

**T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



**KONDENSERİ EVAPORATİF SOĞUTULAN BİREYSEL İKLİMLENDİRME  
CİHAZ PERFORMANSININ DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Ali ŞENOL**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**TEMMUZ 2019**

**ANTALYA**

**T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



**KONDENSERİ EVAPORATİF SOĞUTULAN BİREYSEL İKLİMLENDİRME  
CİHAZ PERFORMANSININ DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Ali ŞENOL**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**TEMMUZ 2019**

**ANTALYA**

**T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KONDENSERİ EVAPORATİF SOĞUTULAN BİREYSEL İKLİMLENDİRME  
CİHAZ PERFORMANSININ DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Ali ŞENOL  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ  
ANABİLİM DALI  
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**T.C. Akdeniz Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi  
tarafından FYL-2017-2626 nolu proje ile desteklenmiştir.**

**TEMMUZ 2019**

**T.C.**  
**AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KONDENSERİ EVAPORATİF SOĞUTULAN BİREYSEL İKLİMLENDİRME  
CİHAZ PERFORMANSININ DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Ali ŞENOL**  
**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**  
**ANABİLİM DALI**  
**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Bu tez .... / ..... / 201..... tarihinde jüri tarafından Oybirliği / Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Doç. Dr. İbrahim ATMACA (Danışman)

Doç. Dr. Ayla DOĞAN

Doç. Dr. Ahmet COŞKUN

## ÖZET

### KONDENSERİ EVAPORATİF SOĞUTULAN BİREYSEL İKLİMLENDİRME CİHAZ PERFORMANSININ DENEYSEL İNCELENMESİ

Ali ŞENOL

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. İbrahim ATMACA

Temmuz 2019; 80 sayfa

Ülkemizde tüketilen enerjinin yaklaşık %35'inin binalarda tüketildiği, bunun da yaklaşık %70-90 kadarının ısıtma – soğutma için olduğu göz önüne alındığında bireysel iklimlendirme cihazlarında enerji verimliliği sağlayacak yeniliklerin ele alınması son derece önem arz etmektedir. Bu kapsamda bu çalışmada kondenseri evaporatif soğutulan bireysel iklimlendirme cihaz performansı incelenmiştir. Çalışmada 2,5 kW kapasiteli iki ayrı buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi prensibi ile çalışan iklimlendirme cihazının biri geleneksel hava soğutmalı kondenserli çalıştırılırken diğerinin kondenseri evaporatif olarak soğutulmuş böylece sistemlerin enerji performansları sistematik bir yaklaşımla analiz edilmiştir. Yapılan ölçümler ile sistemlerin soğutma kapasiteleri, elektrik tüketimleri ve performans katsayıları (COP) karşılaştırılarak kondenserin evaporatif soğutulmasının enerji verimliliği üzerine etkisi ve oranları tespit edilmiştir. Literatürde konu üzerine yapılan çalışmalar incelendiğinde birçoğunun yüksek kapasiteli cihazlar için olduğu ve yerel veriler ile tespitlerin yapıldığı görülmüştür. Çalışmada R410A soğutucu akışkanı kullanan oransal kontrollü kompresöre sahip bireysel iklimlendirme cihaz performansının tipik Akdeniz iklim kuşağında yer alan Antalya iklimsel verileri ile analiz edilecek olması açısından çalışma özgün değer içermektedir. Bireysel iklimlendirme cihaz kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla COP maksimum %47,08 artmış, kompresör elektrik tüketimi ise maksimum %18,15 düşmüştür. Artış ve azalma oranları dış ortamın nem ve sıcaklığına bağlı olarak değişim göstermiştir.

**ANAHTAR KELİMELER:** COP, deneysel çalışma, evaporatif soğutma, klima.

**JÜRİ:** Doç. Dr. İbrahim ATMACA

Doç. Dr. Ayla DOĞAN

Doç. Dr. Ahmet COŞKUN

## **ABSTRACT**

### **EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE PERFORMANCE OF THE SPLIT TYPE AIR CONDITIONER WITH EVAPORATIVELY COOLED CONDENSER**

**Ali ŞENOL**

**MSc. Thesis in Mechanical Engineering**

**Supervisor: Assoc. Prof. Dr. İbrahim ATMACA**

**July 2019; 80 pages**

Considering that approximately 35% of the energy consumption in Turkey is consumed in buildings and about 70-90% of this energy is used for heating and cooling purposes, it is very important to focus on the innovations that will provide energy efficiency in split type air-conditioning systems. In this context, the performance of the air conditioning system which has an evaporatively cooling condenser has been examined in this study. In the study, two different systems, which both operate with vapor compression (mechanical) refrigeration cycle principles and both have 2,5 kW cooling capacity, were compared. One of the systems was operated with a conventional air-cooled condenser while the other one was operated with an evaporative cooled condenser. Thus the performance of the systems was analysed by a systematic approach. By comparing the cooling capacities, electricity consumptions and coefficients of performance (COPs) of the systems, the effect of evaporative cooling of the condenser on the energy efficiency and the impact ratios were determined. When the studies performed on the subject were investigated, it was seen that many of them were for high capacity systems and conclusions were made with regional data. The performance of the split type air conditioning system with an inverter controlled compressor was analysed for the refrigerant R410A. This study is the first to investigate the performance of a split type air conditioning system with evaporative cooled condenser at climatic conditions of Antalya, which is located in the typical Mediterranean climate zone. With the evaporative cooling of the condenser of the split type air conditioner, the COP increased by 47.08%, and the compressor electricity consumption decreased by 18.15%. The increasing and decreasing rates have changed depending on the humidity and temperature of the outdoor environment.

**KEYWORDS:** Air-conditioning, COP, experimental study, evaporative cooling.

**COMMITTEE:** Assoc. Prof. Dr. İbrahim ATMACA

Assoc. Prof. Dr. Ayla DOĞAN

Assoc. Prof. Dr. Ahmet COŞKUN

## ÖNSÖZ

Artan nüfus ve yükselen yaşam şartlarıyla enerjiye olan talep de günden güne artmaktadır. Bunların yanında küresel ısınma ile gittikçe zorlaşan iklim şartları nedeniyle iklimlendirme sistemlerine olan talep artmakta fakat bu sistemlerin enerji tüketimleri ve arıza sıklıkları artmaktadır. Çalışmamız ile bu sorunlara bir miktar da olsa katkı sağlayabilmek çalışmanın hedeflediğimiz yere ulaştığını gösterecektir.

Öncelikle lisans ve yüksek lisans eğitimim boyunca ilgi ve desteğini esirgemeyen, yardımcı olan, bilgi ve tecrübelerini paylaşmaktan çekinmeyen danışmanım sayın Doç. Dr. İbrahim ATMACA hocama bu zorlu çalışmanın her noktasında verdiği desteklerden dolayı teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Tüm eğitim hayatım boyunca maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme her şey için teşekkür ederim.

Evaporatif soğutma sisteminin temin edilmesinde yardımcı olan Doç. Dr. M. Fevzi KÖSEOĞLU ve Alindair Soğutma Sistemleri Sanayi ve Ticaret A.Ş.'ye destekleri için teşekkürlerimi sunarım.

T.C. Akdeniz Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi'ne, bu çalışmaya FYL-2017-2626 nolu proje ile destekleri için teşekkürlerimi sunarım.

## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ .....	iii
AKADEMİK BEYAN .....	vi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xii
1. GİRİŞ .....	1
2. KAYNAK TARAMASI.....	6
2.1. Evaporatif (Buharlaştırılmalı) Soğutma Sistemleri .....	7
2.1.1. Direkt (Doğrudan) evaporatif soğutma sistemi.....	10
2.1.2. Endirekt (Dolaylı) evaporatif soğutma sistemi .....	12
2.1.3. Bütünleşik evaporatif soğutma sistemleri .....	14
2.1.4. Evaporatif soğutucular ve nemlendirme düzenekleri.....	16
2.2. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi .....	19
2.3. Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi .....	21
2.4. Literatürdeki Çalışmalar .....	27
3. MATERYAL VE METOT.....	32
3.1. Materyal .....	32
3.1.1. Klimalar.....	35
3.1.2. Evaporatif Soğutma Sistemi.....	37
3.1.3. Ölçüm sistemi.....	40
3.2. Yöntem .....	46
3.3. Belirsizlik Analizi .....	53
4. BULGULAR VE TARTIŞMA .....	55
4.1. Dış Ortamın Yüksek Sıcaklık ve Düşük Nemli Olması Durumu.....	55
4.2. Dış Ortamın Yüksek Sıcaklık ve Yüksek Nemli Olması Durumu.....	59
4.3. Dış Ortamın Düşük Sıcaklık ve Düşük Nemli Durumu .....	63
4.4. Dış Ortamın Düşük Sıcaklık ve Yüksek Nemli Durumu .....	67
4.5. Dış Ortam Şartlarına Göre Elde Edilen Bulguların Karşılaştırılması .....	71
5. SONUÇLAR .....	76



6. KAYNAKLAR .....	78
ÖZGEÇMİŞ	

## AKADEMİK BEYAN

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Kondenseri Evaporatif Soğutulan Bireysel İklimlendirme Cihaz Performansının Deneysel İncelenmesi” adlı bu çalışmanın, akademik kurallar ve etik değerlere uygun olarak yazıldığını belirtir, bu tez çalışmasında bana ait olmayan tüm bilgilerin kaynağını gösterdiğimi beyan ederim.

02/07/2019

Ali ŞENOL

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

$\cos \theta$	:Güç faktörü [-]
$COP_{CARNOT}$	: Carnot soğutma makinesinin performans katsayısı [-]
$COP_1$	: Geleneksel soğutulan kondenserli cihaz performans katsayısı [-]
$COP_2$	: Evaporatif soğutulan kondenserli cihaz performans katsayısı [-]
$D$	: Evaporatif soğutma pedi kalınlığı [mm]
$\varepsilon$	: Evaporatif soğutucu etkenliği [-]
$F$	: Evaporatif soğutma pedi yiv yüksekliği [mm]
$h$	: Entalpi [kJ/kg]
$h_f$	: Sıvı faz entalpisi [kJ/kg]
$h_{fg}$	: Aynı basınç ve sıcaklıkta doymuş buhar faz entalpisi ile doymuş sıvı faz entalpisi arasındaki fark (Buharlaşma gizli ısı) [kJ/kg]
$h_i$	: i noktası entalpisi [kJ/kg]
$H$	: Evaporatif soğutma pedi yüksekliği [mm]
$I_1$	: Geleneksel soğutulan klima tarafından çekilen akım [A]
$I_2$	: Evaporatif soğutulan klima tarafından çekilen akım [A]
$I_p$	:Pompa tarafından çekilen akımı [A]
$\eta_{iz}$	:Kompresör iç verimi [-]
$\dot{m}_1$	: Geleneksel soğutulan klimada sirküle olan soğutucu akışkan debisi [kg/s]
$\dot{m}_2$	: Evaporatif soğutulan klimada sirküle olan soğutucu akışkan debisi [kg/s]
$P_i$	: i noktası soğutucu akışkan basıncı [bar]
$R$	: Bağımsız değişkenlere sahip bir fonksiyonu
$s$	: Entropi [kJ/kgK]
$s_f$	: Sıvı faz entropisi [kJ/kgK]

$s_{fg}$	: Aynı basınç ve sıcaklıkta doymuş buhar faz entropisi ile doymuş sıvı faz entropisi arasındaki fark [kJ/kgK]
$s_i$	: i noktası entropisi [kJ/kgK]
$T_i$	: i noktası soğutucu akışkan sıcaklığı [°C]
$T_b$	: Buharlaşma sıcaklığı [°C]
$T_ç$	: Dış ortam sıcaklığı [°C]
$T_{ortam}$	: İklimlendirilen ortamın sıcaklığı [°C]
$T_y$	: Yoğuşma sıcaklığı [°C]
$T_{io}$	: İç ortam havası sıcaklığı [°C]
$T_{kg}$	: Geleneksel soğutulan klima kondenser havası giriş sıcaklığı [°C KT]
$T_{ke}$	: Evaporatif soğutulan klima kondenser havası giriş sıcaklığı [°C KT]
$T_{kex}$	: Evaporatif soğutulan klima kondenser havası giriş sıcaklığı [°C YT]
$T_H$	: Carnot çevriminde yüksek sıcaklıktaki ortamın sıcaklığı [°C]
$T_L$	: Carnot çevriminde düşük sıcaklıktaki ortamın sıcaklığı [°C]
$V_1$	: Geleneksel soğutulan klima için şebeke gerilimi [V]
$V_2$	: Evaporatif soğutulan klima için şebeke gerilimi [V]
$V_p$	: Pompa için şebeke gerilimi [V]
$\dot{Q}_{evap}$	: Evaporatör soğutma kapasitesi [kW]
$\dot{Q}_{evap1}$	: Geleneksel soğutulan klima evaporatör soğutma kapasitesi [kW]
$\dot{Q}_{evap2}$	: Evaporatif soğutulan klima evaporatör soğutma kapasitesi [kW]
$\dot{Q}_{kond}$	: Kondenser kapasitesi [kW]
$\dot{Q}_{kond1}$	: Geleneksel soğutulan klima kondenser kapasitesi [kW]
$\dot{Q}_{kond2}$	: Evaporatif soğutulan klima kondenser kapasitesi [kW]
$\dot{W}_{komp}$	: Kompresör elektrik tüketimi [kW]
$\dot{W}_{komp1}$	: Geleneksel soğutulan klima kompresör elektrik tüketimi [kW]
$\dot{W}_{komp2}$	: Evaporatif soğutulan klima kompresör elektrik tüketimi [kW]

$W_{pomp}$	: Sirkülasyon pompası elektrik tüketimi [kW]
$W$	: Evaporatif soğutma pedi genişliği [mm]
$W_R$	: Bağımsız değişkenlere sahip bir R fonksiyonu için nihai belirsizliği
$x$	: Soğutucu akışkan kuruluk derecesi [-]
$x_n$	: Bağımsız değişkenlere sahip bir R fonksiyonundaki bağımsız değişken
$\theta$	: Evaporatif soğutma pedi açısı [°]

Tezde ondalık ayırıcı olarak virgül (,) kullanılmıştır.

### **Kısaltmalar**

AÜ	: Akdeniz Üniversitesi
COP	: Performans Katsayısı (Soğutma Tesir Katsayısı)
ETKB	: Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı
GSYİH	: Gayri Safi Yurt İçi Hasıla
MMO	: Makine Mühendisleri Odası
OECD	: Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Örgütü
TEP	: Ton Petrol Eşdeğeri
TMMOB	: Türk Mühendis ve Mimar Odaları Birliği

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<b>Şekil 1.1. a)</b> Nüfus; <b>b)</b> GSYİH büyüme oranı; <b>c)</b> Birincil enerji talebi projeksiyonları (ETKB 2017).....	1
<b>Şekil 1.2.</b> Sektörel enerji tüketimi (Bin TEP) 2004-2014 (ETKB 2016).....	2
<b>Şekil 1.3.</b> Türkiye nihai enerji tüketiminin sektörlere göre payları 2016 (TMMOB 2018).....	4
<b>Şekil 2.1.</b> İklimlendirme cihazlarının altı temel işlevi (Yamankaradeniz 2017).....	6
<b>Şekil 2.2.</b> Antik Mısır’da evaporatif soğutma kullanımı (MMO-632 2015).....	7
<b>Şekil 2.3.</b> Rüzgâr kuleleri ve kehrizler ile evaporatif soğutma sistemi şema (Anonim 1).....	8
<b>Şekil 2.4.</b> Rüzgâr kuleleri ile evaporatif soğutma Kehran/İran (Anonim 2).....	8
<b>Şekil 2.5.</b> Evaporatif soğutma prensibi ve düzeneği (İdiz vd. 2017).....	9
<b>Şekil 2.6.</b> Evaporatif soğutma işleminin psikrometrik gösterimi.....	10
<b>Şekil 2.7.a)</b> Fan-Petek evaporatif soğutucu; <b>b)</b> Püskürtmeli evaporatif soğutucu; (Özdemir vd. 2017).....	11
<b>Şekil 2.8.</b> Endirekt evaporatif soğutma sistemi.....	12
<b>Şekil 2.9.</b> Endirekt evaporatif soğutma işleminin psikrometrik gösterimi.....	13
<b>Şekil 2.10.</b> Rejeneratif endirekt evaporatif soğutma sistemi şeması (İdiz vd. 2017).....	14
<b>Şekil 2.11.</b> Bütünleşik evaporatif soğutma sistemi şeması.....	15
<b>Şekil 2.12.</b> Bütünleşik evaporatif soğutucunun psikrometrik gösterimi.....	15
<b>Şekil 2.13.</b> Bir klima santraline eklenmiş sirkülasyonlu ıslak dolgulu nemlendirici (MMO-632 2015).....	16
<b>Şekil 2.14.</b> Tanburlu ve ayrılabilen su tanklı taşınabilir buharlaşmalı nemlendirici (MMO-632 2015).....	17
<b>Şekil 2.15.</b> Hava yıkayıcı (MMO-632 2015).....	18
<b>Şekil 2.16.</b> Hava sıkıştırırmalı nozul (MMO-632 2015).....	19
<b>Şekil 2.17.</b> Amonyak-Su soğurmalı soğutma çevrimi (Çengel ve Boles 2011).....	21
<b>Şekil 2.18.</b> Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.....	22
<b>Şekil 2.19.</b> Carnot çevrimine ait P-v ve T-s grafikleri (Çengel ve Boles 2011).....	23
<b>Şekil 2.20.</b> Mekanik sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ideal T-s ve P-h diyagramları ....	25
<b>Şekil 2.21.</b> Mekanik sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ideal ve gerçek P-h diyagramları.....	26
<b>Şekil 3.1.</b> Evaporatif soğutulan kondenser (Anonim 3).....	32
<b>Şekil 3.2.</b> Deney sistemi çalışma şeması ve ölçüm noktaları.....	34
<b>Şekil 3.3.</b> Klima sehparlarının çizimleri.....	36
<b>Şekil 3.4. a)</b> Klima iç ünite sehpa; <b>b)</b> Klima dış ünite sehpa. ....	36

<b>Şekil 3.5. a)</b> Klima dış ünitelerin yerleşimi (arkadan); <b>b)</b> Klima dış ünitelerin yerleşimi (önden). .....	37
<b>Şekil 3.6. a)</b> Klima iç ünitelerinin klima sehpaları üzerine yerleşimi (önden); <b>b)</b> Klima iç ünitelerinin klima sehpaları üzerine yerleşimi (yandan). .....	37
<b>Şekil 3.7.</b> Evaporatif soğutma pedin geometrisine ait teknik özellikler (Köseoğlu 2013).....	38
<b>Şekil 3.8.</b> Evaporatif soğutma sistemi detayları.....	39
<b>Şekil 3.9. a)</b> Evaporatif soğutma pedi montaj öncesi; <b>b)</b> Evaporatif soğutma pedi montaj sonrası. ....	39
<b>Şekil 3.10. a)</b> Kondenser manometreleri; <b>b)</b> Evaporatör manometreleri.....	43
<b>Şekil 3.11. a)</b> Şebeke gerilim ölçümü (klima); <b>b)</b> Akım ölçümü (pompa).....	45
<b>Şekil 3.12.</b> Geleneksel soğutulan kondenserli klimaya ait sistem şeması ve ölçüm noktaları.....	47
<b>Şekil 3.13.</b> Geleneksel soğutulan kondenserli klimaya ait T-s ve P-h diyagramları .....	48
<b>Şekil 3.14.</b> Evaporatif soğutulan kondenserli klimaya ait sistem şeması ve ölçüm noktaları.....	50
<b>Şekil 3.15.</b> Evaporatif soğutulan kondenserli klimaya ait T-s ve P-h diyagramları .....	51
<b>Şekil 4.1.</b> Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların T-s diyagramları .....	57
<b>Şekil 4.2.</b> Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların P-h diyagramları .....	57
<b>Şekil 4.3.</b> Dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların T-s diyagramları .....	61
<b>Şekil 4.4.</b> Dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların P-h diyagramları .....	61
<b>Şekil 4.5.</b> Dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların T-s diyagramları .....	65
<b>Şekil 4.6.</b> Dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların P-h diyagramları .....	65
<b>Şekil 4.7.</b> Dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların T-s diyagramları .....	69
<b>Şekil 4.8.</b> Dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların P-h diyagramları .....	69

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<b>Çizelge 1.1.</b> Genel enerji tüketiminin kaynaklara göre dağılımı 2016 yılı itibari ile (TMMOB 2018).....	2
<b>Çizelge 1.2.</b> Türkiye’de 2016 yılı itibari ile birincil enerji tüketiminin sektörel dağılımı (TMMOB 2018).....	3
<b>Çizelge 3.1.</b> Kullanılan klimalara ait üretici özellikleri (Değerlendirme koşulu soğutma için iç ortam; 27°C KT, 19°C YT dış ortam; 35°C KT) .....	35
<b>Çizelge 3.2.</b> Evaporatif soğutucu pedin özellikleri (Köseoğlu 2013).....	38
<b>Çizelge 3.3.</b> Evaporatif soğutma sistemi sirkülasyon pompası özellikleri .....	40
<b>Çizelge 3.4.</b> Veri toplama cihazı özellikleri.....	41
<b>Çizelge 3.5.</b> NiCrNi-K tipi termocouple özellikleri.....	41
<b>Çizelge 3.6.</b> NiCrNi-K tipi termocouple konnektörü özellikleri .....	42
<b>Çizelge 3.7.</b> Nem-Sıcaklık transmitteri özellikleri .....	42
<b>Çizelge 3.8.</b> Nem-Sıcaklık transmitteri konnektörü özellikleri .....	43
<b>Çizelge 3.9.</b> Alçak basınç manometresi özellikleri.....	44
<b>Çizelge 3.10.</b> Yüksek basınç manometresi özellikleri .....	44
<b>Çizelge 3.11.</b> Pens ampermetre özellikleri .....	45
<b>Çizelge 3.12.</b> Ölçüm cihazları hassasiyetleri .....	54
<b>Çizelge 3.13.</b> Ölçümlerdeki belirsizlik değerleri .....	54
<b>Çizelge 4.1.</b> Deneilerin yapıldığı dış ortam şartları .....	55
<b>Çizelge 4.2.</b> Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split klimalara ait deneysel veriler .....	55
<b>Çizelge 4.3.</b> Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların R410A gazına ait tablolardan okunan ve hesaplanan veriler .....	56
<b>Çizelge 4.4.</b> Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların karşılaştırılması.....	56
<b>Çizelge 4.5.</b> Dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split klimalara ait deneysel veriler .....	59
<b>Çizelge 4.6.</b> Dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların R410A gazına ait tablolardan okunan ve hesaplanan veriler .....	60
<b>Çizelge 4.7.</b> Dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların karşılaştırılması.....	60
<b>Çizelge 4.8.</b> Dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split klimalara ait deneysel veriler .....	63

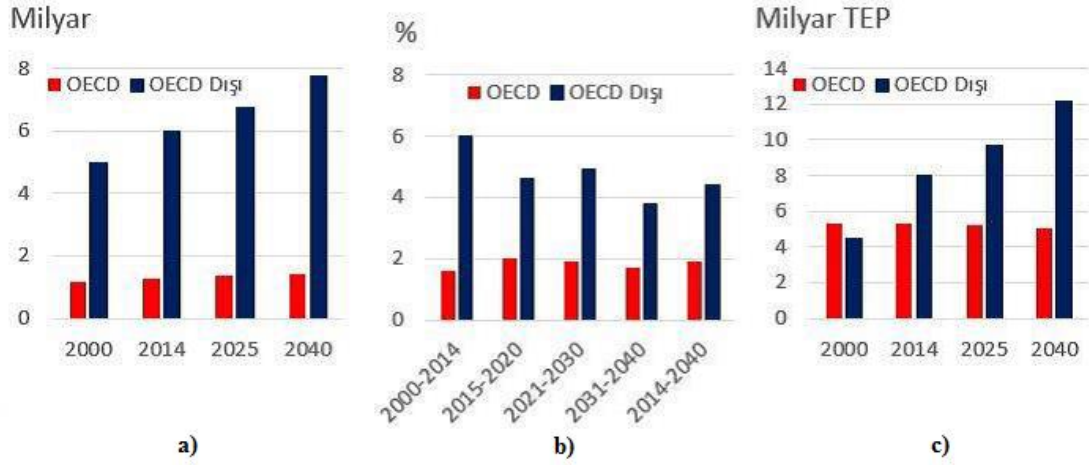


<b>Çizelge 4.9.</b> Dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların R410A gazına ait tablolardan okunan ve hesaplanan veriler .....	64
<b>Çizelge 4.10.</b> Dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların karşılaştırılması.....	64
<b>Çizelge 4.11.</b> Dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split klimalara ait deneysel veriler .....	67
<b>Çizelge 4.12.</b> Dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların R410A gazına ait tablolardan okunan ve hesaplanan veriler .....	68
<b>Çizelge 4.13.</b> Dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların karşılaştırılması.....	68
<b>Çizelge 4.14.</b> Dış ortam durumlarına göre evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların kompresör elektrik tüketimi ve değişim değerleri .....	71
<b>Çizelge 4.15.</b> Dış ortam durumlarına göre evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların toplam elektrik tüketimi ve değişim değerleri .....	72
<b>Çizelge 4.16.</b> Dış ortam durumlarına göre evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların sirküle olan soğutucu akışkan debileri ve değişim değerleri .....	72
<b>Çizelge 4.17.</b> Dış ortam durumlarına göre evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların evaporatör soğutma kapasiteleri ve değişim değerleri .....	73
<b>Çizelge 4.18.</b> Dış ortam durumlarına göre evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların kondenser kapasiteleri ve değişim değerleri .....	74
<b>Çizelge 4.19.</b> Dış ortam durumlarına göre evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların COP ve değişim değerleri .....	74

## 1. GİRİŞ

İnsan ve yaşam için en önemli üç unsur hava, su ve enerjidir. İlk çağlardan itibaren bu kadar önemli olan enerjinin değeri insanlar tarafından kavranmıştır. Hükmeden devletler her zaman, enerji kaynaklarına sahip olanlar ve enerjiyi etkin kullananlardan olmuştur. Avrupa’da sanayi devrimi kömürün bulunmasıyla başlatırken, Dünya’da savaşların sebebi ise daha sonraları bulunan petrol olmuştur.

Dünya’da birincil enerji tüketiminin artmasına nüfus ve gelir artışı gibi başlıca temel etkenler neden olmaktadır. Nüfus artışının gelişmekte olan sanayi ve kentleşmelere bağlı olarak küresel enerji talep artışına önemli miktarda etki edeceği öngörülmektedir. OECD (Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Örgütü) dışı ülkelerin oluşturacağı bu etki Şekil 1.1’de verilen nüfus, GSYİH (Gayri Safi Yurt İçi Hasıla) büyüme oranı ve birincil enerji talebi projeksiyonlarında görülmektedir. (ETKB 2017)



**Şekil 1.1.** a) Nüfus; b) GSYİH büyüme oranı; c) Birincil enerji talebi projeksiyonları (ETKB 2017)

Enerji yataklarının sınırlı olması, rezervlerin onlu yıllarla ifade edilmesi enerjinin önemini gün geçtikçe artırmaktadır. Yapılan senaryolara göre, 2040 yılına kadar olan dönemde fosil yakıtların paylarının nispeten azalmasına rağmen bu yakıtlar hâkim kaynaklar olmaya devam edecektir. Dünya’daki toplam petrol rezervleri 1,7 trilyon varil civarında olup bu miktar, yaklaşık 51 yıllık tüketimi karşılamaktadır. Dünya doğal gaz rezervi 2015 yılı sonunda 187 trilyon m<sup>3</sup> olarak belirlenmiş olup bu miktar küresel üretimi 53 yıl gibi bir süre boyunca karşılamak için yeterlidir. Dünya kömür rezervleri küresel üretimi 114 yıl boyunca karşılamaya yeterli olup tüm yakıtlar arasında en yüksek rezerv üretim oranına sahiptir (ETKB 2017). Azalan petrol, doğal gaz ve kömür rezervleri insanlık önünde önemli bir problem olarak dururken buna ilave olarak küresel ısınma sorunu da ortaya çıkmıştır. Küresel ısınmaya atmosfere atılan bazı gazların sera etkisi oluşturması neden olmaktadır. Bu gazlar atmosferde, güneşten gelen kısa dalga boylu ışınımı geçirmekte buna karşın, dünya yüzeyinin yaptığı uzun dalga boylu ışınımı önemli miktarda yutmakta veya geri yansıtılmaktadır.

Yukarıda sayılan bütün sebepler, insanlığı yeni enerji arayışlarına yöneltmiştir. İkincil veya yenilenebilir enerji kaynaklarına dönük çalışmalar 1973 enerji krizinden sonra artmış, daha sonra bir azalma eğilimine girmiş ve günümüzde ise özellikle küresel ısınma probleminin ortaya çıkmasıyla tekrar hız kazanmıştır.

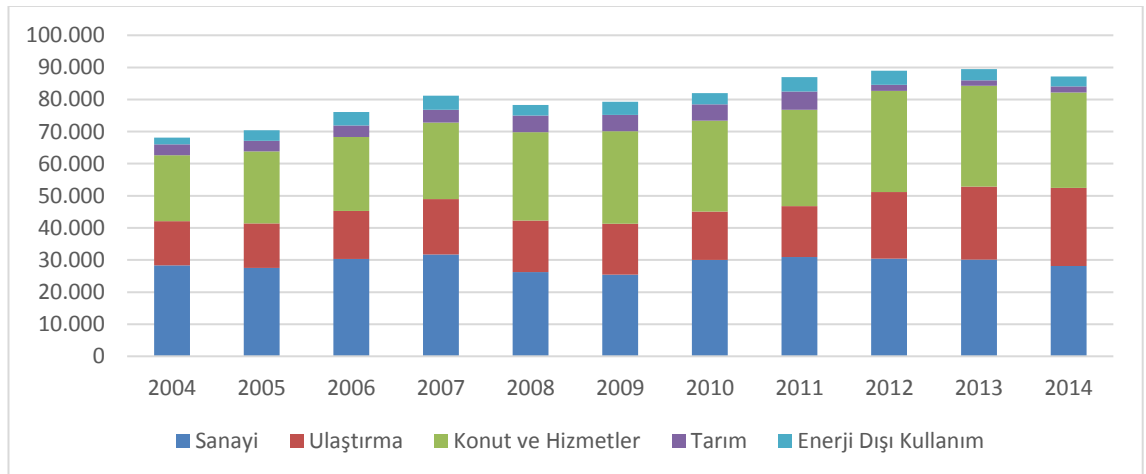
Dünya ve Türkiye için enerji tüketimi ve enerji projeksiyonlarına baktığımızda enerjinin ne kadar önem kazanacağını görmek mümkün olacaktır. Dünyada yılda yaklaşık 13,27 milyar TEP enerji kullanılmaktadır. Dünya yıllık enerji tüketiminin %33,3'ü petrolden, %28,1'i kömürden, %24,1'i doğal gazdan, %4,4'ü nükleerden, %6,9'u hidrolikten ve geriye kalan %3,2'si yenilenebilir kaynaklardan karşılanmaktadır. Görüldüğü üzere üç fosil yakıtın kullanım oranı %85,5'dir (TMMOB 2018).

Türkiye'nin 2016 yılı toplam enerji arzı 136,5 milyon TEP'dir. Genel enerji tüketiminin kaynaklara göre dağılımı 2016 yılı itibari ile Çizelge 1.1.'de verilmiştir.

**Çizelge 1.1.** Genel enerji tüketiminin kaynaklara göre dağılımı 2016 yılı itibari ile (TMMOB 2018)

Kaynak Türü	Oran(%)	Miktar (Milyon TEP)
Petrol	%31	42
Kömür	%28	38
Doğal Gaz	%28	38
Jeotermal-Rüzgar-Güneş	%6	8,3
Hidrolik	%4	5,8
Biyoenerji, atık	%3	3,4

Ülkemizde 2004-2014 yılları arasında sektörel enerji tüketimi Şekil 1.2'de verilmiştir. Türkiye'de 2016 yılı itibari ile birincil enerji tüketiminin sektörel dağılımı Çizelge 1.2 ile verilmiştir.



**Şekil 1.2.** Sektörel enerji tüketimi (Bin TEP) 2004-2014 (ETKB 2016)

**Çizelge 1.2.** Türkiye’de 2016 yılı itibari ile birincil enerji tüketiminin sektörel dağılımı (TMMOB 2018)

<b>Kullanım Alanı</b>	<b>Oran(%)</b>
Konut, Ticarethane ve Hizmet	%24,4
Sanayi	%24,5
Ulaştırma	%19,7
Tarım ve Hayvancılık	%3
Enerji dışı tüketim	%5,1
Çevrim ve Enerji Sektörü	%23,3

Dünya ekonomisi ile hızlı bir entegrasyon sürecinde olan ülkemiz, altyapısını tamamlama, kalkınma hedeflerini gerçekleştirme, toplumsal refahı artırma, sanayi sektörünü uluslararası alanda rekabet edebilecek bir düzeye çıkarma çabası içindedir. Öte yandan, hem bölgesel bir enerji ticaret merkezi hem de artan nüfusu ve gelişen sanayisiyle büyüyen bir tüketici olarak Türkiye’nin dünya enerji piyasasındaki önemi giderek artmaktadır. Ülkemiz dünyada, birincil enerji tüketiminde 19. sırada yer almaktadır. (ETKB 2017)

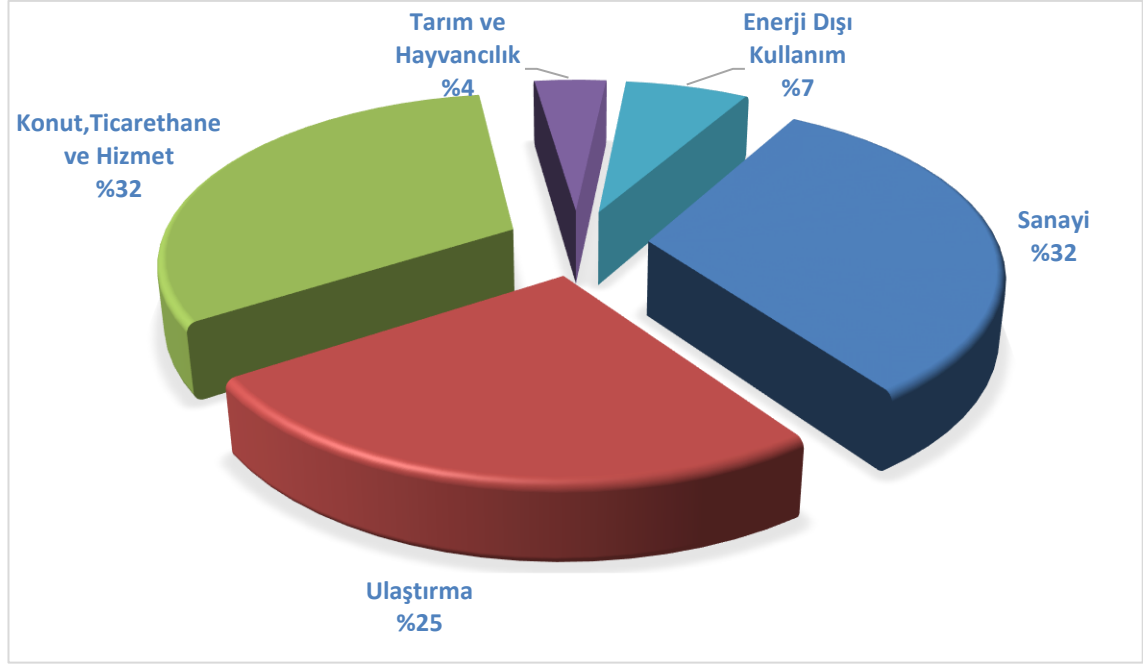
Ülkemizin enerji talebi son yıllarda artış eğilimine girmiş olup, gelecekte de bu artışın devam etmesi beklenmektedir. Artan enerji talebinin bilinen kısıtlı yerli kaynaklarla karşılanmasının mümkün olmadığı görülmektedir.

Toplam enerji talebinin yerli üretimle karşılama oranı oldukça düşüktür ve önümüzdeki yıllarda daha da azalacağı tahmin edilmektedir. Bu oran 1990 yılında %48 iken 2000 yılında %33, 2010 yılında %30, 2015 yılında %24 ve 2016 yılında %26 seviyelerinde olmuştur (Yiğit ve Atmaca 2018 ).

Yaşam standartlarının yükselmesi, günden güne iklimlendirme sistemlerinin kullanımını da arttırmaktadır. Bu durum doğal olarak iklimlendirme sistemlerinin toplam enerji tüketimindeki payını da yükseltmektedir. Türkiye nihai enerji tüketiminin sektörel dağılımı Şekil 1.3’de verilmiştir.

Tüketilen toplam enerjinin yaklaşık %35’i binalarda tüketilmektedir ki binalarda tüketilen bu enerjinin de yaklaşık %70-%90’lık oranı ısıtma ve soğutma amaçlı kullanılmaktadır (Bulut ve Yenigün 2013). İklimlendirme sistemlerinin enerji tüketimindeki payının düşürülmesi için ya yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmeli ya da mevcut enerjinin daha verimli kullanımı mutlaka sağlanmalıdır.

İklimlendirme sistemleri incelendiğinde ise yaygın olarak buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin tercih edildiği görülmektedir. Bu sistemler yüksek performans değerleri ile çalışsa bile alternatif enerji kaynaklarını veya atık ısıyı kullanabilen absorpsiyonlu soğutma sistemlerine nazaran daha fazla elektrik enerjisi kullanmaktadır. Fakat yine de yaygın olarak bilinen ve üretilen bir teknolojiye sahip olmaları ve bunun yanı sıra absorpsiyonlu sistemler ile kıyaslandığında aynı kapasitede daha düşük ilk yatırım masrafı gerektirmeleri gibi sebepler ile öncelikli tercih edilen sistem olmaktadır. Bir diğer alternatif ise evaporatif soğutma olarak görülebilir.



**Şekil 1.3.** Türkiye nihai enerji tüketiminin sektörlere göre payları 2016 (TMMOB 2018)

Evaporatif soğutma, hava üzerinde soğuma etkisinin suyun buharlaşması mekanizmasından faydalanılarak oluşturulması işlemidir. Bilindiği üzere buharlaşma işlemi endotermik (ısı alan) bir işlemdir ve sürekliliği için bir ısı kaynağına ihtiyaç duymaktadır. Evaporatif soğutma sistemlerinde, hazırlanan ıslak yüzey üzerinde hava akışının oluşması sağlanmaktadır. Oluşturulan bu hava akışı hem buharlaşmayı olumlu etkilemekte hem de suyun buharlaşma ısısı havadan çekildiği için hava tarafında serinlik etkisi sağlanmaktadır. Evaporatif soğutma sistemleri direkt evaporatif soğutucular, endirekt evaporatif soğutucular ve bütünleşik sistemler olarak üç grupta incelenebilir.

Direkt evaporatif soğutucularda, ortama gönderilecek olan soğutma havası buharlaşmanın gerçekleştiği yüzeyle temas etmekte ve serinlemenin yanı sıra ortam nemi de yükselmektedir. Bu sistemlerde buharlaşma işleminin oluşması için hava akışı içerisine nozullar vasıtasıyla su püskürtme ya da nemli yüzeyler üzerinde hava akışı oluşturma işlemleri uygulanmaktadır. Direkt evaporatif soğutucularda soğutma havasının nemlenmesi dolayısıyla direkt evaporatif soğutma sistemlerinde geri dönüş havasının soğukluğundan faydalanması imkânsız hale gelmektedir. Bu sistemler tamamen taze hava ile çalışan sistemler olup soğutma kapasiteleri büyük oranda dış ortam şartlarına bağlıdır. Yüksek sıcaklık ve düşük nemin hâkim olduğu kurak iklimlerde sistem performansının arttığı bilinmektedir. İdeal bir direkt evaporatif soğutma sisteminde buharlaşmanın gerçekleştiği ortam tamamen yalıtılmış olmalı ve buharlaşma suyu ile soğutma havası arasında çok büyük temas yüzeyi oluşması öngörülmektedir.

Direkt evaporatif sistemler nemin yüksek olduğu yerlerde performansının düşmesi yanı sıra soğutulan havanın içerdiği yüksek nem sebebiyle genellikle ilk tercih

olamamaktadır. Bu durumda ilk akla gelen ise buhar sıkıştırılmalı sistemlerin tüketeceği enerjinin nasıl sınırlandırılabilceği konusudur. Bilindiği üzere, bir soğutma makinesi için yoğuşma sıcaklığı düşükçe sistemin soğutma performansı yükselecektir. Bu da ancak yoğuşturucunun ısı atacağı ortam sıcaklığının düşürülmesi ile mümkündür. Buhar sıkıştırılmalı çevrimin yoğuşturucusuna giren havanın sıcaklığı evaporatif soğutma ile düşürülürse her iki sisteminde dezavantajları büyük ölçüde yok edilecektir. Yani hem evaporatif soğutma neticesinde oluşan yüksek nemli hava iklimlendirilen ortama verilmeyecek hem de nemli ve kısmen serin havanın buhar sıkıştırılmalı sistem yoğuşturucusuna verilmesi kompresöre düşük elektrik girdileri sağlayabilecektir.

Bu kapsamda çalışmada kondenseri evaporatif soğutulan bireysel iklimlendirme cihazının performansı incelenmiştir. Cihaz kondenser ünitesi hava girişine evaporatif soğutma pedleri yerleştirilmiş, eş zamanlı ve aynı şartlarda çalıştırılan geleneksel cihaz ile kondenseri evaporatif soğutulan cihaz üzerinden alınan ölçümler ile cihaz elektrik enerjisi tüketimleri, soğutma kapasitesi ve performans katsayısı (COP) değişimleri hesaplanarak kıyaslanmıştır.

Araştırma kapsamında tasarım ve teknik özellikleri aynı, 9000 Btu/h (2,5 kW) kapasiteli 2 ayrı buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma çevrimi ile çalışan iklimlendirme cihazı (split klima) ele alınmıştır. Cihazların biri geleneksel hava soğutmalı kondenserli çalıştırılırken diğerinin kondenseri evaporatif olarak soğutulmuş böylece sistemlerin ısı performansları sistematik bir yaklaşımla analiz edilmiştir. Yapılan ölçümler ile geleneksel sistem ile evaporatif soğutulan sistemin soğutma kapasiteleri, elektrik tüketimleri ve performans katsayıları (COP) karşılaştırılmış, kondenserin evaporatif soğutulmasının sağladığı performans artışı sunulmuştur.

## 2. KAYNAK TARAMASI

İklimlendirme sıcaklığın, nemin ve hava kalitesinin istenilen şartlarda tutulması işlemine verilen addır. İnsan yaşamında önemli yeri olan iklimlendirmede esas amaç, ortamın hava kalitesinin ve sıcaklık-nem parametrelerinin insan konforu için optimum şartlarda korunmasını sağlamaktır. Bu işlem çeşitli iklimlendirme cihazlarıyla sağlanabilir. İklimlendirme cihazlarının altı temel işlevi Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



**Şekil 2.1.** İklimlendirme cihazlarının altı temel işlevi (Yamankaradeniz 2017)

İklimlendirme cihazları bazen bu temel işlemlerden yalnızca birini bazen de temel işlemlerin tümünü aynı anda, ekonomik olarak gerçekleştirebilecek kapasitede ve optimum boyutlarda imal edilir. Tüm mühendislik branşlarında olduğu gibi, iklimlendirme cihazlarının ve sistemlerinin tasarımı sırasında en önemli husus belirli bir kapasitede en ekonomik şekilde optimum boyutlar ile şartları sağlamaktır. Bu sistemlerin istenen koşulları yerine getirebilmesi için, tasarımcının dikkatli ve kapsamlı bir inceleme yapması, hem cihaz ve sistem tasarımı aşamasında hem de cihaz ve sistem seçimi esnasında yardımcı olmasının yanında, sorunsuz ve düzgün bir çalışma performansı da sağlayacaktır.

Yukarıda bahsedilen bu altı temel işlevin en önemlilerinden biri soğutmadır. Soğuk yerlerde doğanın meydana getirdiği kar ve buzların muhafaza edilerek, bunlarla ısıyı çekilmek istenen veya sıcak olan yerlere koyulması yolu ile yapılan işlem soğutmaya dair bilinen en eski yöntemdir (Yamankaradeniz 2017). Bu doğal sistemden yola çıkılarak günümüzde pek çok sistem geliştirilmiştir. Bu sistemler arasında en yaygın olanları:

- Evaporatif (Buharlaştırılmalı) Soğutma Sistemleri

- Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi
- Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi'dir.

Soğutma uygulamasında kullanılacak bu sistemlerin her biri kendi içinde avantaj ve dezavantajları olmasına rağmen, sistem seçimini etkileyen en önemli faktörlerden biri soğutma sisteminin hangi amaç doğrultusunda kullanıldığı veya kullanılacak olması; sistem tasarımını doğrudan etkileyen ana etkenlerden biridir. Bir başka ana etken ekolojik kriterlerdir yani sistemin kurulacağı bölgenin iklim koşullarıdır. Bu iki etken de soğutma sistemi seçiminde öncelik teşkil eder. Göz ardı edilemeyecek ve büyük bir önem arz edecek; ilk yatırım maliyeti, işletme ve bakım maliyetleri gibi ekonomik kriterler de bulunmaktadır. Bunun dışında göz önüne alınması gereken diğer etkenler soğutma grubunun çalışma aralıkları ve operasyon zamanı, sistemde kullanılan diğer yardımcı ekipmanların sisteme etkisi vb. gibi etkenlerdir.

### 2.1. Evaporatif (Buharlaştırılmalı) Soğutma Sistemleri

Evaporatif soğutma, hava üzerinde soğuma etkisinin, suyun buharlaşması mekanizmasından faydalanılarak oluşturulması işlemidir. Endotermik (ısı alan) bir işlem olan buharlaşma işlemi sürekliliği için bir ısı kaynağına ihtiyaç duymaktadır. Evaporatif soğutma sistemlerinde, hazırlanan ıslak yüzey üzerinde hava akışının oluşması sağlanmaktadır. Oluşturulan bu hava akışı ile buharlaşmanın olumlu etkilenmesinin yanında suyun buharlaşma ısısı havadan çekildiği için hava tarafında sıcaklık düşüşü sağlanmaktadır.

Doğada canlılar vücut sıcaklığını sabit tutabilmek için, aşırı ısıyı vücuttan atarken suyun buharlaştığı terleme ile dengeler, canlılar bu işlemde de evaporatif soğutmanın etkisinden doğal olarak yararlanırlar. Evaporatif (Buharlaştırılmalı) soğutmanın insanlar tarafından kullanımı antik çağlara kadar uzanır. Antik Mısır'da büyük gözenekli testiler soğutma için kullanılırdı. Bu etkiyi güçlendirmek için, Şekil 2.2'de de görüleceği üzere, örneğin büyük kuş tüyleri testilerin etrafındaki havayı hareket ettirmek için kullanılırdı (MMO-632 2015).

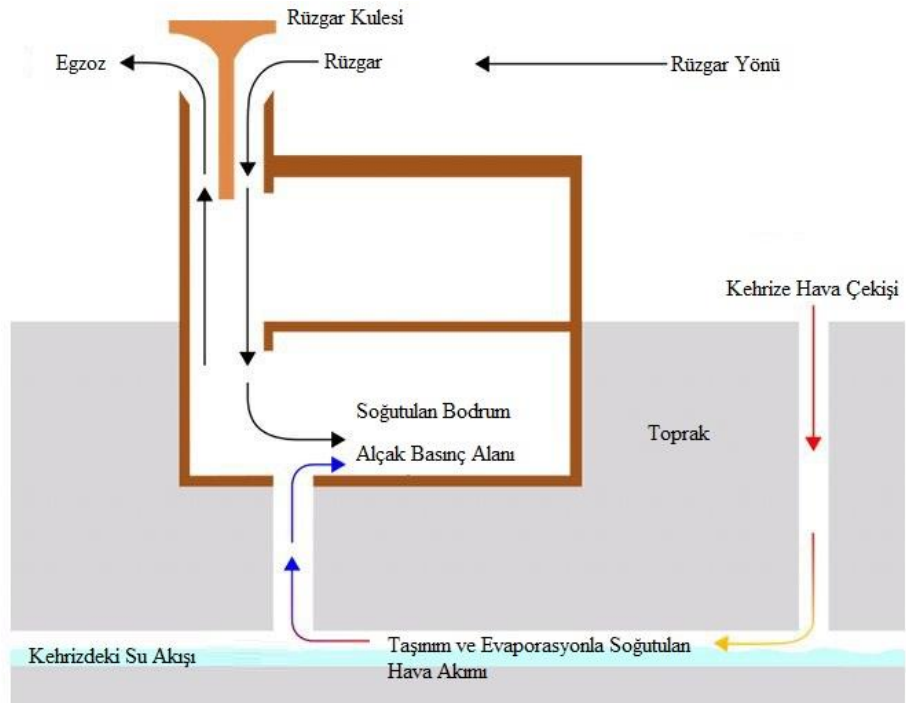


**Şekil 2.2.** Antik Mısır'da evaporatif soğutma kullanımı (MMO-632 2015)

Evaporatif soğutma tekniği geçmişten günümüze bilişim, gıda, tıp, tarım, hayvancılık ve daha pek çok örnekle çeşitlendirilebilecek alanda uygulamalarının varlığı bilinmektedir. Şekil 2.3 ve Şekil 2.4' de görüldüğü üzere kuru iklime sahip İran



gibi Orta Doğu ülkelerinde, konut mimarisini etkileyecek şekilde yaygın bir kullanıma da sahiptir (Ghaemmaghami ve Mahmoudi 2005).

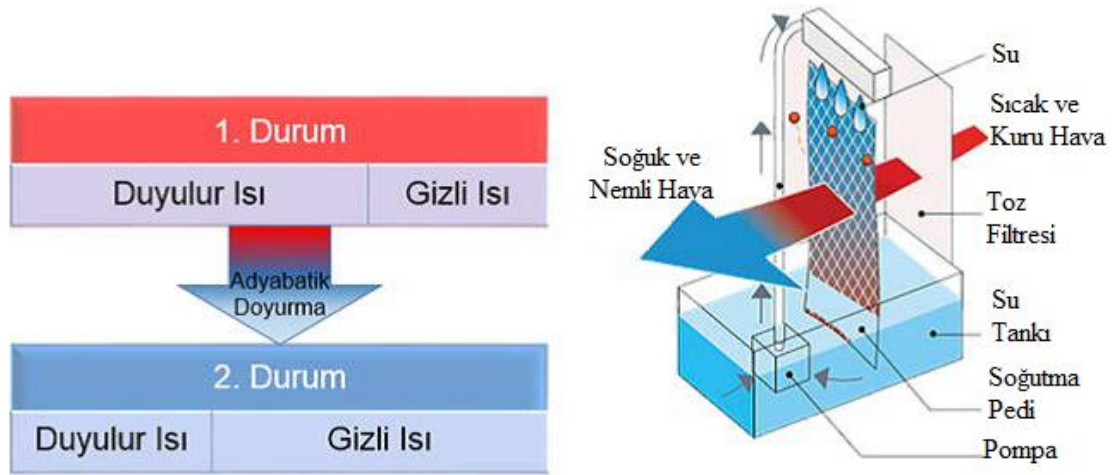


Şekil 2.3. Rüzgâr kuleleri ve kehrizler ile evaporatif soğutma sistemi şema (Anonim 1)



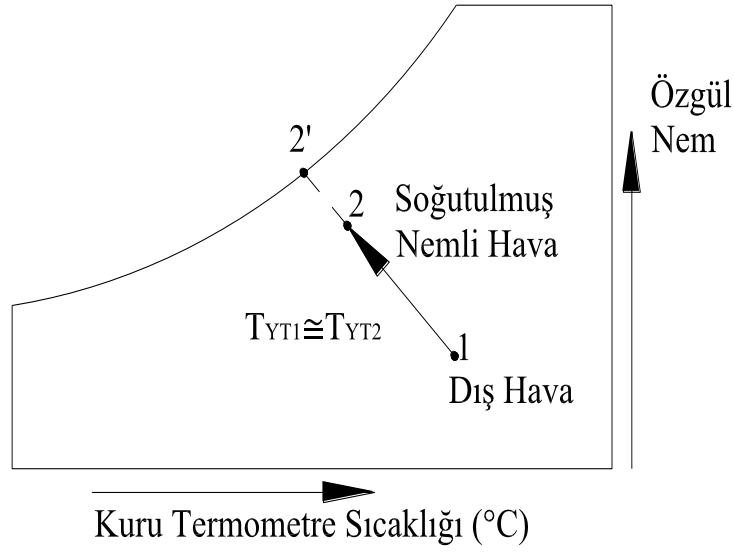
Şekil 2.4. Rüzgâr kuleleri ile evaporatif soğutma Kehran/İran (Anonim 2)

Evaporatif (Buharlaştırılmalı) soğutma basit bir ilkeye dayanır. Evaporatif soğutma ilkesine göre; doymamış hava, serbest su yüzeyiyle adyabatik bir ortamda temas ettirilecek olursa serbest su yüzeyi ile hava arasında sıcaklık ve basınç farkından dolayı sırasıyla ısı ve kütle transferi gerçekleşecektir. Doymamış havanın sahip olduğu buhar basıncı, serbest su yüzeyinin sahip olduğu buhar basıncından daha düşük olduğundan, bu basınç farkıyla serbest su yüzeyinden havaya doğru nem transferi gerçekleşir. Burada suyun sıvı fazdan buhar fazına geçmesi ile nem transferi gerçekleşmiş olur. Bu faz geçişi için gerekli olan ısıya da “buharlaştırma gizli ısı” denir. Dolayısıyla Şekil 2.5 de görüldüğü üzere, hava duyulur ısı kaybederken su buharı transferinden gizli ısı kazanır (Çengel ve Boles 2011).



Şekil 2.5. Evaporatif soğutma prensibi ve düzeni (İdiz vd. 2017 )

Psikrometrik diyagramda evaporatif soğutma işlemi Şekil 2.6 ile gösterilmektedir. Burada sistem girişindeki sıcak ve kuru havanın özellikleri 1 noktası ile işaretlenmiştir. Havaya evaporatif soğutma işlemi 1-2 arasında uygulanmaktadır ve burada havanın soğutulabileceği en düşük sıcaklığı 2' ile gösterilen nokta göstermektedir. Evaporatif soğutma işlem sırasında suyun bir bölümü hava akımından ısı alarak buharlaşır. Bunun sonucu olarak hava akımının sıcaklığı azalır ve nem miktarı artar (2 hali). Hava bu işlemle en çok 2' doymuş haline kadar soğutulabilir. 2' hali bu işlem ile erişilebilecek en düşük sıcaklıktır. Hava akımı ve çevre ile olan ısı aktarımı ihmal edilebilecek düzeyde olduğundan, evaporatif (buharlaştırılmalı) soğutma işlemi ile adyabatik doyma işlemi hemen hemen birbiriyle aynıdır. Bu nedenle buharlaştırılmalı soğutma işlemi psikrometrik diyagramda sabit yaş termometre sıcaklığını izler. Yaş termometre sıcaklıklarıyla sabit entalpi doğruları hemen hemen çakıştığı için işlem sırasında havanın entalpisinin değişmediği kabul edilir. (Çengel ve Boles 2011)



**Şekil 2.6.** Evaporatif soğutma işleminin psikrometrik gösterimi

Evaporatif soğutma sistemlerine olan ilginin artmasıyla yeni tasarımlar ortaya çıkmıştır. Evaporatif (buharlaşmalı) soğutma sistemleri; direkt evaporatif soğutucular, endirekt evaporatif soğutucular ve bütünlük sistemler olarak üç grupta incelenebilir.

### 2.1.1. Direkt (Doğrudan) evaporatif soğutma sistemi

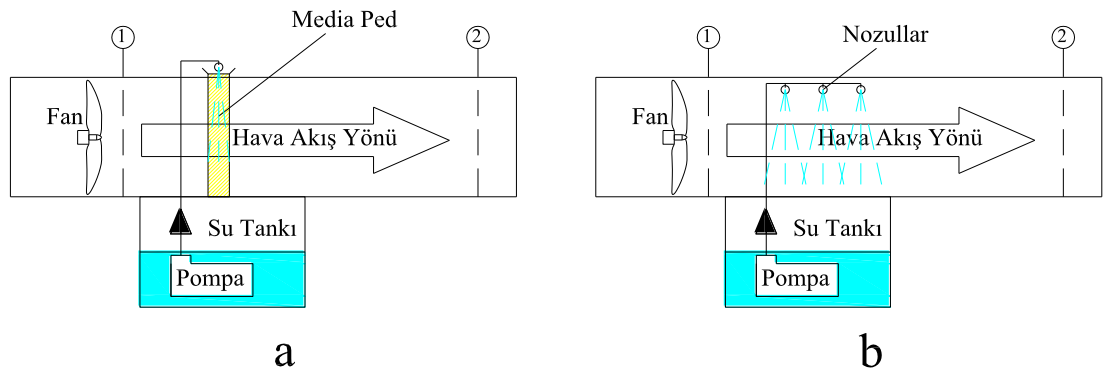
Evaporatif soğutma sistemleri içerisindeki en temel ve en basit soğutma sistemi direkt evaporatif soğutma sistemleridir. Direkt evaporatif soğutma sistemleri çoğunlukla belirli bir nem oranında hava ihtiyacı olan ortamların hava temini uygulamalarında kullanılır. Evaporatif soğutma teorisine çok benzeyen evaporatif soğutma sistemi, evaporatif soğutma teorisinden bir farkla ayrılır. Bu temel farka göre, evaporatif soğutma teorisi adyabatik bir ortamda gerçekleştiği kabul edilirken ve bu doğrultuda adyabatik bir doyma işleminin gerçekleşmesine imkân verirken, uygulamada (gerçek hayatta) adyabatik doyma işlemi evaporatif soğutma sistemleri tarafından gerçekleştirilemez (El-Refaie ve Kaseb 2008).

Direkt evaporatif soğutma sistemlerinde; sisteme giren hava, suyun direkt içerisinde buharlaştığı hava olup, evaporatif soğutma işleminden sonra direkt olarak iklimlendirilen ortama verilir. Bu işlem psikrometrik diyagram üzerinde incelenirse; sisteme giren taze havanın yaş termometre sıcaklığı, sabit entalpi çizgisi ile üst üste gelecek şekilde, sabit kalırken su ile hava arasındaki aynı anda duyulur ve gizli ısı transferi buna bağlı olarak da kuru termometre sıcaklığında düşüş meydana gelecektir. (El-Refaie ve Kaseb 2008).

Ortama gönderilecek olan soğutma havasının özgül nem miktarı, sisteme giren

taze havanın özgül nem miktarına göre, buharlaşmadan ile eklenen nemdeki artış sebebiyle daha fazladır. Direkt evaporatif soğutma sistemlerindeki ortama gönderilecek üfleme havasının, taze havanın %100 oranında tam doyma işlemiyle gönderilecek olursa teorik olarak minimum sıcaklıktaki üfleme havası elde edilecektir ki bu sıcaklık giren taze havanın yaş termometre sıcaklığıdır. Ancak uygulamadaki temas yüzeyinin sonlu olması ve sistemin çevresiyle olan ısıl kaçaqlardan dolayı böylesi bir ideal soğutma mümkün değildir. Uygulamada yapılan evaporatif soğutma sisteminin performansının bir ölçütü olarak performans faktörü terimi yardımcı olur. Performans faktörünün değeri uygulamadaki sıcaklık düşümünün ideal sıcaklık düşümüne oranı ile belirlenir. (El-Refaie ve Kaseb 2008).

Şekil 2.7’de gösterilen sistemde daha detaylı bir şekilde görüleceği üzere ortama gönderilecek olan taze hava öncelikle filtre edilir. Daha sonra nemli ortamın oluşmasını sağlayan ve soğutmayı gerçekleştiren düzenekler (Şekilde evaporatif ped veya su spreyi) ile direkt olarak temas ettirilir ve son olarak da bir fan veya üfleç yardımıyla iklimlendirilecek ortamın duyulur ve gizli ısını absorbe etmek için ortama gönderilir. Havayı nemli hale getirmek için püskürtücü, hava yıkayıcısı, evaporatif pedler, dönel çark gibi çeşitli evaporatif soğutucular ve düzenekler kullanılır. Buharlaşma işlemi boyunca hava bünyesine katılan suyun telafisi için, bir başka deyişle ortamın nemlilik özelliğini kaybetmemesi için su sürekli olarak sirküle ve takviye edilir.



**Şekil 2.7.a)** Fan-Petek evaporatif soğutucu; **b)** Püskürtmeli evaporatif soğutucu; (Özdemir vd. 2017 )

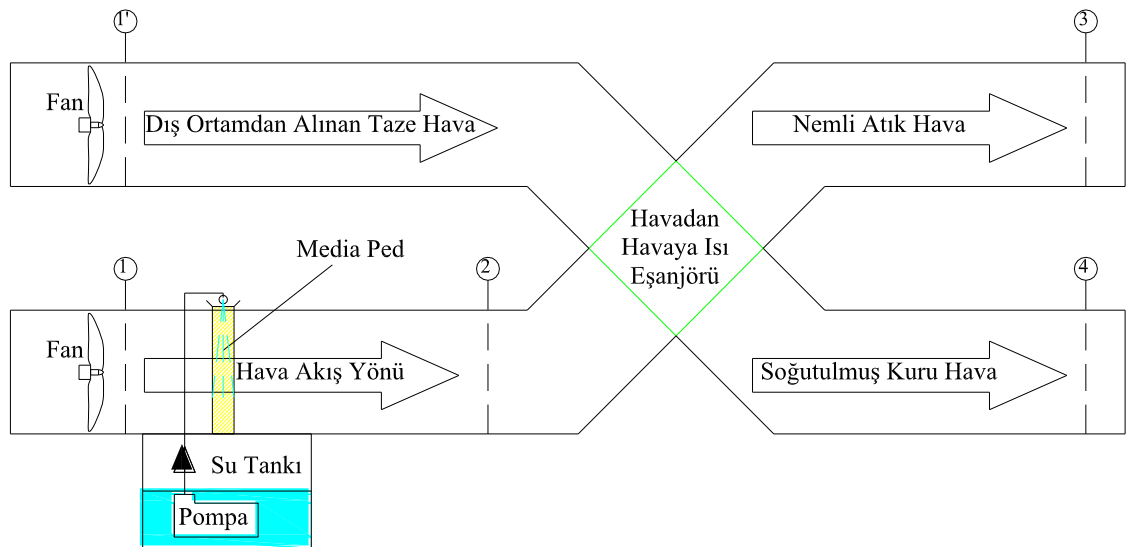
Direkt evaporatif soğutucularda soğutma havasının nemlenmesi dolayısıyla direkt evaporatif soğutma sistemlerinde geri dönüş havasının soğukluğundan faydalanması imkânsız hale gelmektedir. Bu sistemler tamamen taze hava ile çalışan sistemler olup soğutma kapasiteleri büyük oranda dış ortam şartlarına bağlıdır. Yüksek sıcaklık ve düşük nemin hâkim olduğu kurak iklimlerde sistem performansının arttığı bilinmektedir. (Özdemir vd. 2017)

### 2.1.2. Endirekt (Dolaylı) evaporatif soğutma sistemi

Direkt evaporatif soğutma sistemlerinin nemli iklimlerde de kullanılabilmesi için uzun süreli çalışmalarla bu amacı sağlayabilecek çözümler araştırılmıştır. Böylelikle endirekt evaporatif soğutma sistemleri düşünülmüştür.

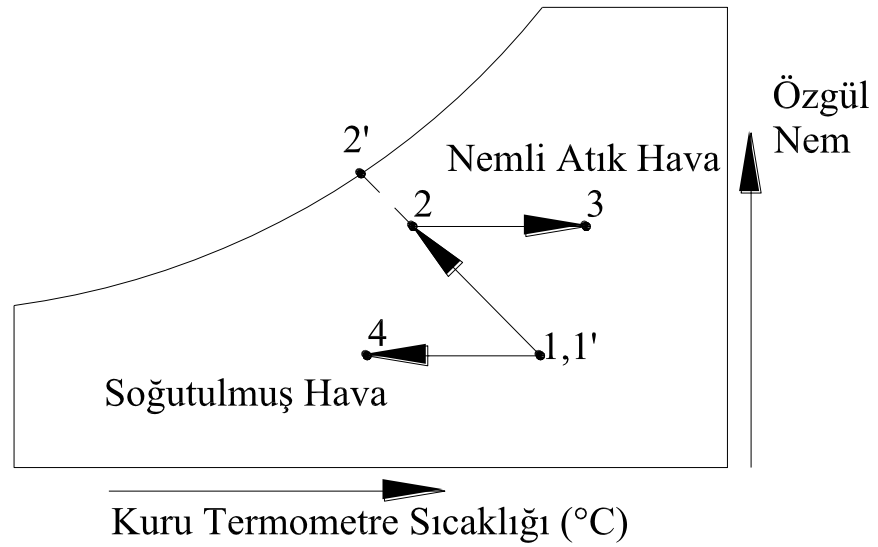
Direkt evaporatif soğutma sistemlerinden farklı olarak, endirekt evaporatif soğutma sistemlerinde birincil ve ikincil hava olmak üzere iki tür havadan söz edilir. Endirekt evaporatif soğutma sistemlerinde sisteme dış ortamdan giriş yapan birincil hava adı verilen taze hava (üfleme havası) ve ikincil hava olarak bilinen direkt evaporatif soğutma yöntemi ile soğutulmuş bir hava akımı tarafından, bir havadan havaya ısı eşanjörü vasıtasıyla, bünyesine hiç nem katılmaksızın duyulur bir şekilde soğutulur. Direkt evaporatif soğutma sistemlerinde olduğu gibi birincil havanın kuru termometre sıcaklığında yine düşüş gözlenir. Fakat direkt evaporatif soğutucuya karşılaştırıldığında bir endirekt evaporatif soğutucudaki kuru termometre sıcaklığındaki düşüş, aynı şartlar altındaki direkt evaporatif soğutucuya göre daha düşüktür (El-Refaie ve Kaseb 2008).

Direkt evaporatif soğutma sistemlerinden farklı olarak endirekt evaporatif soğutma sistemlerinde birincil havanın yaş termometre sıcaklığında da düşüş gözlenir. Yine endirekt evaporatif soğutma sistemlerinde ikincil havanın yaş termometre sıcaklığı ise sabit kalır. Endirekt evaporatif soğutma sistemlerinde; ya dış ortamdan alınan ya da mahalden dönen hava ikincil hava olarak kullanılır. Havadan havaya ısı değiştirici uygulaması ile havanın soğutulması nemlendirilmeden de mümkün kılınmış dolayısıyla evaporatif soğutma işlemi nemli iklim koşulları altında da konfor şartlarını sağlayabilir hale gelmiştir. Şekil 2.8’ de şematik olarak endirekt evaporatif soğutucu gösterilmektedir. Şekil 2.9’ da ise endirekt evaporatif soğutma işleminin psikrometrisi verilmiştir (Özdemir vd. 2017).



Şekil 2.8. Endirekt evaporatif soğutma sistemi

Şekil 2.8’de de görüleceği üzere endirekt evaporatif soğutma sistemlerinde soğutma havasının sistemde dolaşımı için ikinci bir fan ihtiyacı duyulmaktadır dolayısıyla endirekt evaporatif soğutma sistemlerinin enerji sarfiyatı direkt evaporatif soğutuculara göre daha yüksektir. Ayrıca endirekt evaporatif soğutma sistemlerinin verimini, kullanılan havadan-havaya ısı değiştiricisinin verimi de doğrudan etkilemektedir. Yapılan araştırmalar sonucunda direkt evaporatif soğutma sistemlerinin verim değerlerinin endirekt evaporatif soğutma sistemlerinin verimlerine kıyasla daha yüksek olduğunu ancak konfor şartlarını sağlayabilmesi açısından uygulamaya elverişli sistemler olmadığı da ortaya konulmuştur (Özdemir vd. 2017).

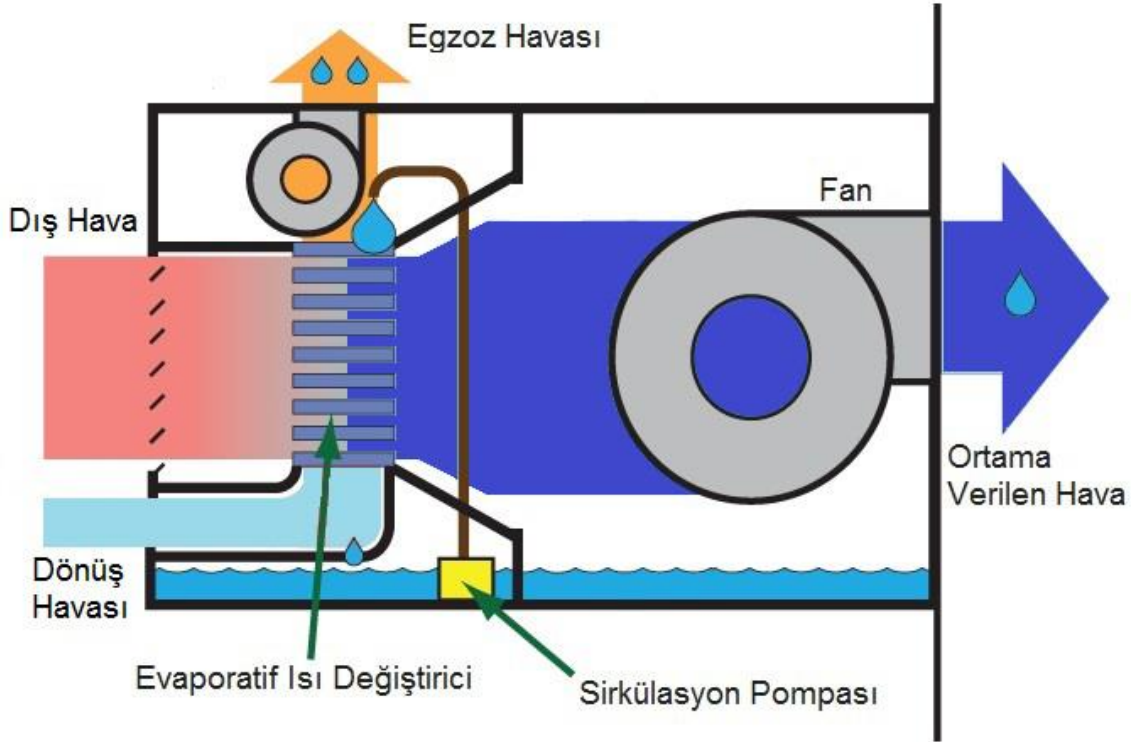


**Şekil 2.9.** Endirekt evaporatif soğutma işleminin psikrometrik gösterimi

Endirekt evaporatif soğutma sistemlerinde iki farklı hava kütesinin özellik değişimleri psikrometrik diyagramda da görüldüğü üzere incelenmektedir. Endirekt evaporatif soğutma sistemin şematik gösterimi Şekil 2.8 üzerinde belirtilen hal noktaları Şekil 2.9’da psikrometrik diyagramda gösterilmektedir. 1 noktasında, direkt evaporatif soğutucu birimine giren taze havanın özellikleri işaretlenmiştir, 1-2 noktaları arasında direkt evaporatif soğutmayı gerçekleştiren düzenekler (Şekilde buharlaşma peteği) üzerinden geçirilen hava nemlendirilerek soğutulmaktadır. 2-3 noktaları arasında, havadan havaya ısı değiştiricisine girerek esas soğutma havasının duyulur ısısını alan nemli hava 3 noktası ile gösterilen özelliklerde sistemden atılmaktadır. 1' noktası olarak işaretlenen ve 1 noktası ile aynı yere isabet eden nokta esas soğutma havasının havadan havaya ısı değiştiricisine girmeden önceki özelliklerini göstermektedir. 1'-4 arasında ısı değiştiriciden geçirilerek nemlendirilmeksizin soğutulan hava, doğrudan iklimlendirilecek alana gönderilmektedir.

%100 dış hava kullanılması direkt evaporatif soğutma sistemlerinde temel prensiptir. Dolayısıyla direkt evaporatif soğutma sistemlerinde dönüş havasının

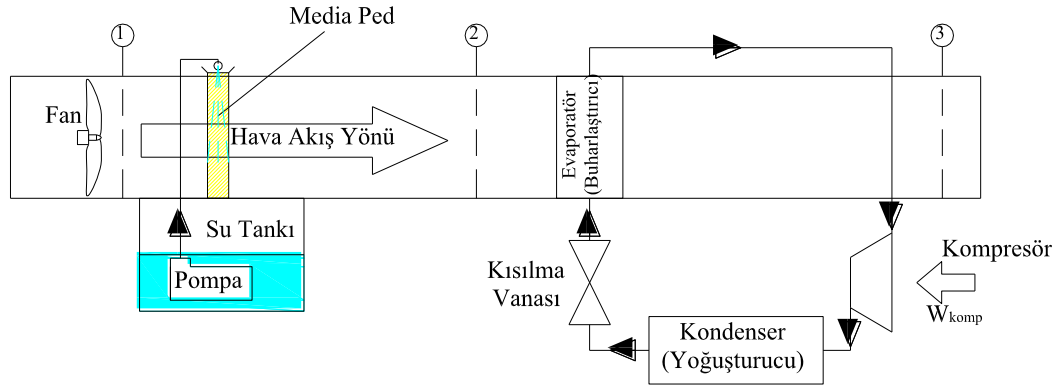
kullanımına ihtiyaç duyulmayacağından bunun için ek bir enerji de harcanmaz. Endirekt evaporatif soğutma sistemleri uygulamalarında taze hava ikincil hava olarak her zaman kullanılamaz. Bazı durumlarda ikincil hava olarak iklimlendirilecek mahalden dönen havadan (dönüş havası) yararlanır. Bu durum genellikle dönüş havası düşük yaş termometre sıcaklığına sahipse etkili sonuçlar verir. Böylece birincil havanın duyulur olarak daha fazla soğutulmasına imkân sağlanmış olur. İkincil hava olarak mahalden dönen havanın kullanıldığı bu tür sistemlere “rejeneratif sistemler” adı verilir. Böylesi bir örnek Şekil 2.10’da gösterilmiştir (El-Refaie ve Kaseb 2008).



Şekil 2.10. Rejeneratif endirekt evaporatif soğutma sistemi şeması (İdiz vd. 2017)

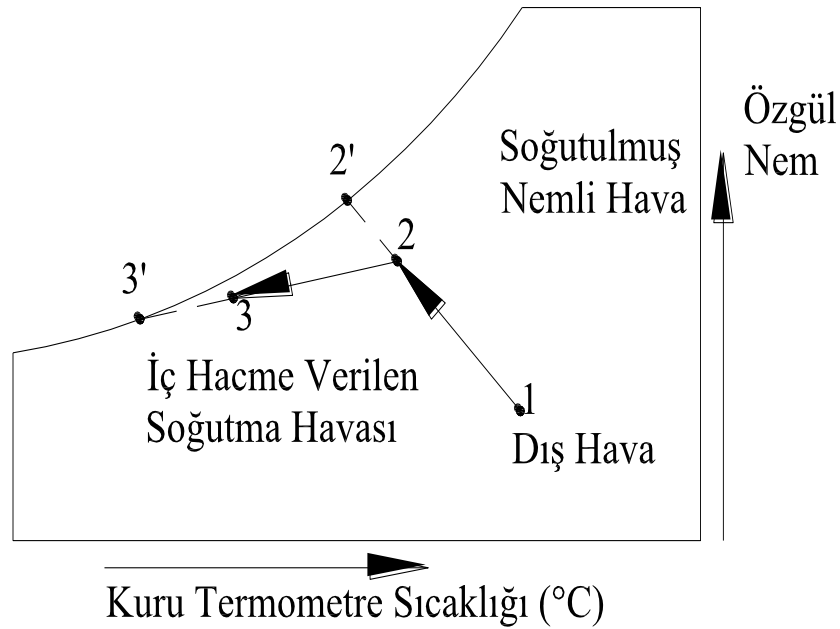
### 2.1.3. Bütünleşik evaporatif soğutma sistemleri

Bütünleşik evaporatif soğutma sistemleri; evaporatif soğutma sistemleri ile geleneksel iklimlendirme veya iki kademeli (direkt-endirekt) evaporatif soğutma sistemleri yöntemlerinden birinin entegrasyonundan meydana gelen sistemler olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu sistemlerde evaporatif soğutucunun ön soğutma birimi olarak kullanılmasının yaygın olması ile birlikte çeşitli nem alma sistemleri ile de kullanıldığı durumlar bulunmaktadır. Uzun yıllar boyunca yapılan yoğun çalışmalar sonucunda ortaya çıkan bütünleşik evaporatif soğutma sistemleri ile evaporatif soğutmanın kullanım alanları yaygınlaşmış ve geleneksel sistemlere kıyasla yüksek verimlilikle çalışan sistemler elde edilmiştir. Şekil 2.11’de geleneksel bir gaz sıkıştırırmalı sisteme evaporatif soğutucu entegrasyonu ile elde edilmiş bütünleşik bir evaporatif soğutucu şematik olarak gösterilmektedir (Özdemir vd. 2017).



**Şekil 2.11.** Bütünleşik evaporatif soğutma sistemi şeması

Şekil 2.11'de şematik olarak gösterilen bütünleşik evaporatif soğutucunun psikrometrik gösterimi Şekil 2.12'de gösterilmektedir. Burada dış ortamdan alınan buharlaştırıcıya girecek olan taze hava psikrometrik diyagram üzerinde 1 noktası ile işaretlenmiştir. 1-2 noktaları arasında direkt evaporatif soğutma işlemi uygulanarak buharlaştırıcıya giren taze hava ön soğutma işlemi yapılmıştır. Burada 2' ile belirtilen nokta sistemin çığ noktasıdır ki buharlaştırıcıya giren havanın soğutulabileceği en düşük sıcaklıktır (Özdemir vd. 2017).



**Şekil 2.12.** Bütünleşik evaporatif soğutucunun psikrometrik gösterimi



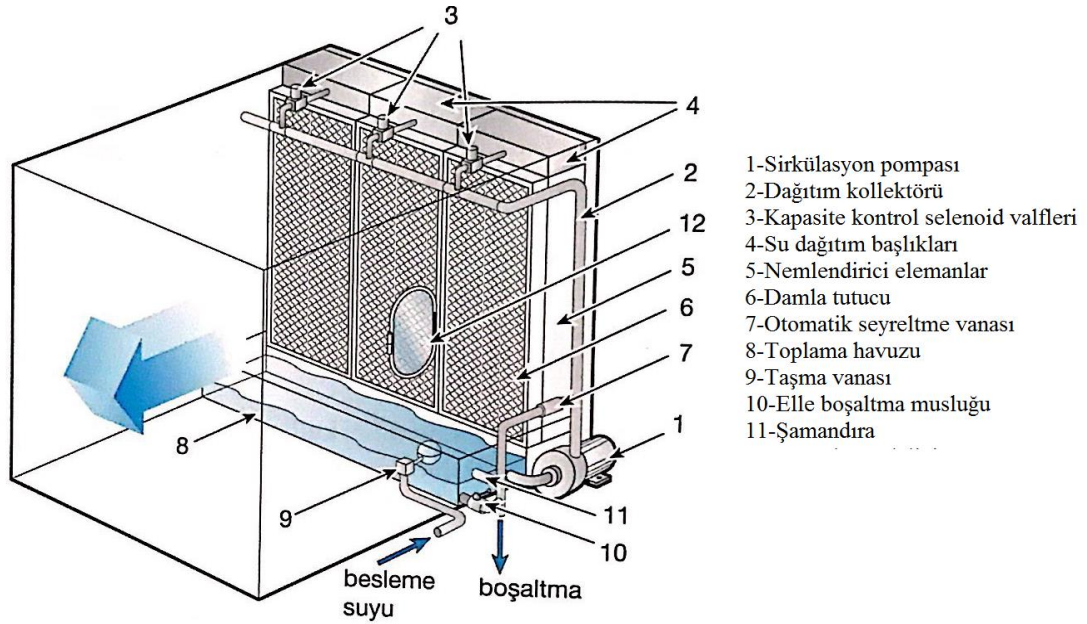
### 2.1.4. Evaporatif soğutucular ve nemlendirme düzenekleri

Evaporatif soğutma işlemlerinde; nemlendirme işlemleri farklı nemlendirici elemanlar kullanılarak gerçekleştirilebilir. Bu elemanlar tercih edilirken; hijyenik gereklilikler, çevre şartları, dış hava oranı ve toplam hava miktarı, soğutma kapasitesi, uygulama yeri, kullanılabilir su şartları, kullanılabilir enerji miktarı, kontrol hassasiyeti, gürültü sınırları, yatırım maliyeti, işletme (bakım, elektrik vb.) maliyetleri ve evaporatif soğutmanın kanallarla mı ya da iklimlendirilen ortama doğrudan mı yapılacağına bilinmesi gereklidir.

#### a) Islak dolgulu nemlendiriciler:

Şekil 2.13’de verilen ıslak dolgulu nemlendiricilerde hava, petek veya sıkıştırılmış delikli geçirgen levhadan yapılmış geniş bir yüzeyden geçerken bu levhalar tarafından soğurulmuş (absorbe edilmiş) su ile temas etmektedir. Dolgu malzemesi olarak kullanılan pedlerin imalat aşamasında; aspen ağacı, kağıt, plastik ve çimento katkılı malzemeler kullanılmaktadır.

Burada dönen diskli nemlendiriciler ve hava yıkayıcılardan farklı olarak hava içine kireç ve tortu taşınmaz yani ıslak dolgu aynı zamanda filtre görevi görerek nemlendirme işleminin yanında havayı temizlemektedir. Bu nemlendiriciler için ortalama hava hızı 0,5-3 m/s arasındadır (MMO-632 2015).



**Şekil 2.13.** Bir klima santraline eklenmiş sirkülasyonlu ıslak dolgulu nemlendirici (MMO-632 2015)

Bu sistemlerde ıslak dolgulu nemlendirici; nemlendirmenin yanında havayı düşük kaliteli filtre gibi temizleme işlemi de yapabilir. Islak dolgulu nemlendiriciler,

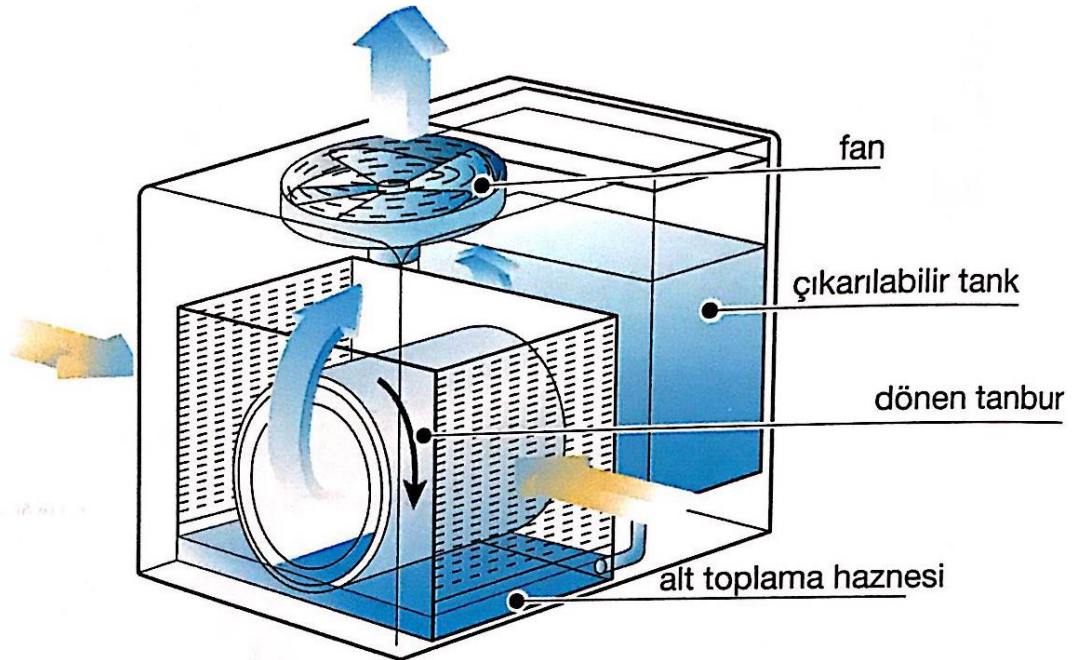
sistemlerinde buharlaşmamış suyu sirküle etmektedirler. Sirküle edilen su ise toplama havuzundan pompa ile dağıtım hattına gönderilerek sistemin sürekliliği sağlanmış olur.

İklimlendirilen ortama üfleme havası evaporatif soğutma uygulanarak gönderilen ıslak dolgulu nemlendiricili sistemlerde bakteri üremesi ve kirliliğin önüne geçilmesi için şartlandırılmış su tercih edilmelidir. İlk yatırım maliyetlerinin düşük olmasına rağmen, ıslak dolgulu nemlendirici sistemlerinde işletme maliyeti; dolgu malzemesinin düzenli olarak değiştirilmesi ile temizliği, eğer kullanılıyorsa su şartlandırma maliyeti nedeniyle yüksektir.

Islak dolgulu nemlendirme sistemlerinde, su püskürtmeli sistemlerde bulunan damla tutucuya ihtiyaç duyulmaz, su direkt havanın taşıyabildiği kadar buharlaşır. Böylelikle daha sonra kullanılan bir batarya üzerinde su tabakasının oluşması engellenmiş olur.

#### b) Tamburlu nemlendiriciler:

Şekil 2.14'te verilen tamburlu nemlendiricilerde, köpük malzeme ile kaplı bir tambur, dönerken su dolu bir tanka daldırılır ve tambur çevresindeki dolgu ıslanır. Tambura gelen kuru hava, tamburun çevresinden merkezine doğru geçerken nemlenir ve ünitenin üstündeki menfezden dışarı çıkarak proses tamamlanır. Taşınabilir şekilde olanları mevcuttur, bu nedenle birçok yerde kullanılabilirler. Bu cihazların su toplama tavası düzenli olarak temizlenmelidir.



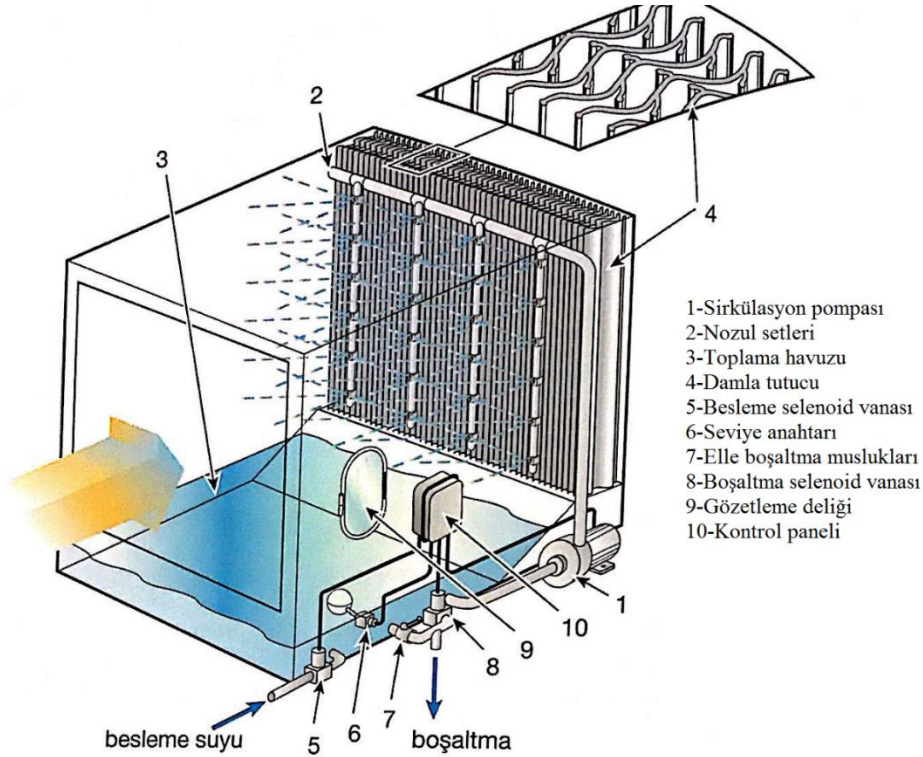
**Şekil 2.14.** Tamburlu ve ayrılabilen su tanklı taşınabilir buharlaşmalı nemlendirici (MMO-632 2015)

### c) Hava yıkayıcılar:

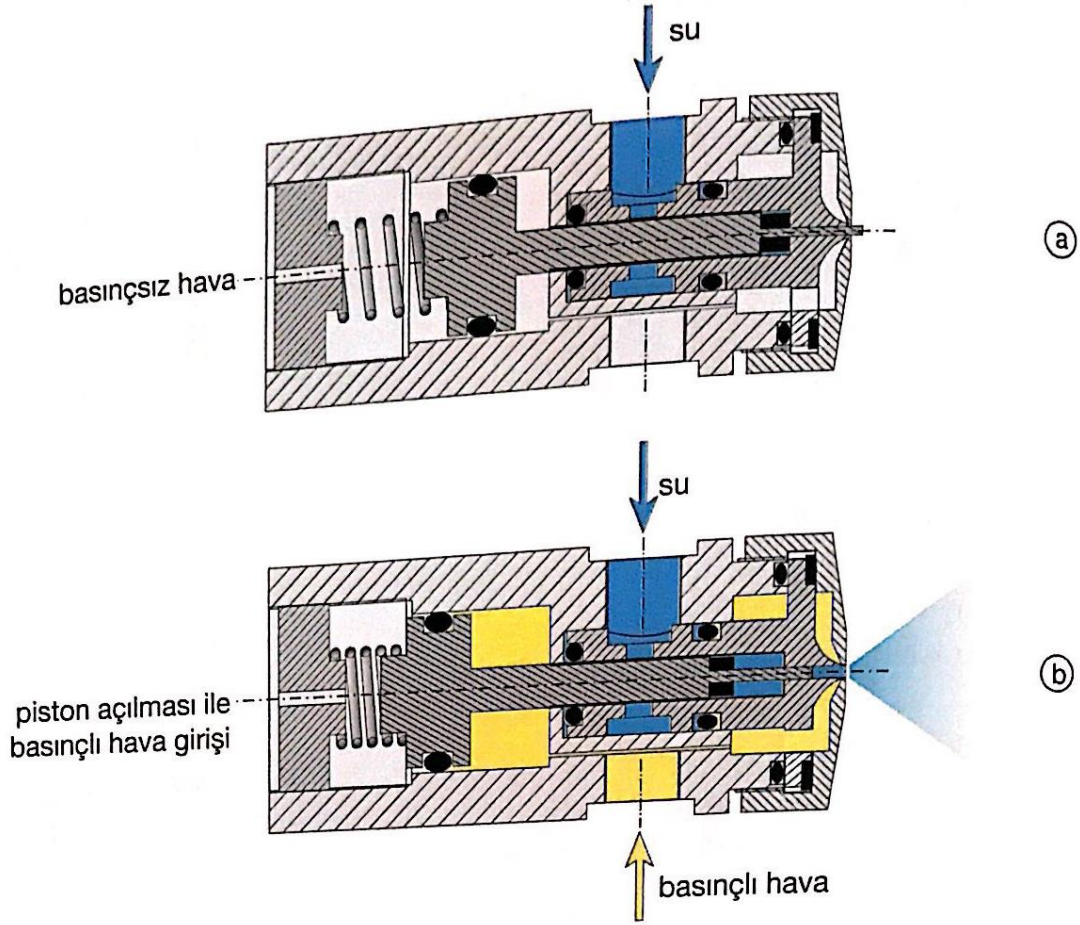
1950’lerde ilk kullanım amacı olan tozu ve kokuyu önleme nedeniyle hava yıkayıcı olarak adlandırılmıştır. Fakat daha sonraları nemlendirme soğutma uygulamalarında kullanılmaya başlanmıştır. Aslında hava yıkayıcının kendisi hali hazırda bir evaporatif soğutucudur. Hava yıkayıcının tabanında veya ondan ayrı olarak yakınına imal edilmiş ve genelde suyu toplamak bazen de sirküle edilen suyla soğuk olan giriş suyunu karıştırmakta kullanılan bir su tankı bulunur. Giriş tarafında bulunan sıralı bölmeler su ve hava temasının her yönde eşit olarak dağılmasını sağlar. Suyun sirkülasyonu ise sirkülasyon pompası yardımıyla sağlanır. Çıkışta bulunan sinüs eğrisi şeklindeki ayırıcılar havanın arasına karışan su damlacıklarının havadan ayrılmasında kullanılır (MMO-632 2015).

Hava yıkayıcılar genelde tekstil endüstrisinde, konut iklimlendirmesinde ve bünyesinde hem nemlendirme hem de evaporatif soğutmanın bulunduğu daha pek çok endüstriyel uygulamada sıklıkla kullanılmaktadır. En büyük sakıncaları, soğutulan havanın soğutucudan çıktığında aşırı doymuş halde bulunma riskiyle karşı karşıya olmasıdır. Bir diğer sakınca da büyük hacimli ve pahalı olmalarıdır (MMO-632 2015).

Hava yıkayıcılarda su nemlendirilecek havaya pulverize halde verilmektedir. Şekil 2.15’de görüldüğü üzere suyun pulverize hale getirilmesi işlemi; pompanın direkt suyu basınçlandırılarak nozullar yardımıyla yapılabileceği gibi, sesüstü nemlendiriciler veya sıkıştırılmış hava ile nemlendiriciler gibi sistemler yardımıyla da yapılabilmektedir. Şekil 2.16’da hava sıkıştırma püskürtme nozulu gösterilmiştir.



Şekil 2.15. Hava yıkayıcı (MMO-632 2015)



Şekil 2.16. Hava sıkıştırmalı nozul (MMO-632 2015 )

Su püskürtmeli evaporatif serinletme sistemleri oluşturdukları damla çaplarına göre; dumanlama ( $D= 10...30 \mu\text{m}$ ), sisleme ( $D= 30...100 \mu\text{m}$ ) ve yağmurlama ( $D>100 \mu\text{m}$ ) olarak isimlendirilir. Damla çapı küçüldükçe, damlacıkların havada kalma süresi artacağından su damlacıklarının havada buharlaşması için gereken süre uzayacaktır. Damla çapının küçülmesi, damlacıklar ile hava arasındaki temas yüzeyi artacağından buharlaşmaya yardımcı olacaktır.

## 2.2. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi

Absorpsiyonlu soğutma sistemi absorpsiyonlu soğutma çevrimini temel alır. Bu çevrimde, soğutucu ve soğurucu (absorbent) olmak üzere iki farklı tür akışkan dolaştırılır. Soğutucu akışkan (soğutkan) evaporatörde (buharlaştırıcı) buharlaşarak, soğutma yükünün ortamdaki uzaklaştırılmasını sağlarken absorbent ise çevrimin belirli bir bölümünde soğutucu akışkanı taşıma görevini üstlenir. Bir başka deyişle çevrim, soğutucu akışkanın absorbent tarafından soğurulması ilkesi üzerine kuruludur.

Soğutucu ve soğurucu akışkanlar olarak günümüzde en çok  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  ve  $\text{H}_2\text{O-NH}_3$  çifti kullanılmaktadır.  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  çiftinde su soğutucu akışkan iken,  $\text{H}_2\text{O-NH}_3$

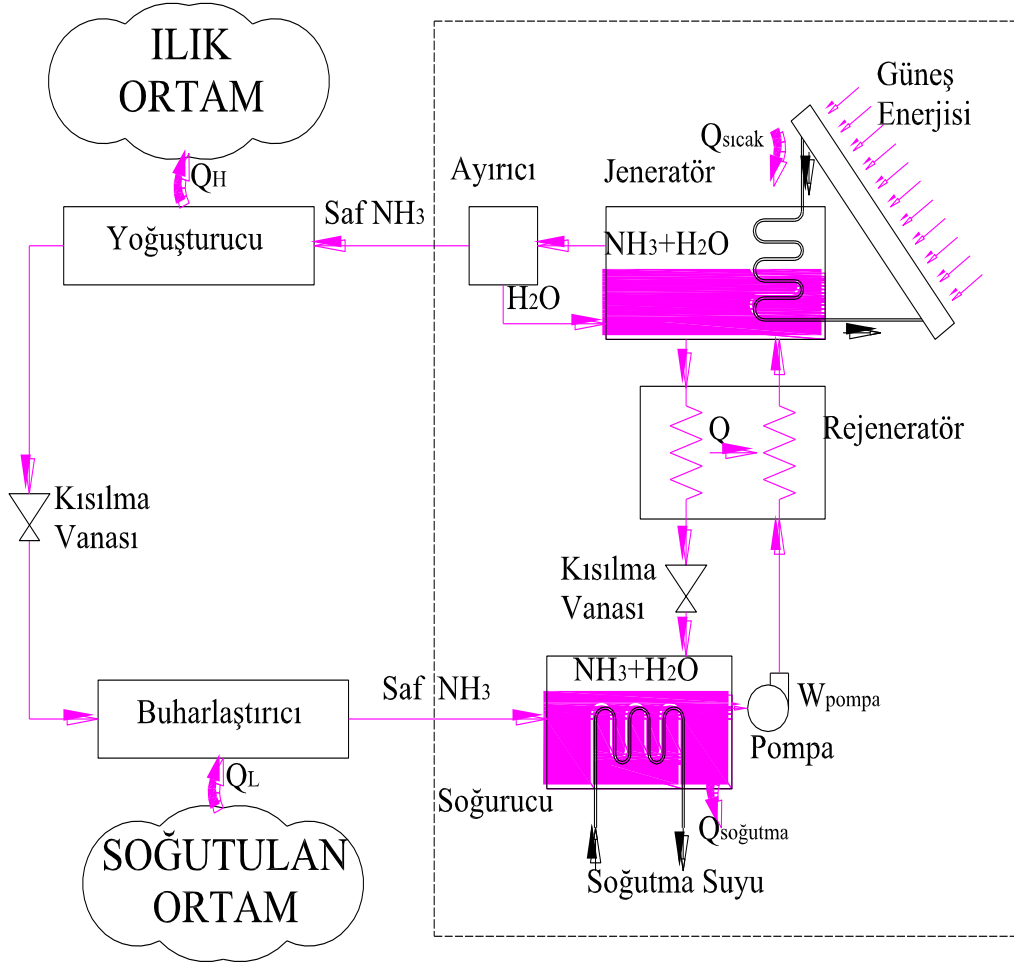
çiftinde ise absorbent rolünü üstlenir. Bu iki çift ayrıca sistemin belirli bir bölümünde zengin eriyik (zengin çözelti) ve fakir eriyik (fakir çözelti) diye tabir edilen tanımları da meydana getirir.

Şekil 2.17’de gösterildiği üzere absorpsiyonlu soğutma çevrimi sisteminin genel çalışma prensibi şu şekildedir. Yüksek basınçta bulunan soğutucu akışkan buharı, yoğunlaştırucuya (kondenser) girerek yoğunlaşır ve ortama gizli ısını verir. Soğutucu akışkan yoğunlaştırucuda doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı halindedir. Soğutucu akışkan yoğunlaştırucudan ayrıldıktan sonra kısılma vanasında (genleşme valfi) genişler ve ıslak buhar halinde buharlaştırıcıya girer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıda soğutulacak ortamın ısını bir başka deyişle soğutma yükünü çekerek kızgın buhar fazında buharlaştırıcıyı terk eder ve absorbere (soğurucu) girer. Soğutucu akışkan absorberde soğurucu akışkan bakımından zengin, soğutucu akışkan bakımından fakir olan çözeltideki soğurucu tarafından emilir ve böylece ortaya soğurucu akışkan bakımından fakir, soğutucu akışkan bakımından zengin bir eriyik ortaya çıkar. Dolayısıyla, soğutucu akışkan bakımından zengin olan bu eriyiğe “zengin eriyik” adı verilir. Emilim sırasında ısı açığa çıkar ve eriyik düşük basınçta bulunur. Düşük basınçtaki zengin eriyiğin daha sonra eriyik pompası yardımıyla basıncı yükseltilir. Eriyik pompası ile jeneratör (kaynatıcı) arasında çözelti eşanjörü bulunur. Çözelti eşanjörü, absorberden gelen eriyik ile jeneratörden gelen eriyiğin arasında ısı transferinin gerçekleştiği yerdir. Transfer, absorberden gelen eriyiğin jeneratörden gelen eriyiğin ısını alması şeklinde gerçekleşir. Çözelti bu bakımdan jeneratöre girmeden önce bir çeşit ön ısıtmaya tabi tutulmaktadır. Eriyik jeneratöre girerken genellikle yüksek basınçta ve kaynama sıcaklığının altındaki bir sıcaklıktadır. Jeneratörde ise ısı kaynağı yardımıyla zengin eriyik kaynama sıcaklığına yükseltilir ve kaynama olayı sayesinde ortaya çıkan soğutucu akışkanın buharı jeneratörden ayrılarak yoğunlaştırucuya girer. Zengin çözeltiden soğutucu akışkan buharı ayrıldığı için eriyik soğutucu akışkan bakımından fakir hale gelir. Soğutucu akışkan bakımından fakir olan bu eriyiğe dolayısıyla “fakir eriyik” adı verilir. Bu eriyik daha sonra tekrar absorbere girmek için jeneratörden ayrılır ve kısılma vanasından geçerek absorbere girdikten sonra çevrimi tamamlamış olur.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde ısı enerjisinden faydalanılır. Isı enerjisi ise atık ısı, jeotermal enerji, güneş enerjisi gibi çeşitli biçimlerde olabilir. Şekil 2.17’de güneş enerjisi ile destekli bir sistem şeması vardır.

Bileşenler bakımından ise buhar sıkıştırımlı soğutma sistemindeki kompresörün yerini çözelti pompası, absorber, jeneratör ve ısı eşanjörleri (ısı değiştiricileri) gibi elemanlar alır. Buhar sıkıştırımlı sistemlere göre; oldukça pahalı, daha karmaşık ve daha fazla hacimlidirler (Çengel ve Boles 2011).

Absorpsiyonlu soğutma sistemi genellikle düşük kapasitede çalışan, yemek fabrikaları, kimyasal madde fabrikaları, süt fabrikaları, atık ısının kullanılacağı rafineriler, petrokimya tesisleri gibi endüstriyel tesislerle, güneş enerjisinden etkin bir şekilde yararlanma imkanının bulunduğu sıcak iklimlerde kendine yer edinebilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sistemi günümüzde kojenerasyon ve trijenerasyon uygulamalarının da değişmez elemanı haline gelmiştir.



Şekil 2.17. Amonyak-Su soğurmalı soğutma çevrimi (Çengel ve Boles 2011)

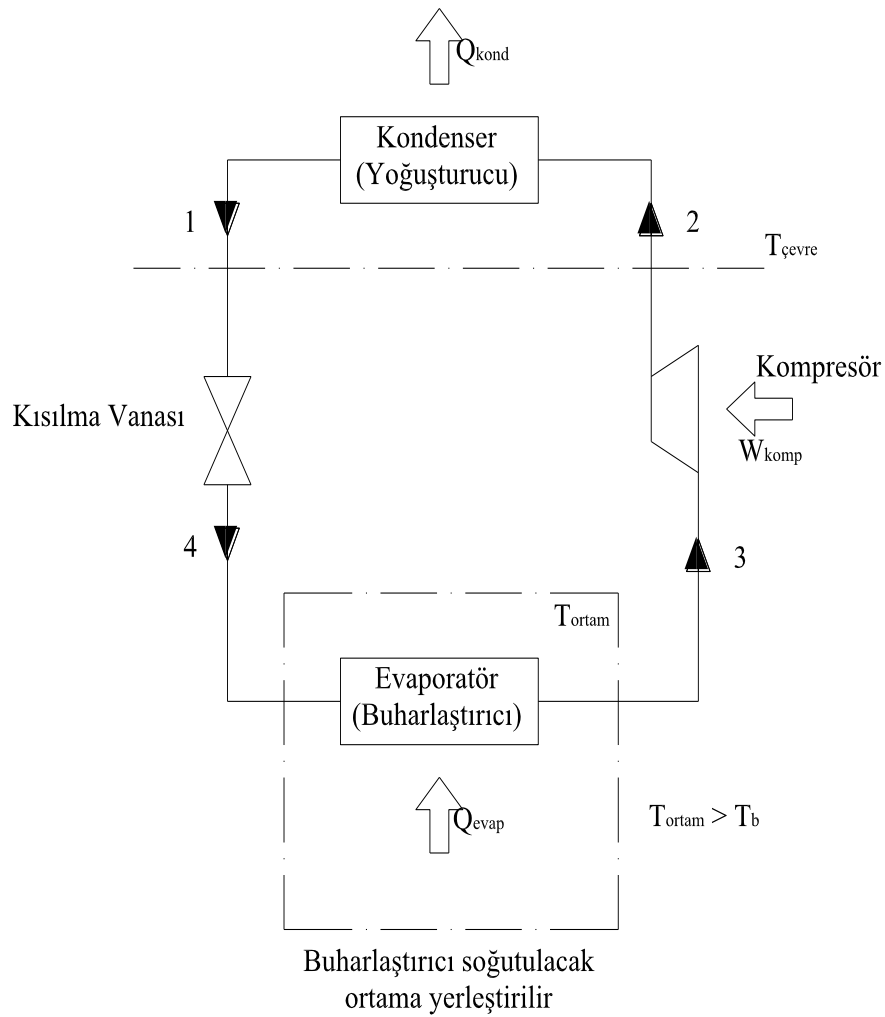
### 2.3. Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi

Günümüzde en yaygın olarak kullanılan soğutma sistemi olup, temeli buhar sıkıştırılmalı çevrime dayanmaktadır. Buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma çevriminde iki ana bölüm mevcuttur. Bu iki bölüm alçak ve yüksek basınç tarafı olarak adlandırılır. Çevrim ve sistem kompresör, evaporatör, kısılma vanası ve kondenser gibi ana bileşenlerden; gözetleme camı, filtre, kurutucu, sıvı deposu ve bağlantı boruları gibi yardımcı bileşenlerden oluşur (Yamankaradeniz 2017). Çevrimde kullanılan soğutucu akışkan aracılığıyla mekanik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısıyı alıp daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama vererek soğutma işlemini gerçekleştirebilir.

Şekil 2.18’de gösterildiği üzere kompresörde yüksek basınçlara kadar sıkıştırılan soğutucu akışkan, kompresörü kızgın buhar halinde terk ederek kondensere girer. Soğutucu akışkan burada çevre ortama ısı vererek yoğuşur ve daha sonra kısılma

vanasında belirli bir basınca kadar kısılarak ıslak buhar halinde evaporatöre girer. Soğutucu akışkan burada çevre ortam sıcaklığının altında bir sıcaklıkta olup, bulunduğu ortamdan ısı çekmek suretiyle ortamı soğutur ve kendisi de evaporatörü doymuş buhar halinde terk eder. Soğutucu akışkan daha sonra kompresör tarafından emilir ve böylece çevrim tamamlanmış olur (Yamankaradeniz 2017).

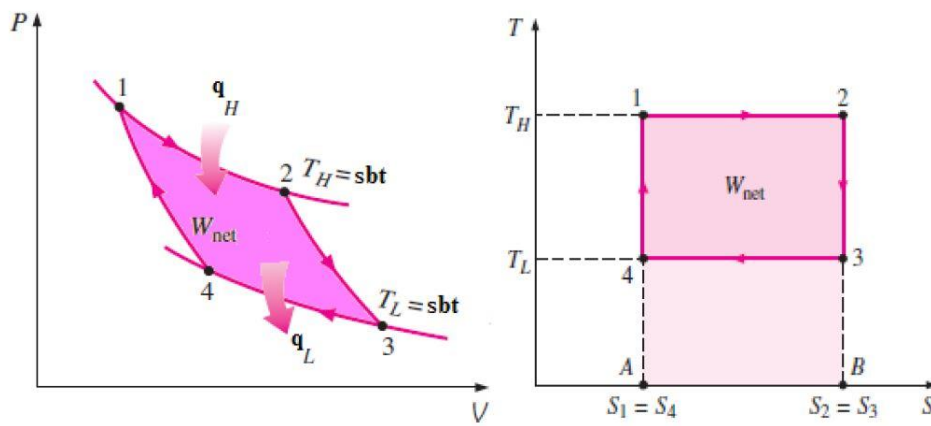
İdeal bir çevrimde buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki ısı transferlerinde basınç kayıplarının oluşmadığı, kompresörün tersinir ve adyabatik olduğu, genleşme valfindeki basınç düşümünün adyabatik olduğu ve çevrim içinde yer alan tüm bileşenler arasındaki boru donanımlarında sürtünmeden dolayı herhangi bir basınç kaybı bulunmadığı kabul edilir. Gerçekte ise böyle bir çevrimin var olması mümkün değildir.



**Şekil 2.18.** Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi

Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine termodinamik açıdan bakıldığında ise çevrim ters Carnot çevrimine benzemektedir. Ters Carnot çevrimi, ısı

makinelerinin temelini oluşturan Carnot çevriminde gerçekleşen ısı ve iş etkileşimlerinin bu defa ters yönde gerçekleşmesi ile oluşan ve yapısında buharlaştırıcı, kompresör, yoğuşturucu ve türbin gibi bileşenleri barındıran bir çevrimdir. Çalışma şekli itibarıyla “Carnot soğutma makinesi” olarak da adlandırılabilir. Bu bağlamda Carnot çevrimindeki ısı geçişleri, tersinir olarak sabit sıcaklıkta genişleme ve yine tersinir olarak sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemlerini kapsarken, ters Carnot çevriminde bu ısı ve iş etkileşimleri ters yönde olmaktadır. Yani Carnot çevriminde ısı geçişi  $T_H$  ile simgelenen daha yüksek sıcaklıktaki bir ortamdan,  $T_L$  ile simgelenen ve daha düşük sıcaklıktaki bir ortama doğru gerçekleşirken ters Carnot çevriminde ise soğutma makinesi  $T_L$  sıcaklığındaki ortamdan  $T_H$  sıcaklığındaki ortama ısı geçişi imkanı sağlar (Şekil 2.19).



**Şekil 2.19.** Carnot çevrimine ait P-v ve T-s grafikleri (Çengel ve Boles 2011)

Bütün bunlara bağlı olarak ideal ve gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde de ters Carnot çevrimi geçerliliğini sürdürmektedir ancak sistemdeki türbinin yerini artık kısılma vanası almıştır. Bu nedenle ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi içten tersinir bir çevrim değildir, çünkü kısılma vanasındaki işlem tersinmez değildir.

Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde meydana gelen gerçek çevrim ile ideal çevrim arasında farklılıklar mevcuttur. Bu farklılıkların kaynağı tersinmezlik olup, en önemlileri de adiabatik bir ısı geçişinin gerçekte sağlanamaması ile akış sürtünmesi sonucu basıncın sabit değerde tutulamamasıdır. Örneğin buharlaştırıcıyla kompresör arasındaki bağlantının genelde uzun olması dolayısıyla sistemde akış sürtünmesinden dolayı basınç düşmeleri ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı transferi nedeniyle de ısı geçişleri meydana gelir. Ayrıca ideal çevrimde buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın kompresöre doymuş buhar halinde girdiği kabul edilir gerçek çevrimde ise sistem soğutucu akışkanın kompresör girişinde kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanabilir. Bu iki duruma bağlı olarak da kompresör işi artış gösterir. Yine kompresörle ilgili olarak, teoride sıkıştırma işleminin içten tersinir ve adiabatik kabul edilmesine karşın, gerçek çevrimde entropi artışına veya azalmasına yol açan akış sürtünmesi ve ısı geçişi söz konusudur (Anonim 2007).



Soğutma tesir katsayısı (STK veya COP): Birim iş başına yapılan soğutma miktarı olarak tanımlanmaktadır. (Yamankaradeniz 2017)

$$COP = \frac{Q_{evap}}{\dot{W}_{K12}} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_2 - h_3)} \quad (2.1)$$

Buhar sıkıştırımlı soğutma makinesinin, yoğuşma sıcaklığı  $T_y$  ve buharlaşma sıcaklığı  $T_b$ 'yi kaynak alan, Carnot soğutma makinesinin soğutma tesir katsayısı veya COP değeri (2.2) eşitliği ile tespit edilebilir.

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_b}{T_y - T_b} \quad (2.2)$$

COP değeri, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi eşitlik (2.2)'den de görüleceği gibi; sabit yoğuşma sıcaklığında ( $T_y$ ), buharlaşma sıcaklığı ( $T_b$ ) arttıkça soğutma tesir katsayıları da artmaktadır. Benzer şekilde soğutma tesir katsayılarının yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimleri yine eşitlik (2.2)'den de görüleceği gibi, buharlaşma sıcaklığı ( $T_b$ ) sabit olarak alındığında, yoğuşma sıcaklığı arttıkça soğutma tesir katsayıları azalmaktadır.

Şekil 2.20'deki ideal çevrimin P-h ve T-s diyagramları incelenecek olursa:

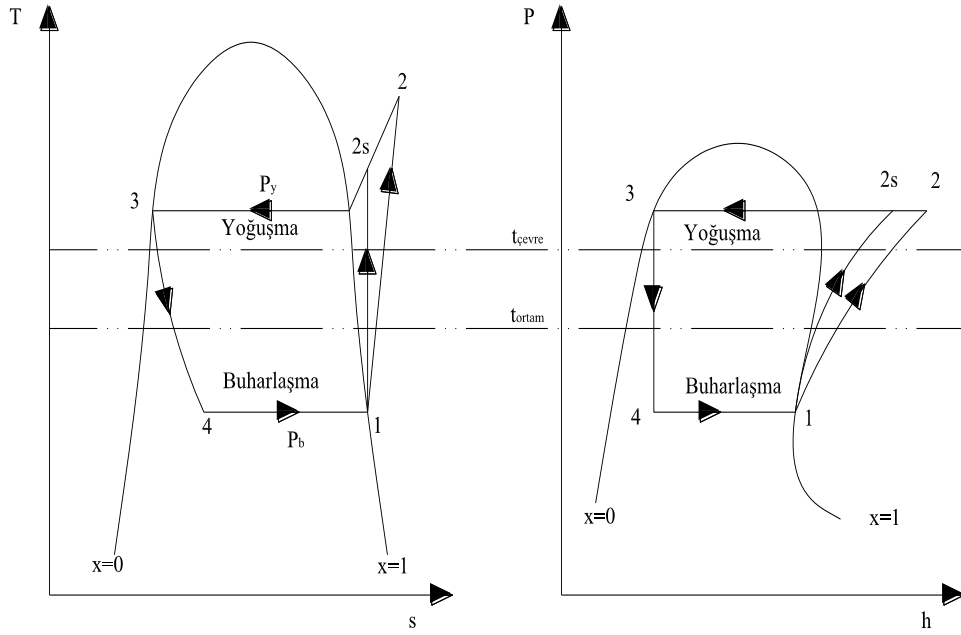
1-2 arasında kompresörde sıkıştırma işlemi sonucu soğutucu akışkanın basıncının ve entalpisinin yükselmesi (İzantropik sıkıştırma)

2-3 arasında dış ortama ısı verilmesi sonucu kondenserde yoğuşma (Sabit basınçta)

3-4 arasında kısılma vanasında basınç düşümü

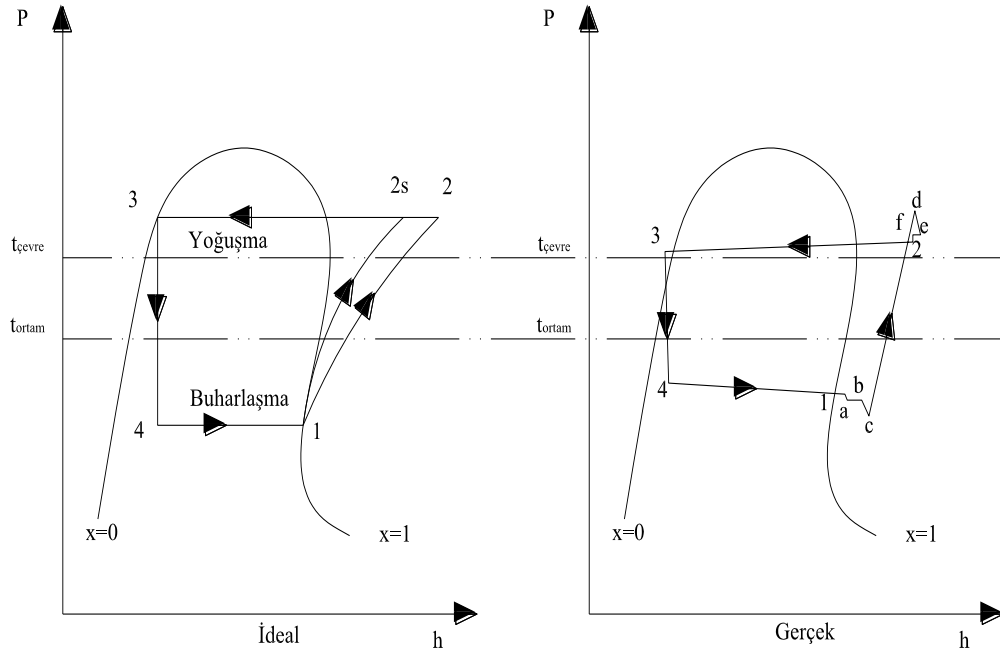
4-1 arasında soğutulacak ortamın ısısının çekilmesi (Sabit basınçta)

ile mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma işleminin gerçekleştirildiği görülecektir.



**Şekil 2.20.** Mekanik sıkıştırımlı soğutma çevriminin ideal T-s ve P-h diyagramları

Yukarıda açıklanan basınç-entalpi diyagramında soğutma sistemindeki kayıplar, borulardaki basınç düşümleri, ısı geçişleri, vs. ihmal edilmiştir. Şekil 2.21’de ideal soğutma çevrimine ait ve gerçek soğutma çevrimine ait basınç-entalpi diyagramı birlikte verilmiştir.



**Şekil 2.21.** Mekanik sıkıştırımlı soğutma çevriminin ideal ve gerçek P-h diyagramları

Şekil 2.21'deki gerçek mekanik sıkıştırımlı soğutma çevrimine ait basınç-entalpi diyagramında;

1: Buharlaştırıcı çıkışı,

1-a: Emme hattındaki basınç kaybı,

a-b: Emme hattında çevreden gelen ısı geçişi nedeniyle sıcaklık artışı ( $T_b > T_a$ ),

b-c: Emme vanasındaki basınç düşümü,

c-d: Kompresörde sıkıştırma,

d-e: Basma valfindeki basınç düşümü,

e-f: Basma hattında çevreye ısı kaybı nedeniyle basınç düşümü,

f-2: Basma hattındaki basınç düşümü,

2-3: Yoğuşturucuda yoğuşma esnasında basınç düşümü,

3-4: Kısılma vanasında sürtünmeler nedeniyle entalpi artışı,

4-1: Buharlaşma esnasında sürtünmeler nedeniyle basınç düşümü.

İklimlendirme sistemleri incelendiğinde ise yaygın olarak buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin tercih edildiği görülmektedir. Bu sistemler yüksek performans değerleri ile çalışsa bile alternatif enerji kaynaklarını veya atık ısıyı kullanabilen absorpsiyonlu soğutma sistemlerine nazaran daha fazla elektrik enerjisi kullanmaktadır. Fakat yine de yaygın olarak bilinen ve üretilen bir teknolojiye sahip olmaları ve bunun yanı sıra absorpsiyonlu sistemler ile kıyaslandığında aynı kapasitede daha düşük ilk yatırım masrafi gerektirmeleri, daha az karmaşık sistemler olmaları, daha az yer kaplamaları gibi sebepler ile öncelikli tercih edilen sistem olmaktadır. Bir diğer alternatif ise evaporatif soğutma olarak görülebilir. Ancak nemin yüksek olduğu yerlerde performansının düşmesi yanı sıra soğutulan havanın içerdiği yüksek nem sebebiyle genellikle ilk tercih olamamaktadır. Bu durumda ilk akla gelen ise buhar sıkıştırımlı sistemlerin tüketeceği enerjinin nasıl sınırlandırılacağı konusudur. Bilindiği üzere, bir soğutma makinesi için yoğunlaşma sıcaklığı düşüldükçe sistemin soğutma performansı yükselecektir. Bu da ancak yoğunlaştırıcunun ısı atacağı ortam sıcaklığının düşürülmesi ile mümkündür. Buhar sıkıştırımlı çevrimin yoğunlaştırıcısına giren havanın sıcaklığı evaporatif soğutma ile düşürülürse her iki sisteminde dezavantajları büyük ölçüde yok edilecektir. Yani hem evaporatif soğutma neticesinde oluşan yüksek nemli hava iklimlendirilen ortama verilmeyecek hem de nemli ve kısmen serin havanın buhar sıkıştırımlı sistem yoğunlaştırıcısına verilmesi düşük elektrik girdileri sağlayabilecektir.

Bu kapsamda çalışmada kondenseri evaporatif soğutulan bireysel iklimlendirme cihazının performansı incelenecektir. Cihaz kondenser ünitesi hava girişine evaporatif soğutma pedleri yerleştirilecek, eş zamanlı ve aynı şartlarda çalıştırılan geleneksel cihaz ile kondenseri evaporatif soğutulan cihaz üzerinden alınan ölçümler ile cihaz elektrik enerjisi tüketimleri, soğutma kapasitesi değişimleri ve performans katsayısı (COP) değişimleri hesaplanarak kıyaslanacaktır.

#### 2.4. Literatürdeki Çalışmalar

Farklı kapasitelerde, farklı kompresör tiplerinde, farklı soğutucu akışkan ile çalışan soğutma üniteleri için kondenserin evaporatif soğutulmasını inceleyen çalışmalar literatürde mevcuttur.

Bulut ve Yenigün (2013) çalışmalarında taşınabilir bir evaporatif soğutucunun soğutma performansını değişik parametrelere göre deneysel olarak incelemiştir. Deneyler, kapalı ve açık hacimlerde Şanlıurfa iklim koşulları altında soğutma sezonu boyunca yapılmıştır. Sıcaklık-bağıl nem değerleri ölçülmüş ve evaporatif soğutucu için nemlendirici verimi hesaplanmıştır. Ayrıca taşınabilir evaporatif soğutucunun giriş ve çıkış şartları psikrometrik diyagram üzerinde gösterilmiştir. Şanlıurfa'da dış ortam havası sıcak ve nem oranı düşük olduğu için nemlendirici verimi yüksek çıkmıştır. Dış ortam bağıl nem ve kuru termometre sıcaklığının, soğutma üzerine ve nemlendirici verimi üzerine etkisi de incelenmiştir. Evaporatif soğutucunun, dış ortam sıcaklığını ortalama 10 °C düşürdüğü tespit edilmiştir. Evaporatif soğutmanın sıcak ve kuru iklime sahip Güneydoğu Anadolu Bölgesinde konfor şartlarını sağlayacak düzeyde olduğu ve düşük enerji tüketimleri ile yazın enerji sorununa olumlu katkı sağlayabilecekleri görülmüştür.

Atmaca vd. (2014) çalışmalarında düşük kapasiteli bir split klimanın dış ünitesi

giriş havasının soğutulması için kullanılması düşünülen basit evaporatif soğutma pedinin (düşük maliyetli lifli kağıt – filtre kağıdı) çeşitli parametrelere karşılık gösterdiği performansı deneysel olarak ele almış, elde edilen etkenliklere göre, böyle bir sistemin split klima dış ünitesinde kullanılması durumunda soğutma COP değerindeki olası değişimler değerlendirilmiştir. Deneyler, fan, ön ısıtıcı, soğutucu, nemlendirici, son ısıtıcıdan oluşan basit kanal tipi iklimlendirme santrali önüne yerleştirilen 20 cm x 17 cm kesite sahip evaporatif soğutucudan oluşan sistem ile yapılmıştır. Sıcaklık-bağıl nem değerleri ölçülmüş ve evaporatif soğutucu için nemlendirici verimi hesaplanmıştır. Ayrıca evaporatif soğutucunun giriş ve çıkış şartları psikrometrik diyagram üzerinde gösterilerek su ihtiyacı hesaplanmış ve kabul edilebilir mertebelerde olduğu görülmüştür. Evaporatif soğutma için kullanılan lifli kağıt soğutma pedleri için yapılan testler, sistemin yaklaşık ortalama %75 gibi bir etkenlik ile çalışacağını göstermiştir. Bu tür evaporatif soğutma sisteminin kullanılması durumunda giriş havası sıcaklık ve nem değerine bağlı olarak hava sıcaklığının yaklaşık 5,2°C düşeceği ve bunun da soğutma sistemi COP değerlerini yükselteceği teorik olarak gösterilmiştir.

Hajidavalloo (2007) çalışmasında R22 soğutucu akışkanlı pencere tipi buhar sıkıştırımlı soğutucunun yüksek dış ortam sıcaklıklarında soğutma performansının keskin bir şekilde azalması ve elektriksel güç tüketiminin önemli ölçüde artmasını önlemek amacıyla klima kondenseri önüne konulan evaporatif soğutucu pedleri deneysel olarak incelemiştir. Deneyler Ortadoğu iklim koşulları altında yüksek dış ortam sıcaklıklarında yapılmıştır. Sıcaklık değerleri ölçülmüş ve evaporatif soğutucu için nemlendirici verimi hesaplanmıştır. Klima soğutma çevrimi ve evaporatif soğutmalı soğutma çevrimi P-h diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Deneysel sonuçlar, yeni sistemin termodinamik özelliklerinin önemli ölçüde iyileştiğini ve güç tüketiminin yaklaşık % 16 azalttığını ve performans katsayısının yaklaşık % 55 arttığını göstermiştir.

Hwang vd. (2001), R22 soğutucu akışkanlı geleneksel hava soğutmalı kondenserli ve evaporatif soğutmalı kondenserli split klimaların performansını karşılaştırmıştır. Sistem çevresel kontrollü test merkezinde incelenmiştir. Deneysel sonuçlar evaporatif soğutulan kondenserin soğutma kapasitesini %1.8 – 8.1 arttırdığını, COP değerini ise %11,1 – 21,6 yükselttiğini göstermiştir.

Sarntichartsak ve Thepa (2013) R-410A soğutucu akışkanlı inverter kompresörlü klima ünitesini incelemiştir. Evaporatif soğutulan kondenser hem nümerik hem de deneysel olarak incelenmiş olup, 200 L/h sprey oranında COP değerinin %18,32 yükseldiğini tespit etmişlerdir.

Yang vd. (2012), hava soğutmalı su soğutma gruplarının enerji verimliliğini artırmak için çalışmalarında, bu grupların kondenserlerinde kullanılmak üzere su sisi sisteminin termodinamik modelini oluşturarak, incelemiştir. Kondenser giriş havasını nemlendirmek için yüksek basınçlı nozullar ile spreyleme yapılarak COP’de %21,3 artış gözlemlenmiştir. Değişken yoğuşma sıcaklığı altında optimum COP artışının %51,5’e yükselebileceği gözlemlenmiştir. Bu çalışma ile subtropikal iklimde çalışan chiller grupları değerlendirilerek yıllık elektrik tüketimlerinin %14,1 azalabileceği de gözlemlenmiştir. Bu elektrik kazancına rağmen, su sisi sistemiyle chiller grupları kondenslerinin evaporatif olarak soğutulmasında su tüketimi azımsanmayacak düzeyde olduğu da gözlemlenmiştir.

Maheshwari vd. (2001), yaptıkları çalışmada bir endirekt evaporatif soğutucunun enerji tasarruf potansiyelini analitik olarak incelemişlerdir. Çalışma Kuveyt'te gerçekleştirilmiş, sahil kesimleri ile iç kesimleri temsil eden Kuveyt'in iki farklı yerleşim yerinde 1180 L/s'lik bir endirekt evaporatif soğutucuya ait saha performans değerleri göz önünde bulundurularak mühendislik analizi yürütülmüştür. Bunun için Kuveyt'in iklim verileri baz alınmış, Nisan ve Ekim ayları arasında kuru ve yaş termometre sıcaklıkları arasındaki günlük farkın  $8^{\circ}\text{C}$ - $25^{\circ}\text{C}$  arasında değiştiği gözlemlenmiştir. İç kesimleri temsil eden yerleşim yerindeki günlük farkın, kıyı kesimleri temsil eden yerleşim yerindeki günlük farktan önemli ölçüde fazla olduğu görülmüştür. Çalışma sırasında endirekt evaporatif soğutucu yaz sezonu boyunca iki farklı yerleşim yerinde teste tabi tutularak test sürecinde elde edilen değerler günlük ve saatlik olarak kaydedilmiştir. Analiz sonucuna göre iç kesimlerdeki yerleşim yerlerinde bir endirekt evaporatif soğutucunun kurulumu ve işletilmesi, kıyı kesimlerindeki yerleşim yerlerine göre büyük avantajlar içermektedir. Hatta iç kesimlerdeki yerleşim yerlerinde çalıştırılan bir endirekt evaporatif soğutucu, kıyı kesimlerde görev yapan benzer bir soğutucuya göre klasik iklimlendirme cihazlarının soğutma yükünde yaklaşık olarak ortalama %30, pik güç ihtiyacında %40 ve mevsimsel elektrik tasarrufunda da %100 azalma sağlamaktadır.

Yu ve Chan (2006) çalışmalarında, geleneksel hava soğutmalı chiller gruplarının kondenser fanlarının aç kapa kontrollü olmasından dolayı düşük dış hava sıcaklıklarında performans katsayılarındaki düşüme sebep olduğunu gözlemlenmişler. Bu soğutuculardaki performans katsayısının evaporatif ön soğutucu ve değişken hızlı fanlar kullanılarak yeni bir kondenser tasarımıyla nasıl geliştirilebileceğini açıklamışlardır. Bu kapsamda hava soğutmalı vidalı kompresörlü bir chiller grubu için termodinamik modelleri içeren bir algoritma hazırlamışlardır. Chiller kondenser fanları, istenilen bir yoğunlaşma sıcaklığına ayarlanmıştır. Herhangi bir chiller yüküne ve dış havanın yaş termometre sıcaklığına göre ayarlanarak performans katsayısının maksimize edilebileceği bulunmuştur. Yeni evaporatif ön soğutuculu kondenser tasarımı ve değişken hızlı fanlar kullanılmasıyla hava soğutmalı chiller grubunun; performans katsayısında %5,6-113,4 artış, soğutma kapasitelerinde %3,8-28,2 artış ve bu cihazların daha yüksek yüklerde çalıştırılmasının sağlanabileceği gözlemlenmiştir.

Yu ve Chan (2011) çalışmalarında, hava soğutmalı chiller sisteminin performans katsayısını artırmak için dış hava kuru termometre sıcaklığının sislemeli ön soğutmayla evaporatif olarak nasıl düşürüleceğini araştırmışlardır. DOE-2E ticari simülasyon yazılımındaki standart chiller modellerine dayanarak, hava soğutmalı chiller kondenserine giren havanın sisle ön soğutulmasıyla iki farklı yoğunlaşma sıcaklığı kontrolü altında nasıl bir değişim yapacağını analiz etmek için termodinamik model yapmışlardır. Üretici ve işletme verileriyle kalibre edilen modelden yola çıkarak, subtropikal iklimdeki bir otele hizmet veren chiller grubunun ayarlanan yoğunlaşma sıcaklığı kontrolü ile optimum sis üretimi birleştirilmesi durumunda; elektrik tüketiminde yaklaşık %18'lik bir düşüşün elde edilebileceği tahmin edilmiştir. Kondenser bataryası üzerinde fazla buharlaşmayı azaltmak ve elektrik tasarrufunu en üst düzeye çıkarmak için ideal sis kontrolünün nasıl uygulanabileceği üzerine açıklamalar yapmışlardır.

Hao vd. (2013) çalışmalarında, hava soğutmalı bir soğutucunun enerji verimliliğini: verimli, güvenilir ve uygun maliyetli bir yöntemle artırmak için; direkt

evaporatif soğutma sistemini kondenser ile birleştirmenin uygulanabilir bir çözüm olduğunu ifade etmişlerdir. Bu sistem ile konvansiyonel hava soğutmalı kondenserin evaporatif soğutulmasıyla enerji tasarrufunu en üst düzeye çıkarılmasının ve mevsimsel enerji verimliliği oranının arttırılmasının değerlendirilebilmesi için matematiksel bir model geliştirmişlerdir. Bu durumu Çin'deki dört tipik şehir için saatlik hava durumu verileri kullanılarak simüle etmişlerdir. Çeşitli faktörlerin enerji tasarrufu potansiyeli üzerindeki etkileri analiz edilmiş ve enerji tasarrufunu en üst düzeye çıkararak optimal bir ped kalınlığı olduğu tespit edilmiştir. Optimum ped kalınlığı, iklim koşullarına ve yüzey hızına göre değiştiği gözlemlenmiş, buna bağlı olarak Çin'deki 31 ana şehirde ped kalınlığının optimum sonuçları sunulmuştur. Çin'de bu sistemle maksimum enerji tasarrufu potansiyeli iklim şartlarına bağlı olarak % 2,4-14 arasında olduğu görülmüştür. Maksimum enerji tasarrufu için farklı iklim koşullarına göre tasarım parametreleri için optimum değerleri belirlemek gerektiğini önermişlerdir.

Wang vd. (2014) çalışmalarında, yaklaşık 20000 Btu/h kapasiteli klimanın performans katsayısını arttırmak için kondenserin evaporatif soğutulmasıyla etkisini değerlendirmek için Amerika'da deney düzeneği hazırlamışlardır. Evaporatif soğutmanın etkisiyle kondensere giren soğutucu akışkan debisinin arttığı buna bağlı olarak da performans katsayısının %6,1-18 artmasına ve kompresörün çektiği elektrik gücünün %14,3'e kadar azaldığı gözlemlenmiştir. Bu sistem için uygun maliyetli dış ortam sıcaklığının 33,1°C olduğunu gözlemlenmiştir.

El-Refaie ve Kaseb (2009) yaptıkları çalışmalarında iç ortam şartlarının muhafaza edilebilmesinde evaporatif soğutmanın uygulanabilirliğini incelemişlerdir. incelemeye basit, tek kademeli sistemler ve iki kademeli sistemler kılavuzluk etmiştir. Sözü edilen sistemlerle değişik şartlar altında yapılan analizler sonucunda dış hava şartları, sistemlerin karakteristik performans faktörleri, iç ortam yükü ve şartları ile mahal konfor şartları arasında çeşitli bağıntılar elde edilmiştir. Ayrıca, farklı hava debisi değerlerinde her bir sistemin performans faktörünün nasıl değişkenlik gösterdiği ele alınmış, hem dış hava koşulları hem de hava akış debileri için teorik ve pratik sınırlar belirlenmiştir. Analiz sonucunda uygulanabilirliğin iki şartın eş zamanlı olarak sağlanması durumunda mümkün olabileceği belirtilmiştir. Şartlardan ilki, mahal gürültü seviyelerinin ve enerji verimliliğinin dikkate alınarak dağıtım havasının kabul edilebilir bir değerle sınırlandırılması ve diğeri de iç ortam bağıl neminin konfor şartları içerisinde muhafaza edilebilmesidir.

P. Martinez vd. (2016) çalışmalarında bir split klima ünitesine ait yoğuşturucu birimi girişinde petekli evaporatif soğutucu entegrasyonu ile meydana getirdikleri bütünlük sistem üzerinde, petek kalınlığının sistem üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Deneysel çalışmada oluşturulan sistemin soğutma kapasitesi 2500 W olarak belirlenmiş ve sisteme 50 mm, 100 mm ve 150 mm kalınlıkta buharlaşma petekleri yerleştirilerek testler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda 50 mm kalınlığa sahip peteğin yeterli ön soğutmayı gerçekleştirmediği, 150 mm kalınlıktaki peteğin ise yüksek basınç düşümüne sebep olduğu kaydedilmiş ve 100 mm petek kalınlığının yoğuşturucu basıncındaki en yüksek düşüşü sağlayarak sistem verimini yüksek oranda iyileştirdiği kaydedilmiştir.

A. P. Sawant vd. (2011) çalışmalarında pencere tipi bir klimanın yoğuşturucu birimine giren havayı evaporatif soğutma ile ön soğutarak sistemin yoğuşturucu

basıncını düşürmeyi ve bu sayede sistem COP'sini yükseltmeyi hedeflemişlerdir. Deneysel çalışmalarda önce pencere tipi klima yalın olarak çalıştırıldığı ardından şebeke suyu kaynaklı evaporatif soğutucu entegrasyonlu bütünleşik sistemin çalıştırıldığı ve son olarak da klima içersinde yoğuşan suyun buharlaşma peteklerinde kullanıldığı üç kurgu uygulanmıştır. Farklı dış hava şartlarında gerçekleştirilen testler sonucunda, sistemde yoğuşan suyun evaporatif soğutucuda kullanılması durumunda sistemin en yüksek verim değerine ulaştığı ortaya konulmuştur.

Gerek sisleme gerekse soğutucu pedler ile yoğuşturucu giriş havasının soğutulması ve böylece buhar sıkıştırmalı sistem performansının incelenmesi amacına yönelik literatürde deneysel ve teorik başka çalışmalar da mevcuttur. Ancak bu çalışmaların önemli bir çoğunluğu chiller olarak da isimlendirilen yüksek kapasiteli su soğutma gruplarında yapılan uygulamalar şeklindedir. Literatürdeki birçok çalışmanın büyük kapasiteli cihazlar için olduğu veya yerel veriler ile tespitlerin yapıldığı gözlenmektedir. Bu çalışmada kondenseri evaporatif soğutulan, R-410A soğutucu akışkanlı invertör kompresörlü bireysel iklimlendirme cihazının performansı Antalya iklim şartlarında incelenecek ve geleneksel hava soğutmalı aynı cihaz performansları karşılaştırılacaktır. Antalya tipik Akdeniz iklim kuşağında yer almaktadır. Bu tip bireysel cihazların Akdeniz ikliminde sıklıkla kullanıldıkları düşünülürse elde edilecek sonuçlar önem arz edecektir.

Araştırma kapsamında tasarım ve teknik özellikleri aynı, 9000 Btu/h (2,5 kW) kapasiteli iki ayrı buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimi ile çalışan iklimlendirme cihazı ele alınacaktır. Cihazların biri geleneksel hava soğutmalı kondenserli çalıştırılırken diğerinin kondenseri evaporatif olarak soğutulacak böylece sistemlerin ısı performansları sistematik bir yaklaşımla analiz edilecektir. Yapılacak ölçümler ile geleneksel sistem ile evaporatif soğutulan sistemin soğutma kapasiteleri, elektrik tüketimleri ve performans katsayıları (COP) karşılaştırılacak, kondenserin evaporatif soğutulmasının performans artışı sağlayıp sağlamadığı, sağladı ise oranları tespit edilmiş olacaktır.

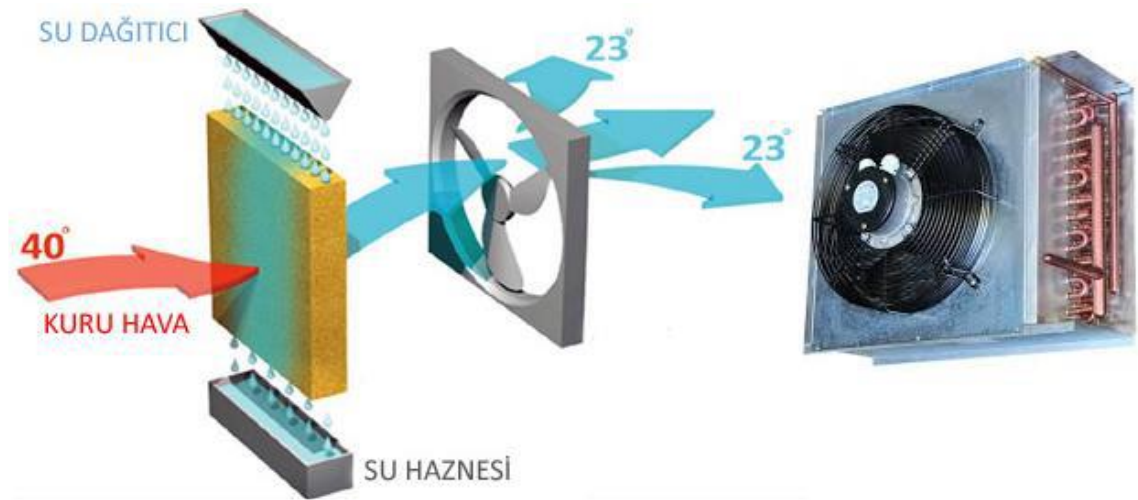


### 3. MATERYAL VE METOT

#### 3.1. Materyal

Bireysel iklimlendirme cihazları termodinamik buhar sıkıştırma mekanik soğutma çevrimi prensibi ile çalışır ve kondenser, evaporatör, kısılma vanası ile kompresörden oluşur. Çalışma kapsamında 2 adet 9000 Btu/h (2,5 kW) soğutma kapasiteli, R-410A soğutucu akışkan ile çalışan, oransal kontrollü kompresöre sahip split tip olarak da anılan bireysel iklimlendirme cihazları kullanılmıştır. Cihazlardan bir tanesi geleneksel hava soğutmalı kondenserli olarak çalıştırılırken diğerinin kondenseri Şekil 3.1’de temsilen gösterildiği şekilde evaporatif soğutulmuştur. Pedler küçük bir sirkülasyon pompası ile sürekli olarak bir depodan suyla beslenmiştir. Yapılan ön analizler 20 L su deposu hacminin yeterli olduğunu göstermektedir. Her iki sistemin de iç ünite montajları aynı hacme yapılmıştır. Bu hacim çok büyük seçilerek iç ortam şartlarının sabit kalması ve klima cihazların hiç durmaması sağlanmıştır. Deneyler yaklaşık 100 m<sup>2</sup> taban alanına sahip Termodinamik laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Sistemler dış ortam şartlarının değişken değerleri (yüksek sıcaklık ve düşük nemli, yüksek sıcaklık ve yüksek nemli, düşük sıcaklık ve düşük nemli, düşük sıcaklık ve düşük nemli) için tekrarlı test edilerek performans değişimleri incelenmiştir.

Tüm deneyler en az 3 saat sürecek şekilde veriler kaydedilmiştir. Sistemlerin rejime girmesi ortalama 1,5 saat sürdüğü için, hesaplamalarda ilk 1,5 saatten sonraki ölçümler kullanılmıştır.



**Şekil 3.1.** Evaporatif soğutulan kondenser (Anonim 3)

Çalışma tamamen deneysel olarak gerçekleştirilmiş olup, aşağıdaki ölçümler sürekli alınarak bir veri toplama sistemi yardımıyla hem anlık olarak gözlenmiş hem de kaydedilmiştir;

- Geleneksel hava ile soğutulan kondenser giriş havasının sıcaklığı ve bağıl nemi bir başka deyişle dış ortam sıcaklık ve bağıl nemi,
- Evaporatif soğutulan kondenser giriş havasının sıcaklığı ve bağıl nemi,

- Cihazların üfleme havası sıcaklıkları,
- İklimlendirme cihazları evaporatör giriş ve çıkış soğutucu akışkan sıcaklıkları,
- İklimlendirme cihazları kondenser giriş ve çıkış soğutucu akışkan sıcaklıkları,
- İklimlendirme cihazları evaporatör ve kondenser giriş ve çıkış basınçları,
- İklimlendirme cihazlarının çektiği voltaj ve akım,
- Sirkülasyon pompasının çektiği voltaj ve akım.

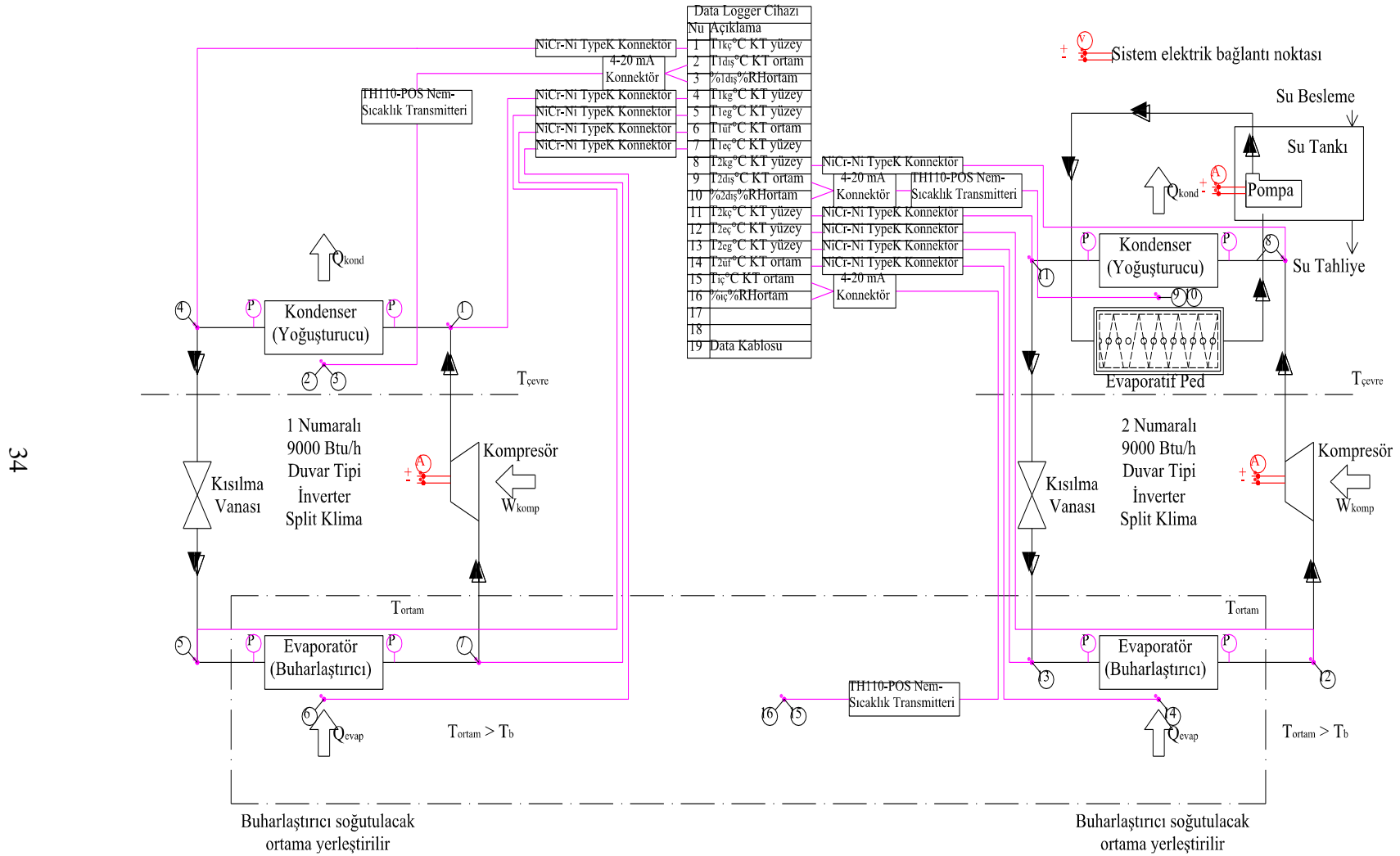
Sistem çalışma şeması ve ölçüm noktaları detaylı olarak Şekil 3.2.'de sunulmuştur.

Cihaz üzerinden elde edilen soğutucu akışkan basınç ve sıcaklıkları, R-410A akışkanına ait P-h diyagramında gösterilerek entalpi değerleri elde edilmesi planlanmıştır. Böylece aşağıdaki hesaplamalar yapılarak, her 2 cihaz için sonuçların karşılaştırması yapılmıştır;

- Cihaz elektrik tüketimleri,
- Sirküle olan soğutucu akışkan debisi,
- Cihaz soğutma kapasiteleri,
- Performans katsayılarının (COP) değişimi.

Yani her 2 sistem için termodinamik analizler aynı ortam şartları için gerçekleştirilmiştir. Böylece evaporatif soğutulan kondenserli üniteye geleneksel hava soğutmalı kondenserli üniteye göre performans artışının hangi durumlarda olup olmadığı, olması durumunda oranı tespit edilmiştir.

Çalışmanın tamamı deneysel olarak gerçekleştirildiğinden, deney düzeneğinin alımları için T.C. Akdeniz Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından FYL-2017-2626 nolu proje ile desteklenmiştir. Bunun yanında Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü termodinamik laboratuvarlarının mevcut araştırma olanaklarından da yararlanılmıştır.



Şekil 3.2. Denei sistemi çalışma şeması ve ölçüm noktaları

### 3.1.1. Klimalar

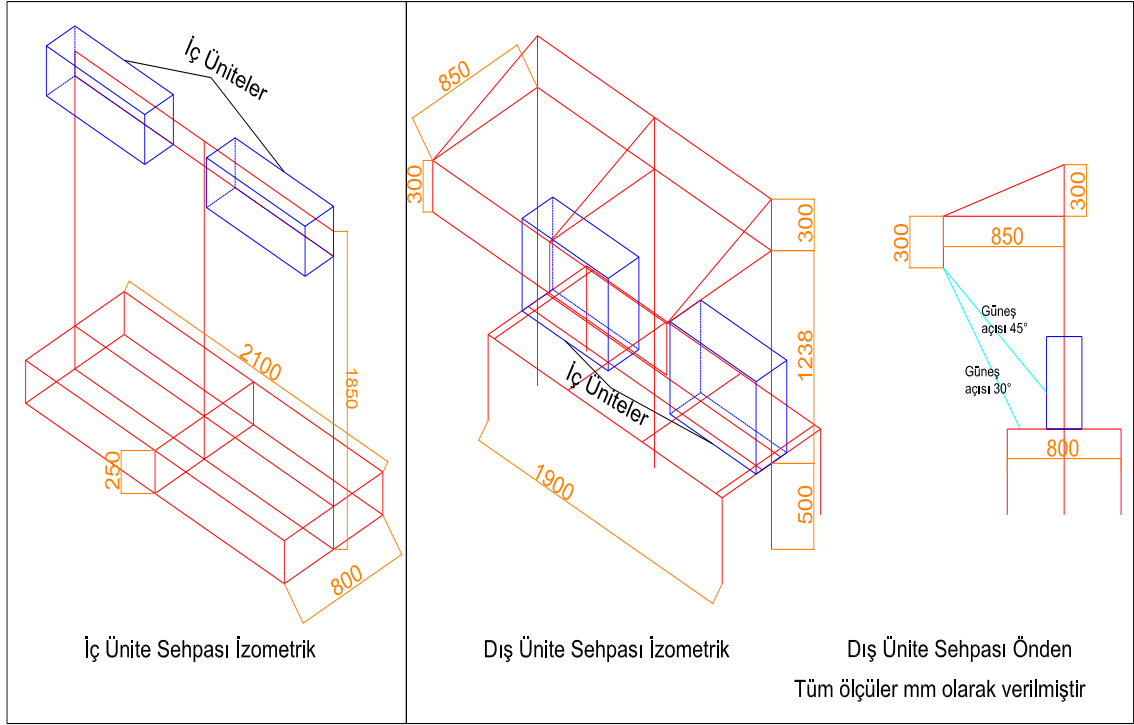
Tasarım ve teknik özellikleri aynı, 9000 Btu/h (2,5 kW) kapasiteli 2 ayrı buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi ile çalışan iklimlendirme cihazı ele alınacağı daha önce bahsedilmişti. Cihazlara ait değerler çizelge 3.1 ile verilmiştir.

**Çizelge 3.1.** Kullanılan klimalara ait üretici özellikleri (Değerlendirme koşulu soğutma için iç ortam; 27°C KT, 19°C YT dış ortam; 35°C KT)

Teknik Özellikler	
Marka	Mitsubishi Electric
İç Ünite Modeli	MSZ-DM25VA
Dış Ünite Modeli	MUZ-DM25VA
Soğutucu Akışkan	R410A
Kompresör Tipi	Hermetik Sızdırmaz Rotary Tip
Kompresör Kontrol Şekli	Oransal Kontrollü
Enerji Beslemesi	230V, 50Hz
Soğutma Kapasitesi	2,50 kW
Güç	0,71 kW

Teknik özellikleri verilen klimalar üzerinde pek çok noktadan sürekli ölçüm yapılacağı düşünülerek, ölçüm noktalarına daha kolay ulaşabilmek için klima iç ve dış ünitelerin montajının yapılacağı sehpa tasarlanmıştır. Klimaların normal çalışma şartlarında konumlandırılması, deney düzeneğinin devrilmemesi ile güneş ışınımından dolayı ölçüm değerlerindeki hataların önüne geçmesi sağlanacak şekilde tasarlanan sehpalara ait ölçüler Şekil 3.3 ile verilirken Şekil 3.4’de klimaların iç ve dış sehpa yerleşimi verilmiştir.

40mm x 40mm x 2mm kalınlığında profiller kullanılarak imal edilen sehpa üzerine; klima iç üniteleriyle klima dış ünitelerinin yerleşimi Şekil 3.5 ve Şekil 3.6 ile verilmiştir.



Şekil 3.3. Klima sehparının çizimleri



a

b

Şekil 3.4. a) Klima iç ünite sehpa; b) Klima dış ünite sehpa.



a



b

**Şekil 3.5. a)** Klima dış ünitelerin yerleşimi (arkadan); **b)** Klima dış ünitelerin yerleşimi (önden).



a

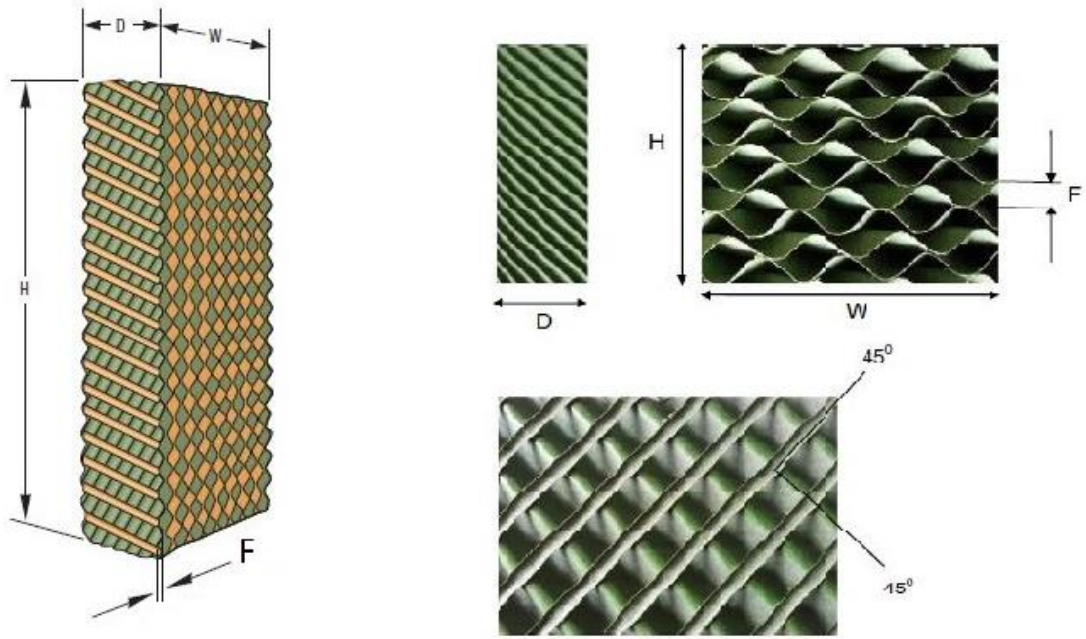


b

**Şekil 3.6. a)** Klima iç ünitelerinin klima sehpaları üzerine yerleşimi (önden); **b)** Klima iç ünitelerinin klima sehpaları üzerine yerleşimi (yandan).

### 3.1.2. Evaporatif Soğutma Sistemi

Evaporatif soğutma düzeneğinde kullanılan selüloz esaslı lifli kağıt evaporatif soğutma pedleri birçok uygulamada düşük maliyetli ve suya dayanıklı olması nedeniyle sıklıkla tercih edilmektedir. Bu çalışma kapsamında da kondenser bataryası üzerinde kirlilik veya su filmi tabakası oluşmaması için püskürtmeli nemlendirme tercih edilmemiştir. Kullanılan evaporatif soğutma pedinin geometrisine ait teknik özellikler Şekil 3.7’de ve Çizelge 3.2’de verilmiştir.



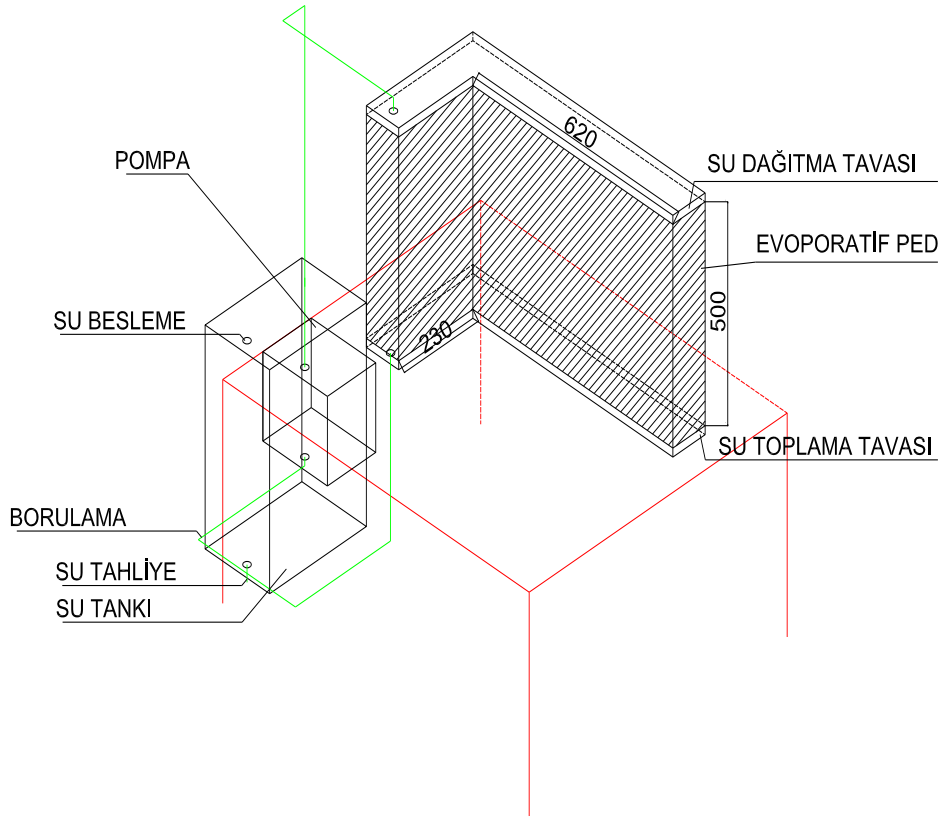
Şekil 3.7. Evaporatif soğutma pedin geometrisine ait teknik özellikler (Köseoğlu 2013)

Çizelge 3.2. Evaporatif soğutucu pedin özellikleri (Köseoğlu 2013)

Teknik Özellikler	
Malzemesi	Selüloz Esaslı Lifli Kağıt
Modeli	7090/100
Genişlik (W)	400 mm
Yükseklik (H)	400 mm
Ped Açısı ( $\Theta$ )	90°
Yiv Yüksekliği (F)	7 mm
Kalınlık (D)	100 mm

Klimaların kondenser havasının girdiği alanı kaplayacak şekilde ölçülendirilerek imalatı yapılp kullanılan evaporatif soğutucu pedin ve sirkülasyon sisteminin detayları Şekil 3.8’de verilmiştir. Şekil 3.9 ile deney sisteminde kullanılan bu klima için hazırlanan evaporatif soğutucu verilmiştir.

## İZOMETRİK GÖRÜNÜŞ



Şekil 3.8. Evaporatif soğutma sistemi detayları



a



b

Şekil 3.9. a) Evaporatif soğutma pedi montaj öncesi; b) Evaporatif soğutma pedi montaj sonrası.



Evaporatif soğutma sisteminde suyu sirküle edebilmek için dalgıç tip su pompa kullanılmıştır. Evaporatif soğutma sisteminde kullanılan sirkülasyon pompasına ait veriler Çizelge 3.3’de verilmiştir.


**Çizelge 3.3.** Evaporatif soğutma sistemi sirkülasyon pompası özellikleri

<p>Teknik Özellikler</p> <p>Sirkülasyon Pompası</p>	
<p>Marka/ Model</p> <p>Pompa Tipi</p> <p>Kompresör Kontrol Şekli</p> <p>Şebeke Bağlantısı</p> <p>Maksimum Debi</p> <p>Maksimum Basma Yüksekliği</p> <p>Güç</p>	<p>Resun/ SP-7800</p> <p>Dalgıç Tip</p> <p>Aç/Kapa Kontrol</p> <p>230V, 50Hz</p> <p>3m<sup>3</sup>/h</p> <p>3,5m</p> <p>0,077 kW</p>


### 3.1.3. Ölçüm sistemi

Deney düzeneğine ait ölçüm sistem şeması Şekil 3.2’de verilmiştir. Ölçüm sisteminde kullanılan; veri toplama cihazı, NiCrNi-K tipi termocouple, NiCrNi-K tipi termocouple konnektörü, nem-sıcaklık transmitteri, nem-sıcaklık transmitteri konnektörü, alçak basınç manometresi, yüksek basınç manometresi ve Pens ampermetre için bilinen özelliklere bu bölümde değinilecektir. Bu cihazlara ait özellikler sırasıyla Çizelge 3.4 , Çizelge 3.5 , Çizelge 3.6 , Çizelge 3.7 ve Çizelge 3.8 ile verilmiştir.


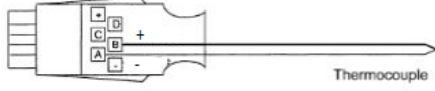
**Çizelge 3.4.** Veri toplama cihazı özellikleri

<p>Teknik Özellikler</p> <p>Veri Toplama Cihazı</p>	
<p>Marka/Model</p> <p>Enerji Beslemesi</p> <p>Kanal Sayısı (Giriş)</p> <p>Kanal Sayısı (Çıkış)</p> <p>Gerilim Ölçüm Aralığı</p> <p>Bağıl Nem Ölçüm Aralığı</p> <p>Sıcaklık Ölçüm Aralığı</p> <p>Çıkış Bağlantısı</p>	<p>Ahlborn / A5690-1</p> <p>230V, 50Hz</p> <p>19</p> <p>2</p> <p>-2,6 – +2,6 V</p> <p>0 – 100 %RH</p> <p>-50 - +125 °C</p> <p>USB Kablo</p>


**Çizelge 3.5.** NiCrNi-K tipi termocouple özellikleri

<p>Teknik Özellikler</p> <p>NiCrNi-K tipi Termocouple</p>	
<p>Marka/Model</p> <p>Ölçüm Aralığı</p> <p>Çap</p>	<p>ALMEMO / LT01900</p> <p>-25...400°C</p> <p>2 mm</p>

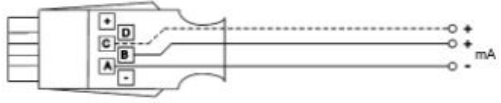
**Çizelge 3.6.** NiCrNi-K tipi termocouple konnektörü özellikleri

<p>Teknik Özellikler</p> <p>NiCrNi-K tipi Termocouple Konnektörü</p>		 
Marka/Model	ALMEMO / ZA9020FS	
Ölçüm Aralığı	-200 - +1370 °C	
Ölçüm Çözünürlüğü	0,1 °C	

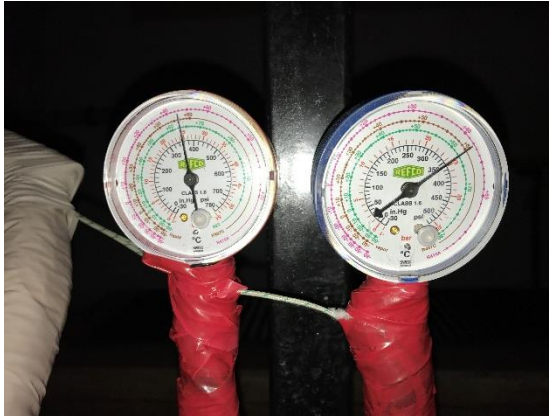
**Çizelge 3.7.** Nem-Sıcaklık transmitteri özellikleri

<p>Teknik Özellikler</p> <p>Nem-Sıcaklık Transmitteri</p>		
Marka/Model	KİMO/ TH110 POS	
Nem Ölçüm Aralığı	5...95 RH%	
Nem Ölçüm Hassasiyeti	±1,5% RH	
Nem Ölçüm Çözünürlüğü	0,1% RH	
Sıcaklık Ölçüm Aralığı	-20...80 °C	
Sıcaklık Ölçüm Hassasiyeti	±0,3 °C	
Sıcaklık Ölçüm Çözünürlüğü	0,1 °C	
Ölçüm Birimleri	RH%, °C, F	
Analog Çıkış	4-20 mA	
Enerji Beslemesi	24 Vac / Vdc ±10 %	

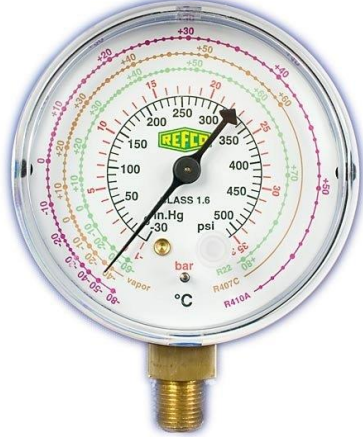
**Çizelge 3.8.** Nem-Sıcaklık transmitteri konnektörü özellikleri

Teknik Özellikler		
Nem-Sıcaklık Transmitteri Konnektörü		
Marka/Model	ALMEMO / ZA9601FS4	
Ölçüm Aralığı	2x 4-20mA (0...100%)	
Ölçüm Çözünürlüğü	0,01 °C	


Daha önce de belirtildiği üzere her cihazın evaporatörü ile kondenserin giriş ve çıkışlarındaki soğutucu akışkanın basınçlarını ölçebilmek için klima bakır borulaması yapılırken Şekil 3.2’de belirtilen noktalara manometre takılarak bu noktaların basınçları deneyler yapılırken kaydedilmiştir. Evaporatör ile kondenserlerin giriş ve çıkışlarındaki manometreleri Şekil 3.10 ile sunulmuştur. Alçak basınç manometresine ait özellikleri Çizelge 3.9’de, yüksek basınç manometresine ait özellikleri ise Çizelge 3.10’da verilmiştir.

**a****b****Şekil 3.10.** a) Kondenser manometreleri; b) Evaporatör manometreleri.

**Çizelge 3.9.** Alçak basınç manometresi özellikleri

<p>Teknik Özellikler</p> <p>Alçak Basınç Manometresi</p>	
<p>Marka/Model</p> <p>Soğutucu Akışkanlar</p> <p>Göstergeler</p> <p>Alçak Basınç Ölçüm Aralığı</p> <p>Çözünürlük</p>	<p>REFCO / M2-250-DS-CLIM</p> <p>R22, R407C, R410A</p> <p>bar, psi, °C</p> <p>(-1/36 bar, -30/520 psi)</p> <p>1 bar, 10 psi, 1 °C</p>

**Çizelge 3.10.** Yüksek basınç manometresi özellikleri

<p>Teknik Özellikler</p> <p>Yüksek Basınç Manometresi</p>	
<p>Marka/Model</p> <p>Soğutucu Akışkanlar</p> <p>Göstergeler</p> <p>Yüksek Basınç Ölçüm Aralığı</p> <p>Çözünürlük</p>	<p>REFCO / M2-500-DS-CLIM</p> <p>R22, R407C, R410A</p> <p>bar, psi, °C</p> <p>(-1/55 bar, -30/780 psi)</p> <p>1 bar, 10 psi, 1 °C</p>

Klimaların kompresörü ve evaporatif sistem sirkülasyon pompasının çektiği elektrik güçlerinin ölçülebilmesi için; şebeke elektrik beslemesi voltajı ve klima cihaz içi kabloları ile sirkülasyon pompa kablosu üzerinden akım ölçümü yapabilmek için

pens ampermetre kullanılmıştır. Şekil 3.11 ile sunulan açıklıklarda gerilim ve akım ölçümü alınabilecek noktalarda gerekli açıklıklar bırakılmıştır. Pens ampermetreye ait teknik özellikleri Çizelge 3.11 ile verilmiştir.



a



b

**Şekil 3.11.** a) Şebeke gerilim ölçümü (klima); b) Akım ölçümü (pompa).

**Çizelge 3.11.** Pens ampermetre özellikleri

<p>Teknik Özellikler</p> <p>Pens ampermetre</p> 	
Marka/Model	UNI-T / UT200A
DC Gerilim	600V
DC Gerilim Çözünürlüğü	$\pm (1.5\% +5)$
AC Gerilim	600V
AC Gerilim Çözünürlüğü	$\pm (1.0\% +3)$
AC Akım	2A / 20A / 200A
AC Akım Çözünürlüğü	$\pm (1.5\% +5)$

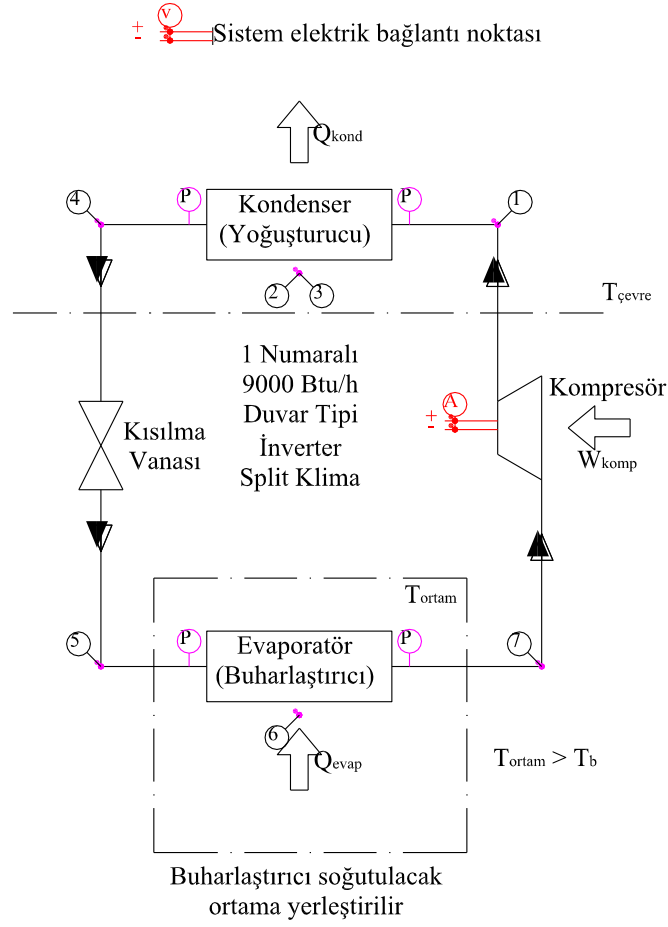
### 3.2. Yöntem

Cihaz üzerinden elde edilen basınç ve soğutucu akışkan sıcaklıkları, R-410A akışkanına ait P-h diyagramında gösterilerek entalpi değerleri elde edilmesi planlanmaktaydı. Ancak deneylere ait ölçümler için yapılan ara hesaplamalarda; klima kompresör motorunun inverter kontrollü olmasından dolayı soğutucu akışkan sıcaklığının anlık olarak değiştiği gözlenmiş, dolayısıyla termocouple ile yapılan bakır boru yüzey ölçümlerinde klima sürekli rejime girmesine rağmen sabit bir sıcaklık okunamamıştır. Bununla birlikte yine bakır boru yüzey sıcaklıklarının ölçümünde kullanılan termocouple'ların bakır boru yüzeyiyle tam temas edememesinden kaynaklanan ısı direnç ile bu noktaların sıcaklıklarının sağlıklı bir şekilde ölçümü yapılamamıştır. Bu sebeplerden dolayı hesaplamalara sadece basınçlar üzerinden devam edilmiştir.

Bilindiği üzere ideal buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi, alçak basınç ve yüksek basınç olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Gerçek çevrimde ise birçok noktada tersinmezlikler ve sürtünmelerden dolayı basınç düşümleri (borulama, batarya, vb.) gerçekleştiğinden, gerçek çevrimin basınçları üzerinden hesaplama yapılabilmesi için birçok noktadan ölçüm yapılması gereklidir. Bu hem kurulu deney düzeneği için mümkün olmadığı gibi, çok noktada ölçüm olması durumunda bu basınçların kaydedilmesi de güçleşecektir. Eldeki kısıtlı veriler ile hesaplamalar yapılabilmesi için iki sistemin de ideal buhar sıkıştırımlı çevrim olarak çalıştığı, tüm tersinmezlikler ve sürtünmelerin ihmal edildiği düşünülerek hesaplamalar ve karşılaştırmalar gerçekleştirilecektir. Böylece aşağıdaki hesaplamalar yapılarak (Şekil 3.2'ye göre), hem geleneksel soğutulan kondenserli klima için hem de evaporatif soğutulan kondenserli klima için sonuçların karşılaştırması yapılacaktır.

İdeal buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi olarak hesaplamaların yapılmasından dolayı soğutucu akışkan olan R410A gazı için; evaporatör çıkışında doymuş buhar fazında çıktığı, kompresörde tersinir adyabatik sıkıştırma işlemi yapılarak kondenser basıncına sıkıştırıldığı, kondenserde sabit kondenser basıncında ısı atılarak kondenser çıkışında doymuş sıvı fazında çıktığı, kısılma vanasında sabit entalpide evaporatör basıncına kadar genişletildiği ve son olarak evaporatörde sabit basınçta iklimlendirilen ortamdan ısı alınması işleminin yapıldığı kabul edilecektir.

Çalışma kapsamında incelenecek olan eş zamanlı çalıştırılan split klimalara ait hesap yöntemleri her biri için ayrı ayrı açıklanacaktır. Eş zamanlı çalışan split klimalardan, geleneksel soğutulan kondenserli klimaya ait sistem şeması ve ölçüm noktaları Şekil 3.12 ile sunulmuştur. Geleneksel soğutulan kondenserli klimaya ait T-s ve P-h diyagramları Şekil 3.13 ile sunulmuştur.

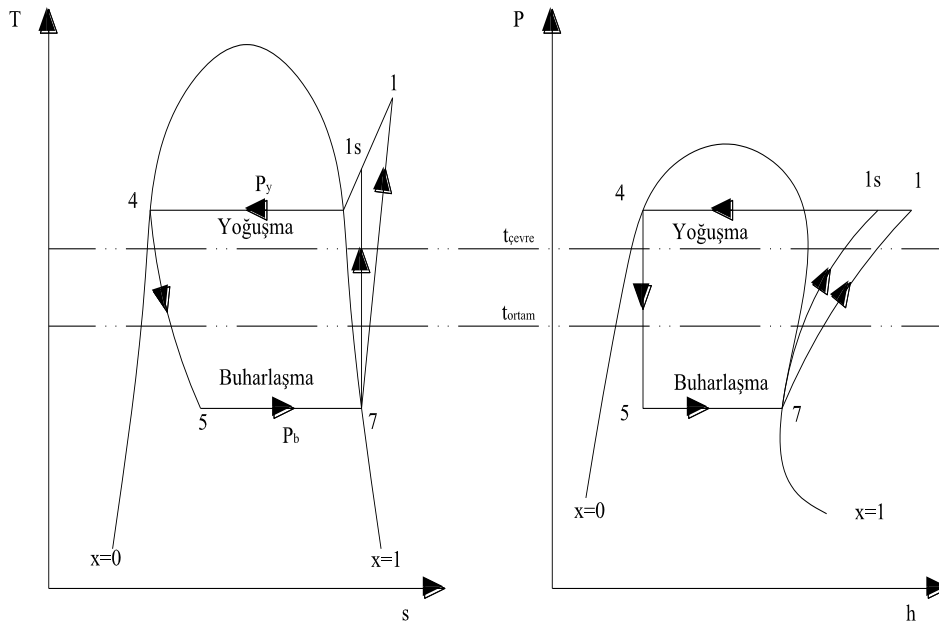


**Şekil 3.12.** Geleneksel soğutulan kondenserli klimaya ait sistem şeması ve ölçüm noktaları

Şekil 3.12 ile verilen noktalardan ölçülen 1, 4, 5, ve 7 noktalarındaki basınçlar, batarya basınç düşümleri ihmal edildiği kabul edildiğinden karşımıza (3.1) eşitliği çıkacaktır.

$$P_1 \cong P_4 \quad \text{ve} \quad P_5 \cong P_7 \quad (3.1)$$





**Şekil 3.13.** Geleneksel soğutulan kondenserli klimaya ait T-s ve P-h diyagramları

Evaporatör çıkışındaki (7) R410A soğutucu akışkanı için; doymuş buhar ( $x=1$ ) ve  $P_7$  için termodinamik tablolardan,  $T_7$ ,  $s_7$  ve  $h_7$  değerleri okunur.

$$T_7 = T_g$$

$$s_7 = s_g$$

$$h_7 = h_g$$

Kompresör çıkışında (1) kondenser basıncına sıkıştırılan kızgın buhar bölgesindeki soğutucu akışkan için kondenser girişinden okunan  $P_1$  ve  $s_7 = s_{1s}$  için termodinamik tablolardan,  $T_{1s}$  ve  $h_{1s}$  değerleri okunur.

$\eta_{iz} = 0,8$  (Yamankaradeniz 2017) kabulü için  $h_1$ , (3.2) formülü ile hesaplanır.

$$h_1 = h_7 + \frac{h_{1s} - h_7}{\eta_{iz}} \quad (3.2)$$

Kondenser çıkışında (4) kondenser basıncında dış ortama ısı atarak, doymuş sıvı ( $x=0$ ) ve  $P_1 = P_4$  için termodinamik tablolardan,  $T_4$ ,  $s_4$  ve  $h_4$  değerleri okunur.

$$T_4 = T_f$$

$$s_4 = s_f$$

$$h_4 = h_f$$

Kısılma vanası çıkışında (5) evaporatör basıncına kısılan ıslak buhar bölgesindeki soğutucu akışkan, evaporatör girişinden okunan  $P_5 = P_1$  evaporatör basıncı için termodinamik tablolardan,  $h_{fg}$  ve  $h_f$  değerleri okunur.

Kuruluk derecesi,  $h_4 = h_5$  için, (3.3) formülü ile hesaplanır.

$$h_5 = h_f + x \cdot h_{fg} \quad (3.3)$$

Islak buhar bölgesindeki soğutucu akışkan, evaporatör girişinden okunan  $P_5 = P_1$  evaporatör basıncı için termodinamik tablolardan,  $S_{fg}$  ve  $S_f$  değerleri okunarak  $S_5$  (3.4) formülü ile hesaplanır.

$$S_5 = S_f + x \cdot S_{fg} \quad (3.4)$$

Şekil 3.12'de sistem şeması ve ölçüm noktaları verilen geleneksel soğutulan kondenserli klimaya ait ölçülen değerler ile (3.1) - (3.4) formülleri ile hesaplanan değerlerden yola çıkılarak; evaporatif soğutulan kondenserli klimayla karşılaştırılmanın yapılacağı hesaplar (3.5) - (3.9) formülleri ile verilmiştir.

Geleneksel soğutulan kondenserli klimaya ait kompresör elektrik tüketimi; pens ampermetreyle klima üzerindeki noktalardan ölçülen  $V_1$  ve  $I_1$  için (3.5) formülü ile hesaplanır. Gerçek zamanlı kompanzasyon değeri  $\cos \theta = 0,97$  kabul edilmiştir. Hesaplanan bu tüketime iç ve dış ünite fan tüketimleri de dâhildir.

$$\dot{W}_{komp1} = V_1 \cdot I_1 \cdot \cos \theta \quad (3.5)$$

Geleneksel soğutulan kondenserli klimada sirküle olan soğutucu akışkan debisi, (3.6) formülü ile hesaplanır.

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{W}_{komp1}}{(h_1 - h_7)} \quad (3.6)$$

Geleneksel soğutulan kondenserli klimaya ait evaporatör soğutma kapasitesi (3.7) formülü ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{evap1} = \dot{m}_1 (h_7 - h_5) \quad (3.7)$$

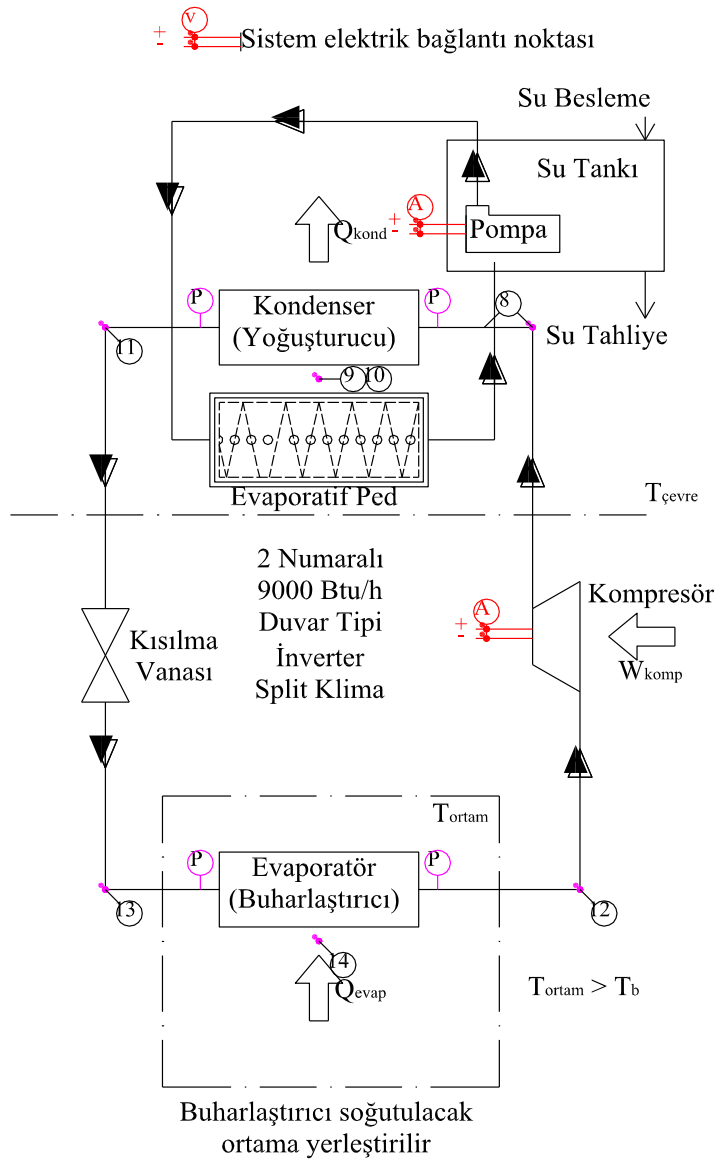
Geleneksel soğutulan kondenserli klimaya ait kondenser soğutma kapasitesi (3.8) formülü ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{kond1} = \dot{m}_1 (h_1 - h_4) \quad (3.8)$$

Geleneksel soğutulan kondenserli klimaya ait performans katsayısı (COP) (3.9) formülü ile hesaplanır.

$$COP_1 = \frac{\dot{Q}_{evap1}}{\dot{W}_{komp1}} \quad (3.9)$$

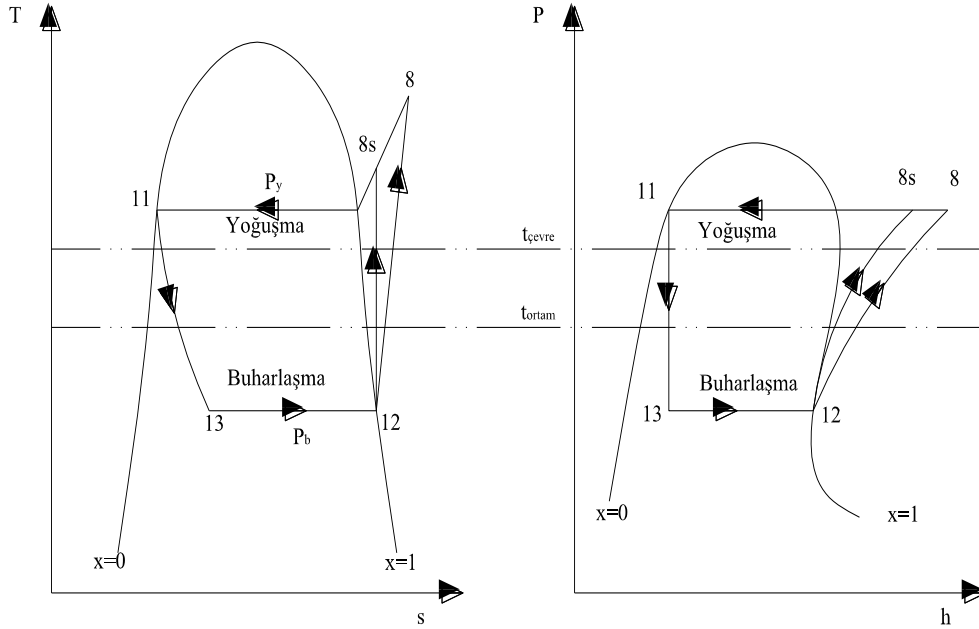
Böylelikle, çalışma kapsamında incelenecek olan eş zamanlı çalıştırılan split klimalardan, geleneksel soğutulan kondenserli split klimaya ait hesap yöntemleri adım adım açıklanmıştır. Eş zamanlı çalışan split klimalardan, evaporatif soğutulan kondenserli klimaya ait sistem şeması ve ölçüm noktaları da Şekil 3.14 ile sunulmuştur. Evaporatif soğutulan kondenserli klimaya ait T-s ve P-h diyagramları Şekil 3.15 ile sunulmuştur.



Şekil 3.14. Evaporatif soğutulan kondenserli klimaya ait sistem şeması ve ölçüm noktaları

Şekil 3.14 ile verilen noktalardan ölçülen 8, 11, 12 ve 13 noktalarındaki basınçlar, batarya basınç düşümleri ihmal edildiği kabul edildiğinden karşımıza (3.10) eşitliği çıkacaktır.

$$P_8 \cong P_{11} \quad ve \quad P_{12} \cong P_{13} \quad (3.10)$$



**Şekil 3.15.** Evaporatif soğutulan kondenserli klimaya ait T-s ve P-h diyagramları

Evaporatör çıkışındaki (12) R410A soğutucu akışkanı için; doymuş buhar ( $x=1$ ) ve  $P_{12}$  için termodinamik tablolardan,  $T_{12}$ ,  $s_{12}$  ve  $h_{12}$  değerleri okunur.

$$T_{12} = T_g$$

$$s_{12} = s_g$$

$$h_{12} = h_g$$

Kompresör çıkışında (8) kondenser basıncına sıkıştırılan kızgın buhar bölgesindeki soğutucu akışkan için kondenser girişinden okunan  $P_8$  ve  $s_{12} = s_{8s}$  için termodinamik tablolardan,  $T_{8s}$  ve  $h_{8s}$  değerleri okunur.

$\eta_{iz} = 0,8$  (Yamankaradeniz 2017) kabulü için  $h_8$ , (3.11) formülü ile hesaplanır.

$$h_8 = h_{12} + \frac{h_{8s} - h_{12}}{\eta_{iz}} \quad (3.11)$$

Kondenser çıkışında (11) kondenser basıncında dış ortama ısı atarak, doymuş sıvı ( $x=0$ ) ve  $P_{11} = P_8$  için termodinamik tablolardan,  $T_{11}$ ,  $s_{11}$  ve  $h_{11}$  değerleri okunur.

$$T_{11} = T_f$$

$$s_{11} = s_f$$

$$h_{11} = h_f$$

Kısılma vanası çıkışında (13) evaporatör basıncına kısılan ıslak buhar bölgesindeki soğutucu akışkan, evaporatör girişinden okunan  $P_{13} = P_{12}$  evaporatör basıncı için termodinamik tablolardan,  $h_{fg}$  ve  $h_f$  değerleri okunur.

Kuruluk derecesi,  $h_{11} = h_{13}$  için, (3.12) formülü ile hesaplanır.

$$h_{13} = h_f + x \cdot h_{fg} \quad (3.12)$$

Islak buhar bölgesindeki soğutucu akışkan, evaporatör girişinden okunan  $P_{13} = P_{12}$  evaporatör basıncı için termodinamik tablolardan,  $s_{fg}$  ve  $s_f$  değerleri okunarak  $s_{13}$  (3.13) formülü ile hesaplanır.

$$s_{13} = s_f + x \cdot s_{fg} \quad (3.13)$$

Şekil 3.13'de sistem şeması ve ölçüm noktaları verilen evaporatif soğutulan kondenserli klimaya ait ölçülen değerler ile (3.10) - (3.13) formülleri ile hesaplanan değerlerden yola çıkılarak; geleneksel soğutulan kondenserli klimayla karşılaştırılmanın yapılacağı hesaplar (3.14) – (3.19) formülleri ile verilmiştir.

Evaporatif soğutulan kondenserli klimaya ait kompresör elektrik tüketimi; pens ampermetreyle klima üzerindeki noktalardan ölçülen  $V_2$  ve  $I_2$  için (3.14) formülü ile hesaplanır. Gerçek zamanlı kompanzasyon değeri  $\cos \theta = 0,97$  kabul edilmiştir. Hesaplanan bu tüketime iç ve dış ünite fan tüketimleri de dâhildir.

$$\dot{W}_{komp2} = V_2 \cdot I_2 \cdot \cos \theta \quad (3.14)$$

Evaporatif soğutma sistemine ait pompanın elektrik tüketimi; pens ampermetreyle sirkülasyon pompası üzerindeki noktalardan ölçülen  $V_p$  ve  $I_p$  için (3.15) formülü ile hesaplanır. Gerçek zamanlı kompanzasyon değeri  $\cos \theta = 0,97$  kabul edilmiştir.

$$\dot{W}_{pomp} = V_p \cdot I_p \cdot \cos \theta \quad (3.15)$$

Evaporatif soğutulan kondenserli klimada sirküle olan soğutucu akışkan debisi, (3.16) formülü ile hesaplanır.

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{W}_{komp2}}{(h_8 - h_{12})} \quad (3.16)$$

Evaporatif soğutulan kondenserli klimaya ait evaporatör soğutma kapasitesi (3.17) formülü ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{evap2} = \dot{m}_2(h_{12} - h_{13}) \quad (3.17)$$

Evaporatif soğutulan kondenserli klimaya ait kondenser soğutma kapasitesi (3.18) formülü ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{kond2} = \dot{m}_2(h_8 - h_{11}) \quad (3.18)$$

Evaporatif soğutulan kondenserli klimaya ait performans katsayısı (COP) (3.19) formülü ile hesaplanır.

$$COP_2 = \frac{\dot{Q}_{evap2}}{\dot{W}_{komp2} + \dot{W}_{pomp2}} \quad (3.19)$$

Evaporatif soğutulan kondenserli klimaya nemlendiricinin etkenliği (3.20) formülü ile hesaplanır.

$$\varepsilon = \frac{T_{kg} - T_{ke}}{T_{kg} - T_{kex}} \quad (3.20)$$

### 3.3. Belirsizlik Analizi

DeneySEL ölçümlerde elde edilen verilerin analitik hesaplamalarda kullanıldığı durumlarda, deneySEL verilerin ne kadar doğru olduğu çözüme ulaşırken bilinmesi gerekir. DeneySEL verileri elde ederken karşılaşılan belli durumlar ve ölçüm yöntemlerinin hassasiyetinden kaynaklanan hata oranları göz önünde bulundurularak belirsizlik analizi yapılır.

DeneySEL çalışmalarda sonuca az veya çok etki eden hatalar pek çok farklı grupta toplanabilir. Ölçüm cihazlarının deney sistemi tasarlanırken doğru seçilmemesi hatalar doğurabilirken, yeterli doğruluk ve hassasiyette olmayan ölçüm cihazlarının kullanımı sonucu çeşitli durumlarda etki edebilir. Çevresel faktörler, cihazların yerleşimi, veri aktarım yöntemleri, ölçüm periyotları gibi etmenler de hata analizi yapılırken göz önünde bulundurulur.

Belirsizlik analizi yapılırken sistemin belirsizliğine, tüm sisteme ait elemanlardan doğan bağımsız belirsizlikler etki eder. Bir başka deyişle, ölçme grubunun belirsizliğini bulabilmek için o gruba ait alt unsurların belirsizliğini de ayrı ayrı saptamak gerekir. Bağımsız değerlerden kaynaklanan hataların toplamının bulunması

için ayrı ayrı bağımsız değişkenlere sahip bir R fonksiyonu (3.21) formülündeki gibi tanımlanabilir. (Genceli 2016).

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.21)$$

Bağımsız değişkenlerin belirsizliğine bağlı olarak R fonksiyonuna ait nihai belirsizlik ( $W_R$ ) (3.22) formülü ile hesaplanır.

$$W_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 \right] + \dots + \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right] \right]^{1/2} \quad (3.22)$$

Yapılan hata analizinde sistematik hatalar ve rastgele hatalar kesin çizgilerle ayrılmadığı için her iki türdeki hatalara ait bağımsız değişkenlere de yer verilmiştir. Ayrıca ölçüm cihazlarının imalatına ilişkin bir hatanın olmadığı kabulü yapılmıştır. Bu doğrultuda cihaz üreticilerinin katalogları kullanılarak bağımsız değişkenlere ait hata oranları her bir değişken için belirlenerek Çizelge 3.12 ile sunulmuştur. Belirsizlik değerlerine ait hata değerleri Çizelge 3.13 ile sunulmuştur.

**Çizelge 3.12.** Ölçüm cihazları hassasiyetleri

<i>Belirsizlik Tanımı</i>	<i>Hassasiyet</i>
Manometre ile basınç ölçümünden kaynaklanan hata	± 1 bar
Manometre bağlantısından oluşabilecek hata	± 1 bar
Bağıl nem ölçümünden kaynaklanan hata	± %1,5 RH
Sıcaklık ölçümünden kaynaklanan hata	± 0,3 °C
Nem-Sıcaklık konnektöründen kaynaklanan hata	± 0,01 °C
Pens ampermetre hassasiyetinden kaynaklanan hata	± 1,5 A
Pens ampermetre ile akım ölçümünden oluşabilecek hata	± 1,5 A
Pens ampermetre hassasiyetinden kaynaklanan hata	± 1,0 V
Pens ampermetre ile gerilim(voltaj) ölçümünden oluşabilecek hata	± 1,0 V

**Çizelge 3.13.** Ölçümlerdeki belirsizlik değerleri

<i>Ölçüm</i>	<i>Değer</i>
Soğutucu akışkan basıncı	± 1,4 bar
Kondenser giriş havası bağıl nemi	± %1,5 RH
Kondenser giriş havası sıcaklığı	± 0,3 °C
Cihaz elektrik beslemeleri akımı	± 1,7 A
Cihaz elektrik beslemeleri gerilimi (voltajı)	± 1,4 V

#### 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Çalışmadan elde edilen tüm bulgular bu bölümde sunulmuştur. Deneyler dış ortam şartlarının değişken değerleri: yüksek sıcaklık ve düşük nemli; yüksek sıcaklık ve yüksek nemli; düşük sıcaklık ve düşük nemli; düşük sıcaklık ve yüksek nemli için yapılmıştır. Dış ortam şartlarının incelendiği durumlarda dış ortamın hava sıcaklığı ve nemi Çizelge 4.1 ile verilmiştir.

**Çizelge 4.1.** Deneylerin yapıldığı dış ortam şartları

Dış Ortam Havası	Bağıl Nem [%RH]	Sıcaklık [°C]
Yüksek Sıcaklık ve Düşük Nemli	20,58	37,10
Yüksek Sıcaklık ve Yüksek Nemli	64,00	32,41
Düşük Sıcaklık ve Düşük Nemli	43,99	29,27
Düşük Sıcaklık ve Yüksek Nemli	77,49	28,06

Çizelge 4.1 ile verilen dört durumun her biri için deneysel verilerin; termodinamik analizi, matematiksel analizi, grafiklenmesi, yorumlanması ve tartışması yapılmıştır. Bahsedilen dört durumun deneylerinde, deney süresi boyunca veriler kaydedilmiş, sistemin rejim koşullarına ulaştığı andaki değerler hesaplamalarda kullanılmıştır.

##### 4.1. Dış Ortamın Yüksek Sıcaklık ve Düşük Nemli Olması Durumu

Deney sisteminin rejime girdiği, dış ortam havasının ortalama 37,1°C KT ve %20,58 RH şartlarında olduğu anda alınan ölçümler, dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumu için kullanılmıştır. Evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split tip klimalara ait, ölçüm düzenekleri ile kaydedilerek hesaplamalarda kullanılan veriler Çizelge 4.2 ile verilmiştir.

**Çizelge 4.2.** Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split klimalara ait deneysel veriler

Ölçülen Değer	Birim	Geleneksel	Evaporatif
Kondenser Giriş Havası Sıcaklığı KT	°C	37,1	24,55
Kondenser Giriş Havası Nemi	%RH	20,58	64,35
Kondenser Giriş Havası Sıcaklığı YT	°C	20,3	19,7
İç Ortam Havası Sıcaklığı KT	°C	27,18	27,18
İç Ortam Havası Nemi	%RH	39,38	39,38
Evaporatör Üfleme Havası Sıcaklığı KT	°C	13,8	12,4
Evaporatör Basıncı	bar	11,5	11,5
Kondenser Basıncı	bar	30,5	24
Evaporatör Çıkış Sıcaklığı	°C	11,99	11,99
Kondenser Çıkış Sıcaklığı	°C	49,71	39,68
Şebeke Voltajı	V	227	227
Elektrik Akımı	A	3,03	2,48
Pompa Elektrik Akımı	A	-	0,35
Su Tüketimi	l/h	-	12,27



Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumundaki Çizelge 4.2 ile sunulan deney verileri için termodinamik analizler yapılmıştır. Analiz sonucu elde edilen termodinamik özellikler Çizelge 4.3’de sunulmuştur.

**Çizelge 4.3.** Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların R410A gazına ait tablolardan okunan ve hesaplanan veriler

	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>
Evaporatör Çıkış Sıcaklığı	°C	11,99	11,99
Evaporatör Çıkış Basıncı	bar	11,5	11,5
Evaporatör Çıkış Entalpisi	kJ/kg	424,14	424,14
Evaporatör Çıkış Entropisi	kJ/kgK	1,7864	1,7864
Kompresör Çıkış Sıcaklığı	°C	65,85	51,68
Kompresör Çıkış Basıncı	bar	30,5	24
Kompresör Çıkış Entalpisi	kJ/kg	450,04	443,58
Kompresör Çıkış İzantropik Entropisi	kJ/kgK	1,7864	1,7864
Kondenser Çıkış Sıcaklığı	°C	49,71	39,68
Kondenser Çıkış Basıncı	bar	30,5	24
Kondenser Çıkış Entalpisi	kJ/kg	285,42	265,46
Kondenser Çıkış Entropisi	kJ/kgK	1,2795	1,2187
Kısılma Vanası Çıkış Sıcaklığı	°C	11,99	11,99
Kısılma Vanası Çıkış Basıncı	bar	11,5	11,5
Kısılma Vanası Çıkış Entalpisi	kJ/kg	285,42	265,46
Kısılma Vanası Çıkış Entropisi	kJ/kgK	1,2995	1,2295

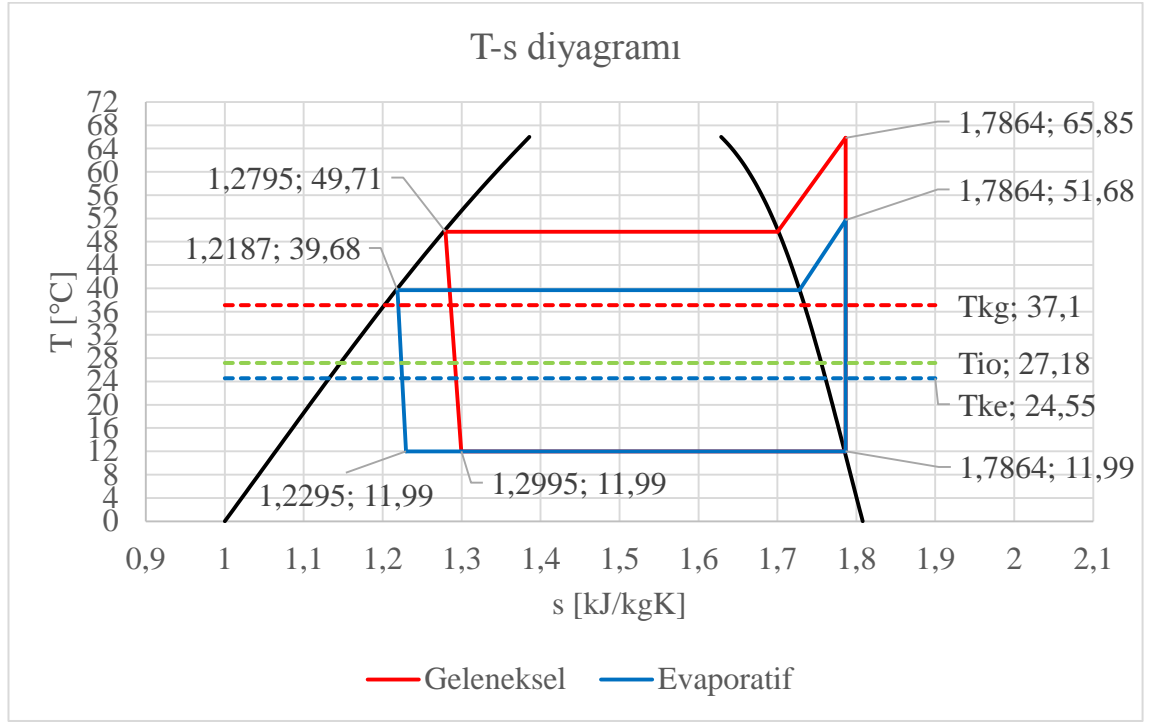
Çizelge 4.2 ile sunulan dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumu deney verileri için, split klimaların karşılaştırılması yapılmıştır. Eş zamanlı çalıştırılan 2,5 kW kapasiteli evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split tip klimaların karşılaştırılması Çizelge 4.4’de verilmiştir.

**Çizelge 4.4.** Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların karşılaştırılması

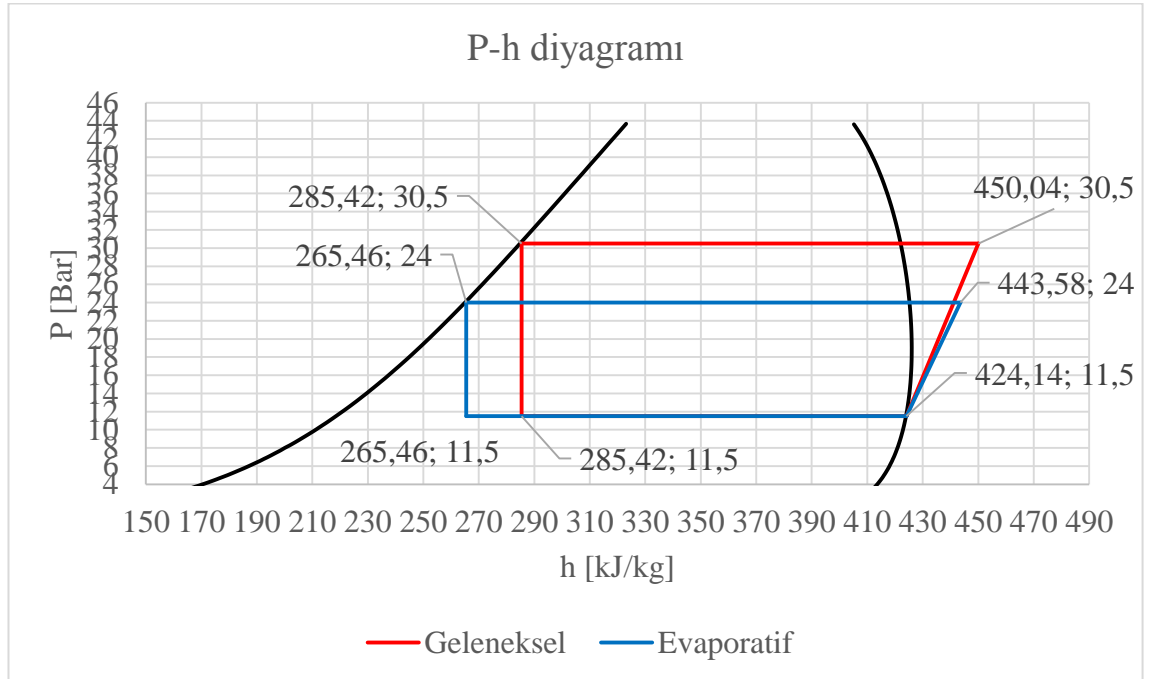
<i>Parametre</i>	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>	<i>Değişim</i>
$\dot{W}_{komp}$	W	667,18	546,07	% -18,15
$\dot{W}_{pomp}$	W		19,51	
$\dot{m}$	kg/s	0,0206	0,0225	% 9,22
$\dot{Q}_{evap}$	kW	2,86	3,57	% 24,83
$\dot{Q}_{kond}$	kW	3,53	4,11	% 16,43
<i>COP</i>	-	4,29	6,31	% 47,08
$\epsilon$	-	-	0,7213	

Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda, eş zamanlı olarak çalıştırılan 2,5 kW kapasiteli evaporatif soğutulan kondenserli ile geleneksel soğutulan kondenserli split tip klimaların; T-s ve P-h diyagramları elde edilmiştir. T-s

ve P-h diyagramları sırasıyla Şekil 4.1 ve Şekil 4.2 ile sunulmuştur.



**Şekil 4.1.** Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların T-s diyagramları



**Şekil 4.2.** Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların P-h diyagramları

Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda hava soğutmalı split tip klima kondenser giriş havasının evaporatif soğutulmasıyla; bağıl nemi %20,58RH 'dan %64,35RH 'ye yükseldiği ve kuru termometre sıcaklığının 37,1°C KT 'den 24,55°C KT 'ye düştüğü görülmüştür. Kuru termometre sıcaklığındaki sıcaklık değişimiyle Çizelge 4.4 , Şekil 4.1 ve Şekil 4.2 yardımıyla da gözlemlenebilen etkiler aşağıda verilmiştir.

Şekil 4.2 ile sunulan dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların P-h diyagramlarından da görüleceği üzere kondenser basıncı 30,5 bar 'dan 24 bar 'a düşerek evaporatör basıncına yaklaşmıştır. Kondenser basıncının düşmesi, kondenser giriş havası evaporatif soğutulan split klimanın üst çalışma basıncının düşmesini sağlamıştır.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser basıncının evaporatör basıncına yaklaşmasıyla kompresörün çektiği güç düşerek, geleneksel soğutulan kondenserli split klima kompresörünün elektrik tüketimine göre %18,15 oranında azalmıştır. Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kompresörü elektrik tüketimi ile sirkülasyon pompasının tükettiği elektrik birlikte düşünülse dâhi, geleneksel soğutulan kondenserli split klima kompresörünün elektrik tüketimi evaporatif soğutulan kondenserli split klimaya göre hâlâ daha fazladır.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kompresörünün daha düşük elektrik tüketimi olmasına rağmen, geleneksel soğutulan kondenserli split klimaya göre, sirküle olan soğutucu akışkan debisinin %9,22 arttığı görülmektedir. İki klimanın evaporatör basıncı eşit olması ve dolayısıyla evaporatör çıkış entalpisinin de eşit olmasına rağmen; evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser basıncının düşmesiyle, R410A soğutucu akışkanının kızgın buhar bölgesindeki kondenser giriş entalpisinin düşmesinin sirküle olan soğutucu akışkan debisinin yükselmesine etkisi vardır.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser basıncının evaporatör basıncına yaklaşmasının bir başka etkisi ise kondenser çıkışındaki doymuş sıvı faz sıcaklığının düşürmekte ve soğutucu akışkanın kondenserden çıkış entalpisini geleneksel soğutulan kondenserli split klimaya nazaran azaltmaktadır. Geleneksel soğutulan kondenserli split klima ve evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser giriş entalpilerinin aynı olmasına rağmen kondenser kapasitesinin %16,43 arttığı gözlenmiştir.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser çıkışındaki doymuş sıvı faz sıcaklığının düştüğü ve soğutucu akışkanın kondenserden çıkış entalpisinin de düştüğünden bahsedilmiştir. Kısılma vanasında gerçekleştiği kabul edilen sabit entalpiddeki kısılma işleminden dolayı, evaporatif soğutulan kondenserli klimanın evaporatör giriş entalpsi geleneksel soğutulan kondenserli klimaya göre daha düşük olduğu görülmüştür. Her iki klimanın evaporatör çıkışında entalpileri eşit olduğundan, evaporatif soğutulan kondenserli klimanın evaporatör soğutma kapasitesi geleneksel soğutulan kondenserli klimaya göre %24,83 artmıştır.

Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda; geleneksel soğutulan kondenserli klimanın kondenser sıcaklığının, evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser sıcaklığına göre daha yüksek olduğu Şekil 4.1 ile

sunulmuştur. Eş zamanlı ve aynı şartlarda çalıştırılan bu iki split klimanın evaporatör sıcaklıkları ise Şekil 4.1 ile görüldüğü üzere eşittir. Eşit evaporatör sıcaklığında; geleneksel soğutulan kondenserli split klimanın kondenser sıcaklığı daha yüksek olduğundan; geleneksel soğutulan kondenserli split klima COP 'sine göre, evaporatif soğutulan kondenser giriş havalı split klimanın COP değeri % 47,08 oranında artmıştır.

#### 4.2. Dış Ortamın Yüksek Sıcaklık ve Yüksek Nemli Olması Durumu

Deney sisteminin rejime girdiği, dış ortam havasının ortalama 32,41°C KT ve %64 RH şartlarında olduğu anda alınan ölçümler, dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumu için kullanılmıştır. Evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split tip klimalara ait, ölçüm düzenekleri ile kaydedilerek hesaplamalarda kullanılan veriler Çizelge 4.5 ile verilmiştir.

**Çizelge 4.5.** Dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split klimalara ait deneysel veriler

<i>Ölçülen Değer</i>	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>
Kondenser Giriş Hava Sıcaklığı KT	°C	32,41	27,85
Kondenser Giriş Hava Nemi	%RH	64	90,25
Kondenser Giriş Hava Sıcaklığı YT	°C	26,6	26,5
İç Ortam Hava Sıcaklığı KT	°C	20,34	20,34
İç Ortam Hava Nemi	%RH	59,31	59,31
Evaporatör Üfleme Hava Sıcaklığı KT	°C	10,5	10,6
Evaporatör Basıncı	bar	11	11
Kondenser Basıncı	bar	25,5	24
Evaporatör Çıkış Sıcaklığı	°C	10,47	10,47
Kondenser Çıkış Sıcaklığı	°C	42,08	39,56
Şebeke Voltajı	V	223	223
Elektrik Akımı	A	2,62	2,54
Pompa Elektrik Akımı	A	-	0,33
Su Tüketimi	l/h	-	1,28

Dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumundaki Çizelge 4.5 ile sunulan deney verileri için termodinamik analizler yapılmıştır. Analiz sonucu elde edilen termodinamik özellikler Çizelge 4.6'da sunulmuştur.

**Çizelge 4.6.** Dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların R410A gazına ait tablolardan okunan ve hesaplanan veriler

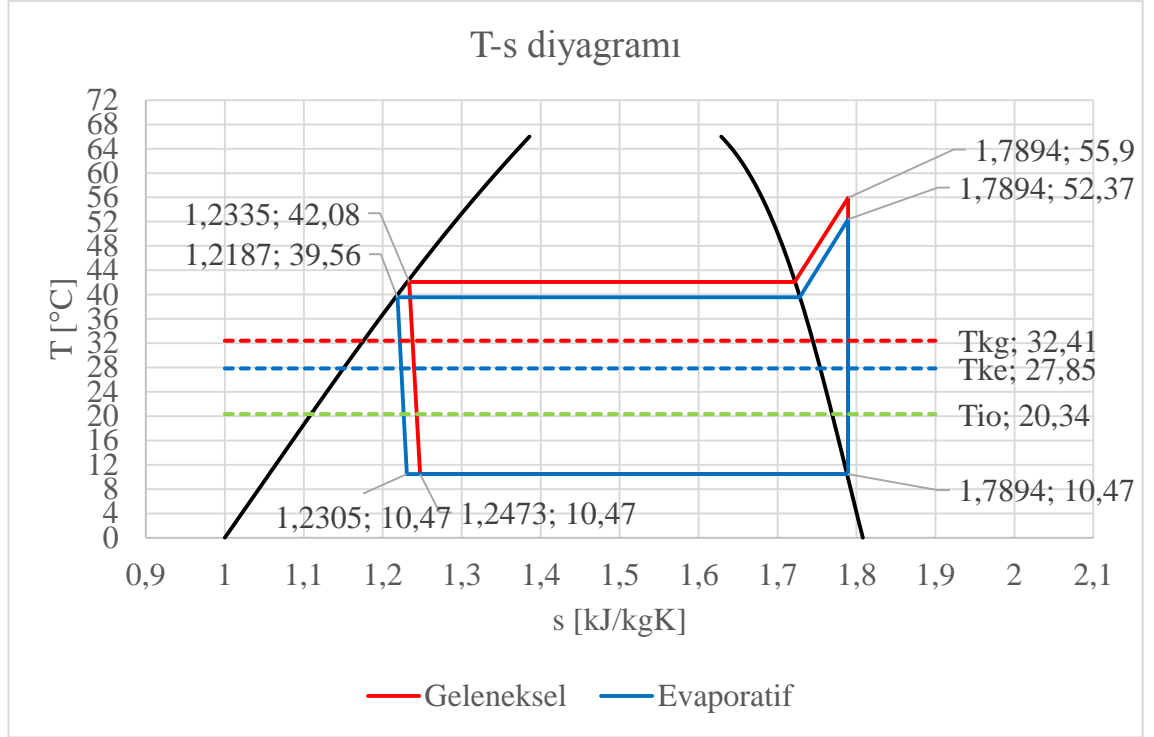
	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>
Evaporatör Çıkış Sıcaklığı	°C	10,47	10,47
Evaporatör Çıkış Basıncı	bar	11	11
Evaporatör Çıkış Entalpisi	kJ/kg	423,83	423,83
Evaporatör Çıkış Entropisi	kJ/kgK	1,7894	1,7894
Kompresör Çıkış Sıcaklığı	°C	55,9	52,37
Kompresör Çıkış Basıncı	bar	25,5	24
Kompresör Çıkış Entalpisi	kJ/kg	446,21	444,55
Kompresör Çıkış İzentropik Entropisi	kJ/kgK	1,7894	1,7894
Kondenser Çıkış Sıcaklığı	°C	42,08	39,56
Kondenser Çıkış Basıncı	bar	25,5	24
Kondenser Çıkış Entalpisi	kJ/kg	270,21	265,46
Kondenser Çıkış Entropisi	kJ/kgK	1,2335	1,2187
Kısılma Vanası Çıkış Sıcaklığı	°C	10,47	10,47
Kısılma Vanası Çıkış Basıncı	bar	11	11
Kısılma Vanası Çıkış Entalpisi	kJ/kg	270,21	265,46
Kısılma Vanası Çıkış Entropisi	kJ/kgK	1,2473	1,2305

Çizelge 4.5 ile sunulan dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumu deney verileri için, split klimaların karşılaştırılması yapılmıştır. Eş zamanlı çalıştırılan 2,5 kW kapasiteli evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split tip klimaların karşılaştırılması Çizelge 4.7’de verilmiştir.

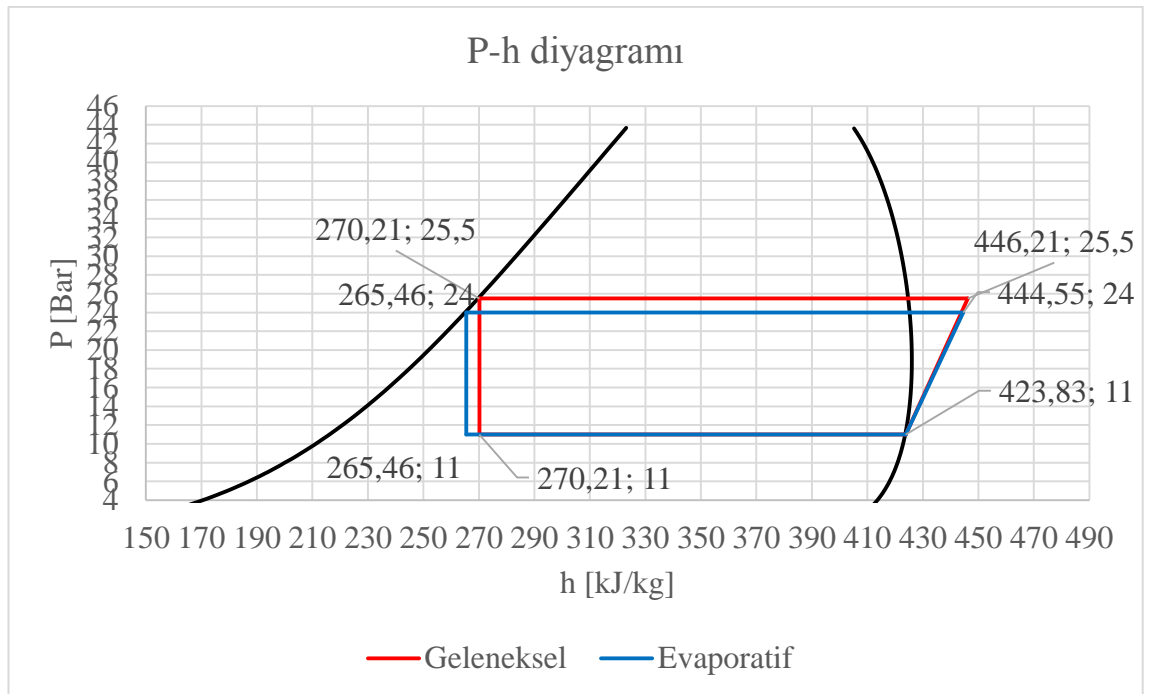
**Çizelge 4.7.** Dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların karşılaştırılması

<i>Parametre</i>	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>	<i>Değişim</i>
$\dot{W}_{komp}$	W	566,73	549,43	% -3,05
$\dot{W}_{pompa}$	W		18,07	
$\dot{m}$	kg/s	0,0203	0,0212	% 4,43
$\dot{Q}_{evap}$	kW	3,11	3,36	% 8,04
$\dot{Q}_{kond}$	kW	3,68	3,91	% 6,03
<i>COP</i>	-	5,49	5,92	% 7,83
$\epsilon$	-	-	0,7716	

Dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda, eş zamanlı olarak çalıştırılan 2,5 kW kapasiteli evaporatif soğutulan kondenserli ile geleneksel soğutulan kondenserli split tip klimaların; T-s ve P-h diyagramları elde edilmiştir. T-s ve P-h diyagramları sırasıyla Şekil 4.3 ve Şekil 4.4 ile sunulmuştur.



**Şekil 4.3.** Dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların T-s diyagramları



**Şekil 4.4.** Dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların P-h diyagramları

Dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda hava soğutmalı split tip klima kondenser giriş havasının evaporatif soğutulmasıyla; bağıl nemi %64RH 'dan %90,25RH 'ye yükseldiği ve kuru termometre sıcaklığının 32,41°C KT 'den 27,85°C KT 'ye düştüğü görülmüştür. Kuru termometre sıcaklığındaki sıcaklık değişimiyle Çizelge 4.7 , Şekil 4.3 ve Şekil 4.4 yardımıyla da gözlemlenebilen etkiler aşağıda verilmiştir.

Şekil 4.4 ile sunulan dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların P-h diyagramlarından da görüleceği üzere kondenser basıncı 26 bar 'dan 24,5 bar 'a düşerek evaporatör basıncına yaklaşmıştır. Kondenser basıncının düşmesi, kondenser giriş havası evaporatif soğutulan split klimanın üst çalışma basıncının düşmesini sağlamıştır.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser basıncının evaporatör basıncına yaklaşmasıyla kompresörün çektiği güç düşerek, geleneksel soğutulan kondenserli split klima kompresörünün elektrik tüketimine göre %3,05 oranında azalmıştır. Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kompresörü elektrik tüketimi, sirkülasyon pompasının tükettiği elektrik ile birlikte düşünülürse, geleneksel soğutulan kondenserli split klimanın elektrik tüketimi evaporatif soğutulan kondenserli split klimaya göre daha düşüktür.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kompresörünün daha düşük elektrik tüketimi olmasına rağmen, geleneksel soğutulan kondenserli split klimaya göre, sirküle olan soğutucu akışkan debisinin %4,43 arttığı görülmektedir. İki klimanın evaporatör basıncı eşit olması ve dolayısıyla evaporatör çıkış entalpisinin de eşit olmasına rağmen; evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser basıncının düşmesiyle, R410A soğutucu akışkanının kızgın buhar bölgesindeki kondenser giriş entalpisinin düşmesinin sirküle olan soğutucu akışkan debisinin yükselmesine etkisi vardır.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser basıncının evaporatör basıncına yaklaşmasının bir başka etkisi ise kondenser çıkışındaki doymuş sıvı faz sıcaklığının düşürmekte ve soğutucu akışkanın kondenserden çıkış entalpisini geleneksel soğutulan kondenserli split klimaya nazaran azaltmaktadır. Geleneksel soğutulan kondenserli split klima ve evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser giriş entalpilerinin aynı olmasına rağmen kondenser kapasitesi %6,03 arttığı gözlenmiştir.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser çıkışındaki doymuş sıvı faz sıcaklığının düştüğü ve soğutucu akışkanın kondenserden çıkış entalpisinin de düştüğünden bahsedilmiştir. Kısılma vanasında gerçekleştiği kabul edilen sabit entalpiddeki kısılma işleminden dolayı, evaporatif soğutulan kondenserli klimanın evaporatör giriş entalpsi geleneksel soğutulan kondenserli klimaya göre daha düşük olduğu görülmüştür. Her iki klimanın evaporatör çıkışında entalpileri eşit olduğundan, evaporatif soğutulan kondenserli klimanın evaporatör soğutma kapasitesi geleneksel soğutulan kondenserli klimaya göre %8,04 artmıştır.

Dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda; geleneksel soğutulan kondenserli klimanın kondenser sıcaklığının, evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser sıcaklığına göre daha yüksek olduğu Şekil 4.3 ile

sunulmuştur. Eş zamanlı ve aynı şartlarda çalıştırılan bu iki split klimanın evaporatör sıcaklıkları ise Şekil 4.3 ile görüldüğü üzere eşittir. Eşit evaporatör sıcaklığında; geleneksel soğutulan kondenserli split klimanın kondenser sıcaklığı daha yüksek olduğundan; geleneksel soğutulan kondenserli split klima COP 'sine göre, evaporatif soğutulan kondenser giriş havalı split klimanın COP değeri % 7,83 oranında artmıştır.

#### 4.3. Dış Ortamın Düşük Sıcaklık ve Düşük Nemli Durumu

Deney sisteminin rejime girdiği, dış ortam havasının ortalama 29,27°C KT ve %43,99 RH şartlarında olduğu anda alınan ölçümler, dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumu için kullanılmıştır. Evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split tip klimalara ait, ölçüm düzenekleri ile kaydedilerek hesaplamalarda kullanılan veriler Çizelge 4.8 ile verilmiştir.

**Çizelge 4.8.** Dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split klimalara ait deneysel veriler

<i>Ölçülen Değer</i>	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>
Kondenser Giriş Hava Sıcaklığı KT	°C	29,27	22,9
Kondenser Giriş Hava Nemi	%RH	43,99	76,55
Kondenser Giriş Hava Sıcaklığı YT	°C	20,2	20
İç Ortam Hava Sıcaklığı KT	°C	23,94	23,94
İç Ortam Hava Nemi	%RH	50,49	50,49
Evaporatör Üfleme Hava Sıcaklığı KT	°C	12,2	12,2
Evaporatör Basıncı	bar	11	11
Kondenser Basıncı	bar	26	22,5
Evaporatör Çıkış Sıcaklığı	°C	10,47	10,47
Kondenser Çıkış Sıcaklığı	°C	42,89	36,93
Şebeke Voltajı	V	226	226
Elektrik Akımı	A	2,6	2,42
Pompa Elektrik Akımı	A	-	0,34
Su Tüketimi	l/h	-	6,40

Dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumundaki Çizelge 4.8 ile sunulan deney verileri için termodinamik analizler yapılmıştır. Analiz sonucu elde edilen termodinamik özellikler Çizelge 4.9'da sunulmuştur.



**Çizelge 4.9.** Dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların R410A gazına ait tablolardan okunan ve hesaplanan veriler

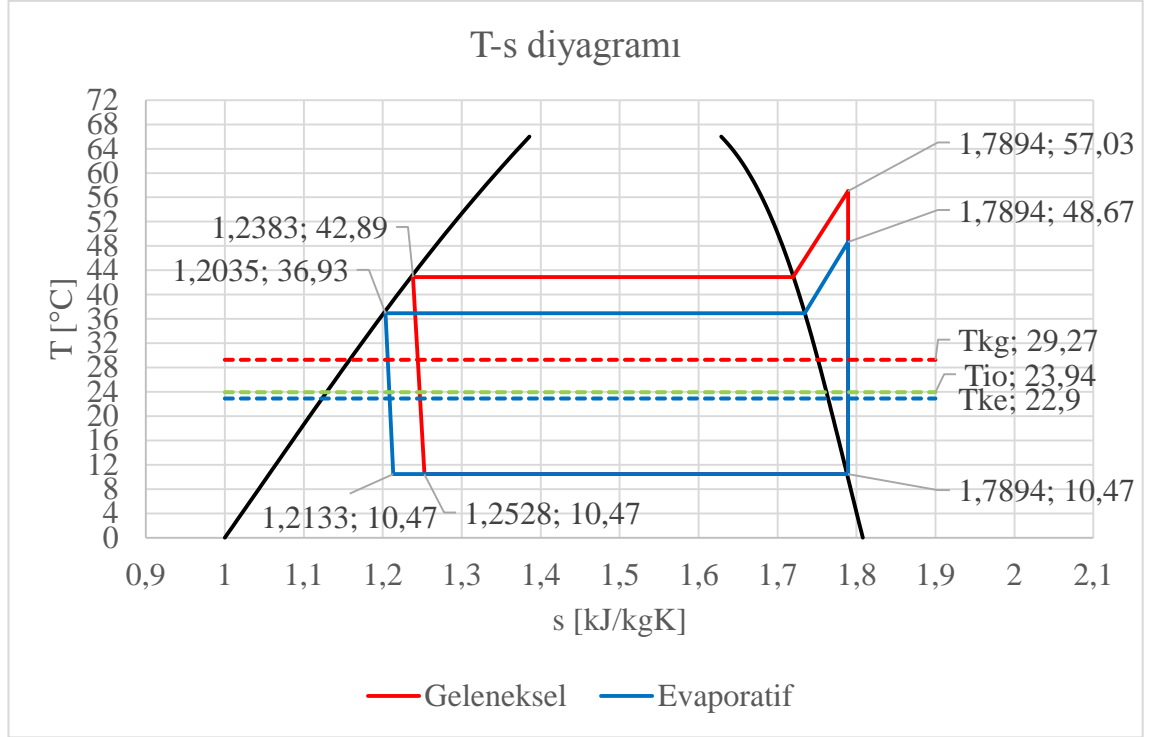
	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>
Evaporatör Çıkış Sıcaklığı	°C	10,47	10,47
Evaporatör Çıkış Basıncı	bar	11	11
Evaporatör Çıkış Entalpisi	kJ/kg	423,83	423,83
Evaporatör Çıkış Entropisi	kJ/kgK	1,7894	1,7894
Kompresör Çıkış Sıcaklığı	°C	57,03	48,67
Kompresör Çıkış Basıncı	bar	26	22,5
Kompresör Çıkış Entalpisi	kJ/kg	446,73	442,8
Kompresör Çıkış İzantropik Entropisi	kJ/kgK	1,7894	1,7894
Kondenser Çıkış Sıcaklığı	°C	42,89	36,93
Kondenser Çıkış Basıncı	bar	26	22,5
Kondenser Çıkış Entalpisi	kJ/kg	271,77	260,6
Kondenser Çıkış Entropisi	kJ/kgK	1,2383	1,2035
Kısılma Vanası Çıkış Sıcaklığı	°C	10,47	10,47
Kısılma Vanası Çıkış Basıncı	bar	11	11
Kısılma Vanası Çıkış Entalpisi	kJ/kg	271,77	260,6
Kısılma Vanası Çıkış Entropisi	kJ/kgK	1,2528	1,2133

Çizelge 4.8 ile sunulan dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumu deney verileri için, split klimaların karşılaştırılması yapılmıştır. Eş zamanlı çalıştırılan 2,5 kW kapasiteli evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split tip klimaların karşılaştırılması Çizelge 4.10'da verilmiştir

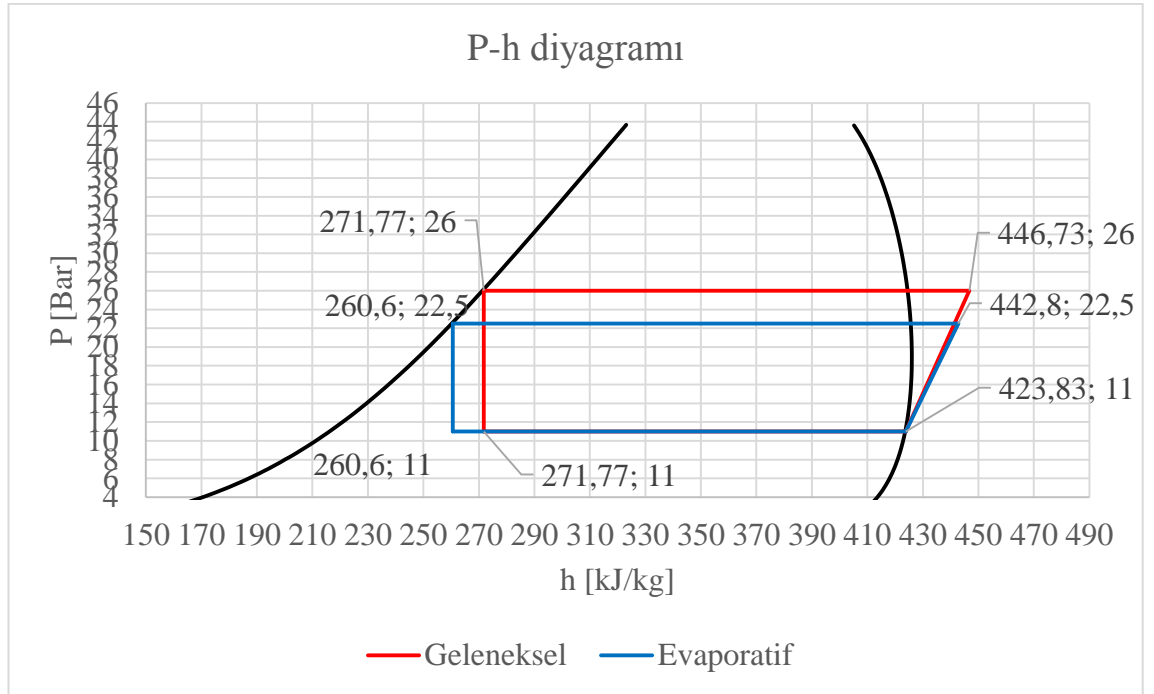
**Çizelge 4.10.** Dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların karşılaştırılması

<i>Parametre</i>	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>	<i>Değişim</i>
$\dot{W}_{komp}$	W	569,97	530,51	% -7,44
$\dot{W}_{pomp}$	W		18,87	
$\dot{m}$	kg/s	0,0199	0,0224	% 12,56
$\dot{Q}_{evap}$	kW	3,03	3,65	% 20,46
$\dot{Q}_{kond}$	kW	3,60	4,18	% 16,11
<i>COP</i>	-	5,31	6,65	% 25,24
$\epsilon$	-	-	0,6872	

Dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda, eş zamanlı olarak çalıştırılan 2,5 kW kapasiteli evaporatif soğutulan kondenserli ile geleneksel soğutulan kondenserli split tip klimaların; T-s ve P-h diyagramları elde edilmiştir. T-s ve P-h diyagramları sırasıyla Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 ile sunulmuştur.



**Şekil 4.5.** Dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların T-s diyagramları



**Şekil 4.6.** Dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların P-h diyagramları

Dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda hava soğutmalı split tip klima kondenser giriş havasının evaporatif soğutulmasıyla; bağıl nemi %43,99RH 'dan %76,55RH 'ye yükseldiği ve kuru termometre sıcaklığının 29,27°C KT 'den 22,90°C KT 'ye düştüğü görülmüştür. Kuru termometre sıcaklığındaki sıcaklık değişimiyle Çizelge 4.10 , Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 yardımıyla da gözlemlenebilen etkiler aşağıda verilmiştir.

Şekil 4.6 ile sunulan dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların P-h diyagramlarından da görüleceği üzere kondenser basıncı 26 bar 'dan 22,5 bar 'a düşerek evaporatör basıncına yaklaşmıştır. Kondenser basıncının düşmesi, kondenser giriş havası evaporatif soğutulan split klimanın üst çalışma basıncının düşmesini sağlamıştır.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser basıncının evaporatör basıncına yaklaşmasıyla kompresörün çektiği güç düşerek, geleneksel soğutulan kondenserli split klima kompresörünün elektrik tüketimine göre %7,44 oranında azalmıştır. Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kompresörü elektrik tüketimi, sirkülasyon pompasının tükettiği elektrik ile birlikte düşünülse dâhi, geleneksel soğutulan kondenserli split klimanın elektrik tüketimi evaporatif soğutulan kondenserli split klimaya göre hâlâ daha fazladır.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kompresörünün daha düşük elektrik tüketimi olmasına rağmen, geleneksel soğutulan kondenserli split klimaya göre, sirküle olan soğutucu akışkan debisinin %12,56 arttığı görülmektedir. İki klimanın evaporatör basıncı eşit olması ve dolayısıyla evaporatör çıkış entalpisinin de eşit olmasına rağmen; evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser basıncının düşmesiyle, R410A soğutucu akışkanının kızgın buhar bölgesindeki kondenser giriş entalpisinin düşmesinin sirküle olan soğutucu akışkan debisinin yükselmesine etkisi vardır.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser basıncının evaporatör basıncına yaklaşmasının bir başka etkisi ise kondenser çıkışındaki doymuş sıvı faz sıcaklığının düşürmekte ve soğutucu akışkanın kondenserden çıkış entalpisini geleneksel soğutulan kondenserli split klimaya nazaran azaltmaktadır. Geleneksel soğutulan kondenserli split klima ve evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser giriş entalpilerinin aynı olmasına rağmen kondenser kapasitesi %16,11 arttığı gözlenmiştir.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser çıkışındaki doymuş sıvı faz sıcaklığının düştüğü ve soğutucu akışkanın kondenserden çıkış entalpisinin de düştüğünden bahsedilmiştir. Kısılma vanasında gerçekleştiği kabul edilen sabit entalpiddeki kısılma işleminden dolayı, evaporatif soğutulan kondenserli klimanın evaporatör giriş entalpsi geleneksel soğutulan kondenserli klimaya göre daha düşük olduğu görülmüştür. Her iki klimanın evaporatör çıkışında entalpileri eşit olduğundan, evaporatif soğutulan kondenserli klimanın evaporatör soğutma kapasitesi geleneksel soğutulan kondenserli klimaya göre %20,46 artmıştır.

Dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda; geleneksel soğutulan kondenserli klimanın kondenser sıcaklığının, evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser sıcaklığına göre daha yüksek olduğu Şekil 4.5 ile

sunulmuştur. Eş zamanlı ve aynı hacimde çalıştırılan bu iki split klimanın evaporatör sıcaklıkları ise Şekil 4.5 ile görüldüğü üzere eşittir. Eşit evaporatör sıcaklığında; geleneksel soğutulan kondenserli split klimanın kondenser sıcaklığı daha yüksek olduğundan; geleneksel soğutulan kondenserli split klima COP 'sine göre, evaporatif soğutulan kondenser giriş havalı split klimanın COP değeri % 25,24 oranında artmıştır.

#### 4.4. Dış Ortamın Düşük Sıcaklık ve Yüksek Nemli Durumu

Deney sisteminin rejime girdiği, dış ortam havasının ortalama 28,06°C KT ve %77,49 RH şartlarında olduğu anda alınan ölçümler, dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumu için kullanılmıştır. Evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split tip klimalara ait, ölçüm düzenekleri ile kaydedilerek hesaplamalarda kullanılan veriler Çizelge 4.11 ile verilmiştir.

**Çizelge 4.11.** Dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split klimalara ait deneysel veriler

<i>Ölçülen Değer</i>	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>
Kondenser Giriş Hava Sıcaklığı KT	°C	28,06	26,11
Kondenser Giriş Hava Nemi	%RH	77,49	92,32
Kondenser Giriş Hava Sıcaklığı YT	°C	24,8	25
İç Ortam Hava Sıcaklığı KT	°C	24,25	24,25
İç Ortam Hava Nemi	%RH	54,1	54,1
Evaporatör Üfleme Hava Sıcaklığı KT	°C	13,1	13
Evaporatör Basıncı	bar	11,5	11,5
Kondenser Basıncı	bar	26	24,5
Evaporatör Çıkış Sıcaklığı	°C	11,99	11,99
Kondenser Çıkış Sıcaklığı	°C	42,89	40,41
Şebeke Voltajı	V	228	228
Elektrik Akımı	A	2,53	2,5
Pompa Elektrik Akımı	A	-	0,34
Su Tüketimi	l/h	-	0,16

Dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumundaki Çizelge 4.11 ile sunulan deney verileri için termodinamik analizler yapılmıştır. Analiz sonucu elde edilen termodinamik özellikler Çizelge 4.12'de sunulmuştur.

**Çizelge 4.12.** Dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların R410A gazına ait tablolardan okunan ve hesaplanan veriler

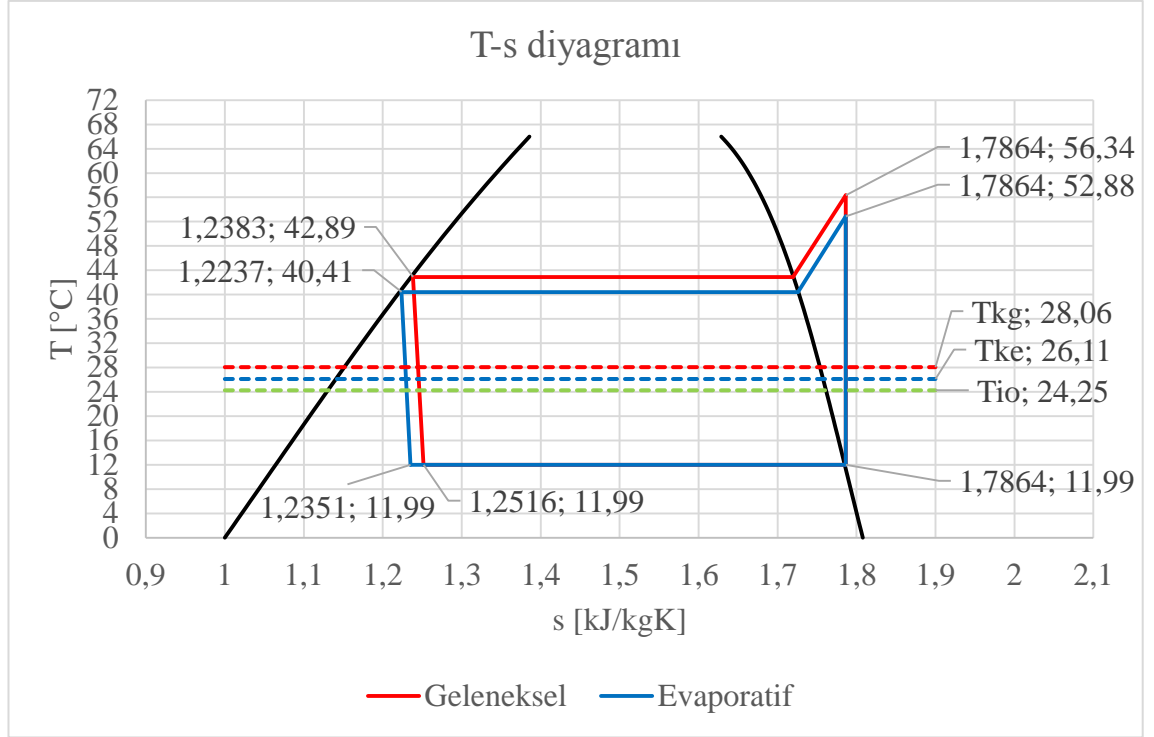
	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>
Evaporatör Çıkış Sıcaklığı	°C	11,99	11,99
Evaporatör Çıkış Basıncı	bar	11,5	11,5
Evaporatör Çıkış Entalpisi	kJ/kg	424,14	424,14
Evaporatör Çıkış Entropisi	kJ/kgK	1,7864	1,7864
Kompresör Çıkış Sıcaklığı	°C	56,34	52,88
Kompresör Çıkış Basıncı	bar	26	24,5
Kompresör Çıkış Entalpisi	kJ/kg	445,73	444,15
Kompresör Çıkış İzentropik Entropisi	kJ/kgK	1,7864	1,7864
Kondenser Çıkış Sıcaklığı	°C	42,89	40,41
Kondenser Çıkış Basıncı	bar	26	24,5
Kondenser Çıkış Entalpisi	kJ/kg	271,77	267,06
Kondenser Çıkış Entropisi	kJ/kgK	1,2383	1,2237
Kısılma Vanası Çıkış Sıcaklığı	°C	11,99	11,99
Kısılma Vanası Çıkış Basıncı	bar	11,5	11,5
Kısılma Vanası Çıkış Entalpisi	kJ/kg	271,77	267,06
Kısılma Vanası Çıkış Entropisi	kJ/kgK	1,2516	1,2351

Çizelge 4.11 ile sunulan dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumu deney verileri için, split klimaların karşılaştırılması yapılmıştır. Eş zamanlı çalıştırılan 2,5 kW kapasiteli evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli split tip klimaların karşılaştırılması Çizelge 4.13’de verilmiştir.

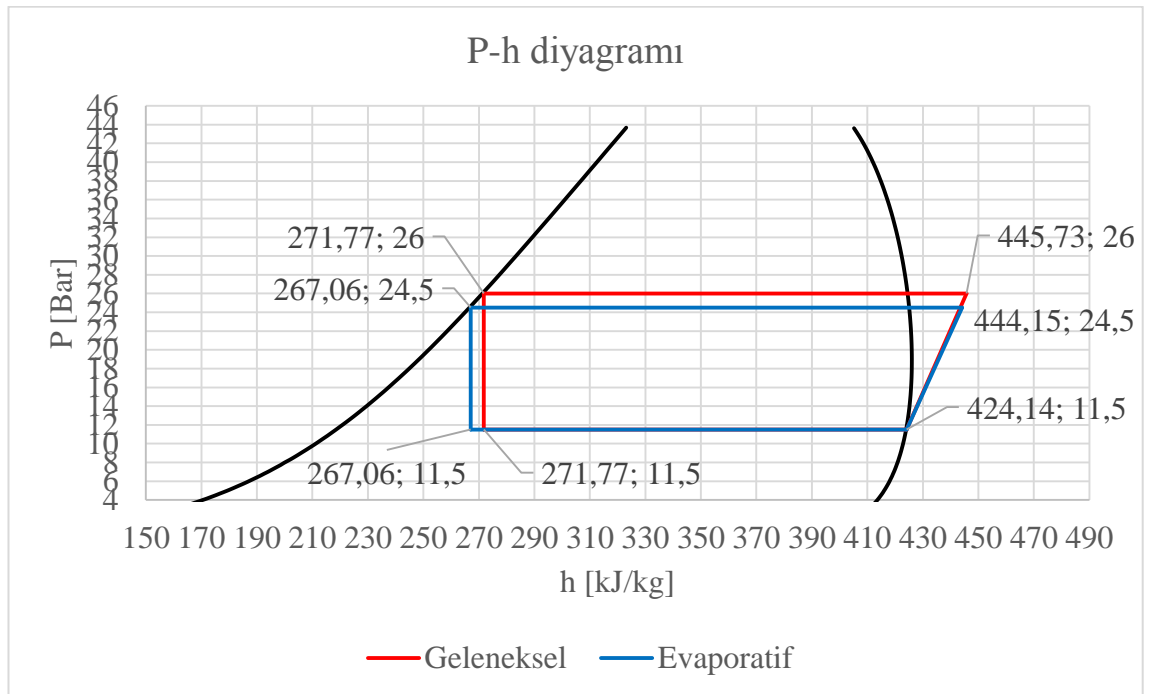
**Çizelge 4.13.** Dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların karşılaştırılması

<i>Parametre</i>	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>	<i>Değişim</i>
$\dot{W}_{komp}$	W	559,53	552,90	% -1,19
$\dot{W}_{pomp}$	W		19,04	
$\dot{m}$	kg/s	0,0207	0,0221	% 6,76
$\dot{Q}_{evap}$	kW	3,16	3,47	% 9,81
$\dot{Q}_{kond}$	kW	3,72	4,02	% 8,06
$COP$	-	5,65	6,07	% 7,43
$\epsilon$	-	-	0,6373	

Dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda, eş zamanlı olarak çalıştırılan 2,5 kW kapasiteli evaporatif soğutulan kondenserli ile geleneksel soğutulan kondenserli split tip klimaların; T-s ve P-h diyagramları elde edilmiştir. T-s ve P-h diyagramları sırasıyla Şekil 4.7 ve Şekil 4.8 ile sunulmuştur.



**Şekil 4.7.** Dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların T-s diyagramları



**Şekil 4.8.** Dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların P-h diyagramları

Dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda hava soğutmalı split tip klima kondenser giriş havasının evaporatif soğutulmasıyla; bağıl nemi %77,49RH 'dan %92,32RH 'ye yükseldiği ve kuru termometre sıcaklığının 28,06°C KT 'den 26,11°C KT 'ye düştüğü görülmüştür. Kuru termometre sıcaklığındaki sıcaklık değişimiyle Çizelge 4.13, Şekil 4.7 ve Şekil 4.8 yardımıyla da gözlemlenebilen etkiler aşağıda verilmiştir.

Şekil 4.8 ile sunulan dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların P-h diyagramlarından da görüleceği üzere kondenser basıncı 26 bar 'dan 24,5 bar 'a düşerek evaporatör basıncına yaklaşmıştır. Kondenser basıncının düşmesi, kondenser giriş havası evaporatif soğutulan split klimanın üst çalışma basıncının düşmesini sağlamıştır.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser basıncının evaporatör basıncına yaklaşmasıyla kompresörün çektiği güç düşerek, geleneksel soğutulan kondenserli split klima kompresörünün elektrik tüketimine göre %1,19 oranında azalmıştır. Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kompresörü elektrik tüketimi, sirkülasyon pompasının tükettiği elektrik ile birlikte düşünülürse, geleneksel soğutulan kondenserli split klimanın elektrik tüketimi evaporatif soğutulan kondenserli split klimaya göre daha düşüktür.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kompresörünün daha düşük elektrik tüketimi olmasına rağmen, geleneksel soğutulan kondenserli split klimaya göre, sirküle olan soğutucu akışkan debisinin %6,76 arttığı görülmektedir. İki klimanın evaporatör basıncı eşit olması ve dolayısıyla evaporatör çıkış entalpisinin de eşit olmasına rağmen; evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser basıncının düşmesiyle, R410A soğutucu akışkanının kızgın buhar bölgesindeki kondenser giriş entalpisinin düşmesinin sirküle olan soğutucu akışkan debisinin yükselmesine etkisi vardır.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser basıncının evaporatör basıncına yaklaşmasının bir başka etkisi ise kondenser çıkışındaki doymuş sıvı faz sıcaklığının düşürmekte ve soğutucu akışkanın kondenserden çıkış entalpisini geleneksel soğutulan kondenserli split klimaya nazaran azaltmaktadır. Geleneksel soğutulan kondenserli split klima ve evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser giriş entalpilerinin aynı olmasına rağmen kondenser kapasitesi %8,06 arttığı gözlenmiştir.

Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser çıkışındaki doymuş sıvı faz sıcaklığının düştüğü ve soğutucu akışkanın kondenserden çıkış entalpisinin de düştüğünden bahsedilmiştir. Kısılma vanasında gerçekleştiği kabul edilen sabit entalpiddeki kısılma işleminden dolayı, evaporatif soğutulan kondenserli klimanın evaporatör giriş entalpsi geleneksel soğutulan kondenserli klimaya göre daha düşük olduğu görülmüştür. Her iki klimanın evaporatör çıkışında entalpileri eşit olduğundan, evaporatif soğutulan kondenserli klimanın evaporatör soğutma kapasitesi geleneksel soğutulan kondenserli klimaya göre %9,81 artmıştır.

Dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda; geleneksel soğutulan kondenserli klimanın kondenser sıcaklığının, evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser sıcaklığına göre daha yüksek olduğu Şekil 4.7 ile

sunulmuştur. Eş zamanlı ve aynı hacimde çalıştırılan bu iki split klimanın evaporatör sıcaklıkları ise Şekil 4.7 ile görüldüğü üzere eşittir. Eşit evaporatör sıcaklığında; geleneksel soğutulan kondenserli split klimanın kondenser sıcaklığı daha yüksek olduğundan; geleneksel soğutulan kondenserli split klima COP 'sine göre, evaporatif soğutulan kondenser giriş havalı split klimanın COP değeri % 7,43 oranında artmıştır.

#### 4.5. Dış Ortam Şartlarına Göre Elde Edilen Bulguların Karşılaştırılması

Klima kompresörlerinin elektrik tüketiminin bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının dış ortamın farklı durumları için etkisi incelenmiştir. Dış ortam şartlarının farklı durumlarında evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların kompresör elektrik tüketimi ve değişim değerleri Çizelge 4.14 ile verilmiştir.

**Çizelge 4.14.** Dış ortam durumlarına göre evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların kompresör elektrik tüketimi ve değişim değerleri

<i>Dış Ortam</i>	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>	<i>Değişim</i>
Yüksek Sıcaklık ve Düşük Nemli	W	667,18	546,07	% -18,15
Yüksek Sıcaklık ve Yüksek Nemli	W	566,73	549,43	% -3,05
Düşük Sıcaklık ve Düşük Nemli	W	569,97	530,51	% -7,44
Düşük Sıcaklık ve Yüksek Nemli	W	559,53	552,9	% -1,19

Çizelge 4.14 ile görüleceği üzere geleneksel soğutulan kondenserli klima kompresörünün en fazla elektrik tüketiminde olduğu dış ortamın yüksek sıcaklık düşük nemli olması durumunda evaporatif soğutulan kondenserli split klima kompresörü elektrik tüketimindeki değişim miktarı %18,15'lik düşüş ile en yüksek değişimi meydana getirmektedir. Dış ortam bağıl neminin artmasıyla split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde edilen kompresör elektrik tüketim değerindeki değişimlerin gerilediği görülmektedir. Dış ortam sıcaklığının azalmasıyla split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde edilen kompresör elektrik tüketim değerindeki değişimlerin de gerilediği görülmektedir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının klimaların kompresör elektrik tüketimi açısından en faydalı etkisi dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda gerçekleşmiştir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının klimaların kompresör elektrik tüketimi açısından en az faydalı etkisi ise dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda gerçekleşmiştir.

Klima toplam elektrik tüketiminin bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının dış ortamın farklı durumları için etkisi incelenmiştir. Dış ortam şartlarının farklı durumlarında evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların toplam elektrik tüketimi ve değişim değerleri Çizelge 4.15 ile verilmiştir.



**Çizelge 4.15.** Dış ortam durumlarına göre evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların toplam elektrik tüketimi ve değişim değerleri

<i>Dış Ortam</i>	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>	<i>Değişim</i>
Yüksek Sıcaklık ve Düşük Nemli	W	667,18	565,58	% -15,23
Yüksek Sıcaklık ve Yüksek Nemli	W	566,73	567,5	% 0,14
Düşük Sıcaklık ve Düşük Nemli	W	569,97	549,38	% -3,61
Düşük Sıcaklık ve Yüksek Nemli	W	559,53	571,94	% 2,22

Çizelge 4.15 ile görüleceği üzere geleneksel soğutulan kondenserli klima kompresörünün en fazla elektrik tüketiminde olduğu dış ortamın yüksek sıcaklık düşük nemli olması durumunda evaporatif soğutulan kondenserli split klima kompresörü ile evaporatif soğutma sistemi sirkülasyon pompasının toplam elektrik tüketimindeki değişim miktarı %15,23'lük düşüş ile en yüksek değişimi meydana getirmektedir. Dış ortam bağıl neminin artmasıyla split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde edilen toplam elektrik tüketim değerindeki değişimlerin gerilediği görülmektedir. Yüksek nemli durumda dış ortam sıcaklığının azalmasıyla split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde edilen toplam elektrik tüketim değerindeki değişimlerin de gerilediği görülmektedir. Düşük nemli durumda dış ortam sıcaklığının azalmasıyla split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde edilen toplam elektrik tüketim değerindeki değişimlerin arttığı da görülmektedir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının klimaların toplam elektrik tüketimi açısından en faydalı etkisi dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda gerçekleşmiştir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının klimaların toplam elektrik tüketimi açısından en az faydalı etkisi ise dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda gerçekleşmiştir.

Klimada sirküle olan soğutucu akışkan debisinin bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının dış ortamın farklı durumları için etkisi incelenmiştir. Dış ortam şartlarının farklı durumlarında evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların sirküle olan soğutucu akışkan debileri ve değişim değerleri Çizelge 4.16 ile verilmiştir.

**Çizelge 4.16.** Dış ortam durumlarına göre evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların sirküle olan soğutucu akışkan debileri ve değişim değerleri

<i>Dış Ortam</i>	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>	<i>Değişim</i>
Yüksek Sıcaklık ve Düşük Nemli	kg/s	0,0206	0,0225	% 9,22
Yüksek Sıcaklık ve Yüksek Nemli	kg/s	0,0203	0,0212	% 4,43
Düşük Sıcaklık ve Düşük Nemli	kg/s	0,0199	0,0224	% 12,56
Düşük Sıcaklık ve Yüksek Nemli	kg/s	0,0207	0,0221	% 6,76

Çizelge 4.16 ile görüleceği üzere geleneksel soğutulan kondenserli klimada en düşük sirküle olan soğutucu akışkan debisinin olduğu dış ortamın düşük sıcaklık düşük nemli olması durumunda evaporatif soğutulan kondenserli split klimada sirküle olan soğutucu akışkan debisi değişiminin miktarı %12,56'lık artış ile en yüksek değişimi

meydana getirmektedir.. Dış ortam bağıl neminin artmasıyla split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde edilen sirküle olan soğutucu akışkan debisindeki değişimlerin gerilediği görülmektedir. Dış ortam sıcaklığının azalmasıyla split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde edilen sirküle olan soğutucu akışkan debisindeki değişimlerin ise arttığı görülmektedir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının klimalarda sirküle olan soğutucu akışkan debisi açısından en faydalı etkisi dış ortamın düşük sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda gerçekleşmiştir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının klimalarda sirküle olan soğutucu akışkan miktarı açısından en az faydalı etkisi ise dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda gerçekleşmiştir.

Klima evaporatör soğutma kapasitesinin bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının dış ortamın farklı durumları için etkisi incelenmiştir. Dış ortam şartlarının farklı durumlarında evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların evaporatör soğutma kapasiteleri ve değişim değerleri Çizelge 4.17 ile verilmiştir.

**Çizelge 4.17.** Dış ortam durumlarına göre evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların evaporatör soğutma kapasiteleri ve değişim değerleri

<i>Dış Ortam</i>	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>	<i>Değişim</i>
Yüksek Sıcaklık ve Düşük Nemli	kW	2,86	3,57	% 24,83
Yüksek Sıcaklık ve Yüksek Nemli	kW	3,11	3,36	% 8,04
Düşük Sıcaklık ve Düşük Nemli	kW	3,03	3,65	% 20,46
Düşük Sıcaklık ve Yüksek Nemli	kW	3,16	3,47	% 9,81

Çizelge 4.17 ile görüleceği üzere evaporatif soğutulan kondenserli klimada en yüksek evaporatör soğutma kapasitesinin olduğu dış ortamın düşük sıcaklık düşük nemli olması durumunda evaporatif soğutulan kondenserli split klimada evaporatör soğutma kapasitesindeki %24,83'lük artış ile en yüksek değişimi meydana getirmektedir. Dış ortam bağıl neminin artmasıyla split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde edilen evaporatör soğutma kapasitesindeki değişimlerin gerilediği görülmektedir. Dış ortam sıcaklığının azalmasıyla split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde edilen evaporatör soğutma kapasitesindeki değişimlerin düşük nemli durumda azaldığı yüksek nemli durumda ise arttığı görülmektedir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının evaporatör soğutma kapasitesinin değişimi açısından en faydalı etkisi dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda gerçekleşmiştir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının evaporatör soğutma kapasitesinin değişimi açısından en az faydalı etkisi ise dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda gerçekleşmiştir.

Klima kondenser kapasitesinin bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının dış ortamın farklı durumları için etkisi incelenmiştir. Dış ortam şartlarının farklı durumlarında evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların kondenser kapasitesi ve değişim değerleri Çizelge 4.18 ile verilmiştir.

**Çizelge 4.18.** Dış ortam durumlarına göre evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların kondenser kapasiteleri ve değişim değerleri

<i>Dış Ortam</i>	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>	<i>Değişim</i>
Yüksek Sıcaklık ve Düşük Nemli	kW	3,53	4,11	% 16,43
Yüksek Sıcaklık ve Yüksek Nemli	kW	3,68	3,91	% 6,03
Düşük Sıcaklık ve Düşük Nemli	kW	3,60	4,18	% 16,11
Düşük Sıcaklık ve Yüksek Nemli	kW	3,72	4,02	% 8,06

Çizelge 4.18 ile görüleceği üzere geleneksel soğutulan kondenserli klimada en düşük kondenser kapasitesinin olduğu dış ortamın yüksek sıcaklık yüksek nemli olması durumunda evaporatif soğutulan kondenserli split klimada kondenser kapasitesi %16,43'lük artış ile en yüksek değişimi meydana getirmektedir. Dış ortam bağıl neminin artmasıyla split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde edilen kondenser kapasitesindeki değişimlerin gerilediği görülmektedir. Dış ortam sıcaklığının azalmasıyla split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde edilen kondenser kapasitesindeki değişimlerin düşük nemli durumda azaldığı yüksek nemli durumda ise arttığı görülmektedir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının kondenser kapasitesinin değişimi açısından en fazla etkisi dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda gerçekleşmiştir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının kondenser kapasitesinin değişimi açısından en az etkisi ise dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda gerçekleşmiştir.

Klima COP değerlerinin bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının dış ortamın farklı durumları için etkisi incelenmiştir. Dış ortam şartlarının farklı durumlarında evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların COP ve değişim değerleri Çizelge 4.19 ile verilmiştir. Çizelgede görülen COP değerleri hava kaynaklı bir iklimlendirme cihazı için niceliksel büyük değerler olsa da hesapların ideal çevrim esasına göre yapıldığı unutulmamalıdır. Amaç karşılaştırma olduğu için elde edilen değişimler yol gösterici olacaktır.

**Çizelge 4.19.** Dış ortam durumlarına göre evaporatif ve geleneksel soğutulan kondenserli klimaların COP ve değişim değerleri

<i>Dış Ortam</i>	<i>Birim</i>	<i>Geleneksel</i>	<i>Evaporatif</i>	<i>Değişim</i>
Yüksek Sıcaklık ve Düşük Nemli	-	4,29	6,31	% 47,08
Yüksek Sıcaklık ve Yüksek Nemli	-	5,49	5,92	% 7,83
Düşük Sıcaklık ve Düşük Nemli	-	5,31	6,65	% 25,24
Düşük Sıcaklık ve Yüksek Nemli	-	5,65	6,07	% 7,43

Çizelge 4.19 ile görüleceği üzere geleneksel soğutulan kondenserli klimada en düşük COP değerinin olduğu dış ortamın yüksek sıcaklık yüksek nemli olması durumunda evaporatif soğutulan kondenserli split klimada COP değerindeki değişiminin %47,08'lik artış ile en yüksek değişimi meydana getirmektedir. Dış ortam bağıl neminin artmasıyla split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde

edilen COP değerlerindeki değişimlerin gerilediği görülmektedir. Dış ortam sıcaklığının azalmasıyla split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde edilen COP değerlerindeki değişimlerin azaldığı görülmektedir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının COP değerinin değişimi açısından en faydalı etkisi dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda gerçekleşmiştir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının COP değerinin değişimi açısından en az faydalı etkisi ise dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda gerçekleşmiştir.

## 5. SONUÇLAR

Tez çalışmasından elde edilen sonuçlar yardımıyla Antalya gibi Akdeniz iklimine sahip farklı bölgelerde yoğun bir şekilde kullanılan bireysel iklimlendirme cihazlarının kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla sistem verimliliklerinde (COP) artma ve elektrik tüketimlerinde azalma potansiyeli araştırılmıştır. Dış ortamın farklı durumlarında evaporatif soğutulan kondenserli klimaların kondenser basıncı düşerek evaporatör basıncına yaklaşmıştır. Kondenser basıncının düşmesi, kondenseri evaporatif soğutulan split klimaların üst çalışma basıncının düşmesini sağlamıştır. Bu doğrultuda deneysel analizlerden elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanmıştır;

- Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kondenser basıncının evaporatör basıncına yaklaşmasıyla kompresörün çektiği güç düşerek, geleneksel soğutulan kondenserli split klima kompresörünün elektrik tüketimine göre maksimum %18,15 minimum %1,19 oranında azalmıştır. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının klimaların kompresör elektrik tüketimi açısından en faydalı etkisi dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda gerçekleşmiştir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının klimaların kompresör elektrik tüketimi açısından en az faydalı etkisi ise dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda gerçekleşmiştir.

- Evaporatif soğutulan kondenserli split klima kompresörü elektrik tüketimi, sirkülasyon pompasının tükettiği elektrik ile birlikte düşünülürse, evaporatif soğutulan kondenserli split klimaların elektrik tüketimi geleneksel soğutulan kondenserli split klimaya göre en fazla %15,23 oranında azalmıştır. Yüksek nemin mevcut olduğu durumlarda ise toplam tüketimin geleneksel sisteme nazaran arttığı tespit edilmiştir. Yüksek nemli ortamda evaporatif soğutma etkinliğinin azalması kompresör elektrik tüketimindeki düşüşleri de azaltmıştır. Böyle durumlarda su sirkülasyonunu sağlayan pompa tüketimlerinin kompresör elektrik tüketimlerine ilavesi sonucu oluşan toplam tüketim geleneksel sistem tüketim değerini aşmaktadır. Su sirkülasyonu için sürekli çalışan bir pompa yerine ihtiyaca göre devreye girebilecek otomasyonlu bir pompa entegrasyonu ile bu problem aşılabılır.

- Evaporatif soğutulan kondenserli split klimada sirküle olan soğutucu akışkan debisi, geleneksel soğutulan kondenserli split klimada sirküle olan soğutucu akışkan debisine göre maksimum %12,56 minimum %4,43 oranında artmıştır. Kütleli debinin artışı kondenser kapasitesi ve evaporatör soğutma kapasitesi artışlarında etkili olmuştur. Geleneksel soğutulan kondenserli klima evaporatör soğutma kapasitesine göre, evaporatif soğutulan kondenserli split klimada evaporatör soğutma kapasitesi en fazla %24,83 en az %8,04 oranında artmıştır. Daha ileri bakış açısıyla bu durum aynı soğutma kapasitesinde evaporatif soğutma ile evaporatör ısı transfer yüzey alanlarının küçültülmesine olanak sağlayabilecektir. Bu da iç ünite görselliğine olumlu katkı sağlayacak bir durumdur.

- Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının evaporatör soğutma kapasitesinin değişimi açısından en faydalı etkisi dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda gerçekleşmiştir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının evaporatör soğutma kapasitesinin değişimi açısından en az faydalı etkisi ise dış ortamın yüksek sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda gerçekleşmiştir.

- Evaporatif soğutulan kondenserli split klimada kondenser kapasitesinin geleneksel soğutulan kondenserli klima kondenser kapasitesine göre en fazla %16,43 en az %6,03 oranında arttığı tespit edilmiştir. Kondenserin evaporatif soğutulması neticesinde kompresör elektrik tüketimleri düşse de, evaporatör soğutma kapasitelerindeki artış bu düşüşün üzerine çıktığından beklendiği üzere kondenser kapasiteleri de artmıştır.

- Geleneksel soğutulan kondenserli klima COP'sine göre, kondenseri evaporatif soğutulan split klima COP değeri en fazla %47,08 en az %7,43 oranında arttığı tespit edilmiştir. Dış ortam bağıl neminin artmasıyla split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde edilen COP değerlerindeki artışların gerilediği görülmüştür. Aynı şekilde dış ortam sıcaklığının azalmasıyla da split klima kondenserinin evaporatif soğutulmasıyla elde edilen COP değerlerindeki artışların azaldığı görülmüştür. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının COP değerinin değişimi açısından en faydalı etkisi dış ortamın yüksek sıcaklık ve düşük nemli olması durumunda gerçekleşmiştir. Bireysel iklimlendirme cihazı kondenserinin evaporatif olarak soğutulmasının COP değerinin değişimi açısından en az faydalı etkisi ise dış ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemli olması durumunda gerçekleşmiştir.

Küresel ısınma ile ağırlaşan dış ortam şartlarında kondenserin evaporatif soğutulması ile oluşturulan serinleme etkisi yardımıyla mevcut klimanın daha yüksek ortam sıcaklıklarında bile daha verimli çalışabileceği görülmüştür. Bunun yanı sıra kondenserin evaporatif soğutulmasıyla kondenser basıncının düşmesi neticesinde klima kompresörü arıza olasılığının azalması ve yağ ömrünün uzaması da beklenebilir. Kullanılan ıslak dolgulu nemlendiricilerde sirkülasyon sayesinde su püskürtmeli sistemlerde olduğu gibi şartlandırılmış ve sürekli tüketilen su ihtiyacı da bulunmamaktadır. Klima evaporatöründe yoğuşan suyun evaporatif soğutma sisteminde kullanılarak su tüketim miktarı düşürülmesinin sağlanabileceği de unutulmamalıdır. Aynı iklimlendirme cihazının kış şartlarında ısıtma amaçlı kullanımında söz konusu evaporatif pedler kondenser fan kapasiteleri üzerine az da olsa olumsuz etkide bulunacaktır.

Bu sistemlerin dış ortam şartlarına göre gösterdiği performansa bağlı olarak ticarileşebilme potansiyeli de mevcuttur. Dahası yapılacak detaylı çalışmalar ile ileri vadede aynı soğutma kapasitesinde evaporatif soğutma ile kondenser ve evaporatör ısı transfer yüzey alanlarının ve böylece sistem maliyetlerinin optimizasyonu da mümkün olabilecektir.

## 6. KAYNAKLAR

- Atmaca, İ., Koçak Soylu, S. ve Çağlar, A. 2014. Klima Dış Ünitesi Giriş Havaasının Evaporatif Soğutulmasında Kullanılması Planlanan Sistem Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi. 2. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi, ss. 578-587, 23-25 Ekim, Balıkesir.
- Bulut, H. ve Yenigün, B. 2013. Taşınabilir Bir Evaporatif Soğutucunun Performans Analizi. 2. Anadolu Enerji Sempozyumu, ss. 714-722, 2-4 Mayıs, Diyarbakır.
- Çengel, A. Y. ve Boles, M. A. 2011. Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla 5.Baskı. İzmir Güven Kitabevi, Ders Kitabı, İzmir, ss 610-615, 631-634, 734-735, 946s.
- El-Refaie, M. F. and Kaseb, S. 2009. Speculation in the feasibility of evaporative cooling. *Building and Environment*, 44 : 826–838.
- Genceli, O.F. 2016. Ölçme Tekniği Boyut, Basınç, Akış ve Sıcaklık Ölçmeleri Birsen Yayınevi, Ders Kitabı, İstanbul, 387s.
- Ghaemmaghami, P.S. and Mahmoudi, M. 2005. Wind tower a natural cooling system in Iranian traditional architecture. *Passive and Low Energy Cooling for the Built Environment*, ss 71-76, Mayıs 2005, Santorini, Greece.
- Hajidavalloo, E. 2007. Application of evaporative cooling on the condenser of window-air-conditioner. *Applied Thermal Engineering*. 27 : 1937–1943.
- Hao, X., Zhu, C., Lin, Y., Wang, H., Zhang, G. and Chen, Y. 2013. Optimizing the pad thickness of evaporative air-cooled chiller for maximum energy saving, *Energy and Build*, 61 : 146–152.
- Hwang, Y., Radermacher, R. and Kopko, W. 2001. An experimental evaluation of a residential-sized evaporatively cooled condenser. *International Journal of Refrigeration*, 24 : 238–249.
- İdiz, A., Koçak, Y.C., Özdemir, F., Akdemir, Ö. ve Güngör, A. 2017. İklimlendirme Sistemlerinde Evaporatif Soğutma Uygulamaları. 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, ss. 1761-1776, 19-22 Nisan, İzmir.
- Köseoğlu, M.F. 2013. Investigation of water droplet carryover phenomena in industrial evaporative air-conditioning systems. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 47 : 92–97.
- Maheshwari, G. P., Al-Ragom, F. and Suri, R. K. 2001. Energy-saving potential of an indirect evaporative cooler. *Applied Energy*, 69 : 69–76.
- Martínez, P., Ruiz, J., Cutillas, C.G., Martínez, P.J., Kaiser, A.S. and Lucas, M. 2016. Experimental study on energy performance of a split air-conditioner by using variable thickness evaporative cooling pads coupled to the condenser. *Applied Thermal Engineering*, 105 : 1041-1050.
- Özdemir, F., Güngör, A. ve Kaygın, A. 2017. Toplu Kullanım Alanlarında Evaporatif Soğutma Teknolojileri: Örnek Bir Uygulama. 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, ss. 1779-1796, 19-22 Nisan, İzmir.
- Sarntichartsak, P. and Thepa, S. 2013. Modeling and experimental study on the performance of an inverter air conditioner using R-410A with evaporatively

- cooled condenser. *Applied Thermal Engineering*, 51 : 597–610.
- Sawant, A. P., Agrawal, N. and Nanda, P. 2011. Performance Assessment Of An Evaporative Cooling-Assisted Window Air Conditioner, *International Journal Of Low-Carbon Technologies*, 7(1), 128-136.
- T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı. 2017. Dünya ve Türkiye Enerji ve Tabii Kaynaklar Görünümü. No:15, Ankara.
- [https://www.enerji.gov.tr/File/?path=ROOT%2F1%2FDocuments%2FEnerji%20ve%20Tabii%20Kaynaklar%20G%C3%B6r%C3%BCn%C3%BCm%C3%BC%2FSayi\\_15.pdf](https://www.enerji.gov.tr/File/?path=ROOT%2F1%2FDocuments%2FEnerji%20ve%20Tabii%20Kaynaklar%20G%C3%B6r%C3%BCn%C3%BCm%C3%BC%2FSayi_15.pdf)
- [Son erişim tarihi: 28.05.2019].
- T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı. 2016. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı İle Bağlı, İlgili ve İlişkili Kuruluşların Amaç ve Faaliyetleri. Ankara.
- [https://www.enerji.gov.tr/File/?path=ROOT%2F1%2FDocuments%2FMavi%20Kitap%2FMavi\\_kitap\\_2016.pdf](https://www.enerji.gov.tr/File/?path=ROOT%2F1%2FDocuments%2FMavi%20Kitap%2FMavi_kitap_2016.pdf)
- [Son erişim tarihi: 28.05.2019].
- TMMOB Makine Mühendisleri Odası. 2018. Türkiye Enerji Görünümü 2018. Ankara.
- [https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/T%C3%BCrkiyeEnerjiG%C3%B6r%C3%BCn%C3%BCm%C3%BC\\_2018\\_Sunumu\\_%2812.04.2018%29.pdf](https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/T%C3%BCrkiyeEnerjiG%C3%B6r%C3%BCn%C3%BCm%C3%BC_2018_Sunumu_%2812.04.2018%29.pdf)
- [Son erişim tarihi: 28.05.2019].
- TMMOB Makine Mühendisleri Odası. 2015. Buharlaştırma Soğutma. MMO Yayınları; MMO-632, Mesleki Kitap, Ankara.
- TMMOB Makine Mühendisleri Odası. 2018. Türkiye Enerji Görünümü 2018. MMO-691, Ankara.
- [https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/EnerjiGorunumu2018\\_1.pdf](https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/EnerjiGorunumu2018_1.pdf)
- [Son erişim tarihi: 28.05.2019].
- Yang, J., Chan, K. T., Wu, X. F., Yu, W. and Yang, X. 2012. An analysis on the energy efficiency of air-cooled chillers with water mist system. *Energy and Buildings*, 55 : 273–284.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö. ve Yamankaradeniz, N. 2017. Soğutma Tekniği ve Isı Pompaları Uygulamaları. Dora Yayınları : Ders Kitabı, Bursa, ss 25-37, 689 s.
- Yiğit, A. ve Atmaca, İ. 2018. Güneş Enerjisi Mühendislik Uygulamaları. Dora Yayınevi, Ders Kitabı, Bursa, ss.1-5, 263s.
- Yu, F. W. and Chan, K. T. 2006. Improved condenser design and condenser-fan operation for air-cooled chillers. *Applied Energy*, 83 : 628–648.
- Yu, F. W. and Chan, K. T. 2011. Improved energy performance of air-cooled chiller system with mist pre-cooling. *Applied Thermal Engineering*, 31 : 537–544.
- Wang, T., Sheng, C. and Nnanna, A.G.A. 2014. Experimental investigation of air conditioning system using evaporative cooling condenser. *Energy and Buildings*,



81 : 435–443.

Anonim1:[http://www.solaripedia.com/13/205/2085/wind\\_tower\\_convection\\_illustration.html](http://www.solaripedia.com/13/205/2085/wind_tower_convection_illustration.html)

[Son erişim tarihi: 28.05.2019].

Anonim 2: [http://earthsci.org/mineral/energy/wind\\_tower\\_iran/WIND\\_TOWERS.html](http://earthsci.org/mineral/energy/wind_tower_iran/WIND_TOWERS.html)

[Son erişim tarihi: 28.05.2019].

Anonim 3: <http://www.alindair.com.tr/?sayfa=icerik&id=2>

[Son erişim tarihi: 28.05.2019].

## ÖZGEÇMİŞ

**ALİ ŞENOL**

alisenol015@gmail.com



### ÖĞRENİM BİLGİLERİ

Yüksek Lisans	Akdeniz Üniversitesi
2016-2019	Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Antalya
Lisans	Akdeniz Üniversitesi
2010-2014	Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Antalya

### MESLEKİ VE İDARİ GÖREVLER

Makine Mühendisi	Antalya Büyükşehir Belediyesi
2015-Devam Ediyor	Antalya
Makine Mühendisi	Adopen Plastik ve İnşaat San. A.Ş.
2014-2015	Antalya

### Projeler

1. " Kondenseri evaporatif soğutulan bireysel iklimlendirme cihaz performansının deneysel incelenmesi", BAP Yüksek Lisans, FYL-2017-2626, Araştırmacı, 2019.

### Ödüller

1. ŞENOL A. , " Bölüm Üçüncülüğü ", Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Haziran 2014.