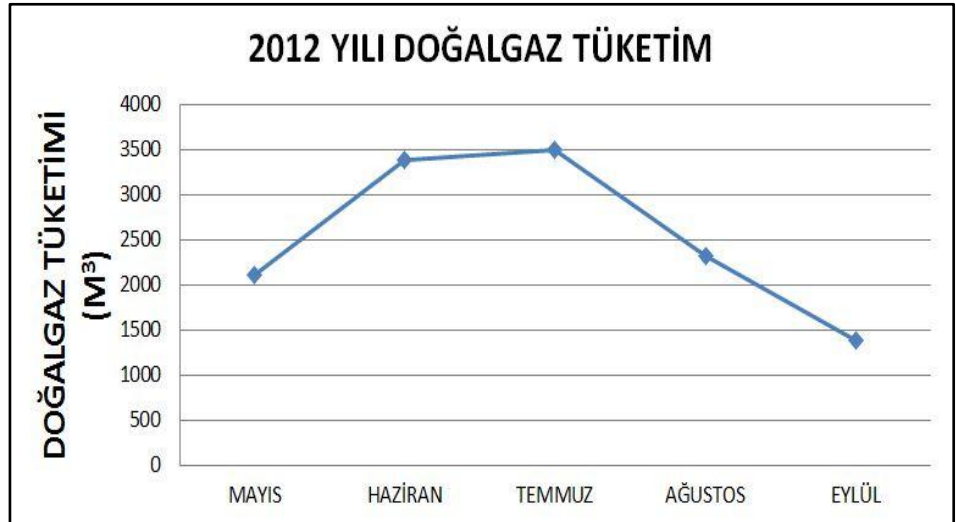
Absorpsiyonlu soğutma cihazları çalışma esnasında ortalama 800 W kadar elektrik enerjisini sistem döngüsü için kullanmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma cihazlarının asıl tüketimi doğalgaz üzerinedir. Yani soğutma cihazları doğalgaz tahriklidir. Generatör için gereken ısıyı bu sayede kazanmaktadırlar.

Bu kapsamda 2012 yılının yaz iklimlendirmesi dönemi için doğalgaz tüketimi üzerine ölçümler yapılmıştır. Veriler, otel girişinde ve dış cephede bulunan doğalgaz sayacı üzerinden alınmıştır. Doğalgaz sayacının resmi şekil 6.4'te gösterilmiştir.



Şekil 6.4 Otel doğalgaz sayacı

Sayaç verileri 2012 yılının Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarında alınmıştır. İşletme giderlerinin hesaplanması açısından bu veriler daha önce çizelge 5.3'te verilmiştir. Doğalgaz kullanımı grafiksel olarak şekil 6.5'te gösterilmiştir.



Şekil 6.5 2012 yaz dönemi doğalgaz tüketim verileri

7. SONUÇ VE TARTIŞMALAR

Bu tez çalışmasında 60 oda kapasiteli bir otelde bulunan absorpsiyonlu soğutma sistemi teorik ve uygulamalı olarak incelenmiştir. Teorik olarak generatöre verilmesi gereken ısı miktarı ve sistem COP değeri bulunmuştur. Teorik değerler, absorpsiyonlu soğutucuların referans değerleri ile karşılaştırılmış ve sonuçların birbirine yakın olduğu görülmüştür. Absorpsiyonlu soğutma cihazının çalışma prensibi, sistem elemanları, otel soğutma düzeni üzerinde durulmuştur. Teorik çalışma öncesi sistem elemanları üzerinden alınan deneysel veriler gösterilmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi otel uygulamasında doğalgaz tahriklidir. 2012 yılı yaz iklimlendirmesi dönemi boyunca doğalgaz tüketim verileri incelenmiştir. Doğalgaz tüketiminin Haziran ve Temmuz aylarında diğer aylara göre daha fazla olduğu tespit edilmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi kurulum maliyeti ve yaz dönemi işletme maliyeti bulunmuştur. Bunun yanında aynı kapasiteye sahip 2 adet klasik buhar sıkıştırımlı soğutma cihazı verilerinin ortalaması alınmıştır. Klasik buhar sıkıştırımlı soğutucunun kurulum ve işletme maliyetleri hesaplanmıştır. Otel soğutma sisteminde kullanılan fan coil sistemlerinin, boru hatlarının, genleşme tanklarının, pompaların ve vanaların her iki sistem için ortak olduğu varsayımı yapılmıştır. İşletme maliyetleri hesaplanırken doğalgaz ve elektrik üretim şirketlerinin güncel katsayı değerleri kullanılmıştır.

Absorpsiyonlu soğutucularda mekanik çalışan parçalar olmadığı için aşınma ve güç kaybı söz konusu değildir. Klasik elektrikli soğutma gruplarında her yıl aşınmadan dolayı güç kaybı söz konusudur. Absorpsiyonlu chiller soğutucularının ömürleri 25-30 yıla kadar dayanmaktadır. Klasik elektrikli chiller gruplarının ömrü 4-8 yıl arasında değişmektedir ve ciddi bakımlar gerektirmektedir.

Bu çalışmada sırasıyla aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Teorik olarak hesaplanan COP 0.7 değerindedir. 1 adet soğutucunun soğutma yükü 17.72 kW ve generatöre verilmesi gereken ısı enerjisi 25.27 kW değerindedir.

- Sistem üzerinde tüm noktaların termodinamik özellikleri, sirkülasyon pompası için gereken gücün 0.75 kW olduğu ve sistem soğutma verimliliğinin 0.47 olduğu bulunmuştur.
- Soğutma sisteminin ekonomik analizi yapılmıştır. Soğutma sistemi klasik buhar sıkıştırımlı bir sistemle karşılaştırılmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sistemi kurulum maliyeti 71508 TL, yaz dönemi işletme maliyeti ise 12504.432 TL olarak bulunmuştur. Bu tutarlara KDV dahildir. Klasik buhar sıkıştırımlı soğutucunun kurulum ve işletme maliyeti sırasıyla 50665.39 ve 16800.651 TL'dir. Bu kapsamda absorpsiyonlu soğutma sisteminin kendini amorti süresi yaklaşık 5 yıl olarak bulunmuştur.

Sistem elemanlarının dolun ve hacim oranları verilmiştir. Yıllık bazda bunların kontrolü sistem bakımı için yeterlidir. Ayrıca sistem üzerinde donmayı engellemek adına eklenmesi gereken maksimum antifriz miktarı %40 değerindedir. %40'lık bir çözeltide sistem soğutma üretimini en fazla %4 civarında etkilemektedir.

Otel üzerinde bulunan absorpsiyonlu soğutucular 2 borulu sistemlerdir. Yani bir soğutma gidiş, bir de soğutma dönüş hattı bulunmaktadır. 4 borulu absorpsiyonlu soğutucuların kullanımında soğutma hatları yanında sıcak su gidiş ve dönüş hatları da vardır. Bu soğutucularda 80⁰C'ye kadar sıcak su üretimi de soğutma esnasında gerçekleştirilebilmektedir. Bu kapsamda yazın kullanılan sıcak su için yoğuşmalı kazanların yükü azaltılabilir ya da bu kazanlara gerek kalmayabilir. Soğutma esnasında maliyetsiz olarak elde edilen sıcak su müşteri kullanımına sunulabilir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

Aliğa Ticaret Odası, 2009, Aliğa, Coğrafi Konum, <http://www.alto.org.tr/tr/aliaga/aliaga-cografik-konum.html> (Erişim tarihi 19.06.2012)

Best, R. and Ortega, N., 1999, Solar refrigeration and cooling, Renewable Energy, 16:685-690pp.

Bulut, H., 2009, Bina Enerji Analizi ve Güneş Enerji Sistemleri için Eğimli Yüzeyle Gelen Toplam Güneş Işınım Şiddeti Değerlerinin Hesaplanması, IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 14s.

Charia, M., 1991, Absorption refrigerating machine (water-ammonia) operating with plate solar collectors, Rabat, 14:297–303pp.

Cheung, K. and Hwang, Y., 1996, Performance Assesment of Multistage Absorption Cycles, International Journal of Refrigeration, 19(7):473–481pp.

Dinçer, İ. ve Erdallı, Y., 1993, Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin rolü ve etkinliği, Termodinamik, 5:31-37s.

Doğan, H., 2002, Uygulamalı havalandırma ve iklimlendirme tekniği, 1. basım, Ankara, 97-115s.

Duffie, J.A. and Beckman, W.A., 2006, Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, Inc. Third edition, 43-134pp.

Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, 2012, Raporlar, Enerji Görünümü, http://www.enerji.gov.tr/yayinlar_raporlar/Dunyada_ve_Turkiyede_Enerji_Gorunumu.pdf (Erişim tarihi: 15.05.2013)

Gepa, Türkiye Güneş Enerjisi Potansiyeli Atlası, İzmir, Aliğa ilçesi, <http://www.eie.gov.tr/MyCalculator/pages/35.aspx> (Erişim tarihi: 16.05.2013)

Gomez, A.L. and Mansoori, G.A., 1983, Thermodynamic equation of state approach for the choice of working fluids of absorption cooling cycles, Solar Energy, 31(6):557-566pp.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Gonzalez, C.J., 2005, Simulation of Heat and Mass Transfer Phenomena in the Critical Elements of H₂O-LiBr, Absorption Cooling Machines, Catalunya, 25-156pp.

Güngör, A. ve Orhan, B., 2012, Adsorpsiyonlu ve Absorpsiyonlu İklimlendirme Sistemleri Performans Değerlendirmesi, Tesisat Mühendisliği Sayı 130, 9s.

Güngör, A., 2005, Absorpsiyonlu soğutma teori ve uygulamaları, Bornova, İzmir, 161s.

Hazine, Hazine Kontrolörleri Derneği, Ekonomi, Enflasyon, Türkiye Ekonomisi, <http://www.hazine.org.tr/tr/index.php/ekonomi/enflasyon> (Erişim tarihi:15.05.2013)

Hwang, Y., 2010, Heat driven cooling: absorption closed cycles and machines, University of Maryland, College Park, 24-32pp.

İzmirgaz, İzmir Doğalgaz Dağıtım A.Ş., Tarifeler, Arşiv tarifeleri <http://www.izmirgaz.com.tr/trf-konutbedelarsiv.asp?list=all> (Erişim tarihi 18.05.2013)

Kaushik, S.C. and Kumar, R., 1985, Thermodynamic study of a two stage vapour absorption refrigeration system using NH₃ refrigerant with liquid-solid absorbent, Energy Conversion Management, 25:427–431pp.

Küçükşahin, F., 2011, Soğutma ve İklimlendirme 1. basım, İstanbul, 35-59s.

Liu B.Y.H. and Jordan, R.C., 1960, The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation, Solar Energy, 19p.

Mendes, L.M., Pereria, M.C. and Ziegler, F., 1993, Supply of cooling and heating with solar assisted absorption heat pumps: an energetic approach, International Journal of Refrigeration, 2(2):116-125pp.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Ming, Q., Hongxi, Y. and David, H.A., 2009, A solar thermal cooling and heating system for a building: Experimental and model based performance analysis and design, USA, 17p.

Prestige Hotel Dönmez, 2010, Otel hakkında bilgiler, <http://www.prestigehoteldonmez.com/> (Erişim tarihi 15.06.2012)

Robur, Heating and Cooling Systems, Products, ACF series, User manual catalogue
http://www.robur.com/documenti_prodotto/DLBR357_rev.H_12MCMSSDC008_fw3.021_ACF_Nuovo_QE_en-20120524094141.pdf (Erişim tarihi: 15.04.2012)

Siddiqui, M.A., 1993, Optimum generator temperatures in four absorption cycles using different sources of energy, Energy Conversion, 34(4):251–266pp.

Soğutma Rehberi, Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Sistemleri, <http://www.sogutmarehberi.com/mekanik-sogutma-sistemleri.html> (Erişim tarihi: 10.04.2012)

Sonntag, R. E., Borgnakke, C. and Van Wylen, G.J., 2002, Fundamentals of thermodynamics, 673-697pp.

Türkiye Elektrik Dağıtım Anonim Şirketi, TEDAŞ, tarifeler, Elektrik tarifeleri, 2012 yılı, <http://www.tedas.gov.tr/BilgiBankasi/Sayfalar/ElektrikTarifeleri.aspx> (Erişim tarihi: 17.05.2013)

Tiago, M. and Armando, C.O., 2008, Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates, Portugal, 9p.

Tleimat, B.W. and Howe, E.D., 1978, A solar assisted heat pump system for heating and cooling residences, Solar Energy, 12:21–45pp.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Türk Mühendis ve Mimar Odaları Birliği, TMMOB, 2012, Dünya’da ve Türkiye’de Enerji Verimliliği, MMO/589 genişletilmiş 3. baskı http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/fa34c3c_2eb9b729_ek.pdf (Erişim tarihi: 15.05.2013)

Tozer, R. and James, R.W., 1998, Heat powered refrigeration cycles, Applied Thermal Engineering, 18:731–743pp.

Tsoutsos, T., Aloumpi, E., Gkouskos, Z. and Karagiorgas, M., 2009, Design of a solar absorption cooling system in a Greek hospital, Greece, 8p.

Ziegler F. and Alefeld, G., 1987, Coefficient of performance of multistage absorption cycles, Rev. Int. Froid, 10:285–295pp.

ÖZGEÇMİŞ

Gökhan ÖZKAN, 23 Mayıs 1986'da İzmir'de doğdu. 2008 yılında Erasmus programı kapsamında University of West Bohemia, Plzen, Çek Cumhuriyeti'nde 1 dönem öğrenim gördü. 2009 yılında Gaziantep Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. 2010 Eylül ayından bu yana Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Termodinamik Anabilim Dalında yüksek lisans öğrenimini sürdürmektedir. 2 yıl Koza Altın İşletmeleri A.Ş. firmasında bakım mühendisi olarak çalışmıştır. 2012 Ağustos ayından bu yana TÜPRAŞ İzmir Rafinerisi Bakım Müdürlüğünde görev yapmaktadır.

EKLER

Ek 1 60 oda kapasiteli otelin tasarım resmi

Ek 2 Amonyak entalpi ve konsantrasyon tablosu

Ek 3 Doymuş suyun termodinamik özellikleri

Ek 4 Doymuş amonyağın termodinamik özellikleri

Ek 5 Absorpsiyonlu soğutucu teknik katalog değerleri

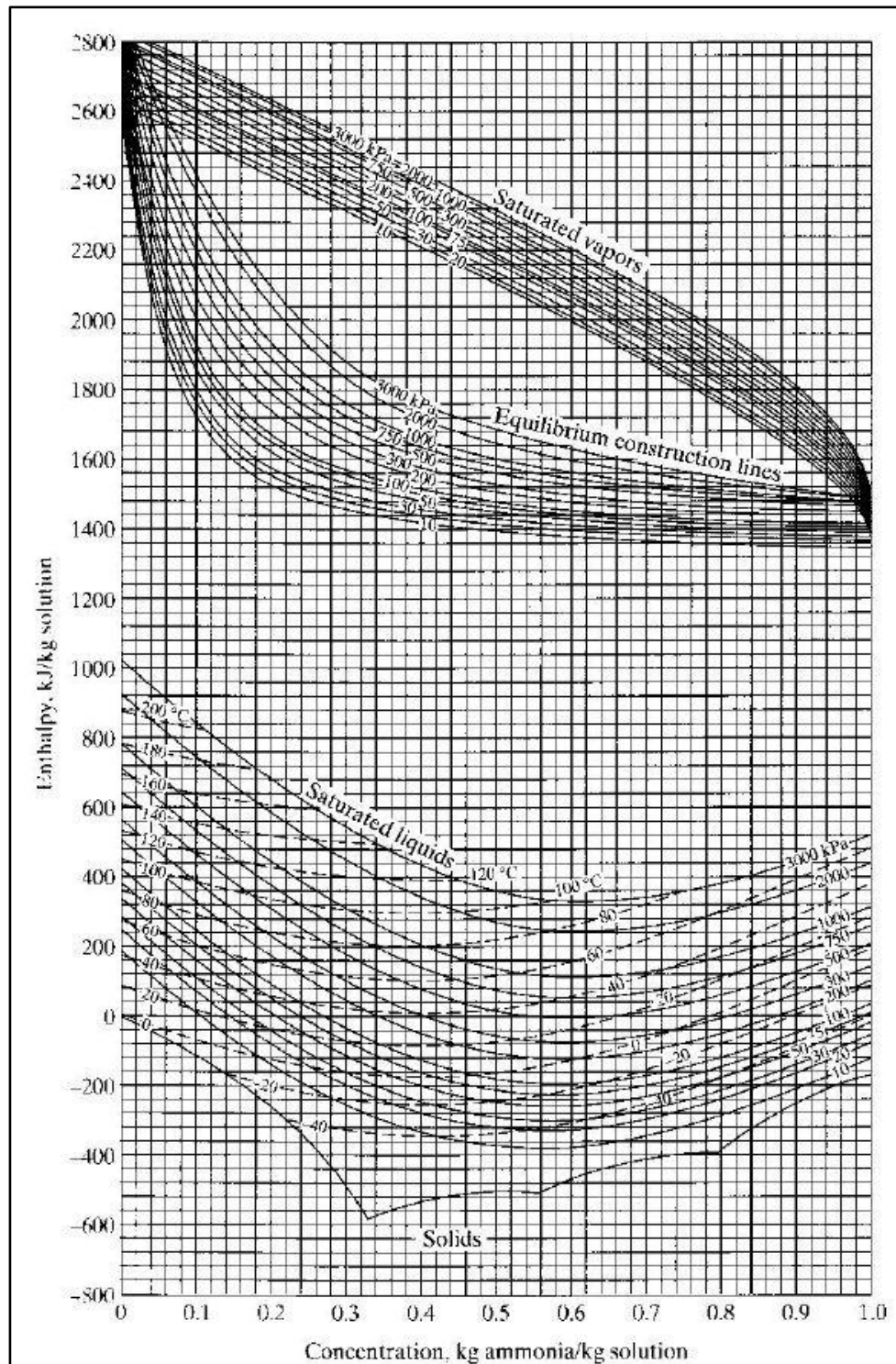
Ek 6 Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutucu teklifleri (Firma A)

Ek 7 Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutucu teklifleri (Firma B)

Ek 1 60 oda kapasiteli otelin tasarım resmi



Ek 2 Amonyak entalpi ve konsantrasyon tablosu



Ek 3 Doymuş suyun termodinamik özellikleri

TABLE B.1
Thermodynamic Properties of Water

TABLE B.1.1
Saturated Water

Temp. (°C)	Press. (kPa)	SPECIFIC VOLUME, m ³ /kg			INTERNAL ENERGY, kJ/kg		
		Sat. Liquid v_f	Evap. v_{fg}	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Evap. u_{fg}	Sat. Vapor u_g
0.01	0.6113	0.001000	206.131	206.132	0	2375.33	2375.33
5	0.8721	0.001000	147.117	147.118	20.97	2361.27	2382.24
10	1.2276	0.001000	106.376	106.377	41.99	2347.16	2389.15
15	1.705	0.001001	77.924	77.925	62.98	2333.06	2396.04
20	2.339	0.001002	57.7887	57.7897	83.94	2318.98	2402.91
25	3.169	0.001003	43.3583	43.3593	104.86	2304.90	2409.76
30	4.246	0.001004	32.8922	32.8932	125.77	2290.81	2416.58
35	5.628	0.001006	25.2148	25.2158	146.65	2276.71	2423.36
40	7.384	0.001008	19.5219	19.5229	167.53	2262.57	2430.11
45	9.593	0.001010	15.2571	15.2581	188.41	2248.40	2436.81
50	12.350	0.001012	12.0308	12.0318	209.30	2234.17	2443.47
55	15.758	0.001015	9.56734	9.56835	230.19	2219.89	2450.08
60	19.941	0.001017	7.66969	7.67071	251.09	2205.54	2456.63
65	25.03	0.001020	6.19554	6.19656	272.00	2191.12	2463.12
70	31.19	0.001023	5.04114	5.04217	292.93	2176.62	2469.55
75	38.58	0.001026	4.13021	4.13123	313.87	2162.03	2475.91
80	47.39	0.001029	3.40612	3.40715	334.84	2147.36	2482.19
85	57.83	0.001032	2.82654	2.82757	355.82	2132.58	2488.40
90	70.14	0.001036	2.35953	2.36056	376.82	2117.70	2494.52
95	84.55	0.001040	1.98082	1.98186	397.86	2102.70	2500.56
100	101.3	0.001044	1.67185	1.67290	418.91	2087.58	2506.50
105	120.8	0.001047	1.41831	1.41936	440.00	2072.34	2512.34
110	143.3	0.001052	1.20909	1.21014	461.12	2056.96	2518.09
115	169.1	0.001056	1.03552	1.03658	482.28	2041.44	2523.72
120	198.5	0.001060	0.89080	0.89186	503.48	2025.76	2529.24
125	232.1	0.001065	0.76953	0.77059	524.72	2009.91	2534.63
130	270.1	0.001070	0.66744	0.66850	546.00	1993.90	2539.90
135	313.0	0.001075	0.58110	0.58217	567.34	1977.69	2545.03
140	361.3	0.001080	0.50777	0.50885	588.72	1961.30	2550.02
145	415.4	0.001085	0.44524	0.44632	610.16	1944.69	2554.86
150	475.9	0.001090	0.39169	0.39278	631.66	1927.87	2559.54
155	543.1	0.001096	0.34566	0.34676	653.23	1910.82	2564.04
160	617.8	0.001102	0.30596	0.30706	674.85	1893.52	2568.37
165	700.5	0.001108	0.27158	0.27269	696.55	1875.97	2572.51
170	791.7	0.001114	0.24171	0.24283	718.31	1858.14	2576.46
175	892.0	0.001121	0.21568	0.21680	740.16	1840.03	2580.19
180	1002.2	0.001127	0.19292	0.19405	762.08	1821.62	2583.70
185	1122.7	0.001134	0.17295	0.17409	784.08	1802.90	2586.98
190	1254.4	0.001141	0.15539	0.15654	806.17	1783.84	2590.01

Ek 4 Doymuş amonyağın termodinamik özellikleri

TABLE B.2
Thermodynamic Properties of Ammonia

TABLE B.2.1
Saturated Ammonia

Temp. (°C)	Press. (kPa)	SPECIFIC VOLUME, m ³ /kg			INTERNAL ENERGY, kJ/kg		
		Sat. Liquid v_f	Evap. v_{fg}	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Evap. u_{fg}	Sat. Vapor u_g
-50	40.9	0.001424	2.62557	2.62700	-43.82	1309.1	1265.2
-45	54.5	0.001437	2.00489	2.00632	-22.01	1293.5	1271.4
-40	71.7	0.001450	1.55111	1.55256	-0.10	1277.6	1277.4
-35	93.2	0.001463	1.21466	1.21613	21.93	1261.3	1283.3
-30	119.5	0.001476	0.96192	0.96339	44.08	1244.8	1288.9
-25	151.6	0.001490	0.76970	0.77119	66.36	1227.9	1294.3
-20	190.2	0.001504	0.62184	0.62334	88.76	1210.7	1299.5
-15	236.3	0.001519	0.50686	0.50838	111.30	1193.2	1304.5
-10	290.9	0.001534	0.41655	0.41808	133.96	1175.2	1309.2
-5	354.9	0.001550	0.34493	0.34648	156.76	1157.0	1313.7
0	429.6	0.001566	0.28763	0.28920	179.69	1138.3	1318.0
5	515.9	0.001583	0.24140	0.24299	202.77	1119.2	1322.0
10	615.2	0.001600	0.20381	0.20541	225.99	1099.7	1325.7
15	728.6	0.001619	0.17300	0.17462	249.36	1079.7	1329.1
20	857.5	0.001638	0.14758	0.14922	272.89	1059.3	1332.2
25	1003.2	0.001658	0.12647	0.12813	296.59	1038.4	1335.0
30	1167.0	0.001680	0.10881	0.11049	320.46	1016.9	1337.4
35	1350.4	0.001702	0.09397	0.09567	344.50	994.9	1339.4
40	1554.9	0.001725	0.08141	0.08313	368.74	972.2	1341.0
45	1782.0	0.001750	0.07073	0.07248	393.19	948.9	1342.1
50	2033.1	0.001777	0.06159	0.06337	417.87	924.8	1342.7
55	2310.1	0.001804	0.05375	0.05555	442.79	899.9	1342.7
60	2614.4	0.001834	0.04697	0.04880	467.99	874.2	1342.1
65	2947.8	0.001866	0.04109	0.04296	493.51	847.4	1340.9
70	3312.0	0.001900	0.03597	0.03787	519.39	819.5	1338.9
75	3709.0	0.001937	0.03148	0.03341	545.70	790.4	1336.1
80	4140.5	0.001978	0.02753	0.02951	572.50	759.9	1332.4
85	4608.6	0.002022	0.02404	0.02606	599.90	727.8	1327.7
90	5115.3	0.002071	0.02093	0.02300	627.99	693.7	1321.7
95	5662.9	0.002126	0.01815	0.02028	656.95	657.4	1314.4
100	6253.7	0.002188	0.01565	0.01784	686.96	618.4	1305.3
105	6890.4	0.002261	0.01337	0.01564	718.30	575.9	1294.2
110	7575.7	0.002347	0.01128	0.01363	751.37	529.1	1280.5
115	8313.3	0.002452	0.00933	0.01178	786.82	476.2	1263.1
120	9107.2	0.002589	0.00744	0.01003	825.77	414.5	1240.3
125	9963.5	0.002783	0.00554	0.00833	870.69	337.7	1208.4
130	10891.6	0.003122	0.00337	0.00649	929.29	226.9	1156.2
132.3	11333.2	0.004255	0	0.00426	1037.62	0	1037.6

Ek 5 Absorpsiyonlu soğutucu teknik katalog değerleri

SIZE		UNIT		
OPERATIONAL CHARACTERISTICS				
NOMINAL HEAT CAPACITY AT THE BURNER ⁽¹⁾	NOMINAL EFFECTIVE	kW	25.30 25.03	
COOLING CAPACITY ⁽²⁾		kW	17.72	
CHILLED WATER FLOW RATE	NOMINAL MINIMUM MAXIMUM	L/hr	2770 2500 3200	
GAS CONSUMPTION	NAT. GAS ⁽³⁾	NOMINAL	m ³ /h	2.68
		EFFECTIVE		2.65
	L.P.G. ⁽⁴⁾	NOMINAL	kg/hr	1.96
		EFFECTIVE		1.94
NOISE LEVEL ^{(5) (6)}	at 10 meters	MAXIMUM	dB(A)	54 49
FUNCTIONAL RANGE (T _{OUTSIDE AIR})	MINIMUM	°C	0	
	MAXIMUM		+45	
ACF INTAKE WATER TEMPERATURE	MAXIMUM	°C	+45	
OUTLET WATER TEMPERATURE ⁽⁷⁾	MINIMUM	°C	+3	
ELECTRICAL CHARACTERISTICS				
VOLTAGE		V, phases, Neutral, Hz	230 1N 50	
TOTAL ELECTRICAL LOAD ⁽⁸⁾		W	820	870
WATER CONNECTIONS				
WATER DELIVERY AND RETURN		"	1 ¼" F	
GAS		"	¾" F	
ACF INTERNAL PRESSURE DROP ⁽⁹⁾	NOMINAL	bar	0.29	
MAXIMUM WORKING PRESSURE		bar	4	
MAXIMUM FILLING PRESSURE		bar	3	
PHYSICAL SPECIFICATIONS				
OPERATIONAL WEIGHT		kg	340	360
INTERNAL WATER CAPACITY OF ACF		L	3	
DIMENSIONS ⁽¹⁰⁾	WIDTH	mm	850	
	DEPTH		1230	
	HEIGHT		1290	1540 ⁽⁹⁾
Remarks				
⁽¹⁾ Nominal conditions: 1013 mbar, 15 °C; Effective conditions: 1000 mbar, 20 °C				
⁽²⁾ Nominal running conditions: external air temperature 35°C; chilled water temperature - delivery 7.2 °C – return 12.7 °C. For conditions other than the nominal conditions, apply the cooling capacity correction factors seen in Table 3, page 12.				
⁽³⁾ PCI 34.02 MJ/m ³ (1013 mbar – 15 °C).				
⁽⁴⁾ PCI 46.34 MJ/kg				
⁽⁵⁾ A reduction in RPM of the fan (air delivery) is required for external air temperatures less than 33°C.				
⁽⁶⁾ Sound source rested on a reflective surface.				

Ek 6 Klasik buhar sıkıştırımlı soğutucu teklifleri (Firma A)

SU SOĞUTMA GRUBU							10.03.2013
Poz No	İşin Cinsi	MARKA	Miktar	Birim	B.F.	Tutar	
1.	SU SOĞUTMA GRUBU,						
	Hava Soğutmalı Aksiyal Fanlı Soğutma Grupları						
	Etkin Soğutma fonksiyonlarına sahip 7/24 klimatize edilmiş hava şartlarına ihtiyaç duyan alanlarda (Otel, Alışveriş Merkezi, İş Merkezleri vb.) kullanılmak üzere dizayn edilmiş yüksek enerji verimli Soğutma Grupları.						
	Genel Özellikler						
	Soğutma grupları fabrikasında bütün olarak test edilmiş ve gaz/ yağ şarjları yapılmış olarak işletmeye hazır olarak sevk edilir. Mikroprosesör kontrollü, Yüksek verimli Vidalı / Scroll kompresör ve bağımsız gaz devrelidir. Evaporatörler Shell and Tube / Plakalı tiptir. Bakır boru alüminyum kanat serpantinli aksiyal kondenser fanları ile donatılmıştır. Soğutucu akışkan olarak çevre dostu R134A / R410A gazı kullanılmaktadır.						
	Opsiyonel aksesuarlar için lütfen firmamıza başvurunuz.						
	Cihaz Adı : CH-1 Su Soğutma Grubu	ÜNTEŞ	1	AD.		19.500,00 EUR	
	Marka :						
	Model :						
	Soğutma Kapasitesi : 85.7 kW						
	Çekilen Güç : 31.5 kW						
	ESEER : 4.35						
	Kompresör : 2 Adet						
	Kompresör Tipi : Scroll						
	Evaporatör Tipi : Plakalı						
	Devre Sayısı : 1 Adet						
	Kapasite Kontrol : 3 Kademe						
	Su Rejimi : 7/12 °C						
	Soğutucu Akışkan : R410A						
	Dış Ortam : 37 °C						
	Boyutlar (LxWxH) : 1210x3150x1520mm						
	Ağırlık : 910 kg						
	Hidrolik Kit : Yok						
	Opsiyonlar : Yaylı titreşim alıcılar						
	GENEL TOPLAM					19.500,00 EUR	
	DİĞER ŞARTLAR:						
	Fiyatlara KDV, ÖTV dahil değildir.						

Ek 7 Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutucu teklifleri (Firma B)

SU SOĞUTMA GRUBU							10.03.2013
Poz No	İşin Cinsi	MARKA	Miktar	Birim	B.F.	Tutar	
1.			1	AD.		20.565,16 EUR	
	Technical data Cooling						
	Cooling capacity 88.0kW						
	Compressor power input 29.8kW						
	Total power input * 32.1kW OPERATING CONDITIONS						
	EER * 2.81						
	Cooling capacity						
	(EN14511:2011) * 89.7kW						
	Total power input						
	(EN14511:2011) * 32.6kW external exchanger air intake (C) 37.0						
	EER (EN 14511:2011) * 2.75 internal exchanger water outlet (C) 7.0						
	Water flow rate (Utility Side) 4.18l/s						
	Internal exchanger pressure drops24.5kPa General: internal exchanger thermal head (C) 5.0						
	ESEER * 3.91 glycole % internal exchanger 0%						
	Noise Levels						
	Sound pressure level * 67.0dB Recalculate data						
	(A)						
	GENEL TOPLAM					20.565,16 EUR	
	DİĞER ŞARTLAR:						
	Fiyatlara KDV,ÖTV dahil değildir.						