

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ÜNİVERSİTESİ**

**KLİMA SİSTEMLERİNDE EVAPORATİF SOĞUTMA DESTEĞİNİN
EKONOMİKLİĞİNİN İNCELENMESİ**

BÜŞRA TAYLAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. ZEYNEP DÜRİYE BİLGE**

MAYIS, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KLİMA SİSTEMLERİNDE EVAPORATİF SOĞUTMA DESTEĞİNİN
EKONOMİKLİĞİNİN İNCELENMESİ

Büşra TAYLAN tarafından hazırlanan tez çalışması 08.05.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Zeynep Düriye BİLGE

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Zeynep Düriye BİLGE

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Galip TEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç.Dr. Ebru MANÇUHAN

Marmara Üniversitesi

ÖNSÖZ

Lisans eğitim ve öğretim hayatımda bugünkü çalıştığım sektörü seçmemde yön vermiş ve tez çalışmam süresince katkı ve yönlendirmeleri ile bana destek olmuş danışman hocam Sayın Prof.Dr. Zeynep Düriye Bilge'ye, yardımları için Sayın hocam Prof.Dr. Galip Temir 'e ve Sayın hocam Dr. Handan Çubuk 'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Tez çalışmamın en başından sonuna kadar desteklerini esirgemeyen dost dediğim canım arkadaşım İrem Esen 'e ve uzaklarda da olsa her daim yetişen sevgili arkadaşım Merve Köklü'ye teşekkür ederim.

Bu günlere gelmemde büyük desteği olan sevgili anneme ve kardeşlerime özellikle canım ikizim Kübra Memik' e, her daim manevi desteğini ve sevgisini hissettiğim ve her zaman yanımda olup beni ileriye taşıyan sevgili eşim Murat Taylan'a teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs, 2019

Büşra TAYLAN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖZET	x
ABSTRACT.....	xii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	9
1.3 Hipotez	9
BÖLÜM 2	
EVAPORATİF SOĞUTMA.....	11
2.1 Doğrudan (Direkt) Evaporatif Soğutma	12
2.2 Dolaylı (Endirekt) Evaporatif Soğutma.....	14
2.3 Direkt-İndirekt Evaporatif Soğutma.....	16
2.4 Direkt Evaporatif Soğutucular ve Nemlendirme Sistemleri.....	18
2.4.1 Su Püskürtmeli Tip Yıkayıcı	18
2.4.2 Evaporatif Pedler	19
2.4.3 Rijit Islak Ortam	20
2.4.4 Dönel Çark	21
2.5 Evaporatif Soğutma Kullanım Alanları	22
2.6 Evaporatif Soğutma Sistemlerinin Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistem ile Karşılaştırılması	22

BÖLÜM 3

BUHAR SIKIŞTIRMALI (MEKANİK) SOĞUTMA SİSTEMİ.....	24
3.1 Çalışma Prensipleri	25
3.2 Sistemin Avantajları ve Dezavantajları	25

BÖLÜM 4

VERİ MERKEZİ İKLİMLETİLMESİ	26
4.1 Veri Merkezleri için Evaporatif Soğutma Sistemleri	30
4.1.1 Doğrudan Evaporatif Soğutmalı Klima Santrali	30
4.1.2 Dolaylı Evaporatif Soğutmalı Klima Santrali	31
4.1.3 Chiller ve Kuru Soğutucular için Evaporatif Soğutma	32

BÖLÜM 5

EKSERJİ ANALİZİ	34
5.1 Ekserji (Kullanılabilir Enerji)	35
5.1.1 Kapalı Sistemlerde Ekserji.....	37
5.1.2 Açık Sistemlerde Ekserji.....	38
5.1.3 HVAC Uygulamaları.....	39
5.1.4 Ekserji Kaybı.....	42

BÖLÜM 6

MATERYAL VE YÖNTEM	43
6.1 Veri Merkezi Soğutma Yüğü Hesabı.....	44
6.2 Enerji Sarfiyatı Hesabı	46
6.2.1 Mekanik Buhar Sıkıştırma Enerji Sarfiyatı Hesabı.....	46
6.2.2 Direkt Evaporatif Soğutmalı Klima Santrali Enerji Sarfiyatı Hesabı ...	47
6.3 Sistemin Ekonomiklik Analizi	49
6.4 Sistemlerin Ekserji Analizi	52
6.4.1 Evaporatif Soğutmalı Klima Santrali Sisteminin Ekserji Analizi	52
6.4.2 Buhar Sıkıştırma (Mekanik) Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi	59

BÖLÜM 7	66
---------------	----

SONUÇLAR VE ÖNERİLER	66
----------------------------	----

KAYNAKLAR	68
-----------------	----

ÖZGEÇMİŞ	72
----------------	----

SİMGE LİSTESİ

T	Sıcaklık (°C)
ΔT	Sıcaklık farkı (°C)
w	Özgül nem (kgsb/kgkh)
$\dot{m}$	Kütleli debisi (kg/s)
Ma	Mol kütleli (kg/kmol)
Ra	Gaz sabiti (kj/kg.K)
h	Özgül entalpi(kj/kg)
cp	Sabit basınçta özgül ısı (kj/kg.K)
cv	Sabit hacimde özgül ısı (kj/kg.K)
Q	Isı (kj)
s	Özgül entropi (kj/kg.K)
ζ	Isı eşanjörü Verimi
ϕ	Bağıl nem(%)
x	Mol kesri
N _m	Enerji tüketimi(kw)
W	İş (kw)
E _x	Ekserji (kW)
e _x	Özgül ekserji(kj/s)
ke	Kinetik enerji
pe	Potansiyel enerji
km	Kimyasal enerji
fe	Fiziksel enerji
u	İç enerji(kj)
V	Hacim(m ³)
P	Basınç(kPa)
i	Faiz oranı

KISALTMA LİSTESİ

AHU	Air Handling Unit (Klima Santrali)
ASHRAE	Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Derneği
BDF	Şimdiki Değer Faktörü
COP	Coefficient of Performance
EACC	Evaporatif Soğutuculu Hava Soğutmalı Chiller
ESKS	Evaporatif Soğutuculu Klima Santrali
GÖS	Geri Ödeme Süresi
MBSS	Mekanik Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemi
NBD	Net Bugünkü Değer
NNA	Net Nakit Akışı
PF	Evaporatif Performans Faktörü
VAV	Variable Air Volume (Değişken Hava Debisi)

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2. 1	Direkt evaporatif soğutma sistemi ve psikometri diyagramında gösterimi(24)	13
Şekil 2. 2	Endirekt evaporatif soğutma sistemi ve psikometri diyagramında gösterimi (24).....	15
Şekil 2. 3	İndirekt-direkt evaporatif soğutma sistemi ve psikometri diyagramında gösterimi(24)	17
Şekil 2. 4	Hava yıkayıcı (24)	19
Şekil 2. 5	Evaporatif ped (24)	20
Şekil 2. 6	Rijit ıslak ortam (24)	20
Şekil 2. 7	Dönel çark (24).....	21
Şekil 3. 1	Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi(30).....	24
Şekil 4. 1	Veri merkezi sınıfları termal yönergeleri (35).....	28
Şekil 4. 2	ASHRAE veri merkezi için termal kurallar Thermal Guidelines for Data Processing Environments (35).....	30
Şekil 4. 3	Direkt evaporatif soğutmalı klima santrali uygulaması (36).....	31
Şekil 4. 4	Endirekt evaporatif soğutmalı klima santrali uygulaması (37).....	32
Şekil 4. 5	Chiller de evaporatif soğutma uygulaması (37)	33
Şekil 5. 1	Su buharı ve sıvı haldeki suyun durumunu gösteren T-S diyagramı	41
Şekil 6. 1	Veri merkezi odasının projesi.....	44
Şekil 6. 2	Veri merkezine ait soğutma yüküne ait HAP raporu	45
Şekil 6. 3	Hava soğutmalı chiller seçim teknik verileri	46
Şekil 6. 4	Seçimi yapılan klima santrali konfigürasyonu.....	47
Şekil 6. 5	Tasarlanan klima santralinin şematik gösterimi	52
Şekil 6. 6	Komponent giriş çıkış noktaları ekserji miktarları grafiği	57
Şekil 6. 7	Klima santrali ekserji kaybı grafiği	59
Şekil 6. 8	Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi şematik gösterimi	60
Şekil 6. 9	Soğutma çevrimi giriş çıkış noktaları ekserji miktarları grafiği	63
Şekil 6. 10	Chiller ekserji kaybı grafiği	65

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2. 1	Direkt evaporatif soğutucuların verileri.....	21
Çizelge 4. 1	Ashare 2004 ve 2008 yönergeleri karşılaştırması (35).....	27
Çizelge 4. 2	A1 sınıfı için termal izin verilen aralık (35).....	29
Çizelge 6. 1	Veri merkezine ait IT yükleri.....	43
Çizelge 6. 2	Seçilen evaporatif spreylere nemlendirimin teknik verileri.....	48
Çizelge 6. 3	Seçilen klima santrali üfleme fanı teknik verileri.....	48
Çizelge 6. 4	Sistem ilk yatırım maliyetleri	50
Çizelge 6. 5	Sistemlerin işletme giderleri	50
Çizelge 6. 6	Seçilen sistemler için net bugünkü değer metodu hesap tablosu.....	51
Çizelge 6. 7	Santral komponent giriş çıkış noktalarının termodinamik özellikleri.....	53
Çizelge 6. 8	Sistem noktalarının ekserji değerleri tablosu	57
Çizelge 6. 9	Akışkanlara göre referans noktalarının termodinamik özellikleri	59

KLİMA SİSTEMLERİNDE EVAPORATİF SOĞUTMA DESTEĞİNİN EKONOMİKLİĞİNİN İNCELENMESİ

Büşra TAYLAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Zeynep Düriye Bilge

Dünyamızda kaynaklarımız hızlı bir şekilde azalmakta olup, tüketilen enerji miktarının ise hızla artması sadece çevre koruması ve ekosistem ile ilgili bir mesele olmaktan çıkmıştır. Enerji kullanımı ile alakalı yeni oluşumların gündeme taşınmasına neden olmuştur. Enerjiyi verimli kullanmak ile ilgili çok sayıda çalışmalar yapılmaktadır. Günümüzde iklimlendirme sistemlerinin kullanımı oldukça yaygındır. Bu sebepten ki enerji tüketiminin yüksek olduğu bu iklimlendirme sistemlerinde tasarruflu yatırımlar yapılması gerekmektedir.

Bu tez çalışmasında soğutma sistemlerinde enerji tüketimi daha az ve doğa dostu sistemlerden biri olan evaporatif soğutma sistemi ele alınacaktır. Bu çalışmada Ankara ilinde bir veri merkezinin soğutulması üzerine çalışmalar yapılmıştır. 7 gün 24 saat soğutma yapılması gereken bu veri merkezi için evaporatif soğutmalı klima santrali seçilmiştir. Bir veri merkezinin iklimlendirilmesi için doğru soğutma sisteminin seçilmesi çok önemlidir. Bu amaçla ekonomik ve verimli çözümler elde edebilmek için klasik soğutma sistemi olan buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi ile direkt evaporatif soğutma sistemi karşılaştırılmıştır. Bu sistemlerin enerji sarfiyatları ve ekonomikliklerinin analizleri yapılmıştır. Sistemlerin güç tüketimleri incelendiğinde mekanik buhar sıkıştırırmalı sistemin güç tüketimi evaporatif sisteminkinden yaklaşık 2,5 kat daha fazla

güç tükettiği görülmüştür. Ekonomik analizde ise net şimdiki değer metodu ve geri ödeme yöntemi kullanılmıştır. Bu çalışmaların sonucuna göre; mekanik buhar sıkıştırma yöntemi hem ilk yatırım maliyeti hem de işletme maliyetleri açısından oldukça yüksektir. Evaporatif soğutma sistemi enerji sarfiyatı açısından da klasik sisteme göre daha düşük olduğu görülmüştür. Sistemlerin maksimum iş yapabilme kapasitesini belirlemek ve gerekli iyileştirmeleri sağlamak amacıyla ekserji analizi yapılmıştır. Her ünite için ekserji kayıpları ayrı ayrı hesaplanmıştır. Sonuçlar grafiklerle gösterilmiş ve tartışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Evaporatif soğutma, veri merkezi, net bugünkü değer, ekserji



ABSTRACT

ECONOMIC ANALYSIS OF EVAPORATIVE COOLING ASSISTED AIR CONDITIONING SYSTEMS

Büşra TAYLAN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Zeynep Düriye Bilge

In our world our resources are rapidly decreasing and the increasing of the consumed energy also is not only a matter of the ecosystem and environmental protection. It has caused to new regulations related to energy use. There are many studies related to use energy efficient. Today the using of HVAC systems are quite common. For this reason, hvac equipments should be made investments efficiently.

In this thesis study, the evaporative cooling system that is less energy consumption and nature-friendly at cooling systems has been handled. At this study, the studies have been carried out on cooling of a data center at Ankara. Evaporative cooling with air handling unit has been chosen for the data center that is required cooling for 7 days 24 hours. Choosing the right cooling system for air conditioning of data center is very important. In his study, studies are conducted on the cooling of a data center in Ankara. For the purpose, the mechanical vapor compression system that known as classical cooling system and direct evaporative cooling system are was compared to obtain economic and efficient solutions. Energy consumption and economics of these systems are analyzed. When the power consumption of the systems are examined, it seen that the mechanical vapor system consumed power 2,5 times more than the

evaporative cooling system. The net present value method and the payback method are used in economic analysis. The results of calculations show that the mechanical vapor compression system are very high both initial investment and operating costs. Evaporative cooling system has been found to be lower in terms of energy consumption compared to classical cooling system. Exergy analysis was performed to determine the maximum work capacity of the systems and to provide the necessary improvements. Loss of exergy is calculated for each equipment. Results are illustrated with graphics and discussed.

Key Words: Evaporative cooling, data center, the net present value method, exergy



1.1 Literatür Özeti

Bilge ve Bilge [1] çalışmalarında Ankara şehri hava şartlarında kapalı alanların soğutulmasında iki farklı soğutma sistemini enerji miktarları bakımından karşılaştırılmıştır. Çalışmada, ortamın doğrudan ve dolaylı iki kademeli soğutulduğu birleşik bir evaporatif soğutma sistemi ile klasik sistem olan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi seçilmiştir. Yapılan çalışma değerlendirildiğinde; Ankara şartlarında evaporatif soğutma sisteminin soğutma etkinliği, klasik soğutma sistemine göre daha yüksek bulunmuştur. Enerji sarfiyatları bakımından incelendiğinde ise; evaporatif soğutma sisteminin sarfiyatları diğer sisteme göre oldukça düşük olduğu ve sistemin bu şekilde önemli miktarda enerji tasarrufu sağladığı kanısına varılmıştır. Evaporatif soğutma sistemlerinde %100 taze hava kullanılması da ayrıca önemli bir fayda sağlamıştır. Sistemin seçimi ve analizi ile ilgili bir diğer önemli kriter de yaş termometre sıcaklığıdır. Düşük yaş termometre sıcaklığına sahip Ankara gibi dış hava koşullarına sahip bölgelerde sistemin ekonomik kullanım sağlayacağı sonucuna varılmıştır.

El-Refaie ve Kaseb [2] farklı iklim koşulları altında ve farklı uygulamalar için farklı buharlaştırıcı sistem konfigürasyonları ile evaporatif soğutmanın etkinliğini çalışmalarında araştırmışlardır. Bu çalışmada iki önemli kriter esas alınmıştır; taze hava oranı ve iç ortam bağıl nem. Çalışmada; basit, tek kademeli ve iki kademeli konfigürasyonlar incelenmiştir. Ayrıca, sistemlerin performans faktörünün değişik hava debisi oranlarında nasıl farklılık gösterdiği incelenmiş, dış hava oranları ve hava akış debileri için teorik ve pratik sınırlar belirlenmiş, matematiksel formüller ortaya konmuştur. Yapılan çalışmalar doğrultusunda; sistemlerin uygulanabilirliği aynı anda eş

zamanlı olarak iki şart sağlanarak olabileceği belirtilmiştir. Bu şartların ilki besleme havası akış hızını kabul edilebilir bir değerle sınırlandırmaktır. Bunu da alan azaltması, gürültü seviyeleri, enerji verimliliği ve ekonomik faktörleri göz önüne alınarak yapılmalıdır. İkinci ise; iç ortam bağıl neminin tolere edilebilir ortam şartları içerisinde tutulmasını sağlamaktır.

Hao ve vd. [3] bu çalışmada Çin 'in Guangdong eyaletindeki ünlü bir klima şirketi tarafından üretilen standart hava soğutmalı soğutma grubunun performans verileri ile, direkt evaporatif soğutuculu hava soğutmalı soğutma grubunu enerji tasarrufu potansiyelini analiz etmek için kullanmışlardır. Seçilen soğutma grubunun soğutma kapasitesi 347 kW olup, besleme suyu sıcaklığı 7 °C dönüş suyu sıcaklığı 12 °C tir. Evaporatif soğutuculu hava soğutmalı soğutma grubunun enerji tasarrufu potansiyelini simüle etmek için Çin'de dört tipik şehir için (Pekin, Şangay, Lhasa ve Urumçi) saatlik hava durumu verilerini esas almışlar ve soğutmada sadece dış hava sıcaklığı 25 °C den yüksek olduğunda simülasyonu yapmışlardır. Simülasyonda kullanmak amacıyla evaporatif soğutucu için Munters AB tarafından geliştirilen bir çeşit ped kullanmışlardır. Bu ped oluklu selüloz kağıt tabakalarından oluşup, farklı oluk açıları olan özel olarak emprenye edilmiştir. Bu sebeple çok düşük basınç düşüşü ile çalışırken bile yüksek buharlaşma verimine sahiptir. Bu çalışmada çeşitli faktörlerin enerji tasarrufu potansiyeli üzerinde etkileri analiz edilmiştir, enerji tasarrufunu en üst düzeye çıkaran optimal bir ped kalınlığı olduğunu tespit etmişlerdir. Bu optimum ped kalınlığı ise iklim koşullarına ve alın hızına göre değiştiği görülmüştür. Bu sebeple Çin' de 31 ana şehirde ped kalınlığı optimizasyon sonuçları incelenmiştir. Çin' de EACC' nin maksimum enerji tasarrufu potansiyeli iklim şartlarına bağlı olarak % 2,4 ile % 14,0 arasında olduğu görülmüştür.

Heidarinejad ve vd. [4] İran' da çeşitli hava koşullarında, iki aşamalı endirekt-direk evaporatif soğutma sisteminin soğutma performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Direkt evaporatif soğutmanın verimli olmadığı bölgelerde incelenen bu sistemin yüksek derecede konfor standartlarını sağladığı gözlemlenmiştir. Yaş termometre sıcaklığı yüksek olan bölgelerde incelenen sistemin mekanik buhar sıkıştırmalı sistemlere nazaran daha az elektrik harcayarak iyi bir performans elde ettiği görülmüştür. İki aşamalı evaporatif soğutma sistemlerinin ortalama su tüketimi direkt evaporatif

soğutma sistemlerine göre %55 oranında daha fazla ve güç tüketimi mekanik buhar sıkıştırılmalı sistemlere göre %33 daha verimlidir. Bu sistemin çeşitli iklimlerde temiz ve enerji verimli bir sistem olarak kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.

Kim ve Jeong [5] yaptıkları çalışmada %100 taze hava ile çalışan direkt-endirekt birleşik evaporatif soğutuculu sistem ile bir değişken hava debili (VAV) klima santralini karşılaştırmışlardır. Geçiş mevsimleri ve yaz dönemi süresince devam eden testlerden varılan sonuçlar doğrultusunda iki sistemin karşılaştırmalı analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre geliştirilen birleşik sistemin değişken hava debili sisteme göre %51 seviyesinde enerji tasarrufu sağladığı sonucuna varılmıştır.

Martinez ve vd. [6] dönüş havası geri kazanımlı indirect ve yarı-endirekt iki sistem üzerinde çalışmışlardır. İndirekt sistemlerde birincil hava akışı soğutulmuş ve ikincil hava akışı direk olarak ısı ve kütle transferi için su ile etkileşime girmiştir. Alüminyumdan yapılmış olan değiştirgece sahip olan ilk sistemde (indirect evaporatif soğutucu) birincil hava akışında sadece ısı transferi gerçekleşirken, ikinci sistemde ayrıca kütle geçişinin olduğu da görülmüştür. İkinci sistemde gözenekli seramik boruların ayırdığı iki hava akışı sayesinde birincil akışta ayrıca kütle transferi gözlemlenmiştir. Gözenekli boru yapısı sayesinde yapılan kütle transferi sonucu lejyon bakterilerinin ortama akışı engellenmiştir. Bağıl nemin arttığı durumlarda yarı endirekt evaporatif sistemde kütle transferi gerçekleşemediği için bu sistemin verimsiz duruma geldiği gözlemlenmiştir. Bağıl nem arttıkça gizli ısı, duyulur ısıнын üzerinde kaldığı için termal verimlilik yarı-endirekt evaporatif sistemde düşmektedir. Tüm parametreler göz önüne alındığında yarı-endirekt sistemin endirekt evaporatif sisteme oranla daha verimli olduğu gözlemlenmiştir.

Delfani ve vd. [7] konveksiyonel mekanik soğutma sistemi için düşünülen ön soğutmayı sağlayan endirekt evaporatif soğutma sisteminin performansını İran' ın 4 şehri için incelemişlerdir. Bu amaçla, endirekt evaporatif soğutma sistemini içeren deneysel bir düzenek tasarlanmış, inşa edilmiş ve test edilmiştir. Deneysel ve analitik methodlardan elde edilen sonuçlara göre, kombine sistemin performansı soğutma sezonu için elde edilmiştir. İndirekt soğutma sistemi soğutma yükünü %75 kadar düşürürken elektrik enerjisinde de %55 oranında bir düşüş gözlemlenmiştir. %30 taze havanın kullanıldığı

durumlarda bu sistemin daha verimli olduğu sonucuna varılmıştır. Soğutma yükü ve elektrik enerjisi tüketimi konusunda verimli bir sistem olduğu gözlemlenmiştir.

Wang ve vd. [8] bu çalışmada evaporatif soğutma kondenseri kullanan bir klima sisteminin COP' sini deneysel olarak incelemişlerdir. Deney düzeneğinde kullanılan materyaller kompresör, evaporatör, termal genişleme valfi ve kondenser olmak üzere dört bileşenden oluşmuş olup; kondensere evaporatif soğutmayı sağlayan soğutma pedi yerleştirilmiştir. Deneyde direkt evaporatif soğutmanın sistemin COP' si üzerindeki etkisini incelemek için bağıl nem, kuru termometre sıcaklığı ve yağ termometre sıcaklığı gibi termal parametrelerde ölçülmüştür. Sonuçlarda kondenserde kuru termometre giriş sıcaklığı ile COP arasında ters bir ilişki olduğu saptanmıştır. Evaporatif soğutmalı kondenser boyunca havanın spesifik entalpi değişimlerinde gizli ısı transferi ve duyulur ısı değişimlerinden dolayı olduğu görülürken, buna karşılık standart kondenserler için spesifik entalpi değişimlerinde temel olarak duyulur ısı değişimlerine neden olduğu görülmüştür. Havayı önceden soğutmak için evaporatifli soğutucu kullanıldığında, kondenser doyma sıcaklığı 2,4 °C den 6,6 °C ye yükselmiş; aynı zamanda evaporatöre giden soğutucu akışkanın kütle hızının artmasına neden olmuştur. Bu kütle artışı ise COP' nin % 6,1' den %18' e yükselmesine neden olmuştur. Kompresörde %14,3' e kadar güç azalması da sağlanmıştır. Sonuç olarak, su tüketimi ile kompresör enerji tasarrufu arasındaki ilişkiyi maliyetler ortaya koymaktadır. Her ne kadar daha yüksek kuru termometre sıcaklıklarında daha büyük güç düşüşleri gerçekleştirilmiş olsa da uygun maliyetli uygulama sıcaklığının 33,1 °C olduğu tespit edilmiştir.

Eidan ve vd. [9] bu çalışmada aşırı sıcak iklimlerde direkt evaporatif soğutma sistemi ile A/C split tip klima sisteminin performansını artırmak için deneysel bir çalışma sunmuşlardır. Bu soğutma sistemi, kuru termometre sıcaklığının yaz aylarında mümkün olan en yüksek hava sıcaklığı 55 °C' ye göre uygun olacak şekilde dizayn edilmiştir. Her çalışma koşulu için A/C nin gerçek çalışmasını simüle etmek için kondenser ve evaporatör boyunca hava hızları aynı kaldığı, havanın kondenserdan geçmeden önce ıslak pedler üzerinden geçtiği evaporatif bir soğutma döngüsünü kullanılmıştır. Üzerine çalışılan dört farklı parametre; performans katsayısı (COP), enerji tasarrufu, soğutma kapasitesi ve kompresörün çok yüksek hava sıcaklıklarında otomatik olarak kapandığı durumlardır. Sonuçlarda, soğutma kapasitesinin %5 ila %7,5 arasında arttığı ve her bir

sıcaklık derecesi azaltımı için 0.12A ila 0.16A elektrik akımı azalması olduğu, tüm klima sistemi performansında önemli bir gelişme olduğunu göstermişlerdir. Kompresörde %16' lık bir voltaj düşüşünde bile (220 V yerine 185 V) çalışmaya devam ettiğini tespit etmişlerdir ve böyle sistemlerin yaz aylarında aşırı sıcaklık problemi yaşayan Irak gibi Orta Doğu ülkelerinde oldukça etkili olduğu sonucuna varmışlardır.

Kabeel ve vd. [10] yaptıkları bu çalışmada, hava soğutmalı soğutma grubunun kondenserine soğuk su püskürtülerek enerji verimliliğini deneysel olarak araştırmışlardır. Ortam sıcaklığının, ortam bağıl neminin, buhar suyu sıcaklığının, değiştirilmiş hava sıcaklığının ve değiştirilmiş hava bağıl neminin soğutucunun performans katsayısı (COP) üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Tüm standart doğrudan evaporatif soğutma sistemlerinden farklı olarak, deneysel sonuçlar önerilen sistemin ortam havasını giriş yaş termometre sıcaklığının altındaki bir sıcaklığa soğurabildiğini ortaya koyduğu görülmüştür. Ayrıca, deneysel sonuçlar önerilen sistemin enerji verimli bir sistem olduğunu göstermiştir. Döngünün performansının artırılması üzerinde önemli bir etkiye sahiptir ve dolayısıyla elektrik tüketimini de azalttığı görülmüştür. Elektrik tüketimi, ortam hava sıcaklığı arttıkça ve ortam bağıl nem ve buhar suyu sıcaklığı azaldıkça azalır; bu nedenle sıcak ve kuru bölgeler için oldukça verimlidir. Soğuk su ile buharlaştırmalı kondenserin, standart hava soğutmalı soğutma grubu ile kıyaslandığında %91'e kadar daha yüksek bir performans katsayısına sahip olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte; standart evaporatif soğutmalı soğutucu, standart hava soğutmalı soğutucuya göre %82' ye kadar daha yüksek bir performans katsayısına sahip olduğu belirlenmiştir. Sıcak hava şartlarına sahip bölgelerde; hava soğutmalı soğutma sistemlerinde soğuk su püskürtmeli uygulanmasının faydalı olacağı vurgulanmıştır. Sonuç olarak; önerilen sistem COP' sinin, standart hava soğutmalı soğutma grubundan %11 daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Guan ve vd. [11] yapmış oldukları bu çalışmada Avustralya'da farklı iklimlere göre bir klimatizasyon sisteminde evaporatif ön soğutma yapılarak, direkt evaporatif soğutucuların potansiyel kullanımı değerlendirilmiştir. Genel olarak, direkt evaporatif soğutmanın potansiyel kullanımının Avustralya iklimlerinde çok önemli olduğu bulunmuştur. Avustralya' daki sekiz başkentte gerçekleştirilen deneylerde, nemin ve kuru termometre sıcaklığının yüksek olduğu durumlarda evaporatif ön soğutma ile

ciddi enerji sarfiyatı olacağı gözlemlenmiştir. Ayrıca, evaporatif soğutmanın potansiyel kullanımının uygulamalardaki veya tasarım parametrelerindeki bir değişiklikten önemli ölçüde etkilenebileceği bulunmuştur. Brisbane’ de, şartlandırılmış alanda 30 W/m^2 ’ den 40 W/m^2 ’ ye soğutma yükünün artmasıyla, evaporatif soğutma ihtiyacının % 4,06’ dan %14,89’ a yükselebileceği gözlemlenmiştir. Brisbane şehrinde %42, Sidney şehrinde %27 oranında elektrik tüketim avantajı sağlandığı tespit edilmiştir.

Antonellisa ve vd. [12] Samanta Milania’ da yapmış olduğu bu çalışmada endirekt evaporatif soğutucuların, klima sistemlerinin enerji verimliliğini artırmak ve klima sistemlerine etkili bir şekilde entegre edilebilen bileşenler olduğunu belirtmiş, özellikle bu tür cihazların hem mevcut hem de yeni binalarda soğutma grubu yükünü azaltmak için yaz koşullarında kullanılabilir olduğunu gözlemlemişlerdir. Klima santralleri ile konfor şartlarının sağlandığı sistemlerde çapraz akışlı plakalı ısı değiştirici kullanılarak endirekt evaporatif soğutma sistemi gerçekleştirilmiştir. Performans, dış hava sıcaklığının kuru termometre ve bağıl nemi ile iç ortam sıcaklığının kuru termometre ve bağıl nemi arasındaki ısı transferi gerçekleştirilerek elde edilmiştir. Sonuç olarak; soğutucu batarya giriş sıcaklığı, dış hava sıcaklığına göre ve hava debisine bağlı olarak 8°C ile 14°C arasında daha düşük girdiği görülmüştür. Soğutma bataryasında endirekt evaporatif soğutma sistemi kullanılarak elde edilen sıcaklık farkı, soğutma grubu kapasitesinin daha düşük kapasitede seçilmesini ve daha verimli çalışmasını sağlayacağı vurgulanmıştır. Bu sistem, birçok işletim şartlarında önemli bir soğutma kapasitesinin kazanılabileceğinin kanıtı olduğunu göstermiştir. Bu nedenle, endirekt evaporatif soğutma, geleneksel sistemlerin enerji tüketimini azaltmak için etkili bir şekilde kullanılabilecek bir teknolojidir.

Cüce ve Rıfat [13] yapmış olduğu bu çalışmada İtalya Katalan bölgesinde kullanılan hava soğutmalı soğutma grubunun, kuru termometre sıcaklığının yüksek olmasından dolayı enerji maliyetlerinin yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Enerji maliyetlerini düşürebilmek ve cihazı daha verimli kullanabilmek için cihaz üzerine gölgelendirme ve kondenseri rahatlatmak adına su püskürtme yapılmıştır. Sonuç olarak dış hava sıcaklığından 6°C ’ lik kazanımın, su sıcaklığına 2°C etki ettiği saptanmış ve soğutma performansının arttığı, enerji maliyetinin düştüğü gözlemlenmiştir. Artan enerji maliyeti ve küresel ısınma, sera gazı emisyonlarını azaltırken enerji verimliliğini

artırmak için iyileştirilmiş enerji sistemlerinin geliştirilmesinin gerekli olduğunu belirtmişlerdir ve akıllı bina sistemlerinde uygulamışlardır. Bu nedenle, binalarda enerji tasarruflu teknolojilerin kullanılması, hem enerji hem de para tasarrufu yapmak isteyen herkes için büyük önem taşımaktadır. Sonuçlar evaporatif soğutma sistemlerinin sıcak ve kurak iklim bölgelerinde enerji tasarrufu için büyük bir potansiyele sahip olduğunu göstermektedir. Ayrıca bu yeni çözümün alternatif iklimlendirme uygulamalarına kıyasla çok uygun maliyetli olduğu görülmüştür. Bu teknoloji iyi bir COP aralığının yanı sıra iyi bir verimlilik / etkinlik değerine sahip olduğu belirtilmiştir.

Martinez ve vd. [14] çalışmalarında bir split klima ünitesine ait kondenser girişinde petekli buharlaştırmalı soğutucu entegrasyonu ile oluşturdukları birleşik sistem üzerinde, petek kalınlığının bu sistem üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Deneysel çalışmada sistemin soğutma kapasitesi 2500 W olarak belirlenmiş ve sisteme 50 mm, 100 mm ve 150 mm kalınlıkta buharlaşma petekleri konularak testler gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda 50 mm kalınlığındaki peteğin yeterli ön soğutmayı gerçekleştiremediği, 150 mm kalınlıktaki peteğin ise yüksek basınç düşümüne neden olduğu belirlenmiş ve 100 mm petek kalınlığının yoğunlaştırıcı basıncındaki en yüksek düşüşü sağlayarak sistem verimini yükselttiği sonucuna varılmıştır.

Atikol ve Hacışevki [15] yaptıkları çalışmada Lefkoşa bölgesinin iklim verilerinden faydalanarak, kapalı ortamlarda evaporatif soğutma sisteminin uygulanabilirliğini incelemişlerdir. Lefkoşa-Kıbrıs bölgesi için 1996 ve 1997 yıllarına ait sıcaklık ve bağıl nem değerleri esas alınmıştır. Yapılan çalışma doğrultusunda, evaporatif soğutma sisteminin Mayıs ve Eylül aylarında verimli olduğu, Temmuz ve Ağustos aylarında ise yüksek sıcaklık ve nem değerleri sebebiyle sistemin soğutma etkisinin bir başına yeterli olmadığı öngörülmüş, diğer soğutma sistemleri ile birlikte kullandığında verimli sonuçlar elde edileceği görülmüştür.

Cruz ve vd. [16] Portekiz' in Evora bölgesi iklim şartlarında üç değişik ped malzemesinin farklı hava sıcaklığı ve hava hızı ayarlarında soğutma etkilerini araştırmışlardır. Bu çalışmada; dört farklı sıcaklık aralığı ve hava hızı değeri (1,6 m/s; 3,2 m/s; 4,8 m/s ve 5,6 m/s) seçilmiş ve varılan sonuçlara göre en yüksek soğutma

performansı %80 olarak görülmüştür. Yapılan çalışmalar ışığında en yüksek soğutma etkinliğine ise 3,2 m/s hava hızı ve 32-34 °C sıcaklıkları aralığında ulaşmışlardır.

Bishoyi ve Sudhakar [17] aynı yüzey alanına sahip iki farklı marka olan Honeycomb ve Aspen evaporatif soğutma pedlerini kullanarak direkt evaporatif soğutma üzerinde deneysel olarak çalışmışlardır. Soğutma kapasitesi, güç tüketimi ve enerji verimlilik oranı gibi çeşitli parametreleri analitik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuçlara göre enerji verimlilik oranı ve soğutma kapasitesine bakıldığında Honeycomb soğutma pedlerinin Aspen soğutma pedlerine oranla daha verimli olduğu görülmüştür. Sıcak ve kuru iklimlerde Honeycomb soğutma pedlerinin daha verimli olduğu gözlemlenmiştir. Honeycomb soğutma pedleri, hava yaş termometre sıcaklığını 8°C' ye kadar düşürebilirken, Aspen soğutma pedlerinin hava yaş termometre sıcaklığını 5°C' ye kadar düşürebildiğini görmüşlerdir.

Morgado vd. [18] İspanya' da evaporatif soğutma kullanımı ve verimliliği üzerine çalışmışlardır. İspanya Bina Verimliliği Kuralları ve Düzenlemeleri' ne göre belirlenen iklimsel coğrafi sınıflandırmalara göre ilk adım olarak evaporatif soğutma stratejileri belirlenmiştir. İkinci adım olarak soğutmanın gerekli olduğu zamanlarda, saatlik konfor gereksinimi her coğrafik lokasyona göre evaporatif soğutma kullanılarak hesaplanmıştır. Detaylı saatlik ölçüm ile konfor gereksiniminin elde edilebileceği ve hangi tip evaporatif soğutmanın hangi durumlarda kullanılabileceği görülmüştür. Sonuçlara göre, evaporatif soğutma verimliliğinin direkt olarak coğrafik bölgelerle bağlantılı olduğu ortaya çıkmıştır.

Maheshwari ve vd. [19] kuru termometre sıcaklığının yüksek olduğu Kuveyt bölgesinde endirekt evaporatif soğutmanın, mevcut sisteme göre enerji kazancını gözlemlemeye yönelik analitik bir inceleme gerçekleştirmişlerdir. Bu inceleme Kuveyt' in kıyı kesimlerinde ve iç kesimlerinde olmak üzere 2 farklı bölgede 1180 l/s' lik bir endirekt evaporatif soğutucunun performans kriterlerine göre yapılmıştır. Kuveyt' in yer aldığı coğrafyadan kaynaklı Nisan ve Ekim ayları zaman aralığında kuru termometre ve yaş termometre sıcaklıkları arasında günlük sıcaklık farklarının 8 ile 25°C arasında değiştiği saptanmıştır. İç kesimlerde bulunan yerleşim alanlarındaki sıcaklık farkının kıyı kesiminde olan bölgelere göre oldukça yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Sıcaklık değerlerinin yüksek olduğu yaz dönemi boyunca yapılan araştırmada evaporatif

soğutma sisteminin performans verileri günlük ve saatlik bazda kayıt altında tutulmuştur. Yapılan analiz sonucunda iç kesimlerdeki alanlarda kullanılan evaporatif soğutma sisteminin kıyı kesimlerindeki yerleşim alanlarına göre daha verimli olduğu gözlemlenmiştir.

Kocatürk ve Yılmaz [20] gerçekleştirmiş olduğu çalışmada ped kullanarak evaporatif soğutma sistemlerinin performans kriterlerini saptamıştır. Çukurova bölgesi şartlarında, Haziran ile Eylül arasındaki zaman aralığını içeren dönemde temel yapısı selülöz olan ped malzemesini kullanarak sistemde farklı hava hızlarındaki serinletme etkisini, meydana gelen sıcaklık farkı ve buharlaşan su miktarı verilerini incelemiştir. Gerçekleştirilen çalışmada üç farklı hava hızı ped ile temas ettirilmiş ve ped ıslatma suyu için gerekli olan akış debisi 4 lt/dk.m^2 değerinde sabit tutulmuştur. Yapılan çalışma neticesinde belirlenen 3 farklı hava hızındaki serinletme etkinliğinin %77 ile %83,7 arasında değiştiği, sıcaklık farkının $6,7^\circ\text{C}$ ile $5,6^\circ\text{C}$ arasında olduğu ve de hava ile temas neticesinde buharlaşan su miktarının $0,078 \text{ lt/dk.m}^2$ ile $0,210 \text{ lt/dk.m}^2$ arasında farklılık gösterdiği belirlenmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Bu tezin amacı, veri merkezi iklimlendirilmesinde enerji tüketimi açısından mevcut iki sistemi karşılaştırmaktır. Evaporatif soğutma destekli klima santrali ile klasik soğutma sistemi olan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ele alınacaktır. Bu sistemlerin enerji sarfiyatları, ekonomiklikleri ve evaporatif sistemin verimliliği için ekserji analizi yapılacaktır.

1.3 Hipotez

Soğutma sistemlerinde enerji tüketimini düşürmenin yollarından biri de adyabatik nemlendiricilerin sistemlerde uygulanmasıdır. Klima santralleri, soğutma grupları gibi merkezi sistemlere evaporatif nemlendirici düzenekleri kurularak enerji sarfiyatında kazanç sağlanabilir. Bu çalışmada, veri merkezinin soğutulması için seçilen evaporatif soğutma destekli klima santralinin avantajların sunulması amaçlanmıştır. Bu çalışma için evaporatif soğutma sistemleri ve çeşitleri hakkında genel bilgiler, veri

merkezlerinde evaporatif soğutma sistemleri uygulamaları ve evaporatif soğutma sistemi için ekserji analizi tanımlamaları verilecektir.



EVAPORATİF SOĞUTMA

Evaporatif soğutma sistemleri, hava içine verilen suyun bu hava içinde buharlaşmasına dayanan basit bir prensibe sahiptir.[21]Havanın içine püskürtülen suyun buharlaştırılması için gerekli olan buharlaştırma gizli ısı havanın duyulur ısısından alınır. Evaporatif soğutma ortam sıcaklığında bir hava akımı içinde suyun buharlaştırılması ile sağlanır. Bu soğutma yönteminde soğutma, hava kuru termometre sıcaklığı, sabit yaş termometre sıcaklığında azaltılarak ve havanın içerdiği nem miktarının artırılması ile sağlanır. [22]

Adyabatik ortam koşullarındaki doymamış havanın su yüzeyi ile etkileşimi sağlanarak hava ve su arasında enerji transferi meydana gelir. Su yüzeyinin buhar basıncı, doymamış havanın buhar basıncına göre daha yüksek olduğundan su yüzeyinden hava akımına nem transferi gerçekleşir. Bu durumda sıvı faz değiştirerek buhar fazına geçer. Faz değişimi için ihtiyaç olunan ısı, buharlaşma gizli ısı olarak tanımlanır. Sonuç olarak hava duyulur ısı kaybına uğrarken su buharı akışından gizli ısı kazancı elde eder. [23]

Evaporatif soğutma sistemleri üç başlık altında incelenebilir:

- 1- Doğrudan (direk) evaporatif soğutma
- 2- Dolaylı (endirekt) evaporatif soğutma
- 3- Birleşik evaporatif soğutma

2.1 Doğrudan (Direkt) Evaporatif Soğutma

Evaporatif soğutma sistemleri içerisindeki birincil sistem olarak değerlendirilen direkt evaporatif soğutma sistemi ağırlıklı olarak, belli bir oranda nem gereksinimi bulunan ortamlarda kullanılır. Direkt evaporatif soğutmada, sistemdeki hava aynı zamanda mahali şartlandırarak üfleme havasını da niteler ve hava içerisinde suyun direkt olarak buharlaştırılması yolu ile soğutulur. Bu yapı psikometrik diyagramda incelenir ise, taze havanın yaş termometre sıcaklığı sabit iken, hava ile su arasında gerçekleşen duyulur ve gizli ısı alışverişinden dolayı kuru termometre sıcaklığında düşüklük meydana gelir. Havadaki nem artışından dolayı, özgül nemde artış meydana gelir. [2]

Direkt evaporatif soğutmada, dış hava üfleme havası olarak %100 oranında tam doyma işlemine göre gerçekleştirilmek istenirse teorik olarak olabilecek en küçük üfleme sıcaklığı dış havanın yaş termometre sıcaklığı olacaktır. Ancak teorik olarak mükemmel bir şekilde gerçekleşmesi beklenen bu sistem, çevre kaynaklı ısı kayıpları ve temas yüzeylerinden dolayı mümkün olmamaktadır. Bu sebeple direkt ünitelerin verimlilik değerleri performans faktörleri ile simgelenir. PF olarak simgelenen bu faktör gerçek sıcaklık düşümünün, teorik sıcaklık düşümüne oranıdır ve aşağıda belirtilen şekilde formülize edilmiştir. [2]

$$PF = \frac{T_{gK} - T_{çK}}{T_{gK} - T_{gY}} \quad (2.1)$$

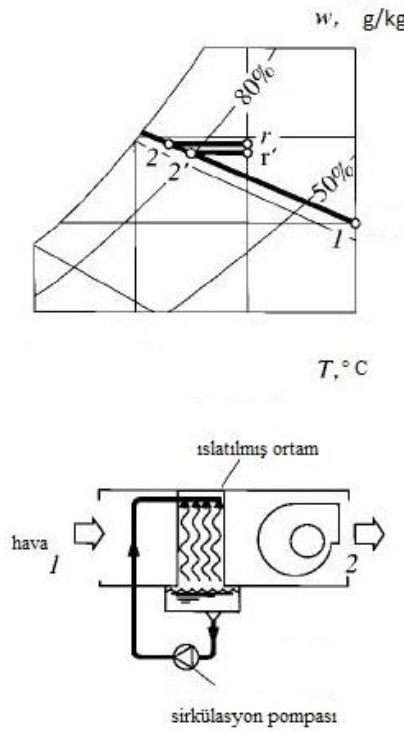
Burada T_{gK} giriş havası kuru termometre sıcaklığı, $T_{çK}$ çıkış havası kuru termometre sıcaklığı, T_{gY} giriş havası yaş termometre sıcaklığıdır.

Performans faktörlerini etkileyen unsurları sıralarsak;

Belli bir yüzey alanı ve su akış debisinde direkt soğutucudan geçen hava hızı yükseldikçe, hava hızı ile doğru orantılı olarak soğutulan hava debisi de artacaktır. Gerçekleşen bu durum soğutma yükünün ve performans faktörünün artışına neden olur. Sistemde meydana gelecek yoğuşmanın bataryalara zarar vermemesi için hava hızının 2,8 m/s' yi geçmemesi önem teşkil eder.

Hava ile su arasında meydana gelecek etkileşimde temas süresi veya alanı arttığında buna bağlı olarak hava-su debisel oranı artış gösterir. Bu durum performans faktörünün olumlu olarak ivmelenmesini sağlar. [2]

Doğrudan buharlaştırmalı soğutmada çıkış havasının en düşük kuru termometre sıcaklığı ancak giriş havasının yaş termometre sıcaklığına eşit olabilir. Hava giriş ve çıkış sıcaklıklarından elde edilen verim, nemlendirici verimi bir başka deyişle doyma verimi olarak tanımlanabilir. Bu nemlendiricilerin verimi %70-90 oranları arasında değişmektedir. [23]



Şekil 2.1 Direkt evaporatif soğutma sistemi ve psikometri diyagramında gösterimi (24)

Doğrudan evaporatif soğutma sisteminin temelinde bir pompa vasıtasıyla su basınçlandırılır ve nozullara gönderilerek zerrecikler şeklinde hava üzerine gönderilir. Su taneciklerinin evaporasyona uğramasıyla hava soğumaktadır. Şekil.3 te direkt evaporatif soğutma sistemi ve bu sistemin psikrometrik diyagramda gösterimi verilmiştir; görüldüğü üzere bu adyabatik işlem sabit yaş termometre sıcaklığı doğrultusu boyunca olmaktadır. [23]

Hava akımında buharlaşarak tüketilen su miktarı yani havaya geçen nem miktarı m_{su} (kg/s);

$$m_{su} = m_{hava} \cdot (w_{\phi} - w_g) \quad (2.2)$$

Burada m_{hava} , hava akımının kütleli debisi (kg/s), w_g ve w_{ϕ} sırasıyla nemlendiriciye giriş ve çıkış havasının özgül nemi (kg/kg kuru hava)'dir.

2.2 Dolaylı (Endirekt) Evaporatif Soğutma

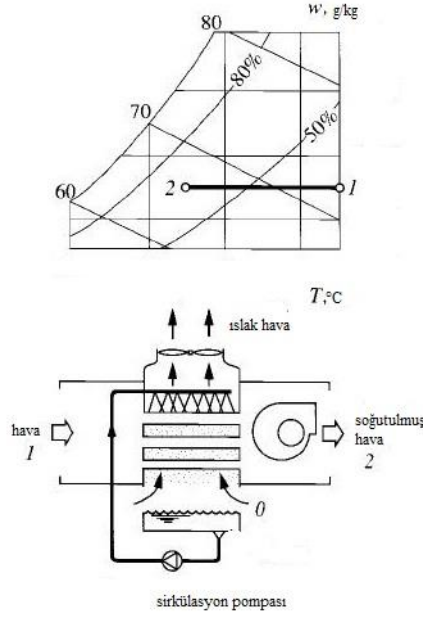
Dolaylı evaporatif soğutma sisteminin en önemli özelliği soğutma işlemi süresince hava neminin artmaması durumudur. Dolaylı evaporatif soğutma; işlem havasının, evaporatif olarak soğutulmuş hava aracılığıyla duyulur olarak soğutulması ile gerçekleşir. (25) Endirekt evaporatif soğutmalı sistemde birincil ve ikincil olarak iki farklı hava söz konusudur. İki hava akımı asla karışmaz ve direkt temasta bulunmazlar. (23) Taze hava birincil olarak adlandırılır ve sisteme dış ortamdan girer. İkincil hava direkt üniteye buharlaştırılarak soğutulan hava tarafından ısı eşanjörü aracılığı ile neme bağlı kalmaksızın duyulur olarak soğutmayı gerçekleştirir. Böylece kuru termometre sıcaklığının direkt evaporatif sistemlerdeki gibi düşüşü gözlemlenir ancak bu fark endirekt evaporatif soğutmada daha azdır. [2]

Direkt evaporatif soğutma sistemleri kuru ve ılıman iklim şartlarına sahip bölgeler için uygundur. Konfor şartları açısından havanın sıcaklığını nem değerini arttırmadan düşürme sağlayabildiği için doğrudan soğutmaya göre daha ilgi görmektedir. [26]

Yüksek verimli direkt soğutma sistemleri eski zamanlarda kullanılırdı. Fakat, su ile temas eden soğutulmuş hava kabarcıklarında taşınan lejyoner bakterisinin sebep olduğu lejyoner hastalığının ortaya çıkmasından ötürü endirekt soğutma sistemleri geliştirilmiştir. Endirekt soğutma sistemlerinde soğutulan hava direkt olarak su ile temasa geçmeden bir ısı değiştirici yardımıyla soğutularak ortama verilir. Direkt soğutma sistemlerine göre verimleri daha düşüktür. [6]

Şekil 2.2 de endirekt evaporatif soğutma sistemi ve psikometrik diyagram üzerinden gösterilmiştir. Endirekt evaporatif soğutma sisteminde ulaşılabilecek en düşük üfleme

sıcaklığı ikincil havanın yaş termometre sıcaklığı kadardır. Bu durum ancak ısı değiştirici ve nemlendirici verimlerinin %100 olması durumunda mümkündür. [23]



Şekil 2.2 Endirekt evaporatif soğutma sistemi ve psikometri diyagramında gösterimi [24]

Endirekt ünitelerdeki performans faktörü aşağıda belirttiği gibi formülüne edilmektedir.

$$PF_{i.ü} = \frac{T_{bh} - T_{üh}}{T_{bh} - T_{ih,Y}} \quad (2.3)$$

T_{bh} : Birincil havanın girişteki kuru termometre sıcaklığı [°C]

T_{ih} : İkincil havanın girişteki kuru termometre sıcaklığı [°C]

$T_{ih,Y}$: İkincil havanın yaş termometre sıcaklığı [°C]

$T_{üh}$: Üfleme havanın kuru termometre sıcaklığı [°C]

ΔT : Birincil hava ile ikincil hava arasındaki sıcaklık farkı [°C]

$$PF_{i.ü} = \frac{\zeta.(T_{bh} - T_{üh}).PF + \Delta T}{(T_{bh} - T_{ih,Y}) + \Delta T} \quad (2.4)$$

ζ ısı eşanjörünün verimi olup değeri (2.5) bağıntısıyla hesaplanır.

$$\zeta = \frac{T_{bh} - T_{üh}}{T_{bh} - T_{eg}}$$

(2.5)

T_{eg} : İkincil havanın ısı eşanjörüne giriş sıcaklığı [°C]

Hem birincil hem de ikincil hava aynı ortamdan alınıyorsa bu durumda performans faktörü aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$PF_{İÜ} = PF \cdot \zeta \quad (2.6)$$

Direkt ve endirekt evaporatif soğutucuların performans faktörleri sistemin dizaynına bağlıdır. Performans faktörleri ortalama olarak direkt evaporatif soğutucularda %80-%90 arası, endirekt evaporatif soğutucu sistemlerinde ise %55-%65 arasında değişmektedir.

Endirekt evaporatif sistem ile direkt evaporatif sistem arasında ki farkı sıralar isek;

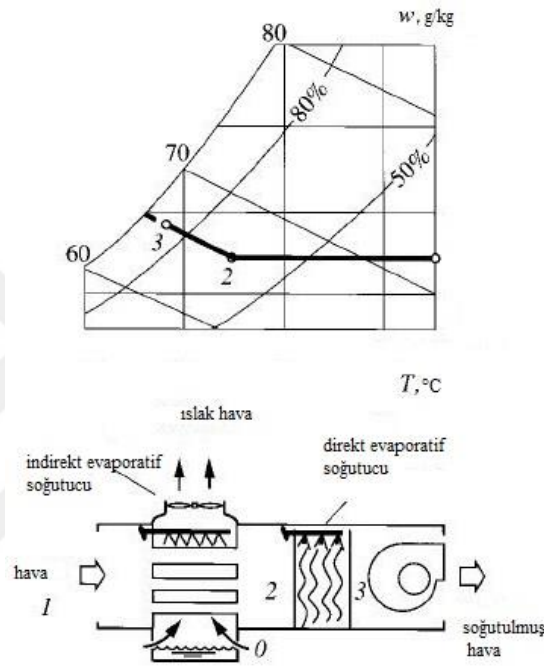
- Endirekt evaporatif sistemde dış havanın yaş termometre sıcaklığında da düşüş gözlemlenir,
- Mahalden dönen havanın yaş termometre sıcaklığı sabit kalır.
- Üfleme sıcaklığında hem kuru termometre hemde yaş termometre sıcaklığı düşmektedir.
- Endirekt evaporatif soğutma sistemleri nemin sabit olarak kalınması istenen projelerde ağırlıklı olarak kullanılmaktadır. [2]

2.3 Direkt-İndirekt Evaporatif Soğutma

Evaporatif soğutma sistemlerinin verimliliklerini ve etkilerini arttırabilmek için birçok farklı alternatif sistemi araştırılmakta ve uygulanmaktadır. Bunlardan biri direkt-endirekt olarak iki kademeli evaporatif soğutma sistemidir. Bu sistem kuru termometre sıcaklığının çok yüksek olduğu bölgelerde özellikle işlevsel olmaktadır. Üfleme sıcaklığının istenen şartların üzerinde kalması durumunda mahal sıcaklıklarını yakalamak için verimli bir sistemdir. Bu sistemlerde üfleme sıcaklığının istenen kriterler

yakalanmaya çalışıldığında yaş termometre sıcaklığında artış gözlemlenebilir. Bu durumda istenilen nem değerleri için nem alma işlemleri uygulanmalıdır. [24]

İki basamaklı evaporatif soğutma olarak belirtilen birleşik soğutma sistemi, endirekt soğutucu ve direkt soğutucunun ard arda bağlanması ile meydana gelir. Endirekt soğutucuda nemi sabit kalarak soğuyan hava direkt evaporatif soğutucuya girer. Bunun sonucunda hava sıcaklığı ön soğutma yapılmış havanın yaş termometre sıcaklığına kadar düşer. Bu sıcaklık dış havanın yaş termometre sıcaklığından düşüktür. [27]



Şekil 2.3 İndirekt-direkt evaporatif soğutma sistemi ve psikometri diyagramında gösterimi [24]

Şekil.2.3 de birleşik evaporatif soğutma sistemi ve psikometrik diyagram üzerinde gösterilmiştir. Endirekt-direkt evaporatif sistemini psikiometrik diyagramda incelersek, öncelikle direkt olarak soğutulan ve nemi yükselen ikincil havanın eşanjör vasıtası ile besleme havasını duyulur olarak soğutur. İkinci aşamada dış hava direkt soğutucu da soğutularak nemi yükseltilir aynı zamanda kuru termometre sıcaklığı ikincil havanın yaş termometre sıcaklığının bir miktar altında olur. İkincil hava egzoz edilerek mahalden dışarıya atılır. [24]

2.4 Direkt Evaporatif Soğutucular ve Nemlendirme Sistemleri

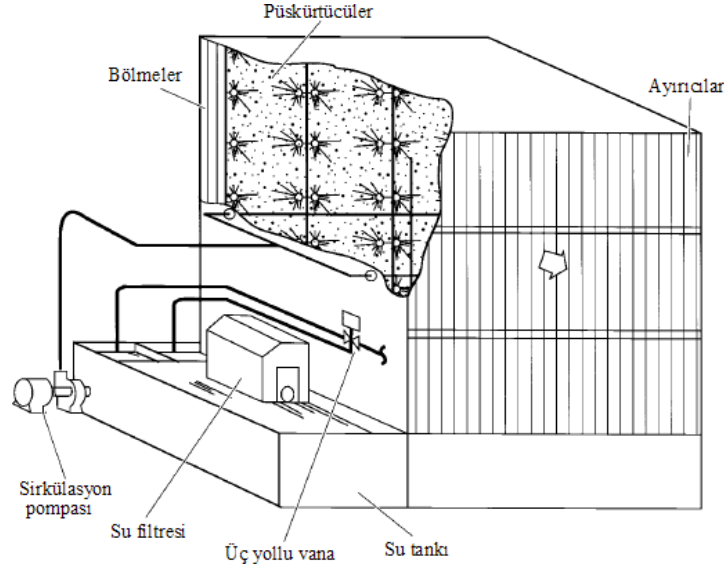
2.4.1 Su Püskürtmeli Tip Yıkayıcı

Su püskürtmeli tipte su sabit basınç ve çok küçük tanecikler halinde serinletilmesi istenen ortama püskürtülerek hava ile temas eder ve buharlaşır. Suyun buharlaşmasına neden olan gizli ısı havanın duyulur ısısından elde edilir.

Hava yıkayıcıların yapısını inceler isek plastik ya da galvanizden üretilen saclardan meydana gelir. Bağlantı noktaları, oluşabilecek negatif etkileşimden dolayı suya karşı dirençli reçinelerle korunmaktadır. Hava yıkayıcı sistemde aynı zamanda suyu toplamak için su tankı da bulunur. Bu tank entegre ya da harici olabilir. Paslanmaz çelik olması tercih edilir. Giriş kısmında yer alan düzenli bölümler su ile havanın homojen olarak dağıtımını sağlar. Suyun sirkülasyonu sağlayabilmek için santrifüj pompa kullanılır. Hava yıkayıcıların çıkış kısmında yer alan ve sinüs eğrisine benzeyen kısım su damlacıkları ile havanın birbirinden ayrılmasını sağlar. Yalıtımlarının iyi olması ve bakımlarının düzenli yapılması sistemden uzun süreli faydalanmamızı sağlayacak en önemli parametredir. [24]

Hava yıkayıcılarda sıralı halde yer alan püskürtücülerin eğimleri ağırlıklı olarak birbirlerine bakacak şekilde dizayn edilmiştir. İki püskürtme ağzı arasındaki aralık 0,89 ile 1,36 mm arasında değişir. Toplam uzunluk ölçüsü ise 1 ile 2 metre arasında değişebilir. [24]

Hava yıkayıcılar; tekstil sektöründe, konutların şartlandırılmasında, evaporatif soğutmanın yer aldığı birçok alanda kullanılabilir. Soğutulan havanın, soğutucudan çıktığı anda aşırı doymuş olma ihtimali en büyük dezavantajdır. Boyutlarının büyük olması ve maliyetlerinin yüksek olması da dezavantajdır.



Şekil 2.4 Hava yıkayıcı (24)

2.4.2 Evaporatif Pedler

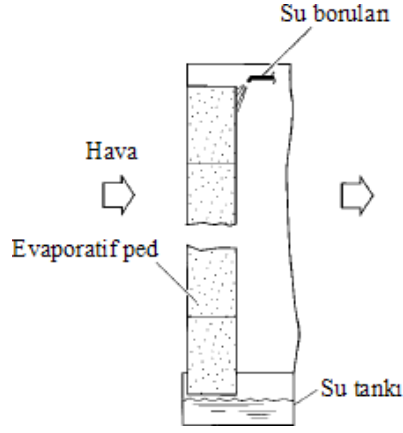
Ağırlıklı olarak kalınlığı 50 mm olan, nemin yükselmesini sağlayan ve üzerinde bakterilerin oluşmasına engel olan aspen ağacı özünden üretilir. Bazı durumlarda kağıt, plastik gibi malzemeler ile üretimi sağlanabilir. [20]

Pedler, direkt soğutucunun içine entegre olabilen galvaniz çelik ya da plastik çerçeveler içine yerleştirilir. Pedler yerleştirilirken maksimum verim alacak şekilde konulmasına dikkat edilmelidir. Bunu sağlamanın en rahat yolu, fanı çevreleyen kısmın iç alanına düzgün açılarla yerleştirilmesidir. [20]

Ped üzerindeki nemin sürekliliğini sağlayabilmek için sürekli çalışan bir su kaynağına ihtiyaç bulunmaktadır. Bunu sağlamak için soğutucu sistemin üzerine açılan bir püskürtücüden faydalanılır. Pedlerde yoğuşmadan dolayı meydana gelen su da alt tarafta kurulan bir yoğuşma tavası vasıtası ile tahliye edilir.

Pedin verimliliği yüksek ölçüde pede temas eden havanın hızı ile doğrudan ilişkilidir. Hava hızı <3 m/s ise bağıl nem oranları yükselmektedir. Bunun yanı sıra verimliliği etkileyen diğer parametreler; pedlerin fiziksel özellikleri, homojen bir şekilde nemlendirilmesi ve de iç ile dış mahal arasındaki basınç farkıdır. [24]

Konutlar ve küçük yapıdaki uygulamalar için kullanımı yaygındır. Yatırım maliyetinin düşük olması ve işletme kolaylığı tercih edilmesinin en büyük sebebidir.



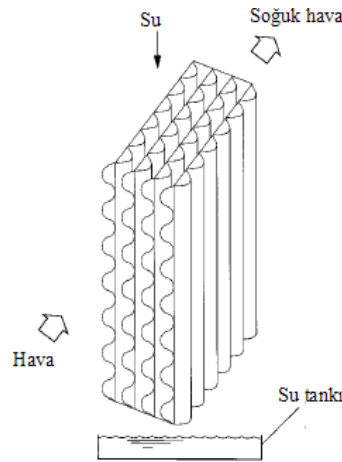
Şekil 2.5 Evaporatif ped (24)

2.4.3 Rijit Islak Ortam

Rijit halde olan, oluklu yapılar haline getirilen, plastik ya da emprenye edilmiş selülozdan üretilen saç materyallerden elde edilen bir sistemdir.

Hava ile su, ard arda sıralanmış iki oluklu sac levha arasında, havanın yatay, suyunsu düşey yönde ters akım oluşturacak şekilde hareket prensibine göre yönlendirilmektedir. Rijit ıslak ortamın derinliği genellikle hava akımı yönünde 300 mm olup 200-400 mm aralığında değişkenlik gösterir. Göreceli olarak düşük hava hızlarında daha etkin sonuç verir ve aynı şartlar altında evaporatif pedlere göre az da olsa daha yüksek bir doyma etkinliğine sahiptir [24]

Rijit ıslak ortam, diğer sistemler gibi bir çerçeveye gereksinim duymazlar. Sistemde artık olmaması temizlik yönünden avantajlı olmasını sağlar ve bu durumda bakım gereksinimini minimum düzeyde tutar.

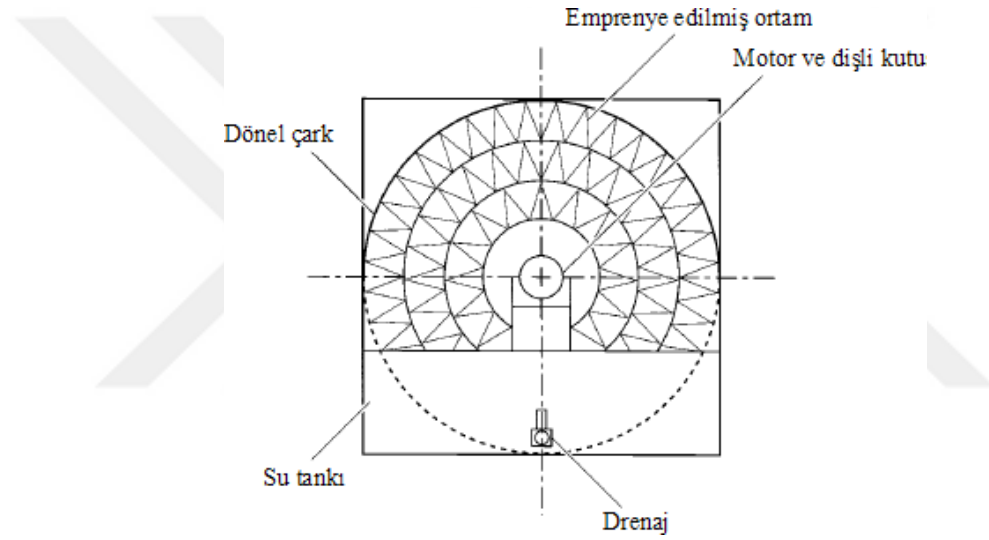


Şekil 2.6 Rijit ıslak ortam [24]

2.4.4 Dönel Çark

Çark şeklinde olan ve plastik, bakır alaşımlı gibi korozyona karşı yüksek direnç gösteren parçalardan üretilen bir sistemdir. Diğer sistemlere göre daha karmaşık bir yapıdan oluşmaktadır. Klima santrali bulunan sistemlerde ya da endüstriyel alanda kullanılan hava kurutuculara entegre edilerek kullanılmaktadır. [24]

Çark derinliği hava akımının yönü doğrultusunda 150 mm ile 250 mm arasında farklılık gösterebilir. Bir motor ve dişli sistem tarafından tahrik edilen çark düşük hız ile dönmektedir. Çarkın alt yüzeyi bir su tankı içinde yer almaktadır ve bu temas sürekli olarak sağlanmaktadır. Nemli ortamda yer alan havanın kanallar vasıtası ile çarkın derinliği yönünde akış sağlar. [24]



Şekil 2.7 Dönel çark [24]

Çizelge 2.1 Direkt evaporatif soğutucuların verileri

Nemli ortam	Doyma etkinliği	Hava hızı	Hava tarafındaki basınç düşümü
Hava yıkayıcı	0.80-0.90	2-4	49-124
Evaporatif ped	0.80	0.5-1.5	24
Rijit ıslak ortam	0.75-0.95	1-2	12-24

2.5 Evaporatif Soğutma Kullanım Alanları

Evaporatif soğutma sistemlerinin tekstil atölyeleri, döküm tesisleri, mekanik atölyeler, kimya-plastik ve içecek sanayileri, hayvan barınak ve çiftlikleri, kümesler, balo ve konferans salonları, okul, kışla, yemekhane, lokanta, oteller, spor salonları, mağazalar, alışveriş merkezleri, konut sektörü gibi çok geniş bir kullanım alanı mevcuttur. [28]

2.6 Evaporatif Soğutma Sistemlerinin Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistem ile Karşılaştırılması

Evaporatif soğutma sistemleri, mekanik buhar sıkıştırılmalı sistemler ile karşılaştırıldığında ağırlıklı olarak avantajlı olduğu ancak mevcut olan her sistem gibi ufakta olsa bazı dezavantajlara sahiptir. [28]

Evaporatif soğutma sistemleri mekanik buhar sistemlerine göre yaklaşık olarak yarı yarıya daha düşük enerji tüketmektedir. Eğer optimum şartlar sağlanır ise bu durum dörtte bire kadar düşebilmektedir. İşletme maliyeti açısından çok önemli avantaj sağlar.

- Güneş enerjisinden yararlanılmak istenen sistemlerde kullanılabilme avantajı mevcuttur.
- İlk yatırım maliyeti ve işletme giderleri mekanik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerine göre genellikle daha düşüktür.
- Sistemde soğutucu gaz bulunmadığından ozona zarar verme ihtimali yoktur. Bu sebeple çevre dostu bir uygulamadır.
- Kurulum kolaylığı olmakla beraber hacimsel olarak çok fazla alana ihtiyaç duymamaktadırlar.
- Nemi kontrol etmekte daha kullanışlı bir sistemdir.
- Maksimum soğutma etkinliğini sağlayabilmek adına, kapı ve pencere gibi alanları açık bırakma ihtiyacı bulunmamaktadır.
- Evaporatif soğutma sistemleri etkin bir soğutma için genellikle klasik iklimlendirme sistemlerine kıyasla daha yüksek taze hava miktarına ihtiyaç

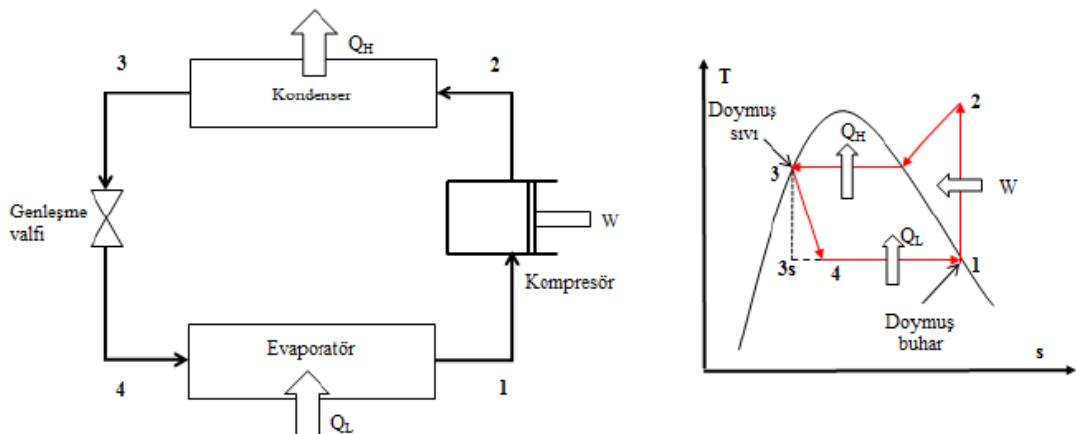
duyar. Eğer sistemlere belirli oranda taze hava girişı olmazsa öncelikle sistemlerin soğutma etkinlik katsayısı düşer, uzun vadede de sistemler çalışmayı tamamen durdurur. Bu nedenle hava sirkülasyonunun fazla olduğu binalarda evaporatif soğutma sistemlerinin kullanılması pek olası değildir.

- Evaporatif soğutma sistemleri genellikle küçük hacimlerde bağımsız olarak etkin soğutma sağlayabilir. Orta ve büyük hacimlere sahip yapılarda ise sadece ana soğutma sistemini destekleyici bir görev üstlenebilir.
- Evaporatif soğutma sistemleri özellikle dış havanın bağıl nem değerine çok duyarlıdır ve bağıl nem artışından olumsuz etkilenir. Bu nedenle dış havanın bağıl neminin yüksek olduğu iklimlerde (kurak bir iklim söz konusu olsa dahi) sistemler genellikle etkin çalışma olanağına sahip değildir. Benzer şekilde dış hava yaş termometre sıcaklığının artışı da sistemlerin etkinliğini olumsuz yönde etkiler.
- Hassas sıcaklık ve nem kontrolü klasik soğutma sistemlerine göre daha zordur.

BUHAR SIKIŞTIRMALI (MEKANİK) SOĞUTMA SİSTEMİ

Buhar sıkıştırırmalı ya da mekanik olarak da adlandırılan soğutma çevrimi en bilinen çevrimdir. Mekanik soğutma çevrimlerinde, soğutucu akışkan olarak kullanılan gazın, çevresinden ısı alıp buharlaşmasını sağlayan kısma evaporatör ya da buharlaştırıcı, evaporatörden aldığı gazı sıkıştırarak yüksek basınçta kondensere basan kısım kompresör, kompresörden çıkan yüksek sıcaklıktaki gazın ısını vermesini sağlayarak gazın yeniden likit hale gelmesini sağlayan kısım kondenser ya da yoğusturucu, likit haldeki soğutucu akışkanın basıncını düşürerek çevrimin tamamlanması için yeniden evaporatöre girmesini sağlayan genişleme vanası olarak adlandırılır. [29]

Yukarıda tanımlanan evaporatör, kondenser, kompresör ve genişleme vanasının oluşturmuş olduğu çevrim aşağıdaki şekilde detaylandırılmıştır.



Şekil 3.1 Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi [30]

Teorik olarak mekanik sıkıştırmalı sistemlerde, evaporatör ve kondenser kısmında gerçekleşen ısı transferlerinde basınç kaybının oluşmadığı, genleşme vanasındaki basınç düşümlerinin ve kompresörlerin adyabatik olduğu, çevrimde sürtünmeden dolayı hiçbir kaybın olmadığı kabul edilmektedir. Teorik olarak kabul edilse de, pratik uygulamalarda kayıpların meydana geldiğı bilinen bir olgudur. [31]

3.1 Çalışma Prensipleri

Kompresör tarafından sıkıştırılan yüksek basınçtaki soğutucu gaz, kızgın buhar fazında yoğunlaştırıcıya girer. Kondenserdeki soğutucu gaz ise ısı transferi sağlayarak, ısını ortama aktarır ve yoğunlaşır, yoğunlaşan gaz genleşme vanası aracılığı ile düşük basınçta likit halde evaporatöre girer. Evaporatörde likit olarak giren soğutucu akışkan çevresindeki ısıyı emmesi ile doymuş buhar halinde yeniden kompresöre girer ve böylece buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi tamamlanma işlemi gerçekleşmiş olur. [30]

3.2 Sistemin Avantajları ve Dezavantajları

Diğeri soğutma sistemlerine göre soğutma tesir katsayısının yüksek olması bu sistemin en büyük avantajı olarak nitelendirilebilir. Paket olarak üretilmesi, yatırım maliyetinin daha düşük olması konusunda avantaj sağlamaktadır. Elektrik tüketimlerinin özellikle pik noktalarda işletme maliyetinin artışına sebep olması, sistemin özellikle kompresör ve kondenserdeki fanlardan kaynaklı gürültüye neden olması ve kullanılan soğutucu gazların ozon tabakasına zarar vermesi dezavantaj olarak nitelendirilir. Bu konularla alakalı birçok üretici firma tarafından iyileştirme çalışmaları yapılmakta ve halen çalışmalar devam etmektedir. [28]

Ozon tabakasına daha az zarar verecek, düşük karbon salınımı sağlayacak soğutucu gazlı sistemlerin kullanılması, işletme maliyetlerini mümkün olan en düşük seviyede tutabilmek için frekans invertörlü kompresör teknolojilerinin kullanılması, ses seviyelerinin iyileştirilmesi için, invertörlü kondenser fanlarının kullanılması ve kompresörlere ilave akustik çalışmaları yapılmaktadır.

BÖLÜM 4

VERİ MERKEZİ İKLİMLETİRİLMESİ

Veri merkezinde bulunan cihazların büyük bir bölümü hızlı bir şekilde ve yüksek oranda ısı üretmektedir. Bu ortaya çıkan fazla ısı performans kaybı ve daha sonra arızaya neden olmaktadır. Veri merkezindeki sıcaklık değerlerinin artması veri merkezinin süreklilik durumunu ciddi olarak riske atmaktadır. Dolayısı ile soğutma sistemleri, kesintisizliğin sağlanması konusunda en önemli ünitelerdir. İklimlendirme planlaması yapılırken, veri merkezinin yapısına ve cihaz özelliğine uygun olarak nem ve ısı değerini dengede tutan bir soğutma sistemi oluşturulmalıdır. [32]

Veri merkezindeki soğutma sistemindeki optimizasyonun iki amacı; sunucu ekipmanının güvenli çalışmasını sağlamak ve soğutma sisteminin enerji tüketimini azaltmak. [33]

Veri merkezlerinde iklimlendirme havanın temizlenmesi, sıcaklık, soğukluk, nem gibi değerlerin yönetilmesi ve hava akışının sağlanması amacıyla dünya standartları kapsamında ölçeklendirilen bir süreç olarak tanımlanabilir. Genellikle yapılan hataların önüne geçmek için bu dünya standartlarının iyi bilinmesi gerekiyor. Veri merkezinin kontrollü soğutulmasının yanı sıra iklimlendirilmeye de ihtiyacı vardır. Çünkü veri merkezlerinde hizmet veren sunucu, depolama aygıtları, yedekleme cihazları, ağ bileşenleri gibi BT ekipmanlarının, üreticilerin belirlediği değerlerde soğutması ile beraber sıcaklık, nem, hava akışı ve havanın temizlenmesine de ihtiyaçları vardır. Sürekli çalışan bu ekipmanların ürettikleri ısı ve genişleyen iş hacmi, artan ekipman sayıları nedeni ile iklimlendirilmiş hava şartlarının bozulma eğiliminde olması sürecin hassasiyetle değerlendirilmesi gereken bir konu olduğunu göstermektedir. Cihazların

ihtiyacı olan oda şartları sağlanmazsa bu cihazlar kendi ısıttıkları havayla beraber hata vermeye ve iş sürekliliğini etkilemeye başlarlar. Veri merkezinde çalışan ekipmanlar verimli şekilde çalışabilmek için gerekli oda şartlarına ihtiyaç duyarlar. [34]

Başarılı bir iklimlendirme için ASHRAE tarafından 2004 yılında yayınlanan “Thermal Guidelines for Data Processing Environments” yayınında 2008 yılında kuru sıcaklık, nem ve yoğunlaşma değerlerini tekrar güncellemiştir. Bu güncellemeler üreticilerden gelen bilgiler, testler ve değerlendirmeler ışığında yapıldığı için ASHRAE standartlarına dikkat ederek iklimlendirmenin sağlanması çok önemlidir. Bu değerler veri merkezi verimliliğini en üst seviyeye çıkarmak için planlandığı gibi aynı zamanda iklimlendirme maliyetlerini de düşürmektedir. [35]

Çizelge 4.1 Ashare 2004 ve 2008 yönergeleri karşılaştırması [35]

	2004 Yılı Değerleri	2008 Yılı Değerleri
En Düşük Sıcaklık(°C)	20	18
En Yüksek Sıcaklık(°C)	25	27
En Düşük Nem (%)	40	60
En Yüksek Nem (%)	55	60

ASHRAE iklimlendirme ortamlarını 4 farklı sınıfta incelemektedir. Aşağıdaki tablolarda sınıflara göre iklimlendirme değerleri ve versiyonlar arası karşılaştırma verileri verilmektedir. [35]

Classes (a)	Equipment Environmental Specifications							
	Product Operations (b)(c)					Product Power Off (c) (d)		
	Dry-Bulb Temperature (°C) (e) (g)	Humidity Range, non-Condensing (h) (i)	Maximum Dew Point (°C)	Maximum Elevation (m)	Maximum Rate of Change (°C/hr) (f)	Dry-Bulb Temperature (°C)	Relative Humidity (%)	Maximum Dew Point (°C)
Recommended (Applies to all A classes; individual data centers can choose to expand this range based upon the analysis described in this document)								
A1 to A4	18 to 27	5.5°C DP to 60% RH and 15°C DP						
Allowable								
A1	15 to 32	20% to 80% RH	17	3050	5/20	5 to 45	8 to 80	27
A2	10 to 35	20% to 80% RH	21	3050	5/20	5 to 45	8 to 80	27
A3	5 to 40	-12°C DP & 8% RH to 85% RH	24	3050	5/20	5 to 45	8 to 85	27
A4	5 to 45	-12°C DP & 8% RH to 90% RH	24	3050	5/20	5 to 45	8 to 90	27
B	5 to 35	8% RH to 80% RH	28	3050	NA	5 to 45	8 to 80	29
C	5 to 40	8% RH to 80% RH	28	3050	NA	5 to 45	8 to 80	29

Şekil 4.1 Veri merkezi sınıfları termal yönergeleri [35]

Bu kurallar, minimum enerji tüketimi ile maksimum BT ekipmanı güvenilirliğini sağlamak için geliştirilmiştir. 2008'den bu yana ASHRAE, her veri merkezinin veya güneş altındaki her bir IT ekipmanının bu yönergeleri izlememesi gerektiğine karar vermiştir. Farklı veri merkezleri farklı uygulama türlerine ve BT ekipmanına sahip olduğundan, uygun çevre aralıkları belirli bir uygulamayı kapsamalıdır. 2011 yönergeleri, her biri kendi tavsiye edilen termal zarfına sahip farklı veri merkezleri sınıflarını tanımlar.

2011 sınıfındaki her bir sınıfın özet açıklaması:

Sınıf A1: Tipik olarak sıkı kontrol edilen çevresel parametrelere (çiğlenme noktası, sıcaklık ve bağıl nem) ve kritik görev operasyonlarına sahip bir veri merkezi; bu ortam için tipik olarak tasarlanmış ürün türleri, kurumsal sunucular ve depolama ürünleridir.

Sınıf A2: Tipik olarak bazı çevresel parametrelerin (çiğlenme noktası, sıcaklık ve bağıl nem) kontrolünü içeren bir bilgi teknolojisi alanı veya ofis veya laboratuvar ortamı; b ortam için tipik olarak tasarlanan ürün türleri, birim sunucuları, depolama ürünleri, kişisel bilgisayarlar ve iş istasyonlarıdır.

Sınıf A3 / A4: Tipik olarak bazı çevresel parametrelerin kontrolü (çiğ noktası, sıcaklık ve bağıl nem) olan bir bilgi teknolojisi alanı veya ofis veya laboratuvar ortamı; bu ortam

için tipik olarak tasarlanan ürün türleri, birim sunucuları, depolama ürünleri, kişisel bilgisayarlar ve iş istasyonlarıdır.

Sınıf B: Tipik olarak minimum çevresel parametrelerin kontrolü olan bir ofis, ev veya taşınabilir ortam (yalnızca sıcaklık); bu ortam için tipik olarak tasarlanan ürün türleri kişisel bilgisayarlar, iş istasyonları, dizüstü bilgisayarlar ve yazıcılardır.

Sınıf C: Tipik olarak hava şartlarına karşı koruma, yeterli kış ısıtması ve havalandırması olan bir satış noktası veya hafif endüstriyel veya fabrika ortamı; bu ortam için tipik olarak tasarlanan ürün türleri, satış noktası ekipmanı, sağlamlaştırılmış denetleyiciler veya bilgisayarlardır.

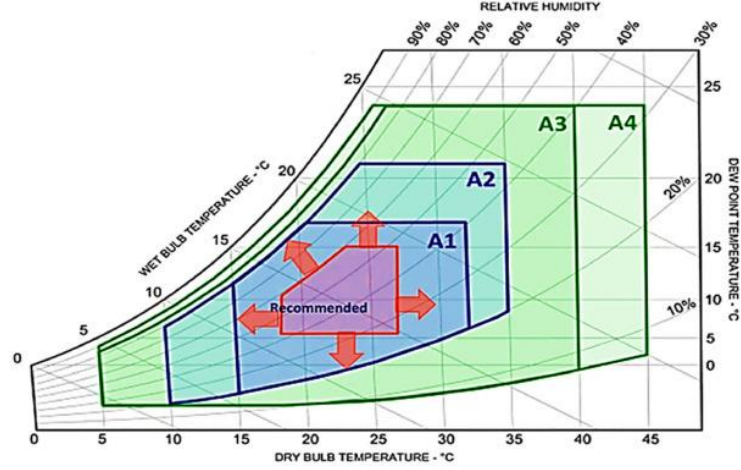
İzin verilen: BT donanımının genel güvenilirliğini ve çalışmasını etkilemeden, önerilen zarfın dışında (yani izin verilen zarfın içinde) kısa süre boyunca kullanılması kabul edilebilir.

Bu, kritik görev tesisi için (A1 sınıfı) aşağıdaki termal aralıkların kısa bir süre için kabul edilebilir olduğu anlamına gelir.

Çizelge 4.2 A1 sınıfı için termal izin verilen aralık [35]

A1 SINIFI	İzin verilen aralık
Sıcaklık	59 ° F- 89,6 ° F
	(15 ° C- 32 ° C)
Nem	%20-%80 bağıl nem

Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Derneği (ASHRAE), termal rehberliği belirleyen veri merkezi (ASHRAE 2011) içindeki çevresel performans ve izin verilen sunucular ve iletişim ekipmanı için sıcaklık ve nem aralığını belirleyen ve BT ekipmanı için önerilir.



Şekil 4.2 ASHRAE veri merkezi için termal kurallar Thermal Guidelines for Data Processing Environments [35]

Tavsiye edilen aralık, yüksek güvenilirlik ve yüksek verimle bakım sağlamalıdır. Ek olarak, izin verilen aralık, üreticilerin bu çevresel sınırlara göre ayarlamak için ekipmanlarını ve cihazlarını test ettiği bir aralıktır. Önerilen alana rağmen (kırmızı aralık), çok çeşitli sıcaklık ve nem değerleri kabul edilebilir. Ancak önerilen aralık, ekipman tasarımı için kilit kriterdir. Ayrıca, elektronik cihazlar yüksek nem nedeniyle belirli nem koşullarında zarar görür. Aslında, yüksek nem, başarısızlığa ve yıkıma neden olur. Bununla birlikte, havanın buhar içeriği, ekipmanı statik elektrik tahliyesinden korur. Bu nedenle, uygun nem oranı ile elektronik ekipmanın yetenekleri artırılabilir ve işletme maliyetleri azaltılabilir.

4.1 Veri Merkezleri için Evaporatif Soğutma Sistemleri

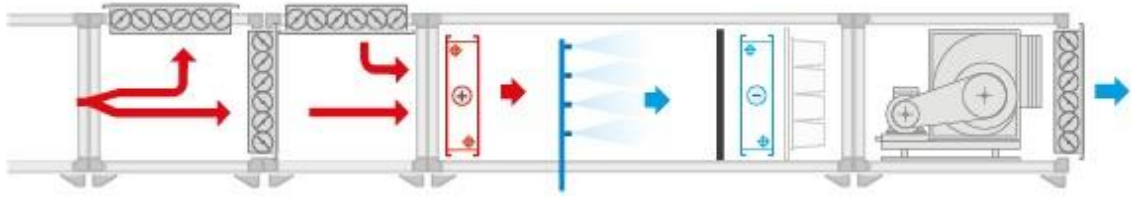
Evaporatif soğutmanın veri merkezleri için kullanılabilen 3 çeşidini inceleyeceğiz.

- Doğrudan Evaporatif Soğutmalı Klima Santrali Sistemi
- Dolaylı Evaporatif Soğutmalı Klima Santrali Sistemi
- Chiller ve Kuru Soğutucular için Evaporatif Soğutma Sistemi

4.1.1 Doğrudan Evaporatif Soğutmalı Klima Santrali

Doğrudan evaporatif soğutma, bir AHU tarafından alınan temiz havanın soğutulmasını ve nemlendirilmesini içerir. Bu teknoloji çok verimlidir ve dış hava sıcak ve kuru olduğunda maksimum potansiyelinden veya veri merkezlerinde olduğu gibi ekipman

tarafından üretilen ısınn hem nem kontrolünü hem de emilimini gerektiren uygulamalarda kullanılabilir. [36]

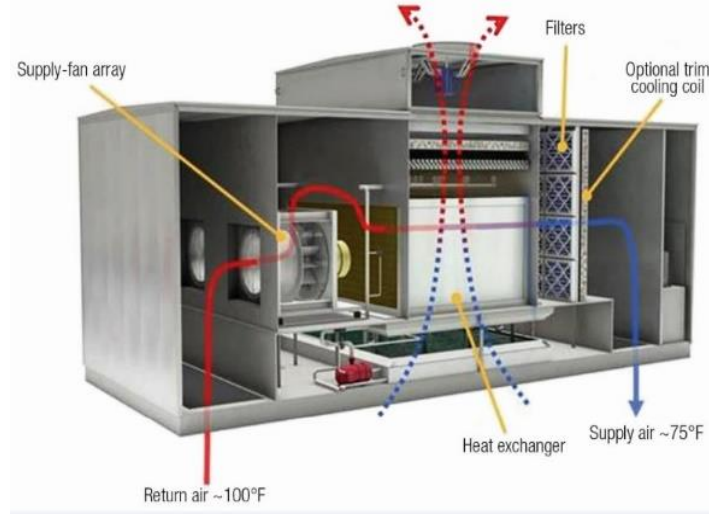


Şekil 4.3 Direkt evaporatif soğutmalı klima santrali uygulaması [36]

Sıcak dönüş havası ile dış hava ünite kontrollerindeki damper pozisyonunu ayarlayarak karışır. Sıcak, kuru ve karışmış hava bir filtre ve suya doymuş bir ortam içerisinden geçirilir. Havadaki ısı suyu buharlaştırır. Ortaya çıkan nem, soğuk hava sonrasında fan vasıtasıyla veri merkezine geri verilir. Direkt evaporatif serbest soğutma sistemi dış havanın serin ve nemin düşük olduğu ve veri merkezi yöneticilerinin daha geniş ısı ve nem aralıklarında çalışabildiği coğrafi bölgeler için idealdir. Kompresör olmadığından ve tüketimin büyük bir kısmı su pompası ve fan tarafından gerçekleştiğinden soğutmanın diğer formlarına göre önemli ölçüde daha az enerji tüketilir. Bu tasarım ile elektriksel altyapı küçültülerek kullanılan enerji tüketimi diğer tip klima santrallerine göre daha düşük olacaktır. Bir direkt evaporatif serbest soğutma ünitesi dış havayı bilgi merkezine alır ve artırılmış suyun sürekli olarak sağlanmasını gerektirir. [37]

4.1.2 Dolaylı Evaporatif Soğutmalı Klima Santrali

Dış nem yüksekse dolaylı evaporatif soğutma kullanılabilir. Bu sistemde bir adyabatik nemlendirici ile ısı değiştirici ya da plakalı eşanjör kullanılır. [37] Endirekt evaporatif serbest soğutma sistemi (Şekil 4.4) iki adet hava akımı barındırır; veri merkezi içerisinden dönen sıcak dönüş havası (birincil akış) ısı eşanjörü üzerinden geçirilir ve burada dış hava ile soğutulur (ikincil akış). İkincil hava akışının soğuk olmasının sebebi daha önceden eşanjör üzerine püskürtülen havanın buharlaştırılması ile gerçekleşir. Daha sonra bir fan soğutulmuş birinci havayı veri merkezi içerisinde sirküle ederken, ikincil hava birincil hava ile karışmadan dış ortama atılır. [37]

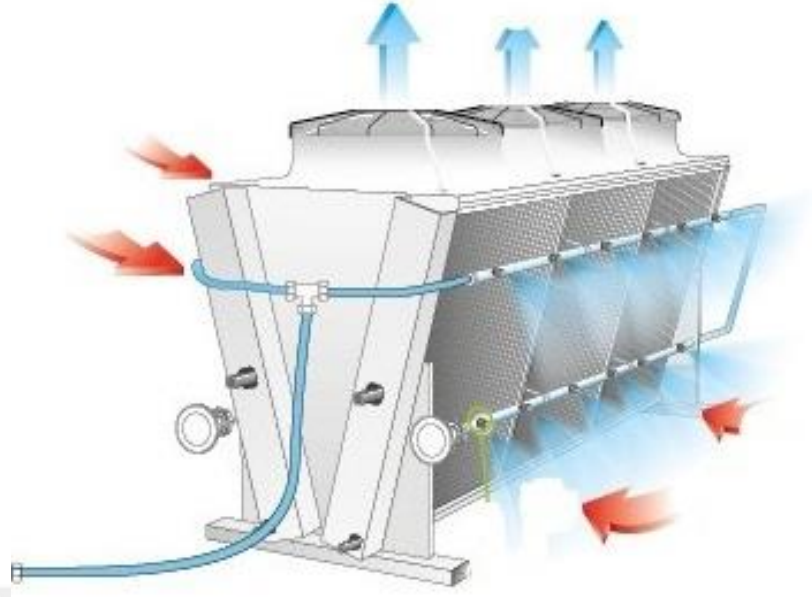


Şekil 4.4 Endirect evaporatif soğutmalı klima santrali uygulaması [37]

Ünite kontrol sistemleri besleme havasını kullanıcı-ayarlı ayar noktasına getirerek fanı ünitenin çalışma moduna göre çalıştırır. Dış ortam sıcaklığının düşük olduğu ve ünite kuru modda çalışırken, kontrol sistemi soğutma kapasitesini; dış hava fanını istenilen hava set değerinde besleyecek şekilde ayarlar. Soğutma kapasitesinin artırılması için fan hızı artırılır, azaltmak için de fan hızı azaltılır. Dış hava sıcaklığı yükselip de ünite (kuru modda ve sadece ısı eşanjörünü kullanarak) istenilen ayar değerine verimli bir şekilde ulaşmadığı durumlarda; ünitenin pompaları devreye girer ve ısı eşanjörü üzerine su püskürtülür. Bu işlem, dış hava sıcaklığını yaşı termometre sıcaklığına yakınlaştırarak, ısı eşanjörünün kapasitesini artırır. [36]

4.1.3 Chiller ve Kuru Soğutucular için Evaporatif Soğutma

Basıncılı su atomizörlerinin bir soğutucuya veya kuru soğutucuya monte edilmesiyle dış havanın minimum güç tüketimi ile soğutulmasını imkan tanır. (Şekil 4.5) Ortaya çıkan sonuç, sistem bu durumda dış hava sıcaklığı daha düşükmüş gibi çalışır. Örneğin, 30 ° C'nin üzerindeki sıcaklıklarda bile, soğutma sistemi 25 ° C'ye eşdeğer bir sıcaklıkta çalışır, aşırı yüksek yaz sıcaklıklarında bile oldukça ideal çalışır. [36]



Şekil 4.5 Chillerde evaporatif soğutma uygulaması [36]

BÖLÜM 5

EKSERJİ ANALİZİ

Tanım olarak ekserji, sistem ile çevre arasındaki dengesizlik durumundan, denge haline geçmesi durumunda tersinir hal ile ilgili olarak elde edilebilecek maksimum iş olarak ifade edilir. Bir enerji kaynağından alınabilecek kullanılabilir iş, kaynağın yer aldığı çevre ile doğrudan ilişkilidir. Kaynakla çevresinin arasındaki sıcaklık farkının yüksek olması, sistemden alınacak işinde aynı ölçüde yüksek olmasına neden olur. [38]

Diğer bir deyişle ekserji, termodinamik olarak belli koşullara sahip olan enerjinin, farklı bir enerjiye dönüşen kısmı olarak tanımlanabilir. Tersinmez işlemlerde, entropinin artmasına bağlı olarak iş kaybı oluşur. Oluşan bu iş kaybına rağmen elde edilebilecek maksimum iş bu durumlarda elde edilebilir. Ekserji, enerjinin korunma yasasından bağımsızdır. Bunun sebebi ideal ve tersinin durumlar haricinde enerji olarak korunan bir büyüklük olmamasıdır. Pratik uygulamalarda ekserji yok edilir. Sistemde oluşan ekserji tüketimi, oluşan entropi ile orantılıdır. [39] [40]

Bir sistemdeki ekserji analizi ile enerji analizi aynı şey değildir. Sistemde yer alan komponentleri daha hassas noktada incelememizi ve değerlendirmemizde ekserji analizi büyük önem taşımaktadır. Bu sebeple gerçekleştirilmiş çalışmalarda ekserji çok önemli bir alandır. Ekserji, sistemleri detaylı bir şekilde irdeleyerek, daha verimli noktaya getirip getiremeyeceğimiz konusunda bize yol haritası olmaktadır. [41]

Tez konusunda incelenen evaporatif soğutmalı klima santrali ile buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin ekserji analizi ele alınacaktır. Bu bölümde ekserji analizi konusuna değinilecektir.

5.1 Ekserji (Kullanılabilir Enerji)

Ekserji, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarının temeline dayanmaktadır. Ancak enerji gibi biçim değiştirmez. Ekserji; çalışır bir sistemdeki komponentlerin sahip olduğu enerjinin kullanılabilir enerji miktarı olarak açıklığa kavuşturduğundan ısı sistemlerinin analizi ve iyileştirilmesi için ekserji analizi, enerji analizine göre daha uygundur. [42]

Isıtma, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde, evaporatif soğutma serbest enerji ya da enerji kazanımı için kullanılır. Evaporatif soğutmanın performansının ve iç hava kalitesinin iyileştirilmesi açısından önem taşımaktadır. Isıtma-soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin performanslarının değerlendirilmesinde ağırlıklı olarak termodinamiğin birinci kanunu kullanılmaktadır. Ancak bu sistemlerin çalışması için gerekli enerji, kullanılabilir enerjidir. Gibbs tarafından oluşturulan bu teori birçok farklı mühendislik alanında geliştirilerek yayılmıştır. [43] [44]

Ekserji analizi gerçekleştirmenin önemini sıralar ise; [45]

1. Enerji kaynaklarının çevre ile olan durumunu net bir şekilde incelememizi sağlayan alandır.
2. Termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerjinin korunumu prensiplerine dayanılarak kullanılan ve enerji sistemlerini en verimli olacak şekilde kullanılmasını sağlayacak etkili bir yöntemdir.
3. Sistemlerde kullanılan komponentlerde olabilecek kayıpları netleştirmemizi sağlayan önemli bir araçtır.
4. Sürdürülebilirliğin sağlanmasında önemli bir anahtardır.
5. Enerji politikalarını oluştururken faydalanabilececek çok önemli bir araçtır.

Bir sistem, içinde bulunduğu çevre ile termodinamik dengede ise çevre ile sistem arasında herhangi bir ısı ve iş etkileşimi olamaz. Bu hale “ölü hal” adı verilir. Ölü haldeki sistem iş üretemez. Ölü haldeki özellikler 0 (sıfır) indisi ile gösterilir. (T_0 , P_0 , S_0 gibi). [46]

Bir sistemin toplam ekserjisi (E) dört ayrı bileşene bölünebilir: Fiziksel ekserji E_{Fe} , kinetik ekserji E_{Ke} , potansiyel ekserji E_{Pe} ve kimyasal ekserji E_{KM} .

$$E_X = E_{KE} + E_{PE} + E_{FE} + E_{KM} \quad (5.1)$$

Buna göre birim kütle başına ekserji başka bir deyişle özgül ekserji;

$$e_X = e_{KE} + e_{PE} + e_F + e_{KM} \quad (5.2)$$

$$e_{KE} = 0.5V^2 \quad (5.3)$$

$$e_{PE} = gz \quad (5.4)$$

Kapalı sistemlerde fiziksel ekserji aşağıdaki bağıntıyla ifade edilebilir.

$$E_{FE} = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (5.5)$$

Burada U , V ve S , sırasıyla; iç enerji, hacim ve sistemin entropisidir. U_0 , V_0 ve S_0 değerleri benzer özellikler olup sistemin sınırlı denge hali değerleridir.

Kimyasal ekserjiden elde edilebilecek maksimum iş, sistemin ya da maddenin sınırlı denge halinden denge haline geçmesiyle mümkündür. Çevre dengesi (T_0 , P_0) iken saf bileşenlerin konsantrasyonlarının kısmi basınçlarından ($P_{00,i}$) gidilerek her bir bileşenin kimyasal ekserjileri aşağıda verilen bağıntıdan hesaplanır.

$$E_{oi} = RT_0 \ln(P_0/P_{00,i}) \quad (5.6)$$

Bunun yanı sıra, gaz karışımları ve ideal sıvıların ekserjileri,

$$e_{KM} = \sum_i x_i [e_{oi} + RT_0 \ln(x_i)] \quad (5.7)$$

bağıntısından bulunur. x_i , maddenin bileşimindeki molar kesri e_{oi} , standart kimyasal ekserjiyi gösterir.

To sıcaklığındaki çevre ortamdaki ısı enerjisinin ekserjisi;

$$E_Q = Q \cdot \left(1 - \frac{T}{T_0}\right) \text{ (kj/kg)} \quad (5.8)$$

5.1.1 Kapalı Sistemlerde Ekserji

Sadece çevresi ile ısı alışverişinde bulunan akışsız bir kapalı sistemde termodinamiğin birinci kanunu:

$$\partial Q - \partial w = dE \quad (5.9)$$

$$\text{tersinir işlemlerde} \quad \partial Q = T \cdot dS \quad (5.10)$$

$$\text{Buradan;} \quad T \cdot dS - \partial W = dE \quad (5.11)$$

Sistem sadece çevre ile ısı alışverişinde bulunduğundan;

$$\partial W = T_0 dS - dE \quad (5.12)$$

Yukardaki ifadede verilen halden ölü hale geçişte sağlanacak maksimum tersinir işi bulmak için integral alınır, maksimum tersinir iş:

$$W = (E - E_0) - T_0(S - S_0)_{tr,max} \quad (5.13)$$

Sistemin çevreye karşı yaptığı iş:

$$W_{\text{çev}} = \int p dV = p_0(V_0 - V) \quad (5.14)$$

Çevreye karşı yapılan iş, maksimum tersinir işten çıkarılırsa, akışsız kapalı sistemlerde kullanılabilirlik;

$$K = \underbrace{(E - E_0) - T_0(S - S_0)}_{W_{tr,max}} - \underbrace{p_0(V_0 - V)}_{W_{\text{çev}}} \quad (5.15)$$

şeklinde bulunur.

Özgöl kütle için kullanılabilirlik:

$$k_x = (e - e_0) - T_0(s - s_0) - p_0(v_0 - v) \quad (5.16)$$

olur. Burada $e = u + V^2/2 + gz$ 'dir.

$$k_x = (u - u_0) - T_0(s - s_0) - p_0(v_0 - v) + V^2/2 + gz \quad (5.17)$$

5.1.2 Açık Sistemlerde Ekserji

Akışsız durumda maddenin kullanılabilirliği;

$$k = (e - e_0) - T_0(s - s_0) - p_0(v_0 - v) \quad (5.18)$$

Akış halindeki maddenin özgül kullanılabilirliği (k_a);

$$k_a = k + (pv - p_0v) \quad (5.19)$$

$$k_a = (e - u_0) - T_0(s - s_0) - p_0(v_0 - v) + (pv - p_0v) \quad (5.20)$$

$$k_a = (u + V^2/2 + gz - u_0) - T_0(s - s_0) + (pv - p_0v) \quad (5.21)$$

$$k_a = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (5.22)$$

Ölü halde Gibbs fonksiyonu;

$$g_0 = u_0 + P_0v_0 - T_0s_0 \quad (5.23)$$

Böylece ;

$$k_a = h - T_0s - g_0 + \frac{V^2}{2} + gz \quad \text{olur.} \quad (5.24)$$

Açık sistemlerde iki hal arasındaki kullanılabilir enerji değişim ifadesi;

$$k_{a1} - k_{a2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)$$

(5.25)

5.1.3 HVAC Uygulamaları

Bu uygulama sınıfındaki çalışma akışkanı su buharı (v) ve kuru havanın (a) iki bileşim karışımı olarak görülecek olan atmosferik havadır. Çoğu hava şartlandırma uygulamalarının amacı, nemli hava (a + v) karışımını içinde bulunduğu atmosferik şartlardan ayıran bir bileşim ve sıcaklık durumuna getirmektir.

Nemli havanın özelliklerini tarif etmenin klasik yolu, nemli havayı tek olarak ideal gaz davranışları sergileyen iki bileşenden oluşan ideal gaz olarak görmektir. Çoğu şartlandırma hesaplarında kullanılan yaklaşık çevresel sıcaklık ve basınç değerleri için, bu iki bileşenin uygun sabitler, düşük basınç limitine ve $T \cong 300\text{ K}$ değerine uyan değerlerdir. [47]

Kuru hava	Su buharı
$R_a = 0.287 \text{ kJ/kgK}$	$R_v = 0.461 \text{ kJ/kgK}$
$c_{p,a} = 1.005 \text{ kJ/kgK}$	$c_{p,v} = 1.82 \text{ kJ/kgK}$
$M_a = 28.97 \text{ kg/kmol}$	$M_a = 18.015 \text{ kg/kmol}$

Su buharı ve herhangi bir kuru hava durumu üç şekilde belirlenir. Örneğin, sıcaklıkla T, basınçla P ve bileşimler. İki mol kesrini belirlemedeki sonraki sabitler x_a ve x_v 'dir. Bunların toplamı 1'e eşittir.

$$x_a + x_v = 1 \quad (5.26)$$

Isıl mühendislikte kendi başına kalan bir aktivite olarak hava şartlandırma sahası ve psikometri, x_a ve x_v terimlerini bir alternatif olarak konuşmak münasebetiyle nemli hava bileşimini tarif etmek için kendi terminolojisini geliştirdi. Bir yolda özgül nem veya nem oranı olarak adlandırılan, verilen karışımda 1 kg suyun karşılığı olan su kg miktarını temsil eden kütle oranı;

$$w = \frac{m_v}{m_a} \quad (5.27)$$

Başka bir yol da, karışımdaki kuru havanın 1 molüne işaret eden suyun mol miktarını gösteren mol kesir oranı;

$$\tilde{w} = \frac{x_v}{x_a} \quad (5.28)$$

w ve $\tilde{w}$ arasındaki oran;

$$\tilde{w} = \frac{w}{0,622} \quad (5.29)$$

$\tilde{w}$ gibi bir oran ile özel mol kesirleri arasındaki ilişki ;

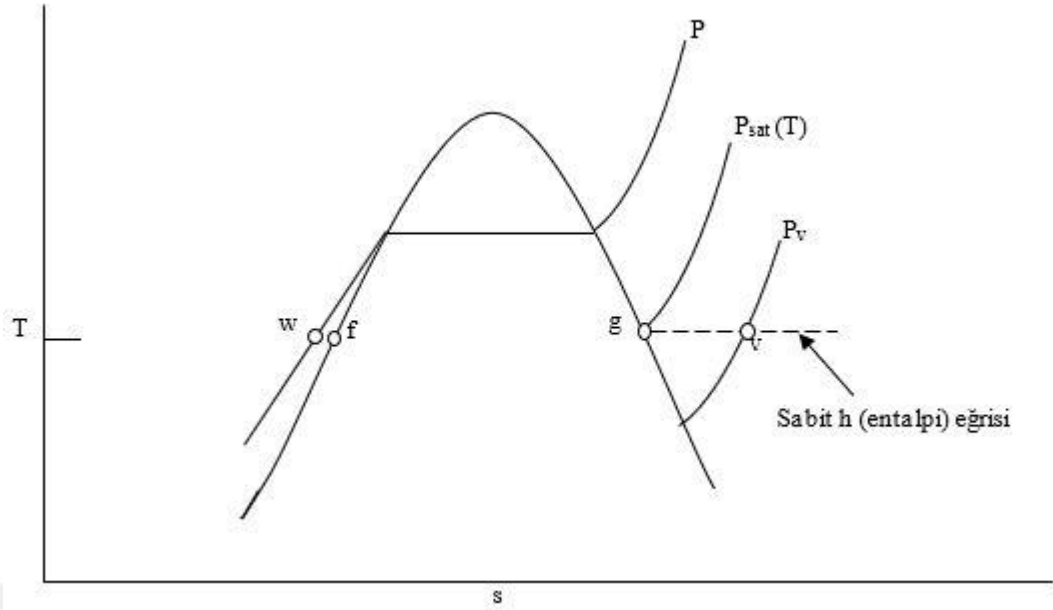
$$x_a = \frac{1}{1+\tilde{w}} \quad (5.30)$$

$$x_v = \frac{\tilde{w}}{1+\tilde{w}} \quad (5.31)$$

Aşağıdaki grafikte izobarlar su buharının sabit kısmi basıncını (P_v) gösterir. Diyagram, T sabit tutulduğunda, kısmi basıncın P ile temsil edilen tavan değerini geçmediğini göstermektedir. $P_v = P_{sat}(T)$ olduğu limitte, nemli hava karışımı doymuş olarak adlandırılır

Bağıl nem ifadesi gibi gösterilebilir;

$$\phi = \frac{P_v}{P_{sat}(t)} \quad (5.32)$$



Şekil 5.1 Su buharı ve sıvı haldeki suyun durumunu gösteren T-S diyagramı

Burada T , görülen su buharı ve kuru hava sıcaklığıdır. Ekserji kavramı dikkate alınan nem için bir ölü durum tanımlaması gerektirir. Şu andaki durumda, ölü hal atmosferik şartlarda T_0, P_0 ve bundan sonraki analizlerde sabit olduğu varsayılan, verilen karışıma uyan özelliklerden (T, P, φ) farklı olan φ_0 (veya w_0 , veya $\bar{w}_0$) atmosferik şartlar tarafından belirlenir.

Kuru hava ve su buharı karışımı olan atmosfer havası, yaklaşık ideal gaz olarak davrandığı kabul edilerek nemli havanın ekserjisi aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$e_t = T_0 (c p_a + w \cdot c p_\varphi) \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + R_a \cdot T_0 \left\{ (1 + \tilde{w}) \left(\ln \frac{1 + \tilde{w}_0}{1 + \tilde{w}} \right) + \tilde{w} \ln \frac{\tilde{w}}{\tilde{w}_0} \right\} + R_a T_0 \left\{ (1 + \tilde{w}) \ln \frac{P}{P_0} \right\} \quad (5.33)$$

$\tilde{w}$ değeri yukarıda (5.29) nolu bağıntı ile tanımlanmıştır.

5.1.4 Ekserji Kaybı

Sistemin herhangi bir elemanı için kaybedilen ekserji miktarı E_{ky} ;

$$E_{ky} = E_{giren} - E_{çıkan} \quad (5.34)$$

$$E_{ky} = E_Q - E_W + \sum E_{m,giren} - \sum E_{m,çıkan} \quad (5.35)$$

$$E_{ky} = Q \cdot \left(1 - \frac{T}{T_0}\right) - W + \sum m_i \cdot e_i - \sum m_{\dot{c}} \cdot e_{\dot{c}} \quad (5.36)$$



BÖLÜM 6

MATERYAL VE YÖNTEM

Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ile evaporatif soğutmalı klima santralinin karşılaştırmasını yapmak için öncelikle projelendirilmek üzere bir mahal seçilmiştir. Bu mahal Ankara 'da bir hastanenin veri merkezidir. Veri merkezlerinin yeterli miktarda soğutulması oldukça önemlidir; bu sebeple veri merkezlerinde bulunan yüksek ısı yüküne sahip üniteler olan kabinetlerin ısı yükleri ilgili bilgiler firmadan edinilmiştir. Veri merkezine ait yükleri içeren tablo aşağıda verilmiştir.

Çizelge 6.1 Veri merkezine ait IT yükleri

Yük	MEKAN/ SİSTEM	Kabin Boyut	Adet	GÜÇ/ADET (kW)	Toplam (kW)
IT Yük	HBYS NETWORK	800 X 1200	4	7	28
	HBYS SUNUCU	800X1200	3	7	21
	HBYS PASİF	800X1200	1	2	2
	ZAYIF AKIM NETWORK	800X1200	3	7	21
	ZAYIF AKIM SUNUCU	800X1200	2	7	14
	ZAYIF AKIM PASİF	800X1200	1	2	2
TOPLAM IT YÜK			14		88

Sistem odaları tasarlanırken, iklimlendirme sistemleri için seçilecek soğutma kapasitesi sistem odasındaki cihazların güç tüketimleri hesaplanarak belirlenir.

Minimum taze hava gereksinimi Ashrae Standart 62.1 'den almış olup, Leed havalandırma kredisi gereksinimi için %30 arttırılmıştır. Buna göre veri merkezlerinde taze hava ihtiyacı için 0,6 l/s.m² değeri alınmıştır.

Air System Sizing Summary for Veri Merkezi

Project Name: Veri Merkezi
Prepared by: AKIM MUH.

01.23.2019
10:08

Air System Information

Air System Name Veri Merkezi
Equipment Class PKG ROOF
Air System Type SZCAV

Number of zones 1
Floor Area 176,0 m²
Location Ankara, Turkey

Sizing Calculation Information

Calculation Months Jan to Dec
Sizing Data Calculated

Zone L/s Sizing Sum of space airflow rates
Space L/s Sizing Individual peak space loads

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load 97,8 kW
Sensible coil load 97,8 kW
Coil L/s at Jul 1500 14988 L/s
Max block L/s 14988 L/s
Sum of peak zone L/s 14988 L/s
Sensible heat ratio 1,000
L/s kW 153,2
m²/kW 1,8
W/m² 555,9
Water flow @ 5,0 K rise N/A

Load occurs at Jul 1500
OA DB / WB 34,0 / 20,0 °C
Entering DB / WB 26,3 / 16,9 °C
Leaving DB / WB 20,3 / 14,9 °C
Coil ADP 19,6 °C
Bypass Factor 0,100
Resulting RH 40 %
Design supply temp. 20,0 °C
Zone T-stat Check 1 of 1 OK
Max zone temperature deviation 0,0 K

Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load 19,2 kW
Coil L/s at Des Htg 14988 L/s
Max coil L/s 14988 L/s
Water flow @ 10,0 K drop N/A

Load occurs at Des Htg
W/m² 109,1
Ent. DB / Lvg DB 18,8 / 20,0 °C

Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s 14988 L/s
Standard L/s 13377 L/s
Actual max L/(s·m²) 85,16 L/(s·m²)

Fan motor BHP 0,00 BHP
Fan motor kW 0,00 kW
Fan static 0 Pa

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s 106 L/s
L/(s·m²) 0,60 L/(s·m²)

L/s/person 0,00 L/s/person

Şekil 6.2 Veri merkezine ait soğutma yüküne ait HAP raporu

6.2 Enerji Sarfiyatı Hesabı

6.2.1 Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Enerji Sarfiyatı Hesabı

Klasik soğutma sistemi olan mekanik buhar sıkıştırılmalı sistem için chiller yazılım seçim programında veri merkezimizden elde ettiğimiz yükler doğrultusunda hava soğutmalı chiller seçimi yapılmıştır.

Seasonal Energy Efficiency	
SEER 12/7°C Comfort low temp*	: 4.16 kWh/kWh
SEER 23/18°C Comfort medium temp*	: 4.87 kWh/kWh
SEPR 12/7°C Process high temp*	: 5.12 kWh/kWh
ESEER(Data not certified)	: 3.94 kW/kW
All data related to seasonal efficiency are given for standard units .	
 * ECODESIGN Compliance value as per (EU) 2016/2281	

Unit Information	
Refrigerant / GWP	: R410A / 2088
kg / tCO2Equ	: 11/23
Number of Refrigerant Circuit	: 1
Capacity Control Steps	: 3
Starting Mode	: In cascade
Altitude	: 0 m
Unit Dimensions (LxWxH)	: 2270/2123/2040 mm
without packaging option	
Operating/Shipping Weight	: 1246/993 kg
without packaging option	

Cooling Mode	
Cooling Capacity	: 98.2 kW
Cooling Efficiency (EER)	: 2.79 kW/kW
Unit Power Input	: 35.20 kW
Fluid Type	: Fresh Water
Leaving/Entering Temperatures	: 7.0/12.0 °C
Fluid Flow	: 4.72 l/s
Available Static Pressure	: 99.2 kPa
Type of Control:	: Constant pressure
Type of Terminals Water Valves	: 2-way valves
Fraction of Resistance in	: 0.90
Terminals/Tot	
Fouling Factor	: 0.0000 (sqm-K)/kW
Connection Diameter	: 60.3 mm
Entering Air Temperature	: 34.0 °C

Sound Power Level (LwA)	: 84 dB(A)	Number of Fans	: 2
Sound Pressure Level at 10.0m (LpA)	: 52 dB(A)	Fan Power Input	: 1.60 kW
		Fan Speed	: 720 rpm
		Fan Air Flow	: 6936 l/s
		Unit Voltage	: 400-3-50 V-Ph-Hz
		Maximum Current	: 103 A
		Start Up Current	: 154 A

Şekil 6.3 Hava soğutmalı chiller seçim teknik verileri

Chiller seçim programından elde edilen verilere göre;

Chiller güç tüketimi:35,20 kW=35200 W (Kondenser fan güç tüketimi dahildir.)

Chiller sirkülasyon pompası güç tüketimi;

$$N = \frac{V_w \cdot \Delta p}{1000 \cdot \eta}$$

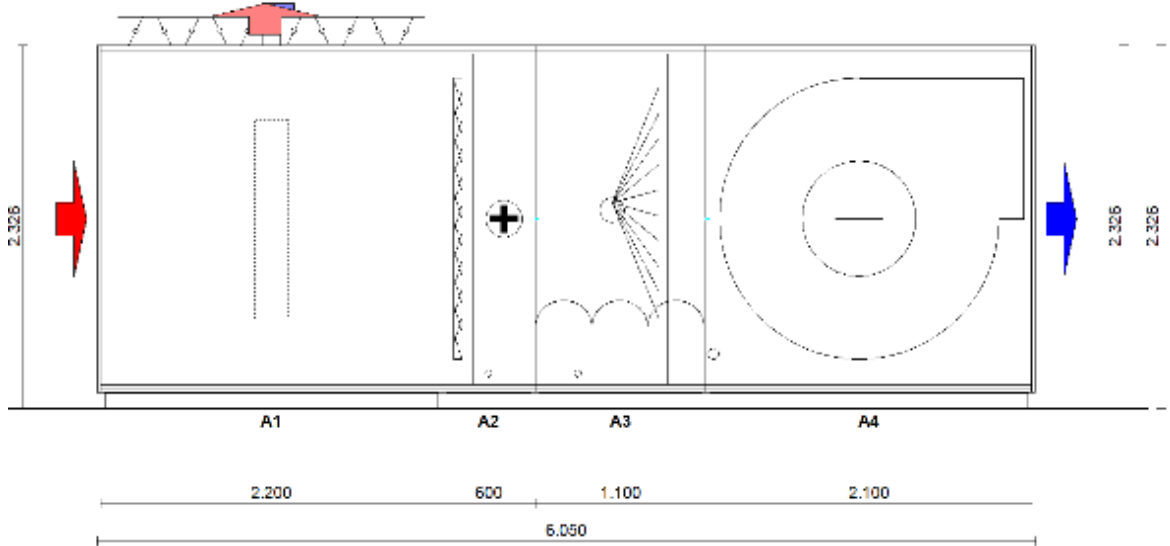
$$N = \frac{4,72.350.10^3}{1000.0,8}$$

$$N = 2065 \text{ W}$$

Toplam Enerji Tüketimi=37.265 W

6.2.2 Direkt Evaporatif Soğutmalı Klima Santrali Enerji Sarfiyatı Hesabı

Evaporatif soğutmalı komponent içeren veri merkezleri soğutmasında kullanılan klima santrali tasarımı ilgili klima santrali seçimi yazılım programında tasarlanmıştır.



Şekil 6.4 Seçimi yapılan klima santrali konfigürasyonu

Klima santrali seçim programından elde edilen verilere göre;

Çizelge 6.2 Seçilen evaporatif sprey nemlendirinin teknik verileri

Adiabatic humidifier 80% efficiency stainless steel spray humidifier (with pump)	
Efficiency	90,00%
air inlet t° / rh %	35.7 °C / 21.9 %(RH)
air outlet t° / rh %	21.3 °C / 85.9 %(RH)
Evaporated water flow	284.00 l/h

Çizelge 6.3 Seçilen klima santrali üfleme fanı teknik verileri

1 Fan section (free wheel)		
Number of fan(s)	4	
Air flow rate	53,900 m3/h	14.972 m3/s
Duct available pressure	300 Pa	
K-factor	308	
Requires a controller		
Diameter of fan impeller	0.56 m	
Motor and fan efficiency	70%	
Impeller rotation speed	1,702 rpm	
Impeller rotation maximum speed	1,750 rpm	
Power input	16,880 W	
Specific Fan Power	1,054 W/(m3/s), 0.29 W/(m3/h)	
4 x Single motor		
Unit specifications:		
Rated current	8.00 A	
Motor EC	5 kW	
Voltage	TRI_400V_50HZ	
Control voltage	9.73 V	

Çizelge 6.3 ten de görüldüğü üzere santral fanı güç tüketimi:16.880 W

Klima santrali seçim verilerine göre evaporatif soğutucu için su debisini 284 lt/h vermiştir.

Buna göre ;

$$N = \frac{V_w \cdot \Delta p}{1000 \cdot \eta}$$

$$N = \frac{284.400 \cdot 10^3}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,7}$$

$$N = 42 \text{ watt}$$

Evaporatif soğutucu su besleme pompası güç tüketimi: 42 W

Elektrikli ön ısıtıcı güç tüketimi: 193 W

Toplam Enerji Tüketimi=17.115 W

6.3 Sistemin Ekonomiklik Analizi

Çalışmaların ekonomik değerinin ölçümü için birçok metod vardır. Bu çalışmada iki sistemin ekonomik analizi için net şimdiki değer metodu ve geri ödeme süresi metodu kullanılacaktır. Şimdiki değer metodu ekonomi mukayeselerinde en çok kullanılan yöntemdir. Bu metod ile, gelecek zaman içindeki tüm para akışları şimdiki değere getirilir ve alternatif yatırımların şimdiki değerleri mukayese edilerek en ekonomik olan seçilir. Alternatif maliyet mukayesesi yapılıyorsa, toplam masrafların şimdiki değerinin en düşük olduğu alternatif tercih edilmelidir. Bu amaçla, alternatif yatırımların maliyetlerinin şimdiki değer hesabı için aşağıdaki formül kullanılır. [48]

$$NBD = \sum_{t=1}^n \frac{NNA_n}{(1+i)^t} \quad (6.1)$$

NNA_n =Net Nakit Akışı

i=Faiz oranı ya da kar oranı

Geri ödeme süresi, yatırımın yıllık gelirleri ile başlangıçtaki yatırım tutarına eşit oluncaya kadar geçmesi gereken süredir. Enflasyon oranının düşük olduğu piyasalarda uygulanabilir. Bu yöntemle göre kendisini en kısa sürede ödeyecek yatırım, riski en az olan yatırımdır. Geri ödeme süresi yönteminde ise aşağıdaki formül kullanılır. [49]

$$GÖS = \frac{\text{Yatırım Maliyeti}}{\text{Yıllık Net Kazanç}} \quad (6.2)$$

Ekonomik analiz 10 yıllık süre için yapılmıştır. Mekanik buhar sıkıştırılmalı sistem (MBSS) ile evaporatif soğutmalı klima santrali (ESKS) sistemlerinin ilk yatırım maliyeti ve yıllık işletme giderleri tedarikçi firmalardan temin edilmiştir.

Çizelge 6.4 Sistem ilk yatırım maliyetleri

Sistem	MBSS	ESKS
İlk Yatırım Maliyeti	183.000 TL	91.500 TL

Çizelge 6.5 Sistemlerin işletme giderleri

İŞLETME GİDERLERİ	MBSS	ESKS
	YILLIK TÜKETİM BEDELİ	
Bakım Bedeli	6.100 TL/YIL	3.050 TL/YIL
Elektrik Tüketim Bedeli	233.283,96 TL/YIL	104.143,73 TL/YIL
Su Tüketim Bedeli	-	28.560,41 TL/YIL
Toplam Maliyet	422.383,96 TL/YIL	227.254,13 TL/YIL

Elektrik birim fiyat tüketimi 0,7148 TL/kWh kabul edilmiştir. Su birim tüketimi 11,48 TL/m³ kabul edilmiştir. Ürünün hurda bedeli ilk yatırım maliyetinin %20' u olarak kabul edilmiştir. 91.500× %20= 9150 TL olarak alınmıştır. Faiz oranı (i) %10 olarak kabul edilmiştir.

Mekanik buhar sıkıştırılmalı sistem A, evaporatif soğutmalı klima santrali B diye adlandırılmıştır.

$$\dot{I}\dot{S}LETME_A - \dot{I}\dot{S}LETME_B = TASARRUF \text{ (TL/YIL)}$$

$$YATIRIM_A - \dot{I}\dot{S}LETME_B = YATIRIM \text{ (TL)}$$

$$NBD = \sum TASARRUF - \sum YATIRIM$$

$$NBD = \sum FAYDA - \sum MASRAFLAR$$

Çizelge 6.6 Seçilen sistemler için net bugünkü değer metodu hesap tablosu

YIL	0	1	2		8	9	10
İLK YATIRIM BEDELİ	-91.500						0
HURDA BEDELİ							9150
ELEKTRİK GİDERİ (A)		233.283,96	233.283,96		233.283,96	233.283,96	233.283,96
ELEKTRİK GİDERİ(B)		-104.144	-104.144		-104.144	-104.144	-104.144
BAKIM GİDERİ (A)		6100	6100		6100	6100	6100
BAKIM GİDERİ (B)		-3050	-3050		-3050	-3050	-3050
SU GİDERİ (B)		-28.560	-28.560		-28.560	-28.560	-28.560
NET NAKİT AKIŞI (NNA)	-91500	103629,82	103629,82		103629,82	103629,82	112779,82
ŞİMDİKİ DEĞER FAKTÖRÜ	1	0,90909091	0,8264463		0,4665074	0,424097618	0,385543289
NBD	-91500	94208,9273	85644,479		48344,076	43949,15985	43481,50278
						NBD=548.788 >0	

Şimdiki değer faktörü (BDF) formülü aşağıda verilmiştir.

$$BDF = \frac{1}{(1+i)^t} \quad (6.3)$$

$NBD > 0$ ise proje uygundur.

$NBD = 548.788 > 0$ olduğundan projenin uygulanabilirliği oldukça mümkündür.

$$e_t = T_0(cp_a + w \cdot cp_\varphi) \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + R_a \cdot T_0 \left\{ (1 + \tilde{w}) \left(\ln \frac{1 + \tilde{w}_0}{1 + \tilde{w}} \right) + \tilde{w} \ln \frac{\tilde{w}}{\tilde{w}_0} \right\} \\ + R_a T_0 \left\{ (1 + \tilde{w}) \ln \frac{P}{P_0} \right\}$$

Referans noktası (ölü hal) $T_0=25^\circ\text{C}$ ve $P_0=101.325$ kPa basıncı alınmıştır.

Kullanılacak sabitler aşağıda belirtilmiştir.

$$R_a = 0,287 \text{ kJ/kg. K}$$

$$cp_a = 1,005 \text{ kJ/kg. K}$$

$$cp_\varphi = 1,82 \text{ kJ/kg. K}$$

Çizelge 6.7 Santral komponent giriş çıkış noktalarının termodinamik özellikleri

Sistem	Sıcaklık	Basınç	Özgül Entalpi	Özgül nem	Entropi
Noktası	KT(°C)	P(kPa)	h (kJ/kg)	W (kg _s /kg _h)	s (kJ/kg.K)
1	34,00	101,325	57,00	0,0089	0,1964
2	34,00	101,275	57,00	0,0089	0,1964
3	34,00	101,275	57,00	0,0089	0,1964
4	24,90	101,225	45,90	0,0082	0,2607
5	30,30	101,275	65,00	0,0135	0,2239
6	24,90	101,225	45,90	0,0082	0,2607
7	24,90	101,185	45,90	0,0082	0,2607
8	35,70	101,07	56,40	0,0080	0,2017
9	21,30	101,07	56,20	0,0137	0,2000
10	20,54	99,67	54,50	0,0130	0,1946

1 Noktası için:

$$w_1 = 0,0089 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_1 = 0,0143 \text{ kg/kg}$$

$$w_0 = 0,02017 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_0 = 0,0324 \text{ kg/kg}$$

$$e_1 = 298(1,005 + 0,0089 \cdot 1,82) \left(\frac{307}{298} - 1 - \ln \frac{307}{298} \right) \\ + 0,287 \cdot 298 \left\{ (1 + 0,0143) \left(\ln \frac{1 + 0,0324}{1 + 0,0143} \right) + 0,0143 \cdot \ln \frac{0,0143}{0,0324} \right\} \\ + 0,287 \cdot 298 \left\{ (1 + 0,0143) \ln \frac{101,325}{101,325} \right\}$$

$e_1 = 0,67012$ kJ/kg olarak bulunur.

2 Noktası için:

$$w_2 = 0,0089 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_2 = 0,0143 \text{ kg/kg}$$

$$w_0 = 0,02017 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_0 = 0,0324 \text{ kg/kg}$$

$$\begin{aligned} e_2 = & 298(1,005 + 0,0089 \cdot 1,82) \left(\frac{307}{298} - 1 - \ln \frac{307}{298} \right) \\ & + 0,287 \cdot 298 \left\{ (1 + 0,0143) \left(\ln \frac{1 + 0,0324}{1 + 0,0143} \right) + 0,0143 \ln \frac{0,0143}{0,0324} \right\} \\ & + 0,287 \cdot 298 \left\{ (1 + 0,0143) \ln \frac{101,275}{101,325} \right\} \end{aligned}$$

$e_2 = 0,62390$ kJ/kg olarak bulunur.

3 Noktası için:

2 noktası ile 3 noktası aynı fiziksel özellikleri sahiptir. Bu sebeple de ekserjileri aynıdır.

$e_2 = e_3 = 0,62390$ kJ/kg olarak bulunur.

4 Noktası için:

$$w_4 = 0,0082 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_4 = 0,0132 \text{ kg/kg}$$

$$w_0 = 0,02017 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_0 = 0,0324 \text{ kg/kg}$$

$$\begin{aligned} e_4 = & 298(1,005 + 0,0082 \cdot 1,82) \left(\frac{297,9}{298} - 1 - \ln \frac{297,9}{298} \right) \\ & + 0,287 \cdot 298 \left\{ (1 + 0,0132) \left(\ln \frac{1 + 0,0324}{1 + 0,0132} \right) + 0,0132 \ln \frac{0,0132}{0,0324} \right\} \\ & + 0,287 \cdot 298 \left\{ (1 + 0,0132) \ln \frac{101,225}{101,325} \right\} \end{aligned}$$

$e_4 = 0,52742$ kJ/kg olarak bulunur.

5 Noktası için:

$$w_5 = 0,0135 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_5 = 0,0217 \text{ kg/kg}$$

$$w_0 = 0,02017 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_0 = 0,0324 \text{ kg/kg}$$

$$\begin{aligned} e_5 = & 298(1,005 + 0,0135.1,82) \left(\frac{303,3}{298} - 1 - \ln \frac{303,3}{298} \right) \\ & + 0,287.298 \left\{ (1 + 0,217) \left(\ln \frac{1 + 0,0324}{1 + 0,0217} \right) + 0,0132 \ln \frac{0,0217}{0,0324} \right\} \\ & + 0,287.298 \left\{ (1 + 0,0217) \ln \frac{101,275}{101,325} \right\} \end{aligned}$$

$e_5 = 0,46266 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

6 Noktası için:

4 noktası ile 6 noktası aynı fiziksel özellikleri sahiptir. Bu sebeple de ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_6 = 0,52742 \text{ kJ/kg}$$

7 Noktası için:

$$w_7 = 0,0082 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_7 = 0,0132 \text{ kg/kg}$$

$$w_0 = 0,02017 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_0 = 0,0324 \text{ kg/kg}$$

$$\begin{aligned} e_7 = & 298(1,005 + 0,0082.1,82) \left(\frac{297,9}{298} - 1 - \ln \frac{297,9}{298} \right) \\ & + 0,287.298 \left\{ (1 + 0,0132) \left(\ln \frac{1 + 0,0324}{1 + 0,0132} \right) + 0,0132 \ln \frac{0,0132}{0,0324} \right\} \\ & + 0,287.298 \left\{ (1 + 0,0132) \ln \frac{101,185}{101,325} \right\} \end{aligned}$$

$e_7 = 0,49317 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

8 Noktası için:

$$w_8 = 0,0080 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_8 = 0,0128 \text{ kg/kg}$$

$$w_0 = 0,02017 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_0 = 0,0324 \text{ kg/kg}$$

$$\begin{aligned}
e_8 = & 298(1,005 + 0,0080.1,82) \left(\frac{308,7}{298} - 1 - \ln \frac{308,7}{298} \right) \\
& + 0,287.298 \left\{ (1 + 0,0128) \left(\ln \frac{1 + 0,0324}{1 + 0,0128} \right) + 0,0132 \ln \frac{0,0128}{0,0324} \right\} \\
& + 0,287.298 \left\{ (1 + 0,0128) \ln \frac{101,070}{101,325} \right\}
\end{aligned}$$

$e_8 = 0,58485$ kJ/kg olarak bulunur.

9 Noktası için:

$$w_9 = 0,0137 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_9 = 0,022 \text{ kg/kg}$$

$$w_0 = 0,02017 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_0 = 0,0324 \text{ kg/kg}$$

$$\begin{aligned}
e_9 = & 298(1,005 + 0,0137.1,82) \left(\frac{294,3}{298} - 1 - \ln \frac{294,3}{298} \right) \\
& + 0,287.298 \left\{ (1 + 0,022) \left(\ln \frac{1 + 0,0324}{1 + 0,022} \right) + 0,0132 \ln \frac{0,022}{0,0324} \right\} \\
& + 0,287.298 \left\{ (1 + 0,022) \ln \frac{100,97}{101,325} \right\}
\end{aligned}$$

$e_9 = 0,16502$ kJ/kg olarak bulunur.

10 Noktası için:

$$w_{10} = 0,0130 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_{10} = 0,0209 \text{ kg/kg}$$

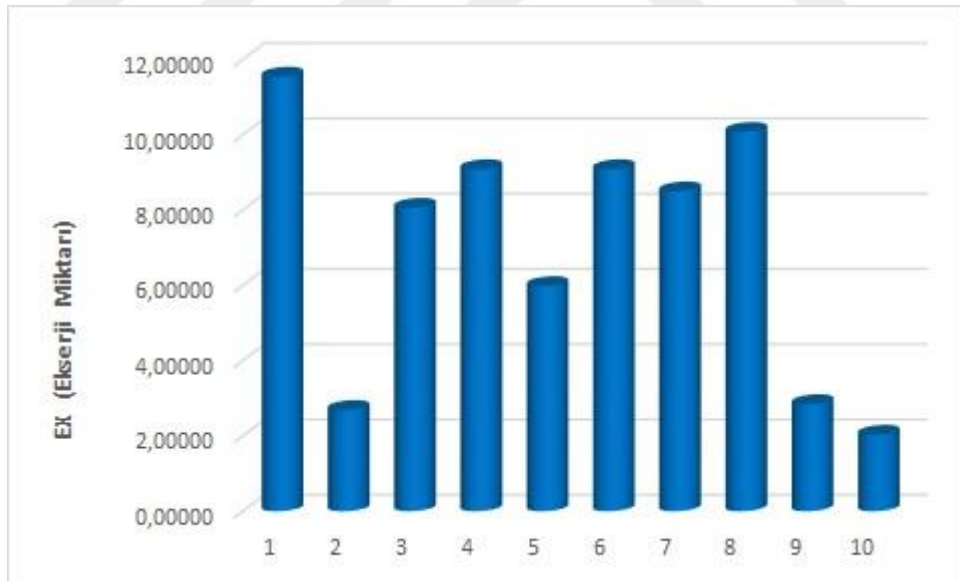
$$w_0 = 0,02017 \text{ kg/kg} \quad \tilde{w}_0 = 0,0324 \text{ kg/kg}$$

$$\begin{aligned}
e_{10} = & 298(1,005 + 0,0130.1,82) \left(\frac{293,54}{298} - 1 - \ln \frac{293,54}{298} \right) \\
& + 0,287.298 \left\{ (1 + 0,0209) \left(\ln \frac{1 + 0,0324}{1 + 0,0209} \right) + 0,0132 \ln \frac{0,0209}{0,0324} \right\} \\
& + 0,287.298 \left\{ (1 + 0,0209) \ln \frac{100,67}{101,325} \right\}
\end{aligned}$$

$e_{10} = -0,11782$ kJ/kg olarak bulunur.

Çizelge 6.8 Sistem noktalarının ekserji değerleri tablosu

Sistem	Sıcaklık (°C)	Basınç	Özgül nem	Entalpi	Birim Ekserji	Hava Debisi	Ekserji
Noktası	KT	kPa	W (kg _s /kg _h)	h (kJ/kg)	e _x (kJ/kg)	m (kg/s)	E _x (kW)
1	33	101,325	0,0089	57,00	0,67012	17,220	11,53947
2	33	101,275	0,0089	57,00	0,62390	4,305	2,68589
3	33	101,275	0,0089	57,00	0,62390	12,915	8,05767
4	26,7	101,225	0,0082	45,90	0,52742	17,220	9,08217
5	27,6	101,275	0,0135	65,00	0,46266	12,915	5,97525
6	26,7	101,225	0,0082	45,90	0,52742	17,220	9,08217
7	26,7	101,185	0,0082	45,90	0,49317	17,220	8,49239
8	30	101,07	0,008	56,40	0,58485	17,220	10,07112
9	18,6	101,07	0,0137	56,20	0,16502	17,220	2,84164
10	17,91	99,67	0,013	54,50	0,11782	17,220	2,02886



Şekil 6.6 Komponent giriş çıkış noktaları ekserji miktarları grafiği

Ekserji kaybı için (5.36) nolu bağıntıdan hareket edilerek evaporatif soğutmalı klima santrali sisteminde her component için ayrı ayrı ekserji kaybı hesaplanacaktır.

Karışım Hücresi için ekserji kaybı;

$$E_{kayıp} = \dot{m}_1 \cdot e_1 + \dot{m}_5 \cdot e_5 - \dot{m}_3 \cdot e_3 - \dot{m}_6 \cdot e_6$$

$$E_{kayıp} = (17,22 \cdot 0,617012) + (12,915 \cdot 0,46266) - (12,915 \cdot 0,62390) - (17,22 \cdot 0,52742)$$

$$E_{kayıp} = -0,53964 \text{ kJ}$$

Filtre için ekserji kaybı;

$$E_{kayıp} = \dot{m}_h \cdot (e_7 - e_6)$$

$$E_{kayıp} = 17,22 \cdot (0,49317 - 0,52742)$$

$$E_{kayıp} = -0,58978 \text{ kJ}$$

Elektrikli Ön Isıtıcı için ekserji kaybı;

$$E_{kayıp} = \dot{m}_h \cdot (e_8 - e_7) - W_{ısıtıcı,elk}$$

$$E_{kayıp} = 17,22 \cdot (0,58485 - 0,49317) - 193$$

$$E_{kayıp} = 195,42 \text{ kJ}$$

Adyabatik Nemlendirici için ekserji kaybı;

$$E_{kayıp} = \dot{m}_h \cdot (e_9 - e_8) - W_{pompa,elk}$$

$$E_{kayıp} = 17,22 \cdot (0,16502 - 0,58485) - 0,042$$

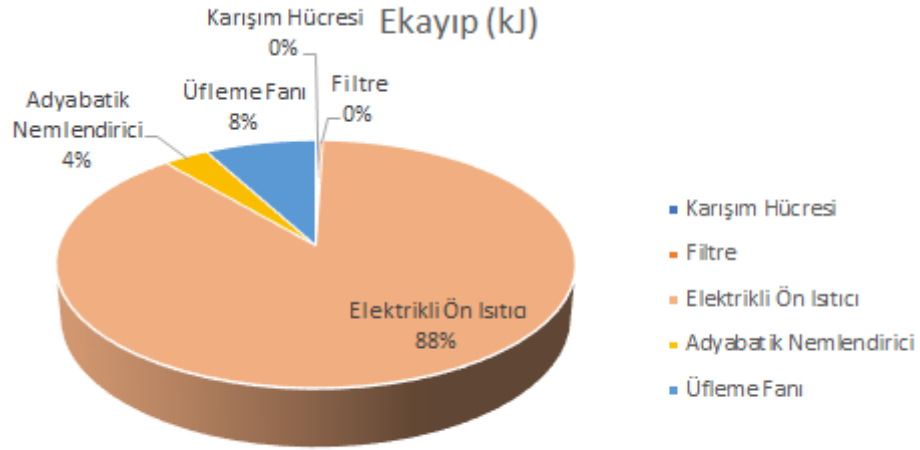
$$E_{kayıp} = -7,2714 \text{ kJ}$$

Üfleme Fanı için ekserji kaybı;

$$E_{kayıp} = \dot{m}_h \cdot (e_{10} - e_9) - W_{fan,elk}$$

$$E_{kayıp} = 17,22 \cdot (0,11782 - 0,16502) - 16,88$$

$$E_{kayıp} = -17,6927 \text{ kJ}$$



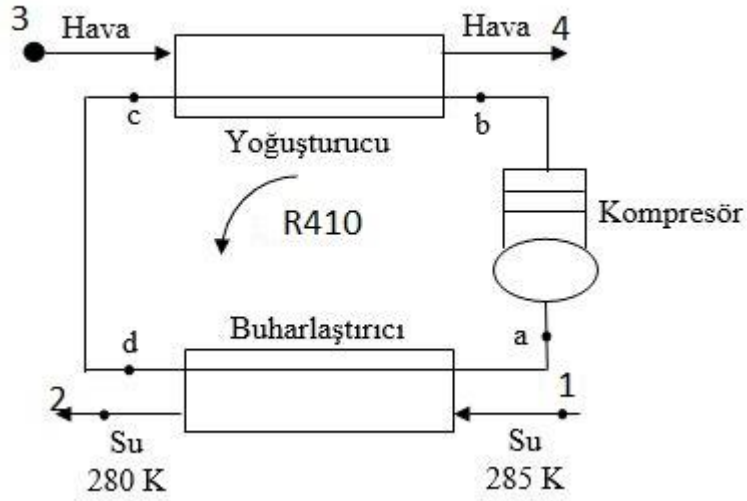
Şekil 6.7 Klima santrali ekserji kaybı grafiği

6.4.2 Buhar Sıkıştırırmalı (Mekanik) Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi

Bu soğutma sisteminin çevrimi aşağıdaki gibi olup, komponent giriş çıkış noktaları belirtilmiştir. Soğutucu akışkan R410A kullanılmıştır. Seçimlerin yapıldığı Chiller seçim yazılım programından teknik bilgiler alınmıştır. Buhar sıkıştırırmalı sistemde evaporatörde su, kondenderse hava geçişi olacağından bu akışkanların referans noktaları için fiziksel özellikleri aşağıdaki çizelgede gösterilmiştir.

Çizelge 6.9 Akışkanlara göre referans noktalarının termodinamik özellikleri

Akışkan	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Özgül Entalpi h(kJ/kg)	Özgül Entropisi s (kJ/kg.K)
R410A	25 °C	101.325	462,2	2,177
Su	25 °C	101.325	104,93	0,3673
Hava	25 °C	101.325	298,6	6,866



Şekil 6.8 Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi şematik gösterimi

1 Noktası için:

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_1 = 285 \text{ K}$$

$$h_1 = 50,40 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 0,1811 \text{ kJ/kg.K}$$

$$e_1 = (h_1 - h_0) - T_0 \cdot (s_1 - s_0)$$

$$e_1 = (50,40 - 104,93) - 298 \cdot (0,1811 - 0,3673)$$

$$e_1 = 0,9596 \text{ kJ/kg}$$

2 Noktası için:

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_2 = 280 \text{ K}$$

$$h_2 = 29,42 \text{ kJ/kg}$$

$$s_2 = 0,102 \text{ kJ/kg.K}$$

$$e_2 = (h_1 - h_0) - T_0 \cdot (s_1 - s_0)$$

$$e_2 = (29,42 - 104,93) - 298. (0,102 - 0,3673)$$

$$e_2 = 3,5494 \text{ kJ/kg}$$

3 Noktası için:

Bu nokta, havanın kondensere giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_3 = 308 \text{ K}$$

$$h_3 = 308 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 6,9 \text{ kJ/kg.K}$$

$$e_3 = (h_3 - h_0) - T_0. (s_3 - s_0)$$

$$e_3 = (308 - 298,6) - 298. (6,9 - 6,866)$$

$$e_3 = -0,732 \text{ kJ/kg}$$

4 Noktası için:

Bu nokta, havanın kondenserden çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_4 = 318 \text{ K}$$

$$h_4 = 318 \text{ kJ/kg}$$

$$s_4 = 6,95 \text{ kJ/kg.K}$$

$$e_4 = (h_4 - h_0) - T_0. (s_4 - s_0)$$

$$e_4 = (318 - 298,6) - 298. (6,95 - 6,866)$$

$$e_4 = -5,632 \text{ kJ/kg}$$

a Noktası için:

Bu nokta, R410A soğutucu akışkanın evaporatöre giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_a = 260 \text{ K}$$

$$h_a = 416,95 \text{ kJ/kg}$$

$$s_a = 1,8368 \text{ kJ/kg.K}$$

$$e_a = (h_a - h_0) - T_0 \cdot (s_a - s_0)$$

$$e_a = (416,95 - 462,2) - 298 \cdot (1,8368 - 2,177)$$

$$e_a = 56,1296 \text{ kJ/kg}$$

b Noktası için:

Bu nokta, R410A soğutucu akışkanın evaporatörden çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_b = 338 \text{ K}$$

$$h_b = 320,76 \text{ kJ/kg}$$

$$s_b = 1,3793 \text{ kJ/kg.K}$$

$$e_b = (320,76 - 462,2) - 298 \cdot (1,3793 - 2,177)$$

$$e_b = 96,2746 \text{ kJ/kg}$$

c Noktası için:

Bu nokta, R410A soğutucu akışkanın kondensere giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_c = 320 \text{ K}$$

$$h_c = 279,88 \text{ kJ/kg}$$

$$s_c = 1,2629 \text{ kJ/kg.K}$$

$$e_c = (279,88 - 462,2) - 298 \cdot (1,2629 - 2,177)$$

$$e_c = 90,0818 \text{ kJ/kg}$$

d Noktası için:

Bu nokta, R410A soğutucu akışkanın kondenserden çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

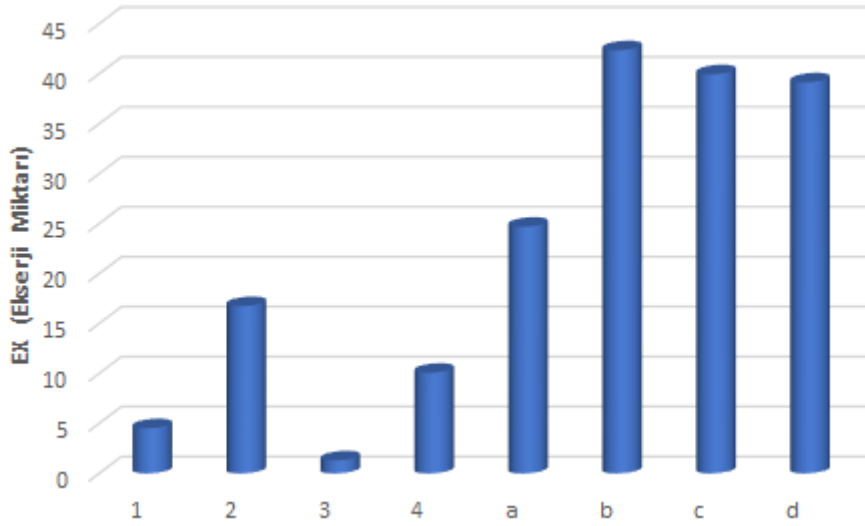
$$T_d = 270 \text{ K}$$

$$h_d = 195,54 \text{ kJ/kg}$$

$$s_d = 0,9836 \text{ kJ/kg.K}$$

$$e_d = (195,54 - 462,2) - 298 \cdot (0,9836 - 2,177)$$

$$e_d = 88,9732 \text{ kJ/kg}$$



Şekil 6.9 Soğutma çevrimi giriş çıkış noktaları ekserji miktarları grafiği

Ekserji kaybı için (5.17) nolu bağıntıdan hareket edilerek buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde her komponent için ekserji kaybı hesaplanacaktır.

Kompresör için ekserji kaybı;

$$E_{kayıp} = \dot{m}_{SA}(e_a - e_b)_{kompresör} - W_{komp,elk}$$

$$E_{kayıp} = 0,44 \cdot (56,1296 - 96,2746) - 32$$

$$E_{kayıp} = -49,6638 \text{ kJ}$$

Kondenser için ekserji kaybı;

$$E_{kayıp} = \dot{m}_{SA}(e_b - e_c) + \dot{m}_{hava}(e_3 - e_4) + Q_H \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)$$

$$Q_H = \dot{m}_{SA} \cdot (h_b - h_c)$$

$$Q_H = 0,44 \cdot (320,76 - 279,88)$$

$$Q_H = 17,98 \text{ kW}$$

$$E_{kayıp} = 0,44(96,2746 - 90,0818) + 1,79(-0,732 - 5,632) + 17,98 \cdot \left(1 - \frac{298}{320}\right)$$

$$E_{kayıp} = 12,7319 \text{ kJ}$$

Kısılma vanası için ekserji kaybı;

$$E_{kayıp} = \dot{m}_{SA}(e_c - e_d)_{kısılma \text{ vanası}}$$

$$E_{kayıp} = 0,44 \cdot (90,0818 - 88,9732)$$

$$E_{kayıp} = 0,4877 \text{ kJ}$$

Evaporatör için ekserji kaybı;

$$E_{kayıp} = \dot{m}_{SA}(e_d - e_a) + \dot{m}_{su}(e_1 - e_2) + Q_L \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)$$

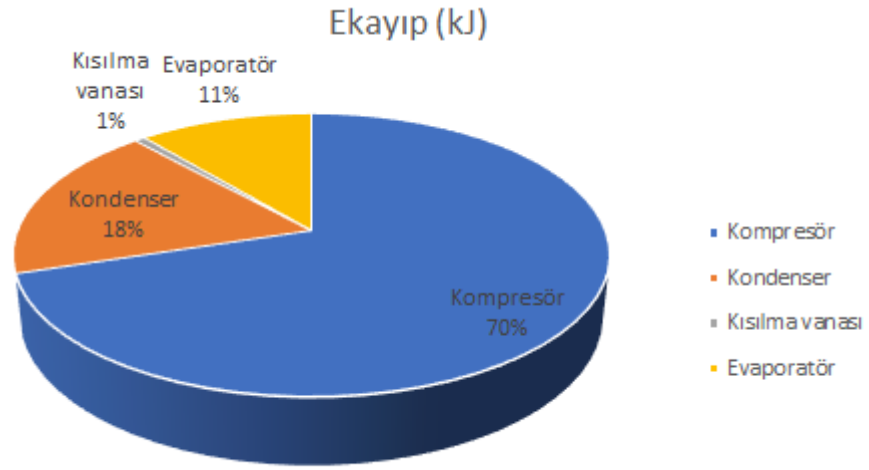
$$Q_L = \dot{m}_{SA} \cdot (h_a - h_d)$$

$$Q_L = 0,44 \cdot (416,95 - 195,54)$$

$$Q_L = 97,42 \text{ kW}$$

$$E_{kayıp} = 0,44(88,9732 - 56,1296) + 4,72(0,9596 - 3,5494) + 97,42 \cdot \left(1 - \frac{298}{270}\right)$$

$$E_{kayıp} = -7,8754 \text{ kJ}$$



Şekil 6.10 Chiller ekserji kaybı grafiğı

BÖLÜM 7

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Ankara’ da bir hastane projesine ait veri merkezinin iklimlendirilmesi için çalışmalar yapılmıştır. Veri merkezlerinde yüksek IT yüklerine sahip kabinetler bulunmaktadır. Normal bir mahalin şartlandırılması gibi bir durum söz konusu olmadığından soğutma yükleri hesabında hassas davranılmıştır. Mahalde ısı yayan yüksek kapasiteli cihazlar dikkate alınmıştır. HAP (Hourly Analysis Program) kullanılarak soğutma kapasitesi hesaplanmıştır.

Elde edilen soğutma yüklerine göre mahalin nem ve sıcaklık gibi kritik termal sınır şartları da göz önünde bulundurularak hem buhar sıkıştırımlı (mekanik) soğutma sistemi hem de evaporatif soğutmalı klima santrali seçimleri tedarikçi firmaları cihaz seçim programlarında yapılmıştır. Elde edilen teknik verilere göre sistemlerin enerji sarfiyatları belirlenmiştir. Sonuca göre; klasik soğutma sistemi olan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin oldukça fazla güç tükettiği görülmüştür. Bu sistemlerde enerji sarfiyatının artışı sağlayan komponent, kompresördür. Hem ilk yatırım maliyeti hem de işletme maliyetleri açısından bakıldığında buhar sıkıştırımlı soğutma sistemin giderlerinin yüksek olduğu görülmektedir.

Yapılan çalışmada mühendislik ekonomisi bakımından incelemek için Net bugünkü değer metodu ve geri ödeme süresi metodu kullanılarak ekonomikliği için analizler yapılmıştır. Yatırımın uygunluğu tabloda gösterilmiştir. Net bugünkü değeri sıfırdan büyük olduğu için evaporatif sistemin mekanik soğutma sistemine göre uygunluğu yüksektir. Evaporatif sistem kullanımı klasik soğutma sistemiyle kıyaslandığında geri ödeme süresi 1 yıldan daha az bir sürede kendini tamamladığı görülmüştür.

İncelenen iki soğutma sistemi için ayrı ayrı ekserji analizleri yapılmıştır. Bu analize göre; klima santrali konfigürasyonundaki her hücrenin giriş ve çıkış noktaları ekserji miktarları belirlenmiştir. Hesaplamalar sonucunda sistem içerisindeki hücrelerdeki havanın sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak ekserji miktarının değiştiğini görülmüştür. Adım adım incelediğimizde; ilk olarak ekserjinin yüksek olduğu hücre karışım hücresidir; çünkü dış hava ile dönüş havasının karıştığı bu hücrede hava sıcaklığının azalması ekserji kaybının artışı sağlamıştır. Evaporatif soğutmalı klima santralinin noktalarını incelediğimizde 1. ve 8. noktalarda ekserji miktarları en yüksek olduğu görülmektedir. Bu sistemin ekserji kayıplarına baktığımızda ise; grafikten de (Şekil 6.7) görüldüğü üzere elektrikli ön ısıtıcı %88 ekserji kaybı en fazla olan ünedir. İkinci sistem olan buhar sıkıştırmalı soğutma sistemindeki ekserji miktarı analizinde ise soğutucu akışkan noktalarında en fazla ekserji miktarları olduğu görülmüştür. Ekserji kayıplarında ise %70 ekserji kaybı ile kompresör ilk sıradadır.

KAYNAKLAR

- [1] Bilge, D. ve Bilge, M., (1999). "İndirekt/Direkt Evaporatif Soğutma Sistemleri Kombinasyonu", IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 197-204, İzmir.
- [2] El-Refaie, M.F. ve Kaseb, S., (2009). "Speculation in the Feasibility of Evaporative Cooling", Building and Environment, 44: 826-838.
- [3] Hao, X., Zhu, C., Lin, Y., Zhang, G., ve Chen, Y., (2013). "Optimizing The Pad Thickness of Evaporative Air-Cooled Chiller for Maximum Energy Saving", Energy and Buildings, 61: 146-152.
- [4] Heidarinejad, G., Bozorgmehr, M., Delfani , S. ve Esmaeelian, J., (2009). "Experimental Investigation of Two-Stage Indirect/Direct Evaporative Cooling System in Various Climatic Conditions", Building and Environment, 44: 2073-2079.
- [5] Kim, M. ve Jeong, J., (2013). "Cooling Performance Of A 100% Outdoor Air System Integrated With İndirect And Direct Evaporative Coolers", Energy, 52: 245-257.
- [6] Martinez, F., Gomez, E., Martin, R. , Gutierrez, J. ve Diez, F., (2004). "Comparative Study of Two Different Evaporative Systems: An Indirect pEvaporative Cooler and a Semi-İndirect Ceramic Evaporative Cooler", Energy and Buildings, 36: 696-708.
- [7] Delfani , S., Esmaeelian, J., Pasharshahi, H. ve Karami, M., (2010). "Energy Saving Potential of An İndirect Evaporative Cooler As a Pre-Cooling Unit for Mechanical Cooling Systems in Iran", Energy and Buildings, 42: 2169-2178.
- [8] Wang ,T., Sheng, C. ve Nnanna, A.G, (2014). "Experimental Investigation of Air Conditioning System Using Evaporative Cooling Condenser", Energy and Buildings, 81: 435-443.
- [9] Eidan, A., Alwan, K. ,Alsahlani, A. Ve Alfahham M, (2017). "Enhancement of the Performance Characteristics for Air-Conditioning System by Using Direct Evaporative Cooling in Hot Climates", Energy Procedia, 142:435-443.

- [10] Kabeel, A., Samandony, Y. ve Khiera, M., (2017). "Performance Evaluation of Energy Efficient Evaporatively Air-Cooled Chiller", Applied Thermal Engineering, 122:204-213.
- [11] Guan, L., Samandory, Y. ve Khiera, M., (2015). "Evaluating The Potential Use of Direct Evaporative Cooling in Australia", Energy and Buildings, 108:185-194.
- [12] Antonellis , S., Joppolo, C., Leone, C. ,Liberati, P. ve Milani ,S., (2017). "Indirect Evaporative Cooling Systems: An Experimental Analysis in Summer Condition", Energy Procedia, 140:467-474.
- [13] Cüce, P. ve Riffat, S., (2016). "A State of The Art Review of Evaporative Cooling Systems for Building Applications", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 54:1240-1249.
- [14] Martinez ,P., Ruiz, J. , Cutillas, C. G., Martinez ,P. J., Kaiser, A. S.ve Lucas,M. (2016). "Experimental Study On Energy Performance Of A Split Air Conditioner By Using Variable Thickness Evaporative Cooling Pad Coupled To The Condenser", Applied Thermal Engineering, 105: 1041-1050.
- [15] Atikol ,U. Ve Hacısevki ,H., (2001). ". Lefkoşa Bölgesi İçin Evaporatif Soğutma Fizibilite Çalışması", V.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi", İzmir.
- [16] Cruz ,V.F., Perissinotto, M., Lucas ,E.M. ve DeMoura,D. (2006). "Efficiency Evaluation of Pad Cooling Systems Design with Different Pad", XVI. CIGR World Congress, 403-404.
- [17] Bishoyi, D. ve Sudhakar, K.,(2017). "Experimental Performance of a Direct Evaporative Cooler in Composite Climate of India", Energy and Buildings, 153:190-200.
- [18] Morgado Baca, I., Melero Tur, S. , Neila Gonzalez, J. ve Acha Román, C.,(2011). "Evaporative Cooling Efficiency According to Climate Conditions", Procedia Engineering, 21:283-290.
- [19] Maheshwari, G.P., Al-Ragom,F. ve Suri, R.K.,(2001). "Energy-saving Potential of an Indirect Evaporative Cooler", Applied Energy, 69:69-76.
- [20] Kocatürk, Ü. ve Yıldız, Y., (2007). "Çukurova Koşullarında Pedli Evaporatif Serinletme Sistemlerinin Farklı Hava Hızlarında Serinletme Etkinliği ve Buharlaştırılan Su Miktarı Değerlerinin Değişimi",Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi ,Fen Bilimleri Enstitüsü, 16-5:49-57, Adana.
- [21] Genceli, O.F., (1993). "Buharlaşmalı Serinletme Özellikleri ve Uygulamaları", 1.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildiriler Kitabı, 279-302, İzmir.
- [22] Çalışır, T., Alptekin, M. ve Yılmazoğlu, M.Z., " Bir Direkt Evaporative Soğutmanın Deneysel,Ekonomik ve Çevresel İncelenmesi, MMO.
- [23] Yılmaz, H. ve Bulut,T.,(1998) "Çift Buharlaşmalı Soğutma Sisteminde Konfor Şartlarının İncelenmesi", TTMD.
- [24] Wang, S.K., (2001), Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill, Second Edition.

- [25] Bulut, H. ve Yenigün, B., (2013), "Taşınabilir Bir Evaporatif Soğutucunun Performans Analizi", MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi, Mayıs/Haziran, 135.
- [26] Joudi, K.A. ve Mehdi, S.M., (2000), "Application of Indirect Evaporative Cooling to Variable Domestic Cooling Load", Energy Conversion & Management, 41:1931-1951.
- [27] Al-juwayhel, F., El-Dessouky, H., Ettouney, H. ve AlQattan, M., (2004), "Experimental Evaluation of One, Two, and Three Stage Evaporative Cooling Systems", Heat Transfer Engineering, 25:72-86.
- [28] Osma, E., (2011), "Evaporatif Soğutma Sistemlerinin Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri ile Termodinamik ve Ekonomik Bakımdan Karşılaştırılması", Yüksek Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Tekirdağ.
- [29] Yapıcı, R. ve Yetişen, C.C., (2007), "Experimental Study on Ejektor Refrigeration System Powered by Low Grade Heat", Energy Conversion and Management, 48: 1560-1568
- [30] Akdoğan, A. (2007), Bir Soğutma Sistemindeki Kondenser Kapasitesinin Kondenser Kapasitesinin Değiştirilmesinin Enerji ve Ekserji Analizlerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Zonguldak.
- [31] Yakın, M., (2007), Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminde Ejektör Kullanımının Performansa Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak.
- [32] Zhang, H., Shao, S., Xu, H., Zou, H. ve Tian, C., (2014) "Freecooling of data centers: A review", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 35:171-182.
- [33] Zhang, K., Zhang, Y., Liu, J. ve Niu, X., (2018) "Recent Advancements on Thermal Management and Evaluation for Data Centers", Applied Thermal Engineering, 142:215-231.
- [34] Moral, O., Veri Merkezi İklimlendirme, www.onurmoral.com, 25 Eylül 2016.
- [35] ASHRAE, (2011), Thermal Guidelines for Data Processing Environments, Expanded Data Center Classes and Usage Guidance.
- [36] Evaporative cooling: Cooling the Air With Water, www.carel.com/evaporative-cooling, 12 Aralık 2018.
- [37] J.P., Valiulis, (2015) "Air-Handling Units for Data Centers", Hvac Engineering Ebook, Westerville, Ohio.
- [38] Dinçer, İ. ve Rosen, M.A., (2004) "Effect of Varying Dead-State Properties on Energy and Exergy Analysis of Thermal Systems", International Journal of Thermal Science, 43:121-133.
- [39] Çengel, Y. A., Byard, W., Dinçer, İ., (2002), "Is Bigger Thermodynamically Better Exergy", Exergy, An International Journal, 2:62-68.

- [40] Hepbaşlı ,A., , (2003), “Güneş Enerjili Sistemlerde Ekserji Analizinin Gerekliliği ve Uygulanması”, Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, TMMOB, Mersin.
- [41] Hepbaşlı ,A. Ve Özgener,A., , (2003), “Hvac Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliliği ve Uygulamaları”, VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi.
- [42] Razmara, M., Maasoumy, M., Shahbakhti, M. ve Robinett III,R.D, (2015), “Optimal Exergy Control of Building HVAC System”, Applied Energy,156:555-565.
- [43] Chengqin, R., Nianping, L., ve Guangfa ,T., (2002), “Principles of Exergy Analysis in HVAC and Evaluation of Evaporative Cooling Schemes”, Building and Environment, 37:1045-1055.
- [44] Chengqin, R.,Guangfa ,T., Nianping, L. Ve Jing , Y., (2002), “Discussion Regarding the Principles of Exergy Analysis Applied to HVAC Systems”, Journal of Asian Architecture and Building Engineering, 1:137-141.
- [45] Dinçer, İ., (2002), “The Role of Exergy in Energy Policy Making”, Energy Policy, 30:137-149.
- [46] Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., (1996), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, McGraw-Hill.
- [47] Bejan,A, Tsatsaronis, G. ve Moran, M., (1995), Thermal Design and Optimization, Wiley.
- [48] Şahin, B. ve Aybers, N. (1995), Enerji Maliyeti, Yıldız Teknik Üniversitesi Matbaası.
- [49] Bolak , M. ,(1990), İşletme Finansı,Birsen Yayınevi.
- [50] Eser, S.,(2015) ,Evaporatif Soğutmanın Havanın Psikrometrik Özelliklerine Etkisinin İncelenmesi , Yüksek Lisans Tezi,Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,Karabük.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Büşra TAYLAN
Doğum Tarihi ve Yeri :01.11.1989 – Beyoğlu/İSTANBUL
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :busramemik@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Mühendisliği-Isı Proses	Yıldız Teknik Üniversitesi	2019
Lisans	Makine Mühendisliği-Isı Proses	Yıldız Teknik Üniversitesi	2012
Lise	Fen Bilimleri	Bahçelievler Cumhuriyet Anadolu Lisesi	2007

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2017-Halen	Air Trade Centre Türkiye A.Ş.	Proje Mühendisi
2015- 2017	Teknoklima Samsung Klima Sistemleri A.Ş.	Satış Mühendisi
2012-2014	Akım Mühendislik	Proje Mühendisi

YAYINLARI

Makale

1. MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi, “ Veri Merkezlerinde Evaporatif Soğutma Desteğinin Ekonomikliğinin İncelenmesi” , 170:47-57, 2019

