



T.C.
OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Serkan KULA

FARKLI TİP NEM ALMALI
SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

OSMANIYE – 2017

**T.C.
OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**FARKLI TİP NEM ALMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ**



Serkan KULA

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

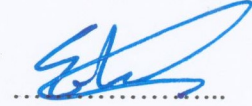
**OSMANIYE
NİSAN-2017**

TEZ ONAYI

FARKLI TİP NEM ALMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Serkan KULA tarafından Yrd. Doç. Dr. Ertaç HÜRDOĞAN danışmanlığında Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği** Anabilim Dalı'nda hazırlanan bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından oy birliği/çokluğu ile **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Yrd.Doç. Dr. Ertaç HÜRDOĞAN
Makine Müh. Anabilim Dalı, OKÜ



Üye: Doç. Dr. Coşkun ÖZALP
Makine Müh. Anabilim Dalı, OKÜ



Üye: Yrd. Doç. Dr. Arif ÖZBEK
Makine Müh. Anabilim Dalı, ÇÜ



Yukarıdaki jüri kararı Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../..... tarih ve /..... sayılı kararı ile onaylanmıştır.

Doç. Dr. Halil Zeki GÖK
Enstitü Müdürü, **Fen Bilimleri Enstitüsü**

.....

Bu Çalışma OKÜ Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi Tarafından Desteklenmiştir.

Proje No: OKÜBAP-2015-PT3-023

Bu tezde kullanılan özgün bilgiler, şekil, çizelge ve fotoğraflardan kaynak göstermeden alıntı yapmak 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu hükümlerine tabidir.

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, bu çalışma sonucunda elde edilmeyen her türlü bilgi ve ifade için ilgili kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını ve bu tezin Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Serkan KULA



ÖZET

FARKLI TİP NEM ALMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Serkan KULA
Yüksek Lisans, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Yrd. Doç. Dr. Ertaç HÜRDOĞAN

Nisan 2017, 80 sayfa

Bu çalışmada, son yıllarda özellikle ülkemizde de yaygınlaşmaya başlayan nem almalı (desisif) soğutma sistemleri incelenmiştir. Çalışma kapsamında farklı konfigürasyona sahip üç tip nem almalı soğutma sistemi ele alınmıştır. Sistemlerin performansları Türkiye'nin farklı iklim şartlarına sahip bölgeleri için belirlenmiş ve birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Performans değerlendirmesi termodinamiğin birinci ve ikinci yasası dikkate alınarak ayrıca etkinlik katsayısı, ekserji yıkımı, ekserji verimi gibi çeşitli parametreler kullanılarak yapılmıştır. Ele alınan her bir sistem için oluşturulan modeller kullanılarak sistemlerde bulunan bütün noktaların psikrometrik özellikleri hesaplanmıştır. Yapılan çalışma sonunda farklı iklim şartlarında performans açısından en uygun sistemin hangisi olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: İklimlendirme, Nem almalı soğutma, enerji analizi, ekserji analizi

ABSTRACT

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF DIFFERENT TYPE DESICCANT COOLING SYSTEMS

Serkan KULA
M.Sc., Department of Mechanical Engineering
Supervisor: Assist.Prof.Dr Ertaç HÜRDOĞAN

April 2017, 80 pages

In this study, the desiccant cooling systems which have become widespread especially in our country have been investigated. Three types of desiccant cooling systems with different configurations are considered. The performances of the systems are determined and compared with each other for regions with different climate conditions in Turkey. The performance evaluation was carried out by taking into account the first and second laws of thermodynamics and by using various parameters such as efficiency coefficient, exergy destruction, exergy efficiency etc. The psychrometric properties of all points in the systems were calculated using the models created for the systems considered. With this study, most suitable system for different climate conditions was determined.

Key Words: Air-conditioning, Desiccant cooling, energy analysis, exergy analysis



Çok kıymetli aileme...

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tez konumun belirlenerek tez çalışmamın yürütölmesini üstlenen, çalışmalarım süresince değerli bilgi ve tecrübeleriyle katkılarını esirgemeyen danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Ertaç HÜRDOĞAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca çalışmalarım süresince beni destekleyen başta Öğr. Gör. Osman KARA olmak üzere tüm bölüm hocalarıma ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER

TEZ ONAYI	
TEZ BİLDİRİMİ	
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İTHAF SAYFASI	iii
TEŞEKKÜR	iv
İÇİNDEKİLER	v
ÇİZELGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	3
3. MALZEME VE YÖNTEM	7
3.1 İklimlendirme Sistemleri	7
3.1.1 Değişken Hava Debili Sistemler (VAV)	8
3.1.2 Sabit Hava Debili Sistemler (CAV)	13
3.1.3 Fancoil Sistemleri	16
3.1.4 Nem Almalı Sistemler	19
3.1.4.1 Nem Almalı Sistemin Performansını Belirleyen Değişkenler	25
3.1.4.2 Nem Alma Sisteminin Avantajları	27
3.2 Analizi Yapılan Sistemlerin Tanıtımı	28
3.2.1 Nem Almalı Soğutma Sistemi NSS1	28
3.2.2 Nem Almalı Soğutma Sistemi NSS2	30
3.2.3 Nem Almalı Soğutma Sistemi NSS3	33
3.3 Analizler	35
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	46
5. SONUÇLAR	73
KAYNAKLAR	75
ÖZGEÇMİŞ	80

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Sistem bileşenleri için enerji denge (ED), ekserji denge (EKD) denklikleri ve ekserji verim (EKV) ifadeleri	44
Çizelge 4.1. Hesaplamalarda kullanılan değerler	46
Çizelge 4.2. Adana ilinde NSS1'deki her nokta için elde edilen sonuçlar	47
Çizelge 4.3. Adana ilinde NSS2'deki her nokta için elde edilen sonuçlar	50
Çizelge 4.4. Adana ilinde NSS3'deki her nokta için elde edilen sonuçlar	52
Çizelge 4.5. Antalya ilinde NSS1'deki her nokta için elde edilen sonuçlar	55
Çizelge 4.6. Antalya ilinde NSS2'deki her nokta için elde edilen sonuçlar	56
Çizelge 4.7. Antalya ilinde NSS3'deki her nokta için elde edilen sonuçlar	57
Çizelge 4.8. İzmir ilinde NSS1'deki her nokta için elde edilen sonuçlar	58
Çizelge 4.9. İzmir ilinde NSS2'deki her nokta için elde edilen sonuçlar	59
Çizelge 4.10. İzmir ilinde NSS3'deki her nokta için elde edilen sonuçlar	60
Çizelge 4.11. Trabzon ilinde NSS1'deki her nokta için elde edilen sonuçlar	61
Çizelge 4.12. Trabzon ilinde NSS2'deki her nokta için elde edilen sonuçlar	62
Çizelge 4.13. Trabzon ilinde NSS3'deki her nokta için elde edilen sonuçlar	63
Çizelge 4.14. Adana, İzmir, Antalya ve Trabzon illeri için elde edilen performans sonuçları.....	64
Çizelge 4.15. NSS1'deki tüm noktalar için elde edilen sonuçlar	66
Çizelge 4.16. NSS1 ve sistemdeki tüm bileşenler için ekserji analizi sonuçları.....	67
Çizelge 4.17. NSS2'deki tüm noktalar için elde edilen sonuçlar	68
Çizelge 4.18. NSS2 ve sistemdeki tüm bileşenler için ekserji analizi sonuçları.....	69
Çizelge 4.19. NSS3'deki tüm noktalar için elde edilen sonuçlar	70
Çizelge 4.20. NSS3 ve sistemdeki tüm bileşenler için ekserji analizi sonuçları.....	71
Çizelge 4.21. Adana, İzmir, Antalya ve Trabzon illeri için elde edilen ekserji yıkım ve verim sonuçları.....	72

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Değişken Hava Debili Sistem (VAV) Görseli	9
Şekil 3.2. VAV kutu elemanları	10
Şekil 3.3. VAV kutusu ve kontrolü görseli	10
Şekil 3.4. Tekrar ısıtmalı, indüksiyonlu ve fan destekli kutulu VAV sistemi	11
Şekil 3.5. İndüksiyon VAV terminal kutusu	12
Şekil 3.6. Seri fan destekli VAV terminali	12
Şekil 3.7. Paralel fan destekli VAV terminali	12
Şekil 3.8. CAV Kutu Elemanları	13
Şekil 3.9. Değişken Hava Debili Sistem (CAV) Görseli	14
Şekil 3.10. Dikdörtgen CAV Debi Kontrol Terminallerinin Görseli	15
Şekil 3.11. İki Borulu Fancoil Sistemi Görseli	17
Şekil 3.12. Dört Borulu Fancoil Sistemi Görseli	18
Şekil 3.13. Dört Borulu Sistem Şeması	18
Şekil 3.14. Nem Alma Sistemi Görseli	20
Şekil 3.15. Nem Alma Yöntemleri	21
Şekil 3.16. NSS1 Genel Görünüşü	29
Şekil 3.17. NSS1 için Prosesin Psikrometrik Diyagram Üzerindeki Gösterimi	30
Şekil 3.18. NSS2 Genel Görünüşü	32
Şekil 3.19. NSS2 için Prosesin Psikrometrik Diyagram Üzerindeki Gösterimi	32
Şekil 3.20. NSS3 Genel Görünüşü	34
Şekil 3.21. NSS3 için Prosesin Psikrometrik Diyagram Üzerindeki Gösterimi	35
Şekil 3.22. Nem alma (A-B) ve rejenerasyon (C-D) işlemi	37
Şekil 4.1. Adana ilinde NSS1'deki her nokta için elde edilen sonuçların şematik resim üzerindeki gösterimi	48
Şekil 4.2. Adana ilinde NSS1 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi	48
Şekil 4.3. Adana ilinde NSS2'deki her nokta için elde edilen sonuçların şematik resim üzerindeki gösterimi	50

Şekil 4.4. Adana ilinde NSS2 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi.....	51
Şekil 4.5. Adana ilinde NSS3'deki her nokta için elde edilen sonuçların şematik resim üzerindeki gösterimi	53
Şekil 4.6. Adana ilinde NSS3 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi.....	54
Şekil 4.7. Antalya ilinde NSS1 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi.....	55
Şekil 4.8. Antalya ilinde NSS2 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi.....	56
Şekil 4.9. Antalya ilinde NSS3 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi.....	57
Şekil 4.10. İzmir ilinde NSS1 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi.....	58
Şekil 4.11. İzmir ilinde NSS2 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi.....	59
Şekil 4.12. İzmir ilinde NSS3 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi.....	60
Şekil 4.13. Trabzon ilinde NSS1 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi.....	61
Şekil 4.14. Trabzon ilinde NSS2 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi.....	62
Şekil 4.15. Trabzon ilinde NSS3 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi.....	63
Şekil 4.16. Adana, İzmir, Antalya ve Trabzon illeri için edilen COP değerleri	65

SİMGELER ve KISALTMALAR

COP	Sistemin performans katsayısı	(-)
C_h	Sıcak akışkan ısı kapasitesi	(kW/K)
C_c	Soğuk akışkan ısı kapasitesi	(kW/K)
DIO	Mahal duyulur ısı oranı	(-)
\dot{E}	Enerji akımı	(kW)
\dot{E}_X	Ekserji akımı	(kW)
$\dot{E}_{ür}$	Ürünün ekserjisi	(kW)
\dot{E}_{yak}	Yakıtın ekserjisi	(kW)
E_T	Toplam enerji girişi	(kW)
h_{gl}	Buharlaştırma gizli ısı	(J/kg)
m_h	Sıcak akışkanın kütle debisi	(kg/s)
m_c	Soğuk akışkanın kütle debisi	(kg/s)
m_{hava}	Temiz havanın kütle debisi	(kg/s)
Q_{sk}	Soğutma kapasitesi	(kW)
Q_{toplam}	Mahal Toplam soğutma yükü	(kW)
$Q_{duyulur}$	Mahal duyulur soğutma yükü	(kW)
Q_{gizli}	Mahal soğutma gizli ısı yükü	(kW)
Q	Transfer edilen gerçek ısı	(kW)
Q_{max}	Transfer edilebilecek en yüksek ısı	(kW)
T_0	Mahal havasının kuru termometre sıcaklığı	(°C)
W_{elk}	Elektrikli ısıtıcı kapasitesi	(kW)
W_0	Mahal havasının mutlak nemi	(kg/kg, kuru hava)
$W_{ü}$	Üfleme havasının mutlak nemi	(kg/kg, kuru hava)
ϵ_{nem}	Nemlendirisi etkinliği	(%)
Ψ	Fiziksel ekserji	(kJ/kg)

1. GİRİŞ

Son yıllarda iklimlendirme teknolojisinde hızlı gelişmeler yaşanmaktadır. Bunun birçok sebebi bulunmaktadır. Bu sebeplerin başında artan enerji talebi ve fosil kökenli enerji kaynaklarının gittikçe azalması sonucunda enerjinin çok önemli hale gelmesidir. Diğer bir unsur ise iklimlendirme sistemlerinde kullanılan CFC (Kloroflorokarbon) esaslı soğutucu akışkanların ozon tabakasına verdiği zararların anlaşılması üzerine bu akışkanlar yerine ozon tabakasına zarar vermeyen veya daha az zarar veren yeni akışkanların kullanılması veya ozon tabakasına zarar veren gazlar ihtiva etmeyen yeni iklimlendirme teknolojilerinin hayata geçirilmesidir. Bu teknolojilerin bazıları yeni olmayıp, eskiden beri bilinmekte, ancak günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır. İnsanoğlunun konfor ihtiyacının artması ve iklimlendirmenin lüks olmaktan çıkıp, gerek konfor gerekse üretim açısından bir gereklilik olduğunun anlaşılması üzerine iç hava kalitesinde istenen şartların ağırlaşması da iklimlendirme teknolojilerindeki değişikliği zorlayan parametrelerden birisidir.

İnsanlar buldukları ortamın belirli bir konforda olmasını isterler. Bu konfor şartları da ısıtma-soğutma ve iklimlendirme (HVAC) sistemleri ile sağlanmaktadır. Uygun şartlar; ortamdaki sıcaklık, bağıl nem, içerdeki oksijen miktarı, toz-koku gibi zararlı maddelerden arındırılıp temizlenmesi ve ortam havasının tüm hacimdeki homojen dağılımının yani hava hareketinin sağlanması şeklinde verilebilir. Bütün bunların iklimlendirme sistemleri tarafından sağlanmasında dikkat edilecek en önemli etken, ekonomiklik ve çevreye en az etki edecek sisteminin tesis edilmiş olmasıdır. Dolayısıyla, bir HVAC sisteminin, ihtiyaçları sağlayan ve aynı zamanda da kuruluş ve işletme masrafları yönünden ekonomik olması beklenir. Tek tek münferit elemanları bu esaslara göre standartlaştırılmış ve imal edilmiş, ayrıca iyi projelendirilip cihaz-ekipman seçimleri de doğru ve titizlikle yapılmış ve en önemlisi sistemin çalıştırılacağı yapıya, amaçlara uygun şekilde yerleştirilmiş, testleri-ayarları-balansları düzgün yapılarak devreye alınmış olması yanında iyi eğitilmiş işleticilerin eline teslim edilmiş bir iklimlendirme sistemi bekleneni vererek uzun yıllar çalışmaya devam edecektir.

Bu arayış içerisinde düşünölen sistemlerden birisinde nem almalı (desisif) iklimlendirme sistemidir. Bu sistemlerde, iklimlendirilecek mahale gönderilen hava, nem alıcı (kurutucu) madde (katı veya sıvı) üzerinden geçirilerek nemi düşürölmekte ve daha sonra istenilen konfor sıcaklığına kadar buharlaştırılmalı (evaporatif) soğutma veya konvansiyonel buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi tarafından soğutulmaktadır. Nem alıcı üzerindeki nem ise rejenerasyon havası olarak bilinen ikincil bir sıcak hava akımı tarafından uzaklaştırılmaktadır.

Nem almalı iklimlendirme (soğutma) sistemlerinde ilk yatırım maliyetinin azaltılması ve enerjinin tasarruf edilmesiyle birlikte bu sistemlerin kullanılmasındaki esas gaye, nem kontrolünün hassas bir şekilde yapılması gereken özellikle hijyenik uygulamalarda değerlendirilebiliyor olmasıdır. Bu sistemler, süpermarketler, eğitim kurumları, lokantalar, buz paten pistleri ve kapalı yüzme havuzları gibi uygulamalarda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Ayrıca nem alma kapasitesi yetersiz çoğu tesiste ek nem alıcı üniteler olarak nem almalı soğutma sistemlerinden yararlanabilir. Günümüzde gelişmiş ölkelerde, bu sistemler gerek endüstriyel gerekse konfor uygulamalarında iyi tanınan konvansiyonel buhar-sıkıştırılmalı sistemlerle rekabet edebilme durumundadır. Ölkemizde bu sistemlerin neredeyse hiç uygulanmaması, tanınmaması, performans ve verimliliği hakkında bilgi ve güven eksikliği uygulamalarının önünde duran en büyük engellerdir.

Bu çalışmada farklı konfigürasyona sahip üç tip nem almalı soğutma sistemi ele alınarak Türkiye'nin farklı bölgeleri için performansları belirlenmiş ve karşılaştırmaları yapılmıştır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Literatürde nem almalı sistemlerle ilgili farklı çalışmaları bulmak mümkündür. Nem almalı soğutma sistemlerinin en önemli avantajları; CFCs soğutucu akışkanlar içermemesi, çevreye karşı zararlı yönünün olmaması, atık ısı ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması durumunda enerji tasarrufu sağladığı ve sistemin bakımının basit olduğu belirtilmiştir [1].

Daou ve ark. [2], mevcut desisif iklimlendirme teknolojilerini derleyerek, bu tür sistemlerin değişik uygulamalarını tartışmışlardır. Enerjinin gittikçe daha çok önem kazanmaya başladığı dünyamızda desisif sistemlerin, enerji tasarrufu, düşük yatırım maliyeti, daha iyi iç hava kalitesi ve çevre koruması gibi avantajlarından dolayı kullanım potansiyeli olduğunu belirtmişlerdir. Nem almalı soğutma sistemlerinin sıcak ve nemli iklim koşullarında uygun olduğu Yong ve ark. [3], tarafından ifade edilmiştir.

Nemli ve sıcak iklimler için nem almalı sisteme iki kademeli buharlaştırma soğutma ilave edilerek yapılan çalışmada enerji tüketiminde % 16.25 azalma ve aynı konfor şartları için tek kademeli buharlaştırma soğutmaya göre kıyaslandığında su tüketiminin % 26.93 azaldığı hesaplanmıştır [4].

Zouaoui ve ark. [5], nem almalı soğutma sistemlerdeki teknolojilerini derleyerek, bu tür sistemlerin değişik uygulamalarını tartışmışlardır. Çalışmada desisif sistemlerin enerji tasarrufu ve performans değerleri kıyaslaması yapıp, genel anlamda daha iyi iç hava kalitesi ve çevre koruması gibi avantajlarından dolayı kullanım potansiyeli olduğu belirtilmiştir.

Baniyounes ve ark. [6], Avusturalya’ da güneş destekli hibrit bir nem almalı soğutma sistemi üzerine araştırma yapmışlardır. Sistemin COP değerlerinin mevsimlere göre 0.5 ile 0.83 arasında değiştiği görülmüştür.

Hürdoğan ve ark. [7], nem almalı soğutma sistemine güneş enerjisi ile desteklenmesi durumunda performans değerini % 50 den % 120 artış yapabileceğini belirtmişlerdir.

Özdiç ve ark. [8], bir nem almalı iklimlendirme sistemini laboratuvar ortamında kurup deneysel olarak incelenmişlerdir. Bu çalışmada benzer sistemlerin performanslarını değerlendirmek için deneysel verilerin analizinde kullanılan bir metodoloji sunmuştur. Nem alma rotorunun dönme hızı, taze ve rejenerasyon hava debileri ve rejenerasyon sıcaklıkları çalışma parametreleri olarak belirlenmiştir.

Jia ve ark. [9], buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ile bir nem alma rotorunun birlikte kullanılması ile oluşan bir hibrit desisif iklimlendirme sistemini incelemiştir. Yapılan çalışmada proses hava sıcaklığı 30 °C 'de ve bağıl nemi %55 tutulduğu zaman hibrit sistemin % 37.5 daha az elektrik tükettiği görülmüştür.

Bourdoukan ve ark. [10], desisif evaporatif bir sistemin performansını etkileyen dış hava şartları ve sistemde kullanılan ekipmanların verimliliklerinin sistem performansı üzerinde etkinliğini bir simülasyon yaparak incelemiştir. Çalışma sonunda çeşitli verimlilik çalışmaları yapılarak kritik verimlilik değerleri bulunmuştur.

Kanoğlu ve ark. [11-12], desisif nem alma rotoru, döner rejeneratör, evaporatif soğutma ünitesi ve ısıtma ünitesinden oluşan bir nem almalı soğutma sistemini incelemiştir. Bu çalışmada belirli koşullar altında sistemin bütün elemanları termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre analiz edilmiştir.

Liua ve ark. [13], nem almalı bir soğutma sistemi ile buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminden oluşan bir hibrit soğutma sisteminin analizi için bir enerji tüketim modeli geliştirmişler ve proses havasının, nemi, sıcaklığı ve debisinin enerji tüketimini ve sistemin COP değerini etkilediğini göstermişlerdir.

Ge ve ark. [14], iki kademeli nem alma rotorundan oluşan güneş enerjisi destekli bir nem almalı soğutma sisteminin rejenerasyon sıcaklığını düşürmek ve yüksek enerji performansı göstermesi için yeni bir sistem geliştirmişlerdir. Bu sistem tek kademeli sistem ile karşılaştırarak aynı çalışma şartlarında gerekli olan rejenerasyon sıcaklığının daha düşük ve aynı rejenerasyon sıcaklığında yine çalışan sistemin soğutma kapasitesinin daha büyük olduğunu belirtmişlerdir.

Hürdoğan ve ark. [15], nem almalı bir iklimlendirme sistemini ele almışlar ve tasarlanan sistemde bulunan bütün noktaların psikrometrik özelliklerinin analitik olarak hesaplanabildiği bir model oluşturmuşlardır. Bu modelle, Adana için Devlet Meteoroloji işleri (DMİ) tarafından ölçülen iklim verileri kullanılarak güneş enerjisinin kurulan desisif iklimlendirme sisteminde kullanımının avantaj-dezavantajı araştırılmıştır.

Hisham ve ark. [16], nem almalı sistemlerde yaygın bir şekilde kullanılan dolaylı evaporatif soğutma ünitesi ve direk evaporatif soğutma ünitesi sistemi Kuveyt koşullarında test etmişlerdir. Sistem dolaylı buhar soğutma birimi (IEC) ve bunu takiben direkt buharlaşmalı soğutma birimi (DEC)'den oluşmaktadır. Sonuçlar, IEC / DEC'in etkinliği % 90-120 aralığında, IEC biriminin etkinliği % 20-40 aralığında DEC ünitesinin etkinliği % 63-93 aralığında değiştiğini göstermiştir. Camargo ve ark. [17], evaporatif soğutma işlemlerinin temel prensipleri ve sıcaklık değişiminin denklemleri üzerine bir çalışma yapmışlardır. Khalid ve Nabeel [18], Irak iklim şartlarında soğutma yükünün karşılanması için dolaylı evaporatif soğutmanın uygulanabilirliğini göstermişlerdir.

Kodama ve ark. [19], güneş enerjisi destekli bir desisif evaporatif soğutma sistemini deneysel olarak test etmişlerdir. Elsayeda ve ark. [20], desisif bir iklimlendirme sisteminin performansını teorik olarak incelemişler ve toplam sistem performansı üzerinden sistemin olabirliğini değerlendirmişlerdir. Ge ve ark. [21], iki kademeli desisif soğutma sisteminin performansını ve pratik uygulamalar için kullanımını araştırmışlardır.

Subramanyam ve ark. [22] düşük nem gereksinimi olan uygulamalar için desisif soğutmayı deneysel olarak incelemişler ve bu tür uygulamalarda desisif sistemin performansının alışagelmış yeniden-ısıtmalı (re-heat) sistemlere göre daha iyi olduğunu bulmuşlardır. Kovak ve Heimann [23], nem almalı soğutma teknolojisinin, sağlık kuruluşlarında ve kritik araştırma laboratuvarlarında ciddi sağlık problemlerine ve salgınlara yol açan, hava yolu ile yayılabilen bakteri, virüs, mantar, toz bitleri ve mantar sporeleri gibi biyolojik kirleticiler (biyoaerosol) azaltmada etkin olup olmayacağını araştırmışlardır. Çalışma sonucunda, desisif sistemlerin hava yolu

ile gelen bakteri ve mantarlarda %93 seviyesinde azalma sağlandığını tespit etmişlerdir. Bu sistemlerin alışa gelmiş sistemlere göre sağlık açısından daha uygun olduğu Phillips ve Wagner tarafından da saptanmıştır [24].

Ali ve ark. [25], beş şehrin (Vienna, Karachi, Sao Paulo, Shanghai, ve Adelaide) iklim koşullarında farklı konfigürasyona sahip katı nem alma sistemlerin analizini yapmışlardır. Çalışma döngüsü temelinde, üç iklim bölgesi içinde, üç standart ve iki değiştirilmiş sistem konfigürasyonu (havalandırma, devridaim, dunkle çevrimleri, havalandırılmalı devridaim ve havalandırma dunkel çevrimleri) analiz edilmiştir. Gelişmiş denklem tabanlı nesne modelleme (EEO) ve simülasyon yaklaşımını kullanarak, her iklim bölgesi için en uygun konfigürasyon belirlenmeye çalışılmıştır. İlgili dizayn soğutma günleri için her bölgenin saatlik iklim verilerine dayanarak, her bir sistem konfigürasyonunun performansı soğutma kapasitesi, COP ve verilen soğutma enerjisi kullanılarak hesaplanmış ve sonuç olarak Viyana kıtasal/mikro-termal iklim, Sao Paulo ılıman/mezotermal iklim ve Adelaide kuru yaz subtropikal iklimi için havalandırılmalı- dunkle çevrimi COP 0.405, 0.89, 1.01 olduğu belirlenmiştir.

3. MALZEME VE YÖNTEM

3.1. İklimlendirme Sistemleri

Yapılan araştırmalara göre, insanlar belli bir nem aralığı, sıcaklıkta ve temiz havalı ortamlarda rahat etmektedirler. Konfor bölgesinde nem %30 ile %60 arasında sıcaklık ise 20-27°C olarak tanımlanmıştır. Sıcaklığın gereğinden fazla veya az olması rahatsız edici bir durumdur. Nem oranının fazla olması bunaltıcı bir sıcaklık hissine ve terlemeye yol açar. Nem düzeyinin az olması gözde kuruluk ve boğaz kuruluşuna neden olmaktadır. Ortam havasının taze ve temiz olması insan sağlığı açısından çok önemlidir. Polen, duman, toz ve diğer zararlı maddelerin filtre edilmesi gerekmektedir. İnsanların yaşadığı ortamda kirli havanın emilip taze havanın ortama verilmesi gerekmektedir. Günlük yaşamımızda birçok insan yaşamlarının büyük bir kısmını kapalı ortamlarda geçirmektedir. Bu kapalı ortamlar gerek barındırdıkları insan sayısı olarak, gerekse hacimleri büyük boyutlara ulaşmıştır. Sinema salonları, konferans salonları, fuar, tiyatro, alışveriş merkezlerinin, gazino ve pencereleri açılmayan yüksek binaların vb. yaşanabilir hâlde tutulması için iklimlendirme yapılması gerekmektedir. Tekstil, elektronik, kağıt, gıda, tütün vb. endüstrilerde de iklimlendirme yapılması gerekmektedir. Konutlarda ve küçük işyerleri de iklimler yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Fazla sıcak ve soğuk, rutubetli, fazla kuru, oksijeni az-karbondioksiti fazla, tozlu, dumanlı, kokulu ortamlarda yaşamayı, çalışmayı, hatta mal ve eşyalarını bulundurmayı elbette ki hiç kimse istemez. Yazın seyahat ederken bindiğiniz taşıtın camlarını sıcaktan bunalmamak için açamayacağınız, açsanız da fayda etmeyeceği durumlarda ise araç klimanız yardımınıza koşacaktır. İklimlendirilmiş ortamlar, iş gücü veriminde artış ve sağlıklı bir yaşam sağlar. Yukarıda sayılan zararlardan kurtulmak ve yararları elde etmek için iklimlendirme gereklidir. Bu bilgilerin ışığında klima bir lüks değil, insanca yaşamak için bir ihtiyaç hâline gelmiştir. İklimlendirme yapmak sadece ısıtma veya soğutma değildir. İklimlendirme, kapalı mekânın havasının istenen sıcaklık, nem, hava dolaşımı, temizlik ve tazelikte tutulmasıdır. Bunların hepsinin olmasa da, birkaçının kontrol altında tutulması da iklimlendirme olarak tanımlanabilir. Bir iklimlendirme cihazı yazın içerideki fazla ısıyı dışarıya atarak içerisini serinletir. Bu sırada havanın fazla nemi alınır, içeride gerekli hızda hava dolaşımı sağlanır ve hava filtre edilir.

Cihazın ısı pompası özelliği de varsa, kışın yaz çalışmasının tersine çalışarak dışarıdan aldığı ısıyı içeriye vererek ısıtma da sağlar. Isı, soğutulan ortamdaki evaporatör (buharlaştırıcı) vasıtasıyla çekilir, kondenser vasıtasıyla ısıtılan ortama verilir [26].

İklimlendirme sistemleri farklı yöntemlere göre sınıflandırılabilir. Örneğin enerjinin dönüştürüldüğü yere göre, havayı işletme yöntemine göre, fan basıncına göre (alçak ve yüksek basınçlı sistemler), havayı yeniden işleme yöntemlerine göre, kanal sayısına göre (kanalsız sistemler, tek ve çift kanallı sistemler), alan (zone) sayısına göre (tek ve çok alanlı sistemler). İklimlendirme sistemleri yaygın olarak enerji beslemesine göre değişken hava debili sistemler (VAV), sabit hava debili sistemler (CAV), fancoil sistemler ve nem alma sistemler olarak sınıflandırılabilir. Bu sistemlerle ilgili bilgiler aşağıda yer almaktadır.

3.1.1. Değişken Hava Debili Sistemler (VAV)

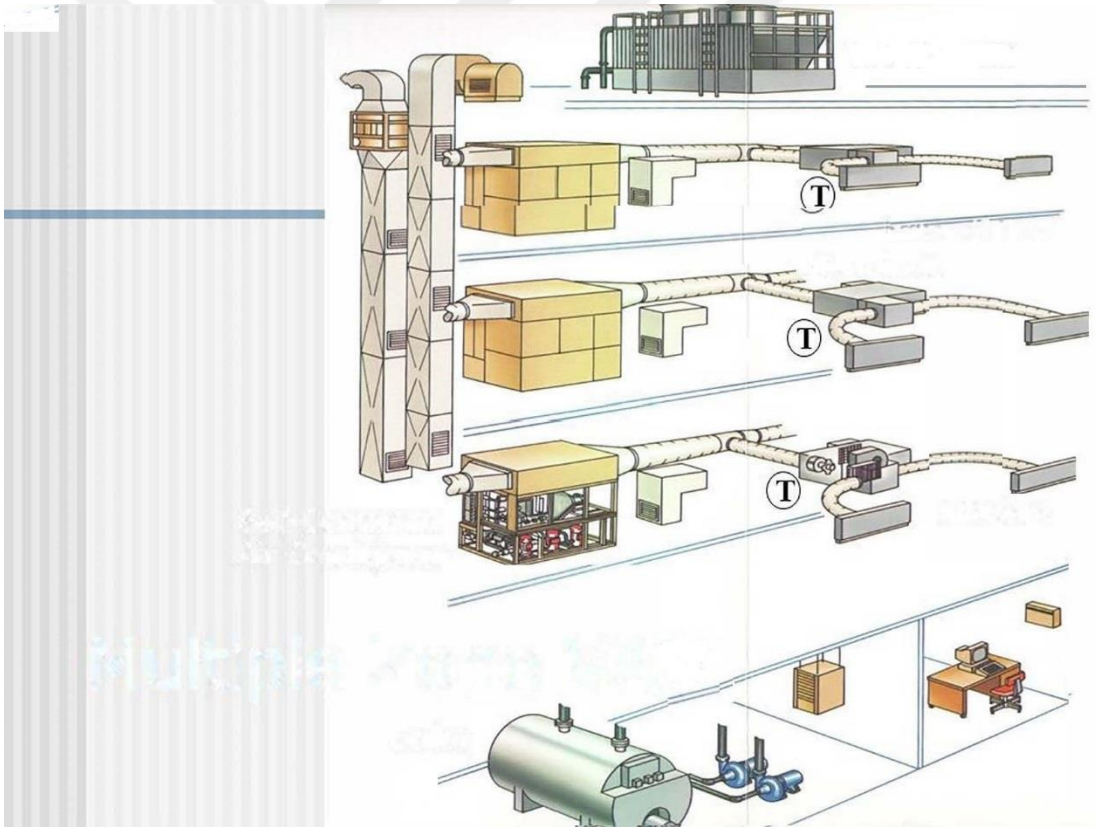
Hava şartları ve farklı kullanım nedeniyle, mekanlar farklı ısıtma ve soğutma yüklerine ihtiyaç duyarlar. Kış sezonunda bile bazı alışveriş merkezleri soğutma ihtiyacı baş gösterir. Bu tip mekanlar da soğutma yapmak için VAV sistemi en uygun çözümdür. VAV adı İngilizce’de “ Variable Air Volume” kelimelerinin baş harflerinden oluşmakta olup değişken hava debisi anlamına gelmektedir. VAV sistemlerinde üflenmiş havanın sıcaklığı sabit tutulup hava debisi değiştirilmektedir. Merkezi klima santralının hitap ettiği zonalardaki sıcaklık değeri değiştiği zaman ana üfleme hava sıcaklık değeri değiştirilirse, sıcaklık rejimi oturmuş diğer zonların dengesi bozulur. Bu durumda hava debisini değiştirmek gerekecektir.

Hava değişimi ile ortaya çıkan statik basınç diferansları, üfleme havasına yerleştirilen statik basınç sensörü yardımıyla ölçülerek, gerekli kontrol sinyali üretilir ve santral fanları debi reglajı gerçekleştirilir. Böylece değişken hava debisi elde edilmiş olur [27].

Enerji krizi, 1970’lerin başında ortaya çıkmasıyla VAV sistemlerinin önemini oldukça artırmıştır. Ofis binalarında, alışveriş merkezlerinde ve laboratuvarlar v.b. gibi

yerlerde yaygın olarak kullanılmakta olan VAV sistemleri, %20 ila %30 civarında enerji tasarrufu sağlarlar. Ayrıca, bu sistemler VAV terminallerinin artırılıp eksiltilebilmesi yeteneği yüzünden esnek ve modüler bir sistem olarak ortaya çıkar.

VAV sisteminin çalışması için oda ısısını odada bulunan kişi termostat ile ayarlar, ondan sonra VAV ünitesi, oda sıcaklığını sabit tutmak için, belirlenmiş en yüksek ve en düşük hacim aralığında kalarak, hava hacmini değiştirmektedir. Eğer iç ve/veya dış ısı yükü yükselirse, besleme hava hacmi yükselir. Isı yükü azaldığı zaman, besleme hava hacmi de azalmaktadır. Isı yükü, en düşük hava hacminde sağlanan oda sıcaklığının altına düşerse, VAV kontrolü ek ısıtma bataryasını devreye sokar ve besleme havasını ısıtarak oda sıcaklığını ayı düzeyde kalmasını sağlar. Şekil 3.1 'de Değişken hava debili bir sistemin genel görünümü görülmektedir.

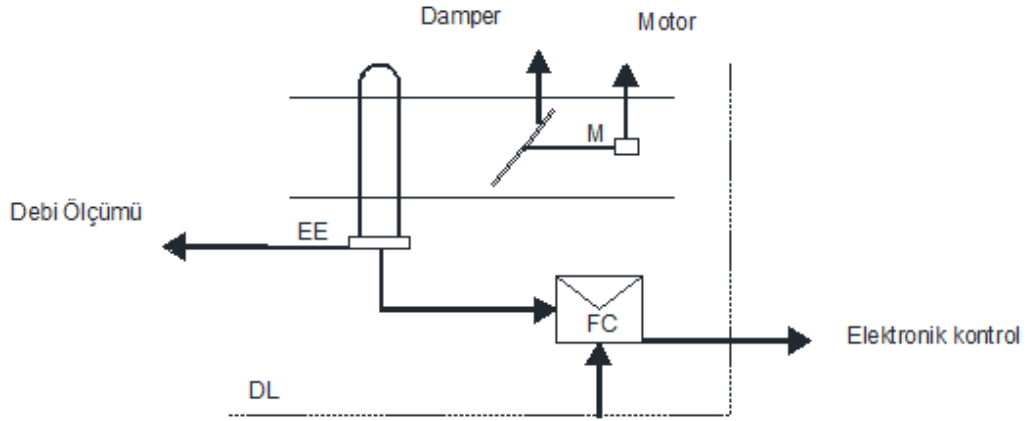


Şekil 3.1. Değişken Hava Debili Sistem (VAV) Görseli [28]

VAV sistemlerinin bazı çeşitleri; indüksiyon, tek kanallı, by-pass'lı, çift kanallı ve son ısıtıcıdır. Tek kanallı (single duct) sistemler yerine damperlerde %30'lara varan kısılma esnasında taze havanın yetersiz kalmasından dolayı taze hava yetersizliği olmayan çift kanallı (dual duct) sistemler geliştirilmiştir.

Değişken hava debili (VAV) sistemleri, hava miktarını kontrol kutuları yardımıyla değiştirerek bulunduğu hacimde soğutma ve ısıtmayı sağlayarak ortamın tasarım şartlarını korur.

VAV sistemlerinin en önemli elemanı olan VAV kutuları gövde, debi ölçüm istasyonu, ayar damperi, damper motoru ve elektronik karttan oluşmaktadır. Şekil 3.2 ve Şekil 3.3 'de VAV kutu elemanları ve kontrolü görülmektedir.



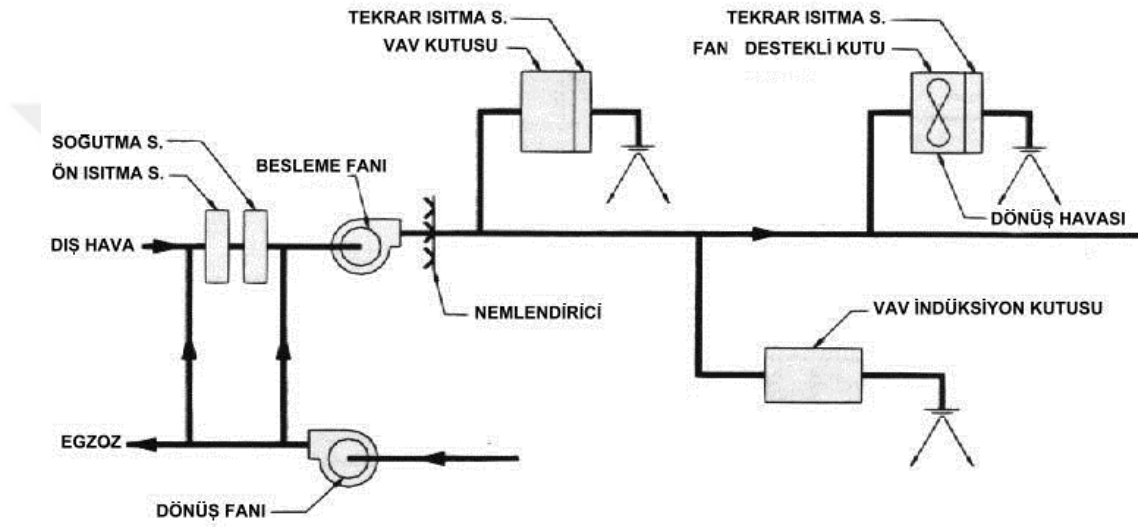
Şekil 3.2. VAV kutu elemanları [29]



Şekil 3.3. VAV kutusu ve kontrolü görseli [30]

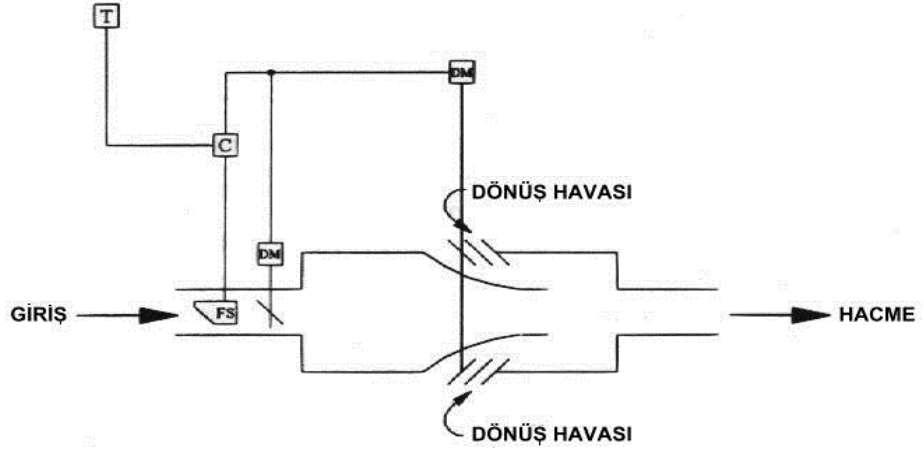
Değişken hava debili sistemler, binanın iç kısımlarına kadar uygulanabilir. Bu uygulama ortak fan ile yapılabildiği gibi ayrı ayrı fanlar ile de olabilir. Bu durumda binanın kabuk bölümünde sürekli ısıtıcı kullanılabilir.

Tekrar ısıtmalı sistemler, basit VAV sisteminde terminal kutularına ısıtıcı ilave edilmesiyle oluşturulur. Sistem dış ve iç bölgelerde gerektiğinde soğutma ve ısıtma elde etmeye müsait hale gelerek esnekliğini korur. Şekil 3.4’ de tekrar ısıtmalı sistem gösterilmektedir [27].



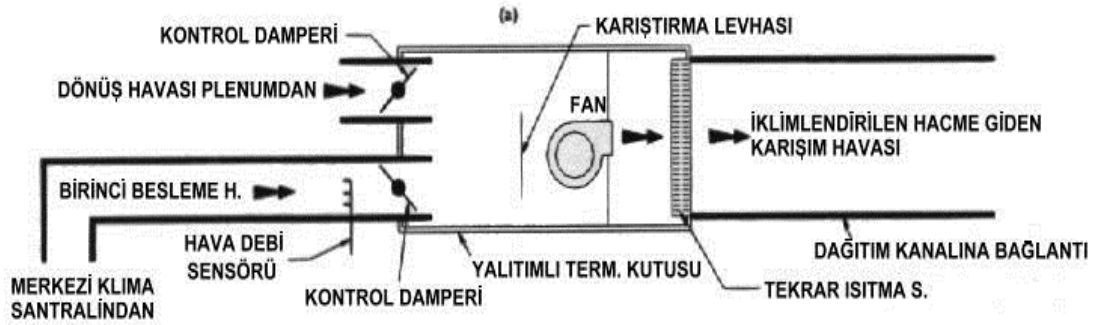
Şekil 3.4. Tekrar ısıtmalı, indüksiyonlu ve fan destekli kutulu VAV sistemi [27]

İndüksiyonlu sistemler, VAV indüksiyonlu sistemlerde hava debileri azalmaya başladığı anda soğutmayı azaltmaya ve sıcaklığı yükseltmeye başlar, yani tekrar ısıtma serpantinine ihtiyaç bırakmadan, hacme sabit miktarda hava verir. Şekil 3.5’ de indüksiyonlu VAV terminal kutusu gösterilmektedir.

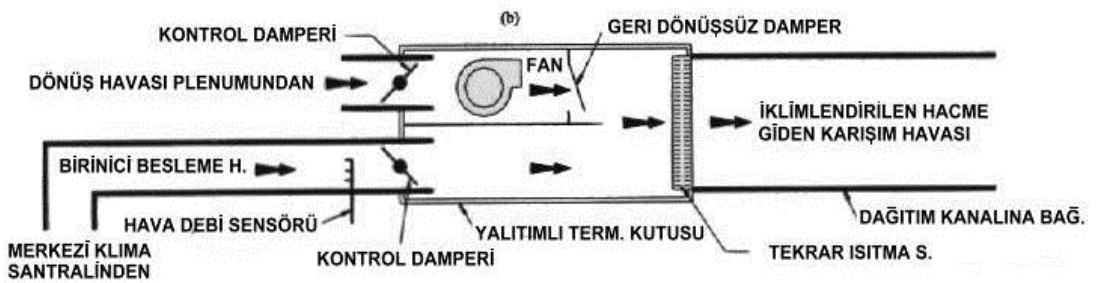


Şekil 3.5. İndüksiyon VAV terminal kutusu [27]

Fan destekli sistem ile hava paralel veya seri olarak mahale çift nokta edilebilir. Fan paralelde ise kesintili, seri düzenlemede devamlı çalıştırılmaktadır. Şekil 3.6' da seri fan destekli sistem ve şekil 3.7'de paralel fan destekli sistem gösterilmektedir.



Şekil 3.6. Seri fan destekli VAV terminali [27]

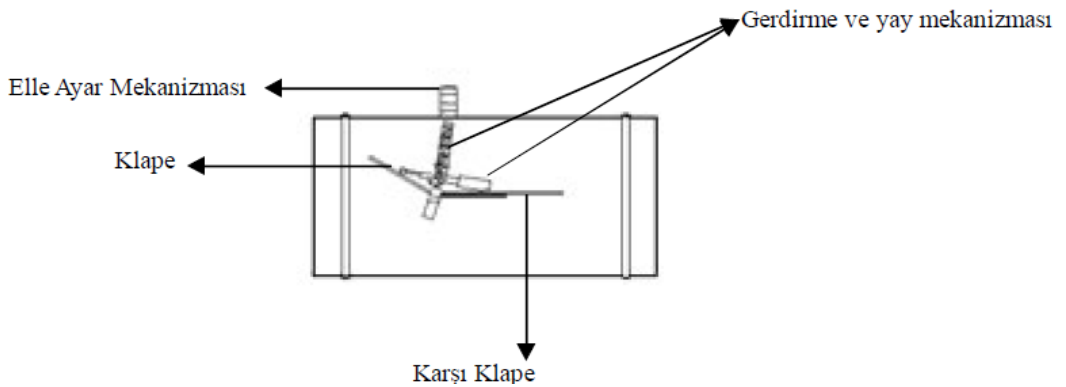


Şekil 3.7. Paralel fan destekli VAV terminali [27]

3.1.2. Sabit Hava Debili Sistemler (CAV)

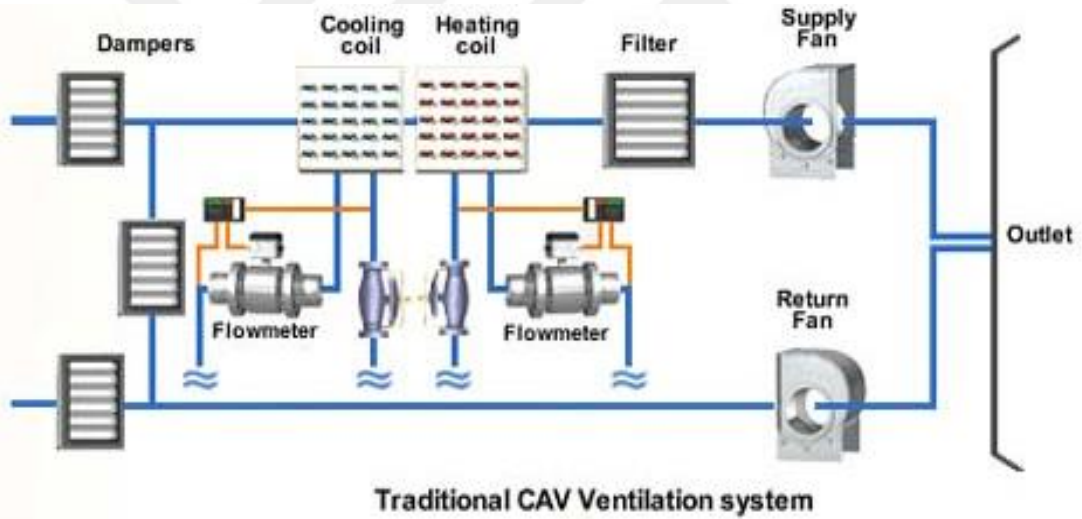
CAV adı İngilizce’de “Sabit Hava Debisi” anlamına gelen “Constant Air Volume” kelimelerinin baş harflerinden oluşturulmuştur. VAV sistemi ile CAV sistemi arasındaki en büyük farklılık istenilen konfor şartının birinde (VAV) üfleme hava debisi kontrolüyle diğerinde ise hava sıcaklığı ile sağlanmasıdır. Pratikte VAV kutular sabit debide çalıştırıldığında CAV görevi yapmaktadır. Ancak kanal cihazları üreticileri sabit bir hava debisi sağlamak amacıyla daha basit ve ucuz bir yapıya sahip olan CAV kutularını geliştirmişlerdir. CAV kutularının büyük bir kısmı motorsuz olup, mekanik olarak çalışmaktadır [29].

CAV kutusu; gerdirme mekanizması, ayar mekanizması ve klapelerden oluşmaktadır. CAV kutularının arkasındaki basınç değişiminden etkilenmeyerek mahale sabit bir hava debisi sağlamaktadır. Hijyenik ortamlarda filtrenin kirlenmesi veya ameliyathane bölgesinde herhangi bir neden ile bir mahall devre dışı kalması mahaller arasındaki hava akışını etkilemekte ve bozmaktadır. Bunun sonucunda mahallerde istenilen hava basınç değerleri de değişir. CAV kutuları mahale sabit bir hava debisi sağlayarak, filtrelerin kirlenmesi veya bir mahallin devre dışı kalması durumunda ortamın basınç değerini sabit tutmaktadır. CAV kutularının işlevini yerine getirebilmesi için üretici firmanın seçim metoduna dikkat edilmesi gerekmektedir. Çift kademeli motorlu CAV kutuları üreten firmalarda bulunmaktadır [29]. Şekil 3.8’de CAV kutu elemanı görülmektedir.



Şekil 3.8. CAV kutu elemanları [29]

CAV üniteleri odadaki asma tavana montajı yapılır ve ana besleme kanalına bir kanal ile bağlanır. Odadaki ısı yükündeki değişikliklere göre odaya beslenen havanın, odayı daha fazla soğutmaması için ısıtılması gerekir. Bunun için CAV terminalinin dışına, ihtiyaca göre iki-üç çıkışı olan bir hava dağıtım kutusu (plenumun) yerleştirilir. Soğuk besleme havası bu kutunun içindeki elektrikli veya sıcak sulu yeniden ısıtma bataryasından geçirilerek ısıtılır. Isıtma bataryası sıcaklık sensörlü bir termostat ile kontrol edilir ve ayarlanabilir. Oda sıcaklığı ayarlanan değerinin altına düşünce ısıtma bataryası otomatik devreye girer, besleme havasını ısıtır ve oda sıcaklığı istenen ayar değerine yükselince devreden çıkar. CAV ünitesinden çıkan besleme havası, üniteye sese karşı yalıtılmış esnek boru ile bağlanan ve tavana yerleştirilen bir veya birden çok difüzöre gelir ve buradan odaya girer. Şekil 3.9'da sabit hava debili sistem genel görünümü, Şekil 3.10'da dikdörtgen CAV debi kontrol terminallerinin görseli görülmektedir [31].



Şekil 3.9. Değişken hava debili sistem (CAV) görseli [28]



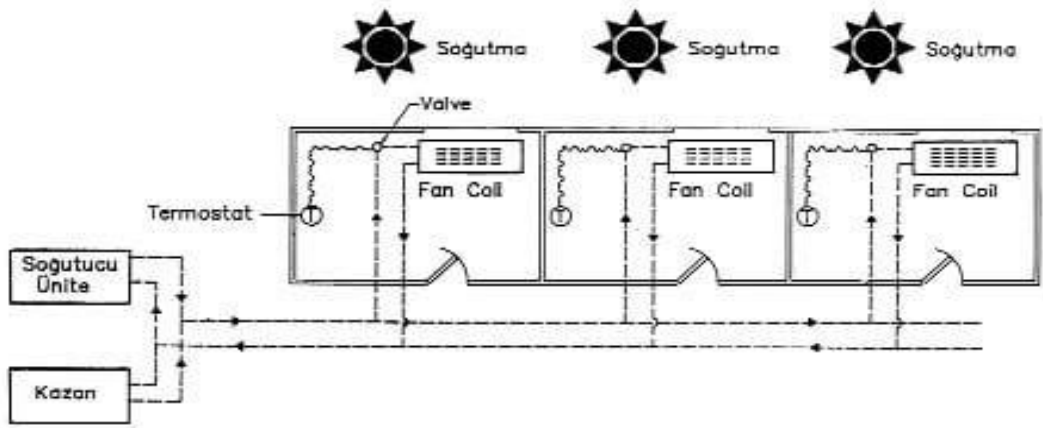
Şekil 3.10. Dikdörtgen CAV debi kontrol terminallerinin görseli [30]

Düzenli çalışması için CAV terminalleri seçilirken difüzörler için gereken en düşük hava miktarı dikkate alınmalıdır. Odaya gönderilen hava miktarı gerekenden çok az olursa odadaki hava yayılımı ve hareketi yeterli olmaz. Besleme havası difüzörden çıkınca oda içinde yayılmadan aşağıya doğru düşer ve odanın bu bölümünde hava hareketi olurken diğer bölgelerde hava durgun halde kalır. İstenilen konfor koşulları sağlanamaz. Isıl konfor, sadece değişken hava sıcaklığı sağlayabilen difüzörlerin seçimine bağlı değildir. Bunun yanı sıra hesaplanan dış ve iç ısı yükleri esas alınarak odaya beslenmesi gereken sabit hava debisi de bilinmelidir. En uygun bir seçim için, besleme havasının difüzörlerden çıkış hızı da dikkate alınmalıdır. Minimum hava debisi ve düşük hava hızı odada düzenli bir hava yayılımı için yetersiz kalır bunun sonucunda odanın belirli bölgelerinde hava durgun kalırken, hava miktarının yüksek ve üflenen hava hızının yüksek olması odada insanları rahatsız eden hava akımlarına neden olur. Oda içerisinde iyi bir hava dağıtımını için CAV terminalinin istenen değerleri karşılayacak özelliklere ve uygun kapasiteye sahip olması gerekmektedir. Difüzörlerin tavadaki yerleşim planları da hava dağıtımını etkileyen bir diğer önemli husustur. CAV ünitesinin özellikleri ve besleme havası yeterli olsa da uygun bir şekilde yerleştirilmemiş difüzörler yetersiz hava beslenmesine neden olmaktadır [31].

3.1.3. Fancoil Sistemleri

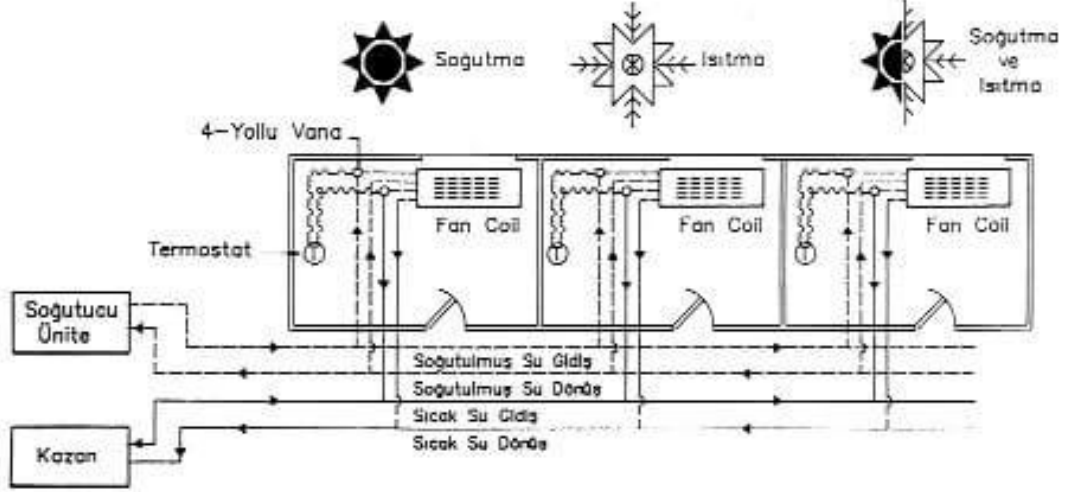
Fancoil sistemi esas olarak tamamen sulu bir sistemdir. Bir merkezde hazırlanan sıcak ve soğutulmuş su, bina içine yer alan fancoil cihazlarına dağıtılır. Sıcak su bir sıcak su kazanında, soğuk su ise su soğutma grubunda (chiller) üretilir. Fancoil cihazları bir fan ve ısı geçiş yüzeyi olarak serpantin içeren elemanlardır. Fan yardımı ile odadan alınarak, serpantinler üzerinden geçirilip soğutulan veya ısıtılan hava tekrar odaya üflenir. Serpantin içinden sıcak su geçiyorsa ısıtma, soğuk su geçiyorsa soğutma yapılır. Dönüş borularıyla merkeze dönen su burada tekrar ısıtılıp/soğutulup sirküle ettirilir. Bu amaçla dolaşım pompaları kullanılır. Bilhassa çok odalı binalarda ve kanal geçirmek için yeterli hacmin bulunmadığı uygulamalarda tercih edilir. Özellikle otel, hastane, ofis ve yüksek katlı konutlarda kullanılmaktadır. Fancoil üniteleri cam önlerine, asma tavan içlerine ya da tavan altına ve döşeme içlerine konabilir. Buna göre farklı fancoil tipleri geliştirilmiştir [27].

Fancoil içerisinde tek serpantin varsa, kurulan sisteme iki borulu fancoil sistemi adı verilir ve Şekil 3.11’de iki borulu fancoil sistemi görülmektedir. Sistemde dağıtım ve toplama yapan iki boru dolaşır. Her fancoil cihazına bir toplama borusu ve bir dağıtım borusu bağlanır. Bu yüzden bütün sistemde ya soğuk su ya da sıcak su dolaştırılabilir. Dolayısıyla bütün sistemde aynı anda ya soğutma yada ısıtma yapılabilir. Sistemin soğutmadan ısıtmaya dönmesi (change over) özel bir işlemi gerektirir. Bu açıdan iki borulu fan coil sistemleri özellikle ara mevsimlerde konforu sağlamakta eksik kalırlar. Öte yandan yine özellikle ara mevsimlerde, binadaki bazı hacimlerde soğutma istenirken, bazı odalarda ısıtma istenebilir. İki borulu sistem bunu da karşılayamaz [27].

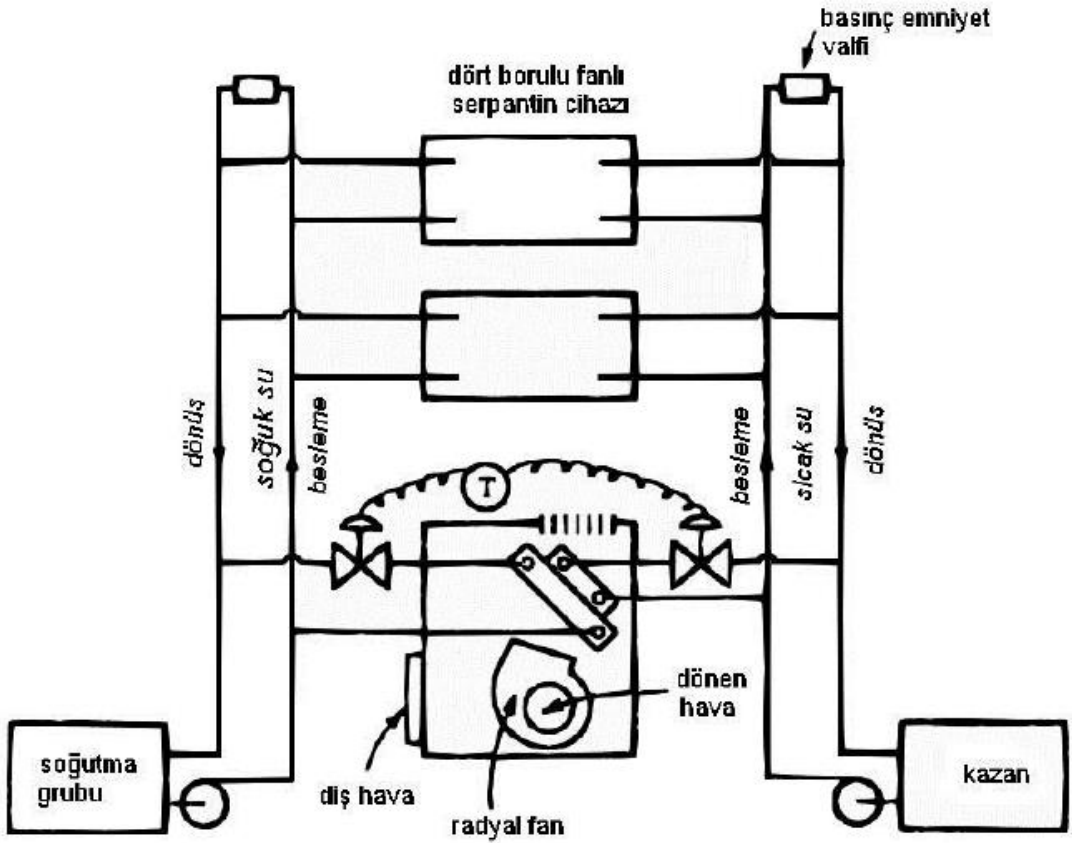


Şekil 3.11. İki borulu fancoil sistemi [27]

Eğer fancoil içinde ısıtma ve soğutma olarak iki ayrı serpantin varsa, kurulan sisteme dört borulu fan coil sistemi adı verilir ve Şekil 3.12’de 4 borulu fancoil sistemi ve Şekil 3.13’de 4 borulu fancoil sisteminin şeması görülmektedir. Sistemde iki dağıtım ve iki toplama yapan dört boru dolaşır. Her fancoil cihazına iki dağıtım borusu, iki toplama borusu bağlanır. Boru çiftlerinden birinde soğuk su, diğerinde sıcak su bağımsız olarak dolaşır. Dolayısıyla her fancoil cihazında birbirinden bağımsız olarak aynı anda ısıtma ve soğutma yapılabilir. Bu durumda bütün sistemde aynı anda hem soğuk su hem de sıcak su dolaştırılmaktadır. Dolayısıyla bütün sistemde aynı anda hem ısıtma, hem de soğutma yapılabilir. Sistemin soğutmadan ısıtmaya dönmesi (change over) gibi bir işleme gerek yoktur. Bu açıdan dört borulu fan coil sistemleri çok zonlu sistemlerde kullanılırlar ve özellikle ara mevsimlerde mükemmel ısı konfor sağlarlar [27].



Şekil 3.12. Dört borulu fancoil sistemi [27]



Şekil 3.13. Dört borulu sistem şeması [27]

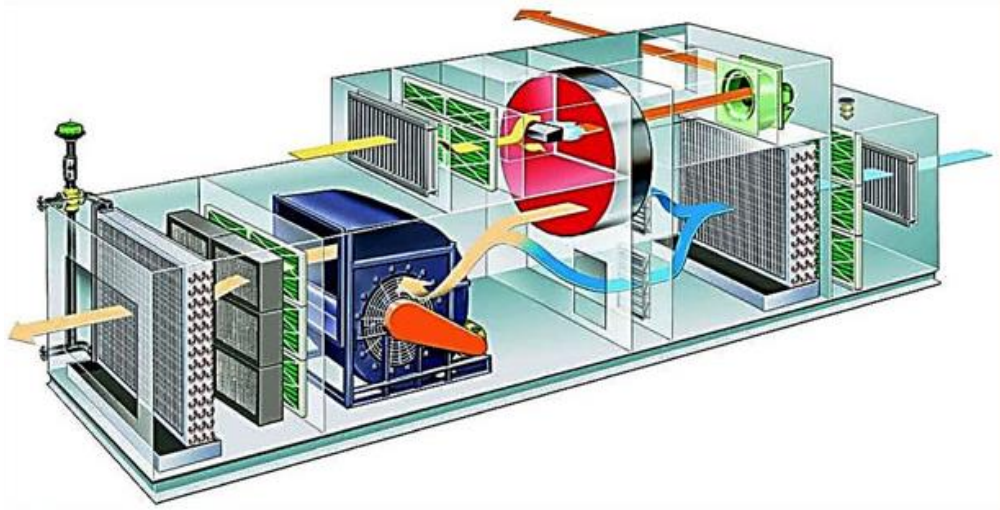
Klasik fancoil sistemlerinde havalandırma yoktur. Sadece ısıtma ve soğutma yapabilirler. Bu eksikliği gidermek amacıyla fan coil sistemlerinde iki uygulama geçerlidir: Birincisi dış hava, dış duvara yerleştirilen karışımli fan coil cihazları ile doğrudan her ünite tarafından dışarıdan alınır. Diğeri ise sisteme ayrıca taze hava (primer hava) besleyen merkezi kanallı bir havalandırma sistemi ilave edilir.

Bu sisteme primer havalı fancoil sistemi adı verilir. Primer havalı fancoil tesisleri hem havalı hem sulu sistemlerdir ve başka bir grupta incelenir. Bu sistemlerde taze hava santralında ön şartlandırılan taze hava istenildiğinde belirli ölçüde nemlendirme de yapabilir. Ancak temel olarak fancoil sistemlerin, primer havalı sistem de olsa, nem kontrolü performansı düşüktür [27].

Hem dış duvardan hava alan karışımli sistemde hem de primer (taze) havalı sistemde her odadaki hava sirkülasyonu sadece o odaya aittir. Odalar arasında hava geçişi, dolayısıyla koku, duman vs. geçişi pratik olarak yoktur.

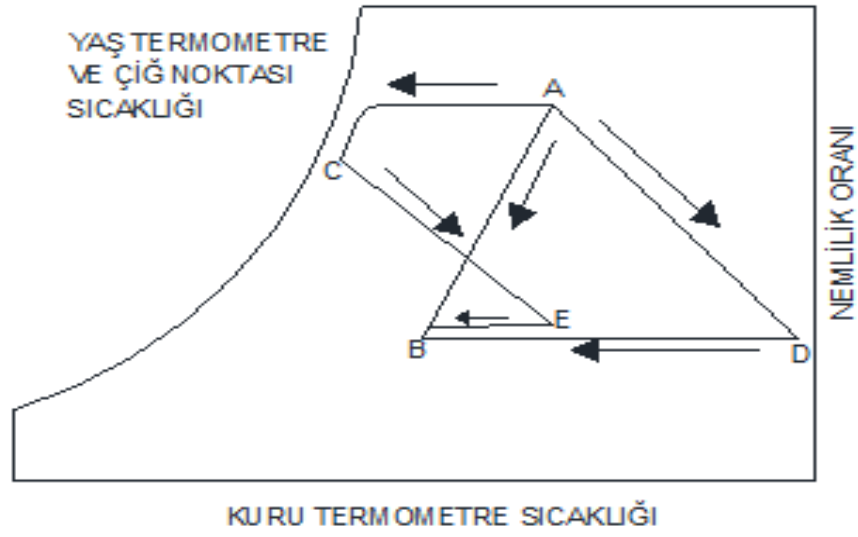
3.1.4. Nem Almalı Sistemler

Mahale verilen havanın bazen yüksek nem değerlerine sahip olması ve bazen de havanın kuru olması istenir. Bu gibi hallerde havanın içinde bulunan nemi istenilen değerlere çekmek gerekmektedir. Hava içinde bulunan fazla nem genel olarak soğutma ya da soğurulma usulleri ile çekilir. Şekil 3.14'de katı nem alıcıların kullanıldığı nem almalı bir iklimlendirme sisteminin genel görünümü görülmektedir.



Şekil 3.14. Nem alma sistemi görseli [32]

Hava içerisindeki nem farklı yöntemlerle alınabilmektedir. Soğutarak veya basıncını artırıp, nem tutma yeteneğini azaltarak sıvı veya katı bir kimyasal kurutucu ile su buharını çekip çıkartarak hava nemsizleştirilebilir. İşletme verimini arttırmak ve kurulum maliyetini düşürmek üzere çoğu zaman bunların bir bileşimi olan sistemler kullanılır. Şekil 3.15’de kimyasal kurutuculu ekipman veya malzemeyle nem almanın farklı yöntemleri gösterilmektedir. A noktasındaki koşulda bulunan havadan nem çıkartılır ve B noktasına kadar soğutulur. Bir sıvı kimyasallı birimde, A noktasından B noktasına aynı anda hem kurutulur hem soğutulur. Bu katı kimyasal birimde, bu işlem tümü ile A noktasından C noktasına ön soğutma ve nem alma olabilir, daha sonra C noktasından E noktasına kimyasal kurutucu ile nem alma ve son olarak da B noktasına kadar soğutma gerçekleştirilir. İşlem aynı zamanda, katı kimyasal kurutma ekipmanı ile A noktasından D noktasına nem alma ve D noktasında B noktasına soğutma biçiminde yapılabilir [33].



Şekil 3.15. Nem alma yöntemleri [33]

Havanın sıkıştırılması nem tutma kapasitesini düşürür. Bunun sonucu olan yoğuşma, havanın nem içeriğini mutlak anlamda azaltırsa da, yüksek basınçta %100 bağıl nem gibi bir doymuş durum koşulu üretir.

Atmosferik basınç uygulamalarındaki, bu yöntem çok pahalı fakat enstrüman havası gibi basınçlı sistemlerde uygulamaya değer bir sistemdir. Sıkıştırılmış havadaki yüksek nem sorunlarından kaçınmak için, genellikle kompresörden sonra soğutma ve kimyasallarla kurutma yapan ekipmanlar gibi diğer nem alıcılar kullanılır [33].

Nem almada en temel yöntemlerden birisi, havayı çığ noktasının altındaki bir sıcaklığa kadar soğutmaktır. Bu gazın nispeten sıcak, yüksek bir nem içeriğine sahip ve istenen çıkış havası çığ nokta sıcaklığı 5°C 'nin üstünde olduğunda avantajlıdır. Soğutma, minimum maliyette son derece düşük bir çığ noktası sıcaklığı elde etmek amacıyla, çoğu zaman kimyasal kurutuculu nem alma işlemi ile birleştirilir [33].

Nem alıcı madde, nemli hava ve yüzeyindeki buhar basıncı farkından dolayı nemi bırakır veya tutar. Yeteri kadar nem miktarını yüzeyinde tuttuktan sonra doymuş hale gelen nem alıcı madde ısıtılarak nemi alınır ve tekrar nem alabilir duruma getirilir

(rejenerasyon işlemi). Nem almalı soğutma sistemleri havayı nemden arındırmak için adsorpsiyon veya absorpsiyon işlemlerini kullanırlar. Adsorpsiyon işleminde kullanılan katı nem alıcı maddeler su moleküllerini yüzeylerindeki gözeneklerinde saklarlar ve bunlarda kimyasal değişme gözlenmez. Absorpsiyon işleminde kullanılan sıvı nem alıcı maddeler genelde birim miktar katı nem alıcı maddeye göre daha fazla su tutabilirler, fakat tutulan su miktarı arttıkça sistemin işletme sıkıntıları da artış gösterir. Katı nem alıcı madde olarak en çok silikajel, lityum klorür tuzu, aktif alumina, ve moleküler elekler kullanılır. Bunun yanında titanyum silikat ve sentetik polimerler soğutma uygulamalarının daha verimli olması için geliştirilmiş yeni nesil katı nem alıcı maddelerdir. Sıvı nem alıcı maddeler ise lityum klorit, lityum bromit, kalsiyum klorit ve trietilen glikol çözeltileridir. Konfor ve endüstriyel uygulamalarda en çok kullanılan katı nem alıcı maddelerin; yüksek adsorpsiyon kabiliyetinde, uygulanabilir buhar basıncında, kararlı kimyasal ve fiziksel yapıda, ısı uygulamasıyla rejenere edilebilir, yanmaz, dayanıklı, zehirsiz ve ucuz olması tavsiye edilir [34]. Bu çalışma kapsamında katı nem alıcıların kullanıldığı sistemler ele alınmıştır.

Bazı endüstriyel uygulamalarda ve özellikle hastane ve benzeri sağlık kuruluşlarında hava yoluyla yayılan enfeksiyonlar neme doğrudan bağlı olduğundan, nem kontrolü çok önemlidir [35].

Yaz iklimlendirmesi için yaygın olarak kullanılan konvansiyonel sistemlerde, iklimlendirilen mahale gönderilen hava bir soğutma grubu (genellikle buhar sıkıştırımlı çevrim) tarafından soğutulan serpantinlerden geçirilir. Serpantinlerden geçerken havanın hem sıcaklığı (duyulur ısı) hem de nemi (gizli ısı) düşürülür. Havadan nem uzaklaştırılması, soğuk serpantin yüzeylere temas eden havanın içerisindeki su buharının yoğuşması ile gerçekleşir. Bu işlem mahale gönderilen hava içerisinde enfeksiyonlara sebep olabilecek bakterilerin üremesi için uygun bir ortam oluşturur. Desisif sistemlerin en önemli özelliklerinden birisi ısı ve nem kontrolünün bağımsızca yapılabilmesidir. Nemin tam kontrolü iç hava kalitesini yükseltmekte dolayısıyla hijyen açısından uygun sistemler olmasını sağlamaktadır. Bu tür sistemler, sağlık kuruluşlarında, son günlerde ülkemizde de çokça gündeme gelen hava yoluyla yayılan bazı enfeksiyon hastalıklarının önlenmesi için düşünülmesi

gereken iklimlendirme sistemleridir. Desisif iklimlendirme sistemlerinde ise nem alma işlemi, yoğuşma yoluyla gerçekleştirilmemektedir. Ayrıca hava içerisindeki nem miktarı daha az olduğundan hastalıklara sebep olabilecek bakterilerin üreme olasılığı en aza inmektedir. Bu sistemlerde kullanılan nem alıcı maddeler, iklimlendirilen mahale gönderilen hava içerisinde hastalıklara ve çeşitli enfeksiyonlara sebep olabilecek bakterileri (*Escherichia coli*, *Enterococcus*, *Pseudomonas aeruginosa*, *Staphylococcus aureus*, Coagulase negative *Staphylococcus* (epidermidis), *Mycobacterium fortuitum*, *Candida albicans*) %35-70 oranında uzaklaştırılmaktadır [23]. Ancak bakterilerin uzaklaştırma mekanizması tam olarak açıklığa kavuşturulamamıştır.

Havadaki nemi nem almalı soğutma sistemleri absorpsiyon veya adsorpsiyon işlemleri yardımıyla alırlar. Yapılan işlemler sonucu havadaki gizli ısı yükü duyulur ısı yüküne çevrilerek sıcaklığı artar fakat nem oranı düşer. Diğer taraftan, konvansiyonel buhar-sıkıştırırmalı soğutma grupları havanın içindeki nemi buharlaştırıcıda yoğuşturmak için çığ noktasına kadar soğutmak durumundadırlar. Bunun sonucu ise düşük soğutma etkinliği (COP)'dir. Proses havası bu durumda çok düşük sıcaklıkta olup istenilen konfor şartlarını sağlamak için yeniden ısıtılması gerekmektedir. Nem almalı soğutma iki ana tip sistemden oluşmaktadır [36].

Sade Nem Almalı Soğutma Sistemleri (Stand-Alone): CFC içermeyen bu tip sistemler oldukça ekonomik sistemlerdir. Genellikle nemli bölgelerde ısı konfor şartlarını sağlayacak şekilde başarıyla uygulanabilir.

Konvansiyonel Soğutma Destekli Nem Almalı Soğutma Sistemleri (Latent-Load Reducer): Nem almalı soğutma sistemi ile buhar sıkıştırırmalı konvansiyonel soğutma sistemi birleştirildiğinde hibrit sistem olarak tanımlanan sistemler oluşur [37]. Gizli ısı yükünü nem almalı sistem alırken, buhar-sıkıştırırmalı konvansiyonel sistem duyulur ısı yükünü karşılar. Ek nem alma veya tekrar ısıtma gerekmediğinden hibrit sistemler enerji tasarrufu sağlarlar. Gizli ısı yükünü nem almalı soğutma sistemi karşıladığından buhar-sıkıştırırmalı soğutma sisteminin kapasitesi daha düşük seçilir. Etkinlik hesaplamaları konvansiyonel sistemlerinki kadar kolay değildir. Bunun başlıca sebebi sistemin gizli ısı yükünü duyulur ısı yüküne çevirmesi ve bu yükü de

eşanjör ve/veya elektrik enerjisi kullanarak karşılamaından (hibrit sistem) kaynaklanmaktadır. Bunun yanı sıra sistemdeki fanların, tekerlek motorlarının harcadığı elektrik de performans hesaplamalarında göz önünde bulundurulmalıdır.

Nem almalı sistemler, nem alıcı teker, döner ısı eşanjörü, besleme ve egzoz fanı, ek soğutucu serpantin ve rejenerasyon için gerekli ısı kaynağından oluşmaktadır. Düşük buhar basıncındaki kurutucu madde havadaki nemi doyana kadar adsorbe eder. Neme doyan kısmın diğer taraftaki sıcak hava akıntısında nemini kaybetmesi sağlanır. Bu proses kendisini tekrar eder. Nem alıcı teker çok ince bölünmüş kurutucu materyalden oluşmuştur. Teker, lif yataklı yapıya gömülmüş, oluklu mukavva görüntüsünde, hafif, petek dokulu, kolay yanmaz, kurutucu materyalden imal edilmiştir. Döner ısı eşanjörü görünüşte ve dizaynda nem alıcı tekere benzer. Her türlü ısı enerjisi ($>90^{\circ}\text{C}$), elektrikli ısıtıcılar, güneş enerjisi, sıcak su ve buhar, doğal gaz yakıcıları (en çok rastlanan) ve atık ısıdan, rejenerasyon için faydalanılabilir. Nem alıcı materyal yüksek bağıl nemli hava akımından belli bir miktar nemi alır. İlk hava akımının nemi alınırken, ikinci hava akımı sadece nem alıcının rejenerasyonu için kullanılır. Dolayısıyla ilk hava akımının ihtiva ettiği su buharı azalırken, ikinci hava akımınınki artar. İkinci hava akımı nem alıcı materyalde tutulan nemi alması için ısıtılarak bağıl nem oranı düşürülür.

Rejenere edilme durumlarına göre nem almalı soğutma sistemleri ikiye ayrılır [38]. Nemi alınacak hava akımının geçtiği kesit alanına yerleştirilen nem alıcılar belirli bir çalışma süresinden sonra tekrar kullanılmak üzere rejenere edilirler. Bu tip sirkülasyonlu sistemlerin, nem alıcıda tutulan nemin artmasına bağılı olarak, nem tutma kabiliyetlerinde bir azalma gözlenir. Sirkülasyonlu olmayan tipte ise nem alıcılar dönen bir yatakta veya tekerlekte bulunurlar. Proses ve rejenerasyon hava akımları bu yatak veya tekerleğin ayrı kesitlerinden geçerler. Rejenerasyon ve nem alma olayları aynı anda gerçekleşmektedir. Bu izolasyon enerji verimliliği açısından çok önemlidir. Hibrit sistemlerin farklı tasarım şekilleri ve çalışma tarzları bulunmaktadır. Sistem tasarımları, nem kontrolü için kullanılan nem alıcıya, sıcaklık kontrolü için kullanılan soğutma tipine, ön soğutma için kullanılan soğutma tipine ve nem alıcıyı tekrar aktif hale getirmek için kullanılan metoda göre değişir. Nem almalı sistemlerdeki ısı tekerleği duyulur ısı yükünü karşılamaktadır. Fakat bir çok

uygulamada soğutulacak ortamın duyulur ısı yükü yeterli bir şekilde karşılanamamakta ve ek soğutma yapılması gerekmektedir. Bu soğutma ihtiyacı, konvansiyonel buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin evaporatöründen, dolaylı veya doğrudan buharlaştırılmalı soğutma sistemlerinden karşılanır. Doğrudan buharlaştırılmalı soğutma sistemi kullanıldığında hava içindeki nem miktarı biraz artmaktadır. Tüm ek soğutma üniteleri, havanın nem alıcıya girmeden evvel ön soğutulması için de kullanılabilirler. Nem alıcıyı tekrar aktifleştirmek için ısı kaynağı olarak genellikle doğrudan veya dolaylı doğal gaz yakıcı ısıtıcılar kullanılmaktadır [39]. Doğrudan doğal gaz yakıtlı ısıtıcılar, gazı tekrar aktifleştirme hava akımı içerisinde yakarlar. Bu yüzden ısı verimleri oldukça yüksektir (%90-95). Doğal gaz, dolaylı doğal gaz yakıtlı ısıtıcısında, tekrar aktifleştirme akımı dışında yakılmakta ve bir ısı eşanjörü vasıtasıyla tekrar aktifleştirme hava akımına ısı transfer edilmektedir. Bu tiplerde ısı verim %80 veya daha aşağıdır. Gaz yakıtlı ısıtıcılar sıcak suyu veya buharı ısıtma serpantinlerinin etrafından geçirerek hem tekrar aktifleştirme işleminde hem de ısıtma ihtiyacının karşılanmasında kullanılabilirler. Tekrar aktifleşme işleminde kullanılan diğer ısı kaynakları elektrikli ısıtıcılar, güneş enerjili sıcak su serpantinleri ve sıcak su veya buharlı serpantinlerdir.

3.1.4.1. Nem Almalı Sistemin Performansını Belirleyen Değişkenler

Nem almalı sistemlerden maksimum seviyede yararlanmak için performansını etkileyen değişkenlerin bilinmesi ve uygun bir şekilde boyutlandırılmasına bağlıdır. Nem almalı soğutma sistemlerinin boyutlandırılmasında ve veriminde etkili olan faktörler; tekrar aktifleştirme havasının sıcaklığı, işlem havasının nemi, hızı ve nem alıcıdan geçen havanın nem yükü, sıcaklığı ve nem alıcıdan geçiş hızı, nem alıcının miktarı ve özellikleridir. Herhangi bir sistemde bu değişkenler, iklim ve nem yükünden dolayı farklılık gösterebilirler. Sistem tasarımcıları için nem alıcının performansına etki eden bu değişkenlerin etkilerini bilmek son derece önemlidir [40].

- **İşlem Havaının Sıcaklığı:** Eğer değişkenler sabit tutulursa, sıcaklığın yüksek olması durumunda işlem havası, daha fazla nemli havanın sistemden uzaklaşması, düşük sıcaklıklardaki işlem havası ise nem alıcıdan daha az nemli havanın uzaklaşması demektir.

- **İşlem Havaasının Nemi:** Eğer değişkenler sabit tutulursa, daha az nemli havanın nem alıcıya girmesi, daha az nemli havanın nem alıcıyı terk etmesi demektir. Tasarım açısından beklenenden fazla gelen havanın nemi, işlem havaasının sıcaklığını da beklenenden yüksek olmasını sağlayacaktır. İklimlendirilecek mahal kritik bir yer ise ek soğutmaya ihtiyacı oluşacaktır. Nem alıcıya giren hava içerisinde nem oranı daha az ise, sistemden daha az nemli hava uzaklaştırılacaktır.
- **Tekrar Aktifleştirme Havaasının Sıcaklığı:** Sıcak hava akımı ile birlikte nem alıcı madde tekrar aktif hale getirilir. Aktifleştirme havaasının sıcaklığının yüksek olması, nem alıcıdan daha fazla nem uzaklaştırılacaktır. Kuru hava iç ortamda istenmiyor ise, aktifleştirme sıcaklığı (120°C) daha yüksek sıcaklıkta ekonomik seçim olabilir. Eğer düşük nem gerekli değilse, atık ısı veya soğutma grubunun kondenserinden atılan ısı gibi ucuz ve düşük derecedeki ısı kaynakları, nem alıcıyı tekrar aktifleştirmede kullanılabilir. Bu durumda işlem havası üretmek için aynı dış koşullarda nem alıcı tekerleğin yüksek sıcaklıktaki aktifleştirme sistemindeki gibi büyük olması gerekmez.
- **İşlem Havaasının Hızı:** Düşük hızlı işlem hava akımı, nem alıcıda daha çok nem bırakacağından kuru hava elde edilir. Bu yüzden, düşük nemli ortamlar istendiğinde düşük hava hızı önemini artırmaktadır. Hızdaki dalgalanmaları önüne geçmek için sisteme kontrol edici cihazlar ve hava akımını düzenleyici eklenmelidir. Hava hızı azaltılarak düşük nem düzeyi elde edilebilir.
- **Tekrar Aktifleştirme Havaasının Nemi:** Nem alıcı tekerleğin performansını aktifleştirme havaasının nem düzeyi çok az etkiler. İşlem havaasındaki nem miktarını, aktifleştirme havaasındaki nemli hava sızıntısı nem miktarını artırır. Bu yüzden hava sızıntısını düşük seviyede tutmak için işlem havası ve tekrar aktifleştirme arasında pozitif yönde basınç farkının oluşturulması ve rotor etrafının iyi bir şekilde izolasyonun yapılması gerekmektedir [40].
- **Tekrar Aktifleştirme Havaasının Hızı:** Nem alıcı tekerlekten elde edilen nem miktarı tekrar aktifleşme havaasının akış miktarının ve sıcaklık farkının

fonksiyonudur. Daha hızlı tekrar aktifleştirme akımı, daha fazla miktarda nemin nem alıcıdan alınması demektir.

- **Nem Alıcı Madde Miktarı:** Belirli bir dönemde havayı kurutmak için kullanılan nem alıcı miktarındaki artış, tekerleğin nem alma kapasitesini ve tekrar aktifleştirme için kullanılan enerji miktarını artırmaktadır. Bu artış miktarı tekerleğin dönme hızını artırması ve genişliğinin artırılması ile elde edilmektedir. Tekerleği terk eden havanın sıcaklığının artmasına ve hava akımının basıncının artmasına neden olmaktadır. Dolayısıyla havayı soğutmak için daha fazla enerji gereksinimi oluşmaktadır. Nem alma miktarını, tekerleğin dönme hızının artırılması ile artmaktadır [40].
- **Nem Alıcı Maddelerin Nem Alma Karakteristikleri:** Sıcaklığı sabit olan nem alıcı madde belirli kapasitede nem almaktadır. Tekerlek hızı ve hava debisi gibi değişkenlerin bazı değerleri için nem alma kapasitesine göre yapılmaktadır [40].

3.1.4.2. Nem Alma Sisteminin Avantajları

Hibrit ve nem almalı sistemlerin en büyük avantajı enerji tasarrufudur [41]. Konvansiyonel soğutma sistemlerinin daha düşük kapasitede seçilmesine nem almalı sistemler izin verirler. Nedeni, soğutma yükünün önemli bir kısmı olan gizli ısı yükünü nem almalı sistemler alırlar. Düşük kapasiteli sistem enerji tasarrufu sağlar ve ilk yatırım maliyetini düşürmektedir [42].

- Hibrit sistemlerin bazılarında, buhar sıkıştırırmalı sistem yerine daha ucuz olan dolaylı veya doğrudan buharlaştırırmalı soğutma sistemleri kullanılmaktadır.
- Sıcaklığı ve nemi hibrit sistemler birbirinden bağımsız olarak kontrol ederler. Sıcaklık konvansiyonel soğutma sistemlerinde doğrudan kontrol edilir, nem oranı ise değişebilmektedir.
- Konvansiyonel soğutma sistemleri havanın nemini ancak 5°C çığ noktasına kadar getirebilmelerine rağmen, nem almalı sistemler nem alma işlemini 5°C çığ noktasının altında da yapabilirler.

- Nemi belirli değerlerde kontrol eden nem almalı sistemler, iç hava kalitesini artırabilir. Nemli bölgelerde konvansiyonel sistemlerin kullanıldığı, yeterli miktarda havadan nem alınmadığında yoğuşma drenaj hatlarında ve hava kanallarında mikroorganizma ve bakteri üreme ihtimali yüksektir. Bu problem nem almalı sistemlerde mevcut değildir.
- Rejenerasyon işlemi için gerekli ısı kaynağı kış aylarında mahalın ısıtılması için kullanılabilir ve böylelikle hibrit sistemler yıl boyunca konfor şartlarını sağlayabilmektedir.
- Çevre bilincinin endüstride oluşmasıyla CFC'li soğutuculu akışkanlar R-134a, R-407c ve R-123 gibi yeni soğutucu akışkanlarla değiştirilmeye gidilmektedir. Hibrit sistemler gerektiğinden çok daha az konvansiyonel soğutmaya ihtiyaç duyarlar.

3.2. Analizi Yapılan Sistemlerin Tanıtımı

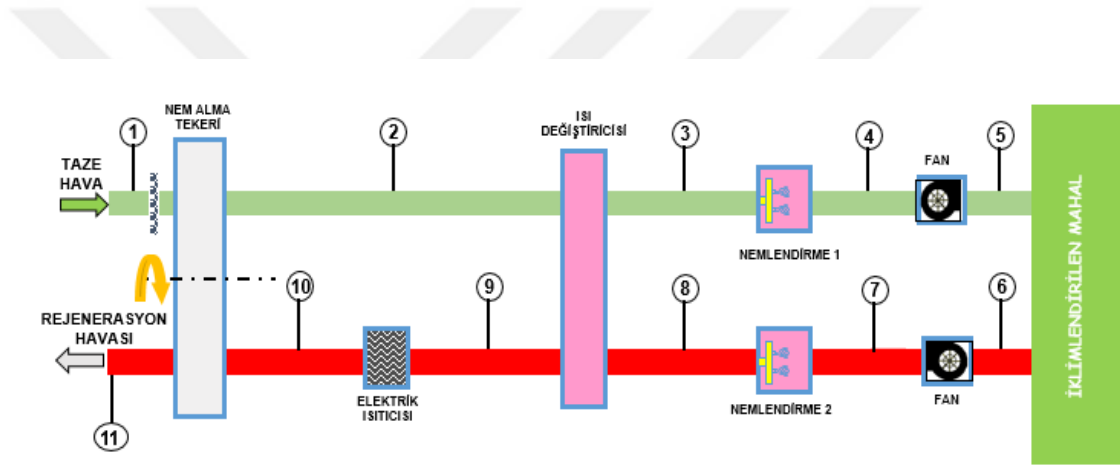
Bu çalışma kapsamında üç farklı tip nem almalı iklimlendirme sistemi (NSS1, NSS2 ve NSS3) ele alınmıştır. Sadece soğutma sezonu için değerlendirilen sistemler aşağıda açıklanmıştır.

3.2.1. Nem Almalı Soğutma Sistemi 1 (NSS1)

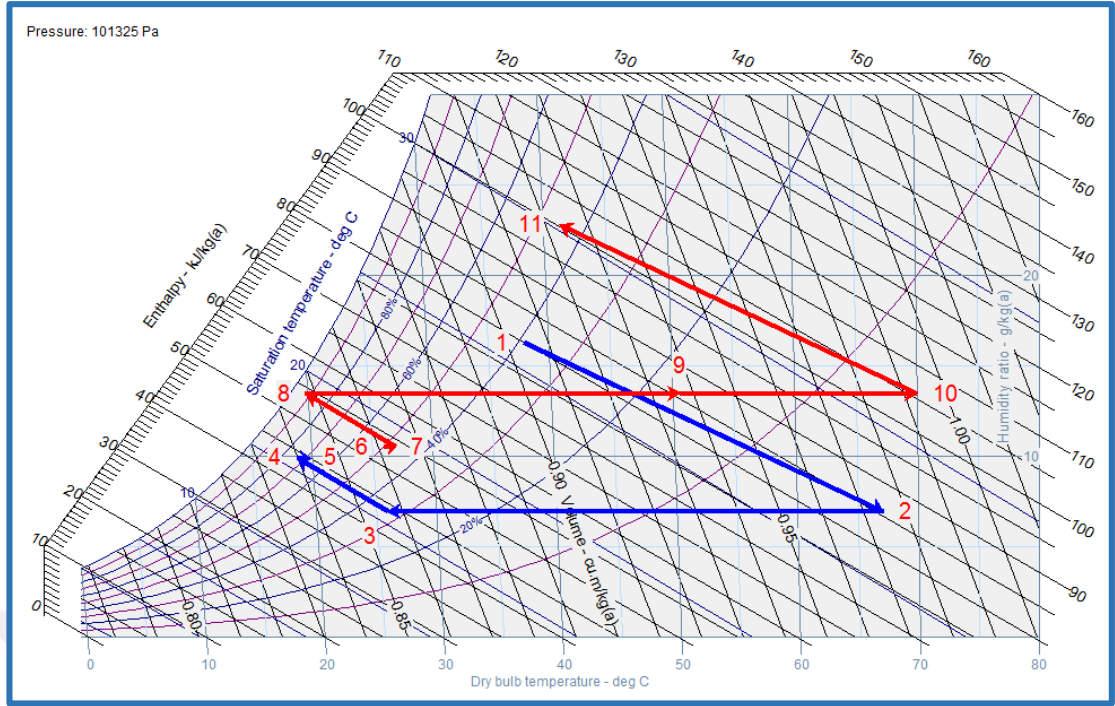
NSS1'in genel görünüşü Şekil 3.16.'da verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi sistemde iki farklı (taze ve rejenerasyon) hava kanalı bulunmaktadır. Bu kanallara dışardan alınan taze havayı şartlandırabilmek için nem alma ünitesi (nem alıcı rotor), ısı değiştiricisi ve nemlendiriciler yerleştirilmiştir. Temiz hava kanalına 1 noktasında alınan dış ortam havasının nemi, nem alma ünitesinde (döner tip) düşürülmekte (1→2) ve kuru ancak daha yüksek sıcaklıkta bir hava (2) elde edilmektedir. Sıcaklığı ısı değiştiricisinden geçirilerek düşürülen taze hava esas soğutma ünitesi olan direk nemlendirme ünitesinde (3→4) hava üzerine su püskürtülerek son soğutma işlemi yapıldıktan sonra iklimlendirilecek mahale gönderilmektedir.

İklimlendirilen mahalden (6) atık hava kanalına emilen hava, soğu geri kazanımı amacıyla kullanılan ısı değiştiricisine gelmeden önce, bir nemlendirme ünitesinde nemlendirilmekte ve sıcaklığı düşürülmektedir (7→8). Bu işlemin amacı soğu geri

kazanımını artırmaktır. Doyma eğrisine yakın bir noktaya kadar nemlendirilerek soğutulan atık hava (8), mahale gönderilen temiz havadan (2) ısı değiştiriciden ısı çekerek bu havayı soğutmakta (3) , bu esnada kendi sıcaklığı da artmaktadır (9). Isı değiştiriciden çıkan hava (9) daha sonra nem alma ünitesindeki nemi uzaklaştırmak için gerekli olan sıcaklığa kadar ısıtılmaktadır (9→10). Bu çalışmada, gerekli rejenerasyon sıcaklığı son olarak elektrikli ısıtıcılar kullanılarak elde edilmektedir. Desisif sistemlerde, elektrikli ısıtıcılar yerine, işletme maliyetinin de düşürülebilmesi için yaygın olarak güneş enerjisi, atık ısı, doğal gaz, vb. ucuz enerji kaynakları kullanılabilir. 10 noktasında nem alma ünitesine giren rejenerasyon havası, nem alıcıdaki nemi içine alarak soğumaktadır (11). Sistemin psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi Şekil 3.17’de gösterilmiştir.



Şekil 3.16. NSS1 genel görünüşü



Şekil 3.17. NSS1 için prosesin psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

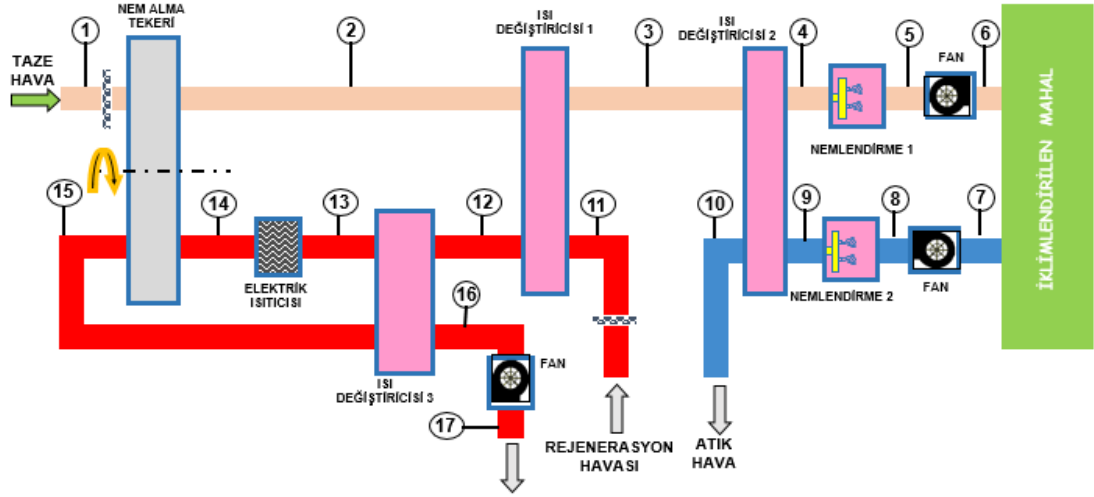
3.2.2. Nem almalı Soğutma Sistemi 2 (NSS2)

NSS2'nin genel görünüşü Şekil 3.18.'de verilmiştir. Bu sistemde taze, atık ve rejenerasyon havası olmak üzere üç farklı hava kanalı mevcut olup taze hava, rejenerasyon havası ve atık hava için ayrı ayrı üç adet fan kullanılmıştır. Temiz hava kanalı, tamamı dışarıdan alınan taze havayı soğutarak mahale iletmek için kullanılmaktadır. Atık hava kanalı yardımıyla, mahal içerisinden emilen düşük sıcaklıktaki hava nemlendirme ünitesinden daha da sıcaklığı düşürülerek taze havayı soğutmakta, rejenerasyon hava kanalı ise nem alma ünitesinde emilen nemi uzaklaştırmak için kullanılmaktadır. Bu kanallarda, kullanılan havayı sistemin amacına uygun olarak şartlandırmak ve kontrol etmek amacıyla çeşitli elemanlar (nem alma ünitesi, ısı değiştiricisi, fan, nemlendirme ünitesi, ısıtıcı ünitesi, vb.) yer almaktadır.

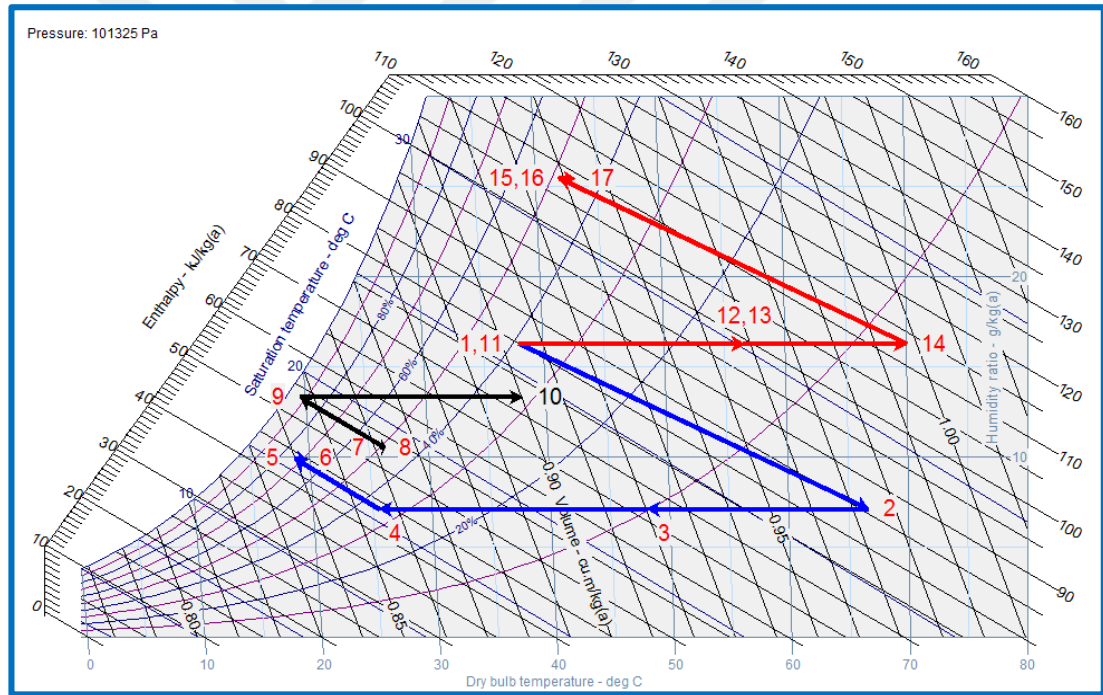
Temiz hava kanalına 1 noktasında alınan dış ortam havasının nemi, nem alma ünitesinde düşürülmekte (1→2) ve kuru ancak daha yüksek sıcaklıkta bir hava (2) elde edilmektedir. Aynı anda sıcak hava (rejenerasyon havası) ters yönden nem

alıcıya gönderilerek (14) taze havadan çekilen nem, nem alma ünitesinden uzaklaştırılmaktadır (14→15). Nem alma ünitesinden sonra, temiz hava ısı değiştiricisi 1'den geçirilerek (2→3) daha düşük bir sıcaklığa sahip olan rejenerasyon giriş havası (11) ile bir ön soğutma işlemine tabi tutulmakta ve sıcaklığı düşürülmektedir. Bir sonraki aşamada ise taze hava, ısı değiştiricisi 2'den geçirilerek (4→5) sıcaklığı bir miktar daha düşürülmektedir. Sıcaklığı düşürülen taze hava esas soğutma ünitesi olan direk nemlendirme ünitesinde (4→5) hava üzerine su püskürtülerek son soğutma işlemi yapıldıktan sonra iklimlendirilen mahale gönderilmektedir.

Düşük sıcaklıktaki atık havadan faydalanmak için; atık hava, ortamdan çekilip direk nemlendirme ünitesinden (8→9) geçirildikten sonra iki numaralı ısı değiştiricisinde (9→10) taze havayı bir miktar soğutarak sistemden atılmaktadır (10). Sistemde, soğutulacak ortama gönderilen temiz havadan nem alma işlemi sadece döner tip nem alıcıda gerçekleşmekte, diğer ünitelerde nem alma işlemi gerçekleşmemektedir. Döner tip nem alıcıda temiz havadan çekilen nemin uzaklaştırılması için sıcak rejenerasyon havası kullanılmaktadır. Rejenerasyon kanalına 11 noktasında emilen dış hava, soğutulacak ortama nemi alınarak gönderilen temiz havadan (2), ısı değiştiricisi 1'de ısı çekerek bu havayı soğutmakta, bu esnada kendi sıcaklığı da artmaktadır (12). Rejenerasyon havası daha sonra ısı değiştiricisi 3'te (rejeneratif tip) yine bir ön ısıtma işlemine tabi tutulmaktadır (12→13). Bu ısı değiştiricisinde ısı geri kazanımı, nem alma ünitesinden çıkan ve hala yeterince yüksek bir sıcaklığa sahip olan rejenerasyon havası (15) kullanılarak yapılmaktadır. Isı değiştiricisi 3'ten geçen hava (13) daha sonra nem alma ünitesindeki nemi uzaklaştırmak için gerekli olan sıcaklığa (rejenerasyon sıcaklığı) ısıtılmaktadır (13→14). 14 noktasında nem alma ünitesine giren yüksek sıcaklıktaki rejenerasyon havası, nem alıcıdaki nemi içine alarak soğutmakta ve ısı değiştiricisi 3'ten geçirilerek (15→16) dışarı atılmaktadır (17). Sistemin psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi Şekil 3.19'de gösterilmiştir.



Şekil 3.18. NSS2 genel görünüşü



Şekil 3.19. NSS2 için prosesin psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

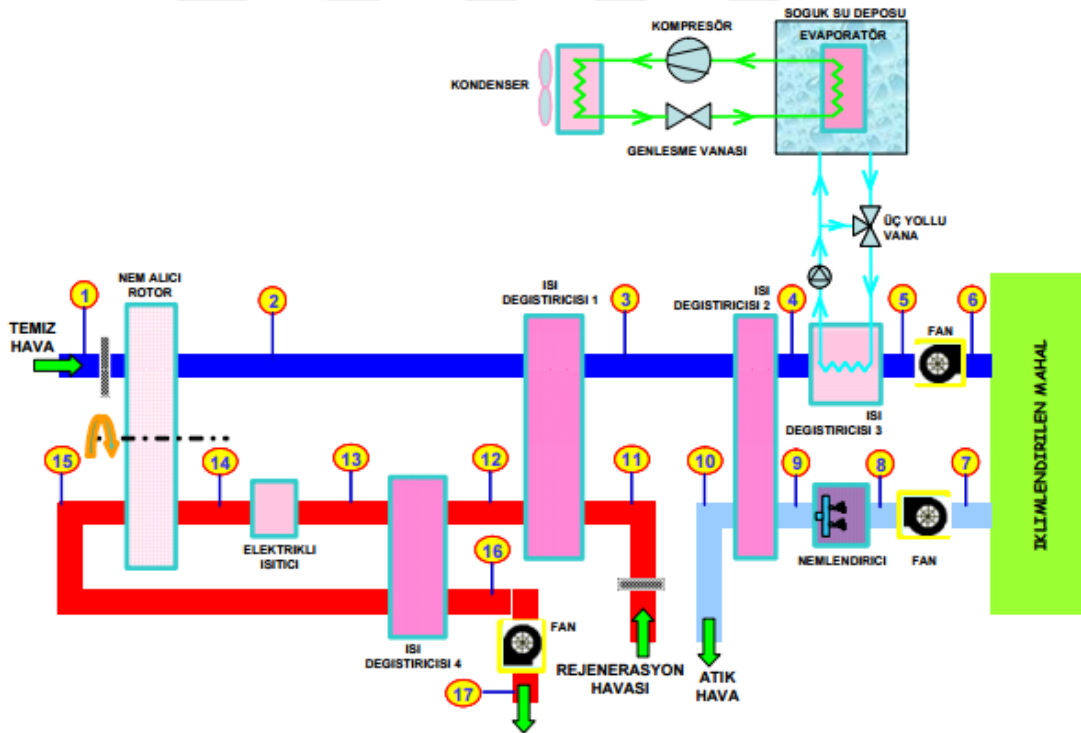
3.2.3. Nem almalı Soğutma Sistemi 3 (NSS3)

NSS3'ün genel görünüşü Şekil 3.20.'de verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi sistem, NSS2 sistemine benzer bir konfigürasyona sahiptir. NSS2'den tek farklılığı üfleme sıcaklığının elde edilmesinde kullanılan son soğutma işleminin (4→5) nemlendirmeli soğutma ile değil de sulu serpantin ile gerçekleştirilmesidir. Temiz hava kanalına 1 noktasında alınan havanın nemi, nem alma ünitesinde düşürülmekte (1→2) ve kuru, ancak daha yüksek sıcaklıkta bir hava elde edilmektedir (2). Aynı anda bir miktar sıcak hava (rejenerasyon havası) ters yönden nem alıcıya gönderilerek (14) taze havadan çekilen nem, nem alma ünitesinden uzaklaştırılmaktadır (14→15). Nem alma ünitesinden sonra, temiz hava 1 numaralı ısı değiştiricisinden geçirilerek (2→3), daha düşük bir sıcaklığa sahip olan dış ortam havası ile (11) bir ön soğutma işlemine tabi tutulmakta ve sıcaklığı düşürülmektedir. Bir sonraki aşamada ise temiz hava, yine bir ısı değiştiricisinden (2 numaralı) geçirilerek (3→4) sıcaklığı bir miktar daha düşürülmektedir. Bu ısı değiştiricisinde temiz havayı soğutmak için, mahalden çekilip, nemlendirilerek soğutulan (8→9) havadan yararlanılmaktadır (9→10). 1 ve 2 numaralı ısı değiştiricilerinde temiz havadan sadece duyulur ısı çekilmekte, havanın mutlak neminde bir değişiklik olmamaktadır.

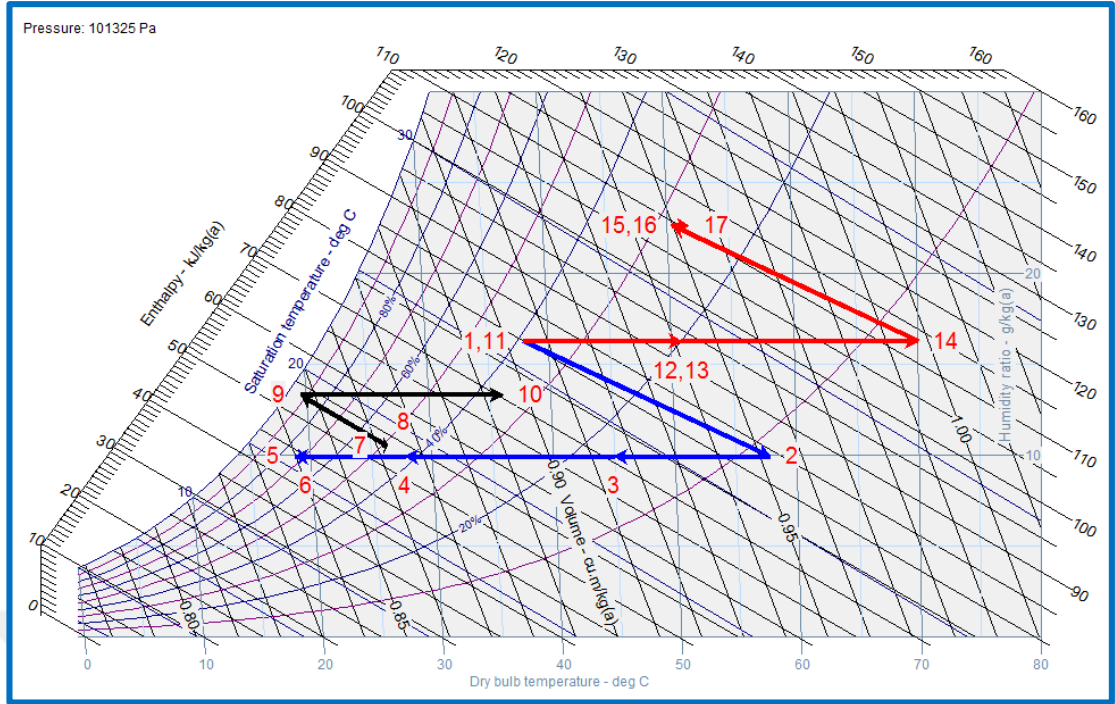
2 numaralı ısı değiştiricisinden çıkan havanın sıcaklığı, son olarak buhar sıkıştırırmalı bir soğutma grubu tarafından soğutulan su yardımıyla kuru soğutucu serpantinde (3 numaralı ısı değiştiricisi) üfleme sıcaklığına kadar düşürülmektedir. Serpantinde dolaşan soğutulmuş suyun sıcaklığının ayarlanması için, su hattında bir üç yollu karıştırıcı vana kullanılmıştır.

İklimlendirilen mahalden (7) atık hava kanalına emilen hava, soğu geri kazanımı amacıyla kullanılan 2 numaralı ısı değiştiricisine gelmeden önce, bir nemlendirme ünitesinde nemlendirilmekte ve sıcaklığı düşürülmektedir. Bu işlemin amacı soğu geri kazanımını artırmaktır. Doyma eğrisine yakın bir noktaya kadar nemlendirilerek soğutulan atık hava (9), mahale gönderilen temiz havadan (3) 2 numaralı ısı değiştiricisinde ısı çekerek bu havayı soğutmakta (4), bu esnada kendi sıcaklığı da artmaktadır (10). Atık hava daha sonra dışarı atılmaktadır. Döner nem alıcıda temiz havadan çekilen nemin (1→2) uzaklaştırılması için sıcak rejenerasyon havası

kullanılmaktadır. Rejenerasyon kanalına 11 noktasında emilen dış hava, mahale nemi alınarak gönderilen temiz havadan (2) 1 numaralı ısı değıştiricisinde ısı çekerek bu havayı soğutmakta (3), bu esnada kendi sıcaklığı da artmaktadır (12). Rejenerasyon havası daha sonra 4 numaralı ısı değıştiricisinde (rejeneratif tip) yine bir ön ısıtma işlemine tabi tutulmaktadır (12→13). Bu ısı değıştiricisinde hava, nem alma ünitesinden çıkan ve hala yeterince yüksek bir sıcaklığa sahip olan rejenerasyon havası (15) kullanılarak ısıtılmaktadır. 4 numaralı ısı değıştiricisinden çıkan hava (13), daha sonra, nem alma ünitesindeki nemi uzaklaştırmak için gerekli olan sıcaklığa (rejenerasyon sıcaklığı) kadar elektrikli ısıtıcılar kullanılarak ısıtılmaktadır (13→14). Bu çalışmada, gerekli rejenerasyon sıcaklığı son olarak elektrikli ısıtıcılar kullanılarak elde edilmektedir. 14 noktasında nem alma ünitesine giren rejenerasyon havası, nem alıcıdaki nemi içine alarak soğumakta (15) ve 4 numaralı ısı değıştiricisinden geçirilerek (15→16) dışarı atılmaktadır (17). Sistemin psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi Şekil 3.21’de gösterilmiştir.



Şekil 3.20. NSS3 genel görünüşü



Şekil 3.21. NSS3 için prosesin psikometrik diyagram üzerindeki gösterimi

3.3. Analizler

Ele alınan sistemlerin detaylı analizlerini yapabilmek ve performanslarını karşılaştırabilmek için bir model oluşturulmuş ve Engineering Equation Solver (EES) kullanılarak sistemde bulunan tüm noktaların termodinamik özelliklerinin analitik olarak hesaplanabildiği bir program yazılmıştır. EES programı mühendislik çözümleri yapabilen, değişken parametreler üzerinde analiz ve şekilleme sistemi sağlayan bir programdır. Diğer çözümler programları gibi kütüphanesinde barındırdığı teknik veriler sayesinde değişken parametreler kullanılarak hangi çözümlerin elde edileceğini kullanıcılara sunmaktadır.

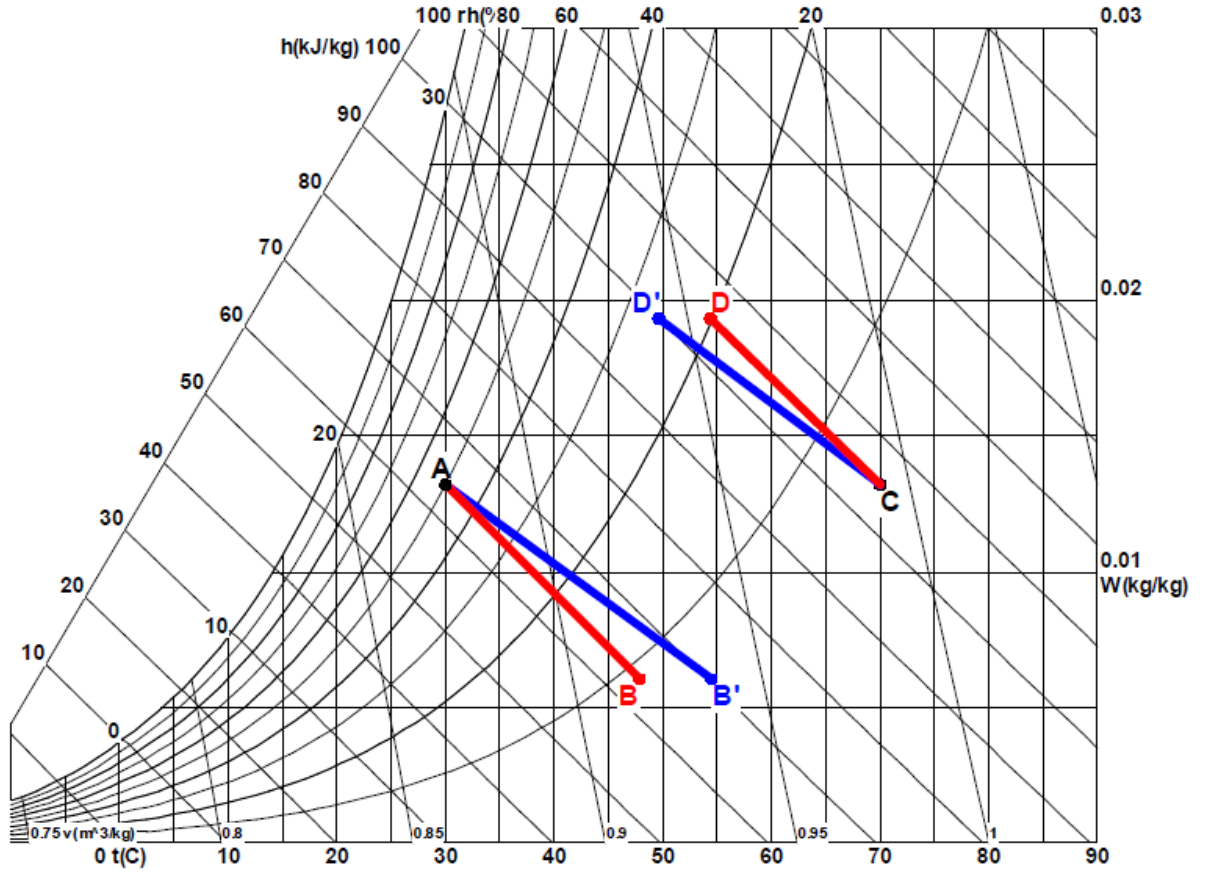
Programa girdi olarak dış hava şartları (sıcaklık, bağıl nem), hava debileri, konfor şartları, iklimlendirilen mahal soğutma yükü ve duyulur ısı oranı, fan gücü ve verimleri, ısı değiştiricisi ve nemlendirici etkinlikleri verilmektedir. Bu girdiler ve aşağıda verilen eşitlikler kullanılarak sistemlerde bulunan tüm noktaların termodinamik özellikleri hesaplanmaktadır.

Bu çalışma kapsamında ele alınan nem alma iklimlendirme sistemlerinin en önemli bileşeni nem alıcı rotordur (kurutucu teker). Nem alma rejeneratörleri ile ilgili yayın ve broşürlerden bazıları, nem alma işlemlerinin (nemlendirme ve rejenerasyon, reaktivasyon) yaklaşık olarak sabit entalpi düzeyinde (yaklaşık sabit yaş termometre sıcaklığında) gerçekleştiğine işaret etmektedir [9]. Bu işlemler, Şekil 3.22'deki eğriler (A → B) ve (C → D) ile temsil edilmektedir. Bununla birlikte, nem alma ve rejenerasyon işlemleri, döner kurutucu tekerlek üreticisi tarafından verilen verilere göre sabit yaş termometre sıcaklığında gerçekleşmez. Nem alma sırasında kuru termometre sıcaklığındaki gerçek artış (A → B ') sabit yaş termometre durumdakinden (A → B) daha yüksektir. Bunun sebebi ise, proses havasından nemin soğurulması esnasında açığa çıkan kimyasal ısı enerjisi ve daha sıcak olan rejenerasyon havasından, döner nem alma rejeneratörünün matrisi aracılığıyla taşınan enerjidir [43,44]. Bu kuru termometre sıcaklığı artışı (t_{B'}-t_B) toplam kuru termometre sıcaklığı artışının (t_{B'}-t_A) oranı(F_d) şu şekilde tanımlanmıştır:

$$F_d = \frac{t_{B'} - t_B}{t_{B'} - t_A} \quad (3.1)$$

Benzer şekilde kuru hava sıcaklığı, rejenerasyon esnasında da (C → D') sabit yaş termometre sıcaklığından daha yüksektir. Ve ortam havasına duyulur bir ısı transferi gerçekleşir. Bu kuru termometre sıcaklık düşüşünün (t_{D'}-t_D) toplam kuru termometre sıcaklık düşüşüne (t_{D'}-t_C) oranı da (F_r) şu şekilde tanımlandı:

$$F_r = \frac{t_{D'} - t_D}{t_{D'} - t_C} \quad (3.2)$$



Şekil 3.22. Nem alma (A-B) ve rejenerasyon (C-D) işlemi

Sistemin modellenebilmesi için F_d ve F_r değerlerinin doğru olarak belirlenmesi önemlidir. Bu değerlerin tespiti için üretici firmaların verdiği performans verileri ayrıntılı olarak incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda, F_d ve F_r değerlerinin, nemi alınmak istenen havanın (proses) mutlak nemine (W) ve nemi uzaklaştıran havanın (rejenerasyon) kuru termometre sıcaklığına ($T_{rej.}$) bağlı olduğu görülmüş ve aşağıdaki eşitlik elde edilmiştir.

$$F_d = F_r = 5.82 * W - 0.507 * T_{rej.} - 0.652 \quad (3.3)$$

Ele alınan sistemlerdeki bazı noktadaki sıcaklıklar, ısı değiştiricilerinin etkinliği (ϵ) için verilen aşağıdaki eşitlikler [42] kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{\max}} \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} * (T_{hg} - T_{cg}) \quad (3.5)$$

$$C_h = \dot{m}_h * c_{ph} \quad (3.6)$$

$$C_c = \dot{m}_c * c_{pc} \quad (3.7)$$

Bu eşitliklerde (3.4-3.7) \dot{Q} transfer edilen gerçek ısıyı (kW), \dot{Q}_{\max} da transfer edilebilecek en yüksek ısıyı (kW), T_{hg} ve T_{cg} sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıklarını ($^{\circ}\text{C}$), C_{\min} sıcak ve soğuk akışkan ısı kapasitelerinin (C_h , C_c) en küçük olanını (kW/K), \dot{m}_h ve \dot{m}_c sıcak ve soğuk akışkanların kütle debilerini (kg/s), c_{ph} ve c_{pc} ise sıcak ve soğuk akışkanların özgül ısını (kJ/kgK) ifade etmektedir.

Sistemlerdeki üfleme noktasındaki sıcaklık, psikrometrik eşitliklere ek olarak aşağıda verilen eşitlikler [45] kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$DIO = \frac{\dot{Q}_{\text{duyulur}}}{\dot{Q}_{\text{toplama}}} \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_{\text{toplama}} = \dot{Q}_{\text{duyulur}} + \dot{Q}_{\text{gizli}} \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{\text{gizli}} = \dot{m}_{\text{hava}} * h_{gl} * (W_o - W_{\ddot{u}}) \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_{\text{duyulur}} = \dot{m}_{\text{hava}} * c_p * (T_o - T_{\ddot{u}}) \quad (3.11)$$

$$\frac{W_o - W_{\ddot{u}}}{T_o - T_{\ddot{u}}} = \frac{c_p}{h_{gl}} * \left(\frac{1}{DIO} - 1 \right) \quad (3.12)$$

Eşitlik (3.8-3.12)'da, DIO mahal duyulur ısı oranı, \dot{Q}_{toplama} mahal toplam soğutma yükü (kW), \dot{Q}_{duyulur} mahal duyulur soğutma yükü (kW), \dot{Q}_{gizli} mahal gizli soğutma yükü (kW), \dot{m} hava temiz havanın (proses havası) kütle debisi (kg/s), h_{gl} buharlaşma gizli ısı (J/kg), W_o mahal havasının mutlak nemi (kg/kg, kuru hava), $W_{\ddot{u}}$ üfleme noktasındaki havanın mutlak nemi (kg/kg, kuru hava), c_p proses havasının özgül ısı (kJ/kgK), T_o mahal havasının kuru termometre sıcaklığı (°C), $T_{\ddot{u}}$ üfleme noktasındaki havanın kuru termometre sıcaklığı (°C)'ni ifade etmektedir.

Sistemde kullanılan fanlarda, fan motorları da hava kanalı içerisinde bulunduğundan, meydana gelen kuru termometre sıcaklığı artışı ($T_{f,\zeta} - T_{f,g}$) aşağıda verilen eşitlikler [46] kullanılarak hesaplanmıştır:

$$\dot{Q}_{\text{kazanç}} = \left(1 - \frac{\eta_{\text{fan}}}{100} \right) * W_{\text{fan}} \quad (3.13)$$

$$T_{f,\zeta} - T_{f,g} = \left(\frac{\dot{Q}_{\text{kazanç}}}{c_p * \dot{m}} \right) \quad (3.14)$$

Eşitlik (3.13-3.14)'de, $\dot{Q}_{\text{kazanç}}$ fandan havaya geçen ısı (kW), W_{fan} fan motorunun gücünü (kW), η_{fan} fan verimi (%), $T_{f,g}$ ve $T_{f,\zeta}$ fana giren ve çıkan havanın kuru termometre sıcaklığı (°C), c_p fan girişindeki havanın özgül ısını (kJ/kgK), \dot{m} havanın kütle debisi (kg/s)'ni ifade etmektedir.

Ele alınan sistemlerde soğutma ve soğu geri kazanımı için kullanılan nemlendirme ünitesi çıkışındaki sıcaklıklar, nemlendiricilerin etkinliği (ϵ_{nem}) için verilen aşağıdaki eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır [42].

$$\varepsilon_{nem} = \frac{T_{n,g} - T_{n,\zeta}}{T_{n,g} - T_{wg}} \quad (3.15)$$

Bu eşitlikte $T_{n,g}$ ve $T_{n,\zeta}$ nemlendirme ünitesine giren ve çıkan havanın kuru termometre sıcaklığını ($^{\circ}\text{C}$), T_{wg} ise nemlendiriciye giren havanın yaş termometre sıcaklığını ($^{\circ}\text{C}$) ifade etmektedir.

Ele alınan sistemler için performans katsayısı (COP), sistemde elde edilen soğutma kapasitesi (\dot{Q}_{SK}) sisteme olan toplam enerji girişine (\dot{E}_T) oranı olarak aşağıda verilen eşitliklerle hesaplanmaktadır.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{SK}}{\dot{E}_T} \quad (3.16)$$

$$\dot{Q}_{SK} = \dot{m}_f (h_b - h_f) \quad (3.17)$$

$$\dot{E}_T = \dot{Q}_{reg} + \dot{W}_{fan} + \dot{W}_d \quad (3.18)$$

Eşitlik (3.16-3.18)'de \dot{m}_f taze hava kütle debisini, h_b ve h_f sırasıyla dış ortam ve üfleme havasının entalpisini, \dot{E}_T rejenerasyon ısısı (\dot{Q}_{reg}), fanlar (\dot{W}_{fan}) ve nemlendiriciler, kontrol panelleri vb. diğer elektrikli bileşenlerinin (\dot{W}_d) enerji tüketiminin toplamını ifade etmektedir. Bu çalışmada, rejenerasyon ısısının elektrikli ısıtıcılar kullanılarak sağlandığından, rejenerasyon ısısının elektrikli ısıtıcı kapasitesine (\dot{W}_{elk}) eşit olduğu varsayılmıştır.

$$\dot{W}_{elk} = \dot{m}_r (h_{e\zeta} - h_{eg}) \quad (3.19)$$

Burada \dot{m}_r rejenerasyon havası kütle debisi; $h_{e\zeta}$ ve h_{eg} , elektrikli ısıtıcının giriş ve çıkışındaki havanın entalpisidir.

Bu çalışma kapsamında yapılan bir değerlendirme ise ele alınan sistemlerin performanslarının termodinamiğin ikinci yasası kullanılarak değerlendirilmesidir. Ekserji analizi olarak da ifade edilen bu yöntemde performans parametreleri olarak ekserji tahribi (yıkımı) oranı ve ekserji verimleri kullanılmaktadır. Bu parametreler kütle, enerji ve ekserji denge bağıntıları kullanılarak belirlenmektedir. Aşağıda, model içerisindeki hesaplamalarda kullanılan genel termodinamik bağıntılar verilmiştir. Sürekli-akışlı açık sistemler için, kütle, enerji ve ekserji denge bağıntıları aşağıdaki gibi yazılabilir [47-49]:

Birim zaman bazında kütle (kütlesel debi) dengesi:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (3.20)$$

Birim zamanda enerji dengesi (enerji akımı dengesi):

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta \quad (3.21)$$

Birim zamanda ekserji dengesi (ekserji akımı dengesi):

$$\dot{E}_{x,g} - \dot{E}_{x,\zeta} = \dot{E}_{x,yıkım} \quad (3.22)$$

Veya

$$\dot{E}_{x,ısı} - \dot{E}_{x,iş} + \dot{E}_{x,kütle,g} - \dot{E}_{x,kütle,\zeta} = \dot{E}_{x,yıkım} \quad (3.23)$$

Veya

$$\sum \left(1 - \frac{T_o}{T_k} \right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \psi_\zeta = \dot{E}_{x,yıkım} \quad (3.24)$$

şeklindedir. Bu eşitliklerde (3.20-3.24) \dot{m} ; kütle debisini (kg/s), \dot{E} ; enerji akımını (kW), \dot{E}_X ; ekserji akımını (kW), alt indis “g” ve “ç” sırasıyla girişi ve çıkışı, alt indis “o” ise ölü hali ifade etmektedir. Ayrıca Eşitlik 3.24’te, k yerinde T_k sıcaklığında sistem sınırından olan \dot{Q}_k ; ısı transferini (kW), \dot{W} ; gücü (kW) ve ψ ; fiziksel ekserjiyi (kJ/kg) göstermektedir. Ekserji akımı (birim zamandaki akış ekserjisi, kW), aşağıdaki bağıntıdan elde edilebilir:

$$\dot{E}_X = \dot{m}\psi \quad (3.25)$$

Fiziksel ekserji su ve soğutucu akışkan için:

$$\psi_{su,sa} = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (3.26)$$

hava için ise,

$$\psi_h = (C_{p,h} + \omega C_{p,sh})T_o[(T/T_o) - 1 - \ln(T/T_o)] + (1 + 1.6078\omega) R_h T_o \ln(P/P_o) + R_h T_o \left\{ \frac{(1 + 1.6078\omega) \ln[(1 + 1.6078\omega_o)]}{(1 + 1.6078\omega)} + 1.6078\omega \ln(\omega/\omega_o) \right\} \quad (3.27)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Fiziksel ekserji için verilen eşitliklerde h; entalpiyi (kJ/kg), T; sıcaklığı (°C), s; entropiyi (kJ/kg K), $C_{p,h}$ ve $C_{p,sh}$;sırasıyla hava ve su buharının sabit basınçtaki özgül ısısını (kJ/kg K), ω ; özgül nem oranını (kg/kg hava), R_h ; gaz sabitini (kJ/kg K), alt indis “o” ise ölü hali ifade etmektedir. Burada, özgül nem oranı, su buharının havanın kütle debisine oranı olarak aşağıdaki şekilde verilebilir.

$$\omega = \dot{m}_{sb} / \dot{m}_h \quad (3.28)$$

Ekserji verimi (ε), istenilen etkinin ekserjisinin kullanılan ekserjiye oranı yada kazancın (ürünün) ekserjisinin ($\dot{E}x_{ür}$), yakıtın ekserjisine ($\dot{E}x_{yak}$) oranı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_{ür}}{\dot{E}x_{yak}} \quad (3.29)$$

Ekserji analizi için yukarıda verilen denklemlerin (3,20-3,29) sistemleri oluşturan her bir elemana uygulanması ile Çizelge 3.1'de verilen eşitlikler elde edilmiş ve bu eşitlikler hesaplamalarda kullanılmıştır. Bu eşitliklerde alt indisi “dw” nem alıcı rotor, “he” ısı değiştirici, “W” fan, “ec” nemlendirici, “eh” elektrikli ısıtıcı ünitesini ifade etmektedir. Ekserji analizleri sırasında yapılan varsayımlar aşağıda verilmiştir;

- Nem almalı soğutma sistemi, ihmal edilebilir potansiyel ve kinetik enerji etkileri olan ve kimyasal veya nükleer reaksiyon göstermeyen sabit akışlı ve sabit durumudur.
- Sisteme ısı transferi ve sistemden iş transferi olumludur.
- Bileşenleri birbirine bağlayan borudaki ısı transferi ve soğutucu akışkan basınç düşüşleri ihmal edilir.
- Ölü (referans) durum değerleri 15°C ve 101.325 kPa olarak kabul edildi.

Çizelge 3.1. Sistem bileşenleri için enerji denge (ED), ekserji denge (EKD) denklikleri ve ekserji verim (EKV) ifadeleri

Nemalıci rotor (dw)	ED	$\dot{Q}_{dw} = \dot{m}_f(h_{dwco} - h_{dwci}) ; \dot{Q}_{dw} = \dot{m}_r(h_{dwhi} - h_{dwho})$	(3.30)
	EKD	$\dot{E}x_{yıkım,dw} = \dot{m}_f(\psi_{dwci} - \psi_{dwco}) + \dot{m}_r(\psi_{dwhi} - \psi_{dwho}) + \dot{W}_{dw}$	(3.31)
	EKV	$\varepsilon_{dw} = \frac{\dot{E}x_{dwco} - \dot{E}x_{dwci}}{\dot{E}x_{dwhi} - \dot{E}x_{dwho} + \dot{W}_{dw,elec}}$	(3.32)
Isı Değiştirici (he)	ED	$\dot{Q}_{he} = \dot{m}_f(h_{heci} - h_{heco}) ; \dot{Q}_{he} = \dot{m}_r(h_{hehi} - h_{heho})$	(3.33)
	EKD	$\dot{E}x_{yıkım,he} = \dot{m}_f(\psi_{heci} - \psi_{heco}) + \dot{m}_r(\psi_{hehi} - \psi_{heho})$	(3.34)
	EKV	$\varepsilon_{he} = \frac{\dot{E}x_{heco} - \dot{E}x_{heci}}{\dot{E}x_{hehi} - \dot{E}x_{heho}}$	(3.35)
Fan (W)	ED	$\dot{W}_{fan} = \dot{m}_f(h_{fco} - h_{fci})$	(3.36)
	EKD	$\dot{E}x_{yıkım,fan} = \dot{m}_f(\psi_{fci} - \psi_{fco}) + \dot{W}_{fan}$	(3.37)
	EKV	$\varepsilon_{fan} = \frac{\dot{E}x_{fco} - \dot{E}x_{fci}}{\dot{W}_{fan}}$	(3.38)
Nemlendirici (ec)	ED	$\dot{m}_w h_{eci} + \dot{m}_{water,ec} h_{water,ec} = \dot{m}_w h_{eco}$	(3.39)
	EKD	$\dot{E}x_{yıkım,ec} = \dot{m}_w(\psi_{eci} - \psi_{eco}) + E_{water,ec}$	(3.40)

	EKV	$\varepsilon_{ec} = \frac{\dot{E}x_{eco}}{\dot{E}x_{eci} + \dot{E}x_{ec}} \quad (3.41)$
Elektrikli ısıtıcı ünitesi (eh)	ED	$\dot{W}_{eh} = \dot{m}_r (h_{ehho} - h_{ehhi}) \quad (3.42)$
	EKD	$\dot{E}x_{yıkım,eh} = \dot{m}_r (\psi_{ehhi} - \psi_{ehho}) + \dot{W}_{eh} \quad (3.43)$
	EKV	$\varepsilon_{F,eh} = \frac{\dot{E}x_{ehho} - \dot{E}x_{ehhi}}{\dot{W}_{eh}} \quad (3.44)$



4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, son yıllarda özellikle ülkemizde de yaygınlaşmaya başlayan nem almalı (desisif) soğutma sistemleri incelenmiştir. Çalışma kapsamında farklı konfigürasyona sahip üç tip nem almalı soğutma sistemi ele alınmıştır. Sistemlerin performansları, Türkiye'nin farklı iklim şartlarına sahip illeri olan Adana, Antalya, İzmir ve Trabzon şehirleri için soğutma dizayn değerleri kullanılarak belirlenmiş ve birbirleri ile karşılaştırılmıştır.

Ele alınan sistemlerde bulunan bütün noktaların termodinamik özelliklerinin hesaplanabildiği bir model oluşturulmuştur. Hesaplamalar üçüncü bölümde verilen eşitlikler ve Çizelge 4.1'de verilen değerler kullanılarak yapılmıştır. Hesaplamalar sırasında yapılan bir diğer varsayım da, ele alınan sistemlerde kullanılan havanın mutlak neminin (nem oranı), sadece nem alma, nem uzaklaştırma, odaya üfleme ve nemlendirme proseslerinde değiştiği diğer hiç bir proseste değişmediğidir.

Çizelge 4.1. Hesaplamalarda kullanılan değerler

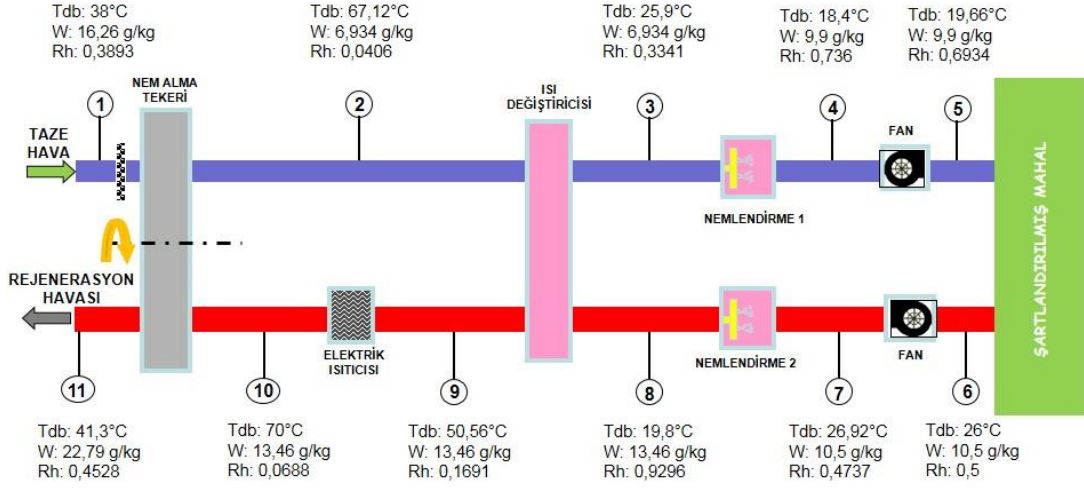
Parametre	Değer
Mahal soğutma yükü (kW)	10
Duyulur ısı oranı	0.9
Mahal konfor şartı (sıcaklık (°C) - bağıl nem (%))	26 - 50
Hava debisi (m ³ /saat)	4000
Rekuperatör etkinliği (%)	65
Rejeneratör etkinliği (%)	85
Nemlendirici etkinliği (%)	90
Fan verimi (%)	60
Fan motor güçleri (kW) (atık-taze-rejenerasyon)	1-3-4
Rejenerasyon sıcaklığı (°C)	70

Şekiller 4.1-4.6 ve Çizelge 4.2-4.4'de ele alınan sistemlerde Adana iklim şartları (kuru termometre sıcaklığı 38°C, yaş termometre sıcaklığı 26 °C) için elde edilen sonuçlar verilmiştir. Çizelge 4.2 ve Şekil 4.1'de NSS1 için sistemin her noktasında hesaplanan özellikler verilmiştir. Görüldüğü gibi 38 °C kuru termometre sıcaklığı ve

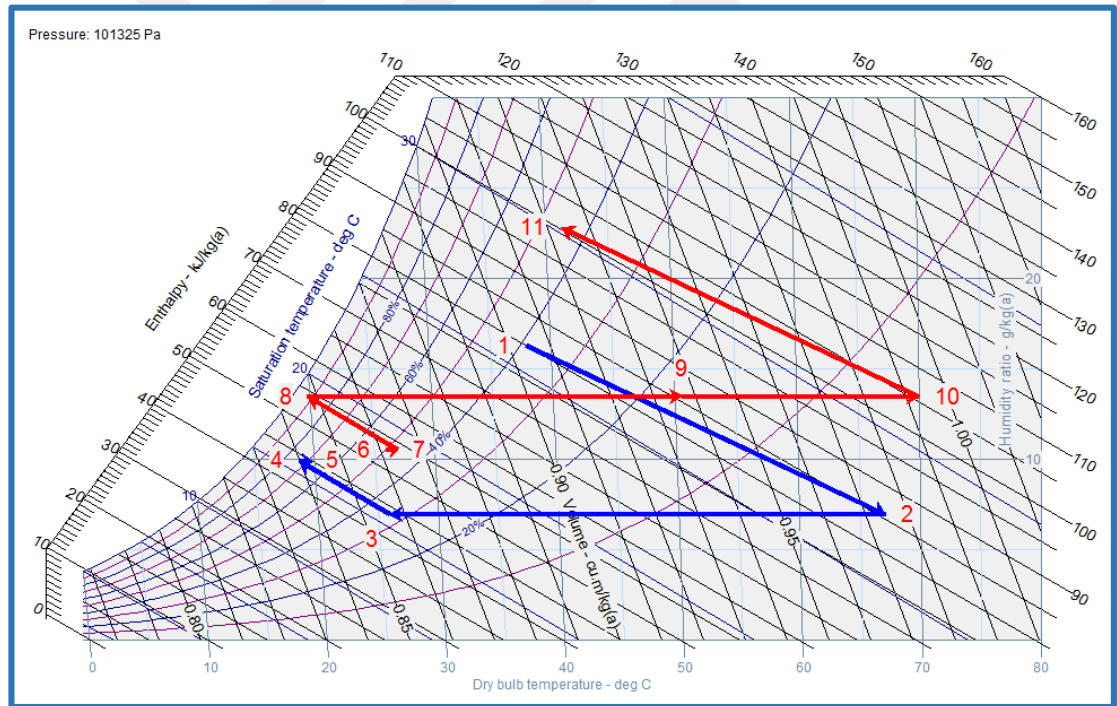
16.26 g/kg mutlak nemde taze hava kanalına giren havanın (1 noktası) sıcaklığı, nem alma işlemi sonunda 67.12 °C'ye artarken ve mutlak nemi 6.93 g/kg'ye düşmektedir. Isı değiştiricisinden sonra sıcaklık 25.9 °C'ye düşmekte (3 noktası), nemlendirme prosesi ile havanın sıcaklığı 18.7 °C düşerken ve mutlak nemi 9.90 g/kg ulaşmıştır (4 noktası). Daha sonra fan içerisinden geçirilen hava bir miktar ısınarak odaya gönderilmektedir (5 noktası). İklimlendirilen mahalden emilen hava nemlendirme prosesi ile soğutulmakta ve sıcaklığı 19.8 °C'ye düşürülmektedir. Bu işlem sırasında mutlak nem ise 13.46 g/kg değerine ulaşmaktadır (8 noktası). Rejenerasyon hava daha sonra ısı değiştiricisinde 50.56 °C'ye , elektrikli ısıtıcısında ise 70 °C sıcaklığa kadar ısıtılmaktadır (9 ve 10 noktası) ve nem uzaklaştırma işlemi ile dışarı atılmaktadır (11 noktası). Şekil 4.2'de Adana ilinde NSS1 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi verilmiştir.

Çizelge 4.2. Adana ilinde NSS1'deki her nokta için elde edilen sonuçlar

No	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	Mutlak Nem (kg/kg)	Bağıl Nem	Entalpi (kJ/kg)
1	38.00	26.00	0.01626	0.389	79.99
2	67.12	27.56	0.00693	0.041	85.68
3	25.90	15.70	0.00693	0.334	43.68
4	18.70	15.70	0.00990	0.736	43.88
5	19.66	16.04	0.00990	0.693	44.86
6	26.00	18.71	0.01050	0.500	52.87
7	26.92	19.00	0.01050	0.474	53.80
8	19.80	19.00	0.01346	0.929	54.04
9	50.56	27.40	0.01346	0.169	85.74
10	70.00	31.53	0.01346	0.068	105.80
11	41.30	30.22	0.02279	0.453	100.20



Şekil 4.1. Adana ilinde NSS1'deki her nokta için elde edilen sonuçların şematik resim üzerindeki gösterimi



Şekil 4.2. Adana ilinde NSS1 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

Çizelge 4.3 ve Şekil 4.3'de NSS2 için sistemin her noktası için hesaplanan özellikler verilmiştir. Görüldüğü gibi 38 °C kuru termometre sıcaklığı ve 16.26 g/kg mutlak nemde taze hava kanalına giren havanın (1 noktası) sıcaklığı, nem alma ünitesinden

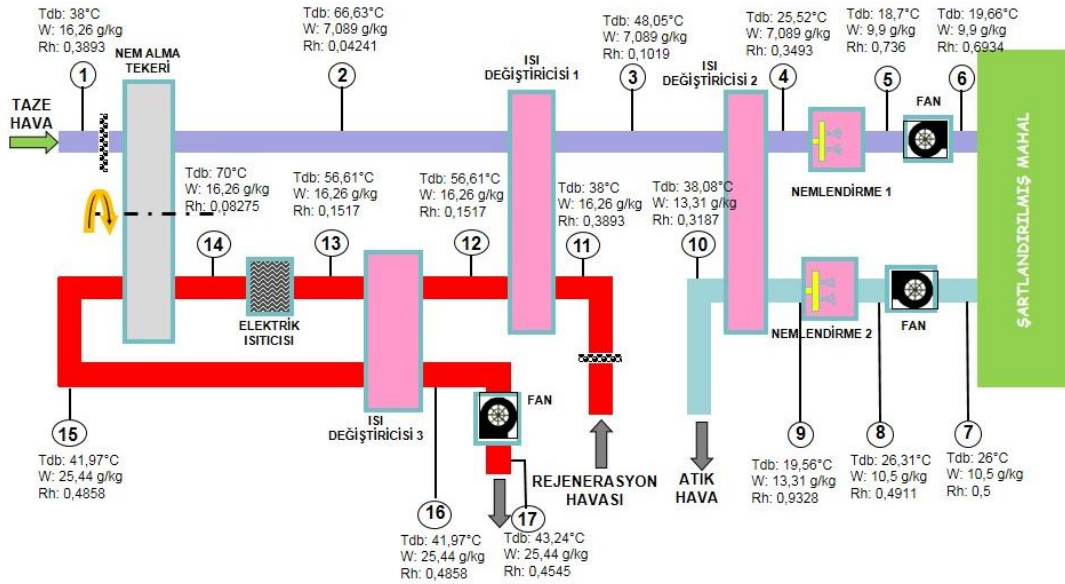
sonra 66.63 °C' ye kadar yükselmekte mutlak nemi ise 7.08 gr/kg'a kadar düşmektedir (2 noktası). Taze hava daha sonra 1 numaralı ısı değiştiricisinde 48.05 °C'ye, 2 numaralı ısı değiştiricisinde ise 25.52 °C sıcaklığa kadar soğutulmaktadır (3 ve 4 noktası). 2 numaralı ısı değiştiricisinden çıkan havanın sıcaklığı, son olarak nemlendirme ünitesinde üfleme sıcaklığına kadar (18.7 °C) düşürülmekte (5 noktası) ve fan içerisinden geçerken bir miktar ısınarak odaya gönderilmektedir (6 noktası).

İklimlendirilen mahalden (7 noktası) atık hava kanalına emilen hava, soğu geri kazanımı amacıyla kullanılan 2 numaralı ısı değiştiricisine gelmeden önce, nemlendirme ünitesinde % 93.28'ye kadar nemlendirilmekte ve sıcaklığı 19.56 °C' ye kadar düşürülmektedir (9 noktası). Atık hava daha sonra 2 numaralı ısı değiştiricisinde taze havadan ısı çekerek sıcaklığı yükselmekte (38.08 °C) ve dışarı atılmaktadır (10 noktası).

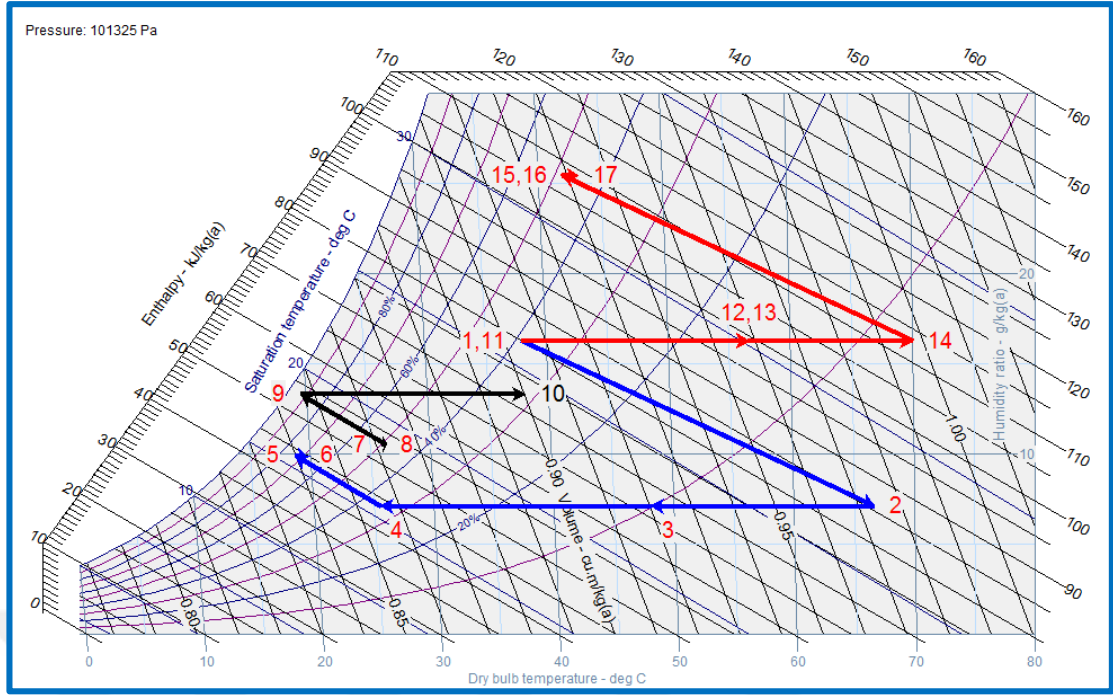
NSS2 de kullanılan 4 nolu ısı değiştiricisi (döner rejeneratör, ısı tekeri); nem alma tekerinden çıkan rejenerasyon havasının sıcaklığı (15 noktası), ısı değiştiricisi girişindeki havanın sıcaklığından (12 noktası) yüksek olması durumunda devreye girmekte ve ısı transferi ısı transferini gerçekleştirmektedir. Adana ilinde bu şart sağlanmadığından 12 ve 13 noktası ile 15 ve 16 noktasında havanın sıcaklık değerleri aynı olduğu görülmektedir. Dış ortamdan alınan rejenerasyon havası; 1 numaralı ısı değiştiricisinde 56.61°C' ye kadar (12 noktası) sıcaklığı yükselmektedir. Rejenerasyon sıcaklığı 70 °C olmasında; rejenerasyon havası nem alma ünitesi çıkışında 41.97 °C (15 noktası) olmaktadır ve 4 nolu ısı değiştiricisi ısı transferinin gerçekleşmemesinden dolayı daha sonra dışarı atılmaktadır (17 noktası). şekil 4.4'de Adana ilinde NSS2 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi verilmiştir.

Çizelge 4.3. Adana ilinde NSS2'deki her nokta için elde edilen sonuçlar

No	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	Mutlak Nem (kg/kg)	Bağıl Nem	Entalpi (kJ/kg)
1	38.00	26.00	0.01626	0.389	79.99
2	66.63	27.53	0.00708	0.042	85.59
3	48.05	22.85	0.00708	0.102	66.64
4	25.52	15.70	0.00708	0.349	43.69
5	18.70	15.70	0.00990	0.736	43.88
6	19.66	16.04	0.00990	0.693	44.86
7	26.00	18.71	0.01050	0.500	52.87
8	26.31	18.81	0.01050	0.491	53.18
9	19.56	18.81	0.01331	0.933	53.40
10	38.08	24.22	0.01331	0.319	72.47
11	38.00	26.00	0.01626	0.389	79.99
12	56.61	30.19	0.01626	0.152	99.27
13	56.61	30.19	0.01626	0.152	99.27
14	70.00	32.81	0.01626	0.083	113.20
15	41.97	31.60	0.02544	0.486	107.80
16	41.97	31.60	0.02544	0.486	107.80
17	43.24	31.85	0.02544	0.455	109.10



Şekil 4.3. Adana ilinde NSS2'deki her nokta için elde edilen sonuçların şematik resim üzerindeki gösterimi



Şekil 4.4. Adana ilinde NSS2 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

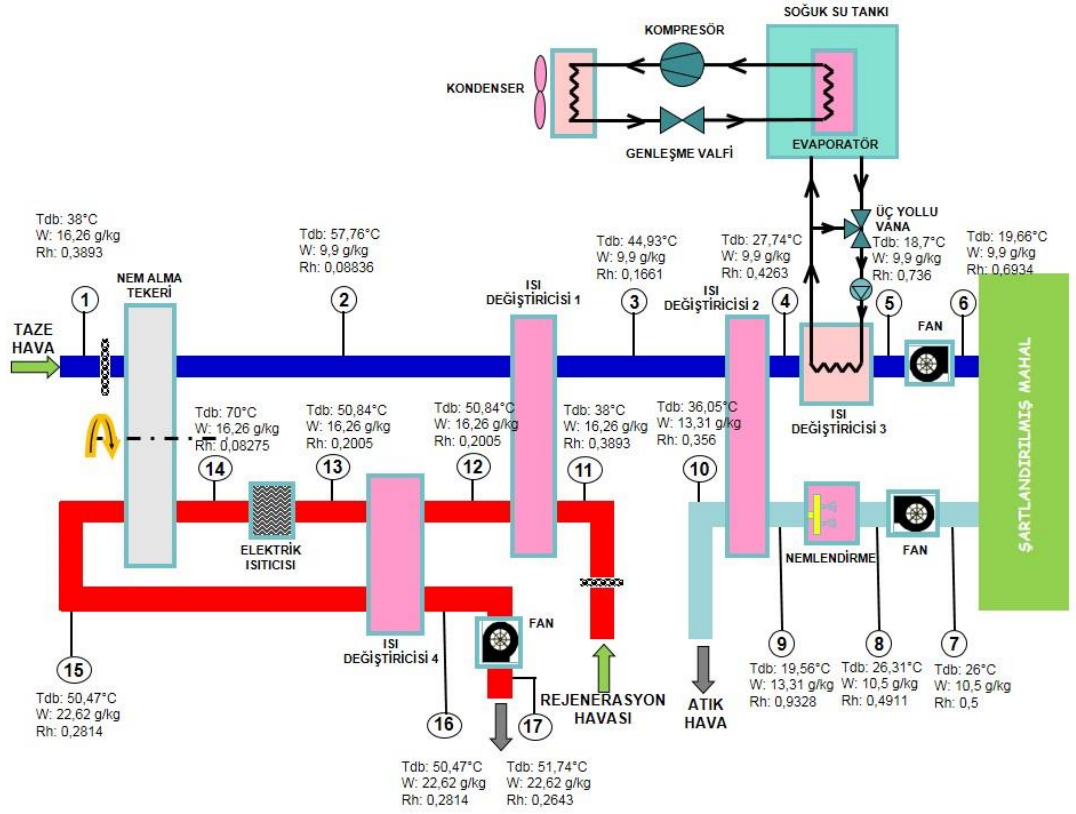
Çizelge 4.4 ve Şekil 4.5’de NSS2 için sistemin her noktası için hesaplanan özellikler verilmiştir. Görüldüğü gibi 38 °C kuru termometre sıcaklığı ve 16.26 g/kg mutlak nemde taze hava kanalına giren havanın (1 noktası) sıcaklığı, nem alma ünitesinden sonra 57.76 °C’ ye kadar yükselmekte mutlak nemi ise 9.9 gr/kg’a kadar düşmektedir (2 noktası). Taze hava daha sonra 1 numaralı ısı değiştiricisinde 44.93 °C’ye, 2 numaralı ısı değiştiricisinde ise 27.74 °C sıcaklığa kadar soğutulmaktadır (3 ve 4 noktası). 2 numaralı ısı değiştiricisinden çıkan havanın sıcaklığı, son olarak 3 numaralı ısı değiştiricisinde üfleme sıcaklığına kadar (18.7 °C) düşürülmekte (5 noktası) ve fan içerisinden geçerken bir miktar ısınarak odaya gönderilmektedir (6 noktası).

İklimlendirilen mahalden (7 noktası) atık hava kanalına emilen hava, soğu geri kazanımı amacıyla kullanılan 2 numaralı ısı değiştiricisine gelmeden önce, nemlendirme ünitesinde % 93.28’ye kadar nemlendirilmekte ve sıcaklığı 19.56 °C’ ye kadar düşürülmektedir (9 noktası). Atık hava daha sonra 2 numaralı ısı değiştiricisinde taze havadan ısı çekerek sıcaklığı yükselmekte (36.05 °C) ve dışarı atılmaktadır (10 noktası).

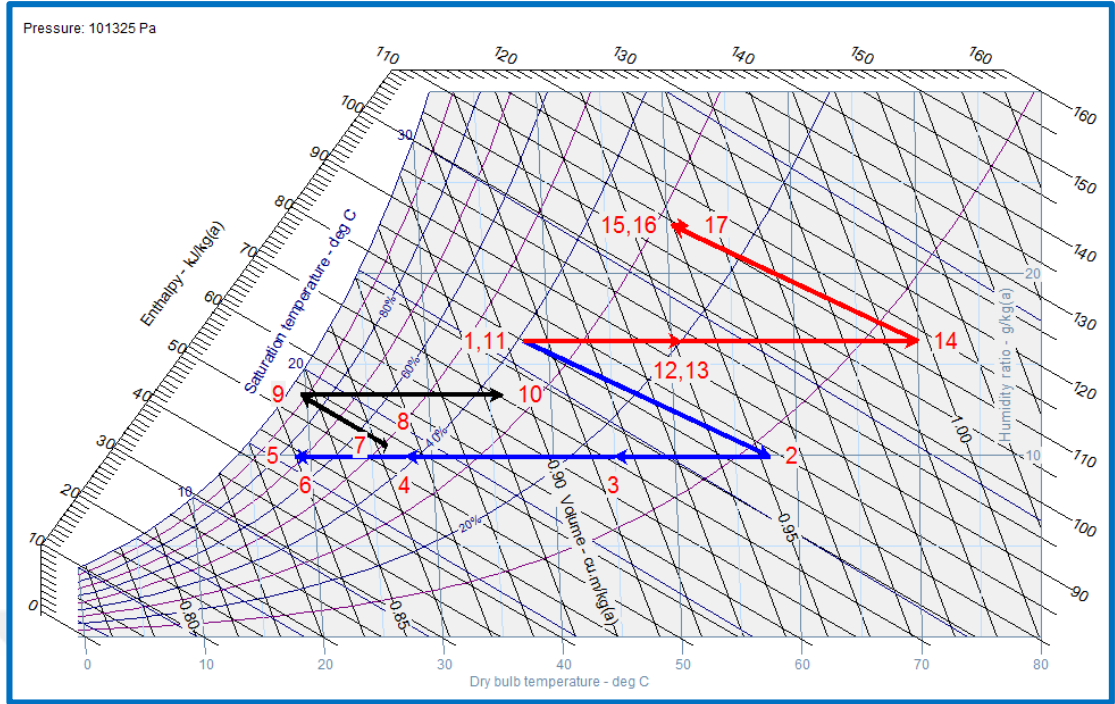
NSS3 de kullanılan 4 nolu ısı değiştiricisi (döner rejeneratör, ısı tekeri); nem alma tekerinden çıkan rejenerasyon havasının sıcaklığı (15 noktası), ısı değiştiricisi girişindeki havanın sıcaklığından (12 noktası) yüksek olması durumunda devreye girmekte ve ısı transferi ısı transferini gerçekleştirmektedir. Adana ilinde bu şart sağlanmadığından 12 ve 13 noktası ile 15 ve 16 noktasında havanın sıcaklık değerleri aynı olduğu görölmektedir. Dış ortamdan alınan rejenerasyon havası; 1 numaralı ısı değiştiricisinde 50.84 °C' ye kadar (12 noktası) sıcaklığı yükselmektedir. Rejenerasyon sıcaklığı 70 °C olmasında; rejenerasyon havası nem alma ünitesi çıkışında 50.47 °C (15 noktası) olmaktadır ve 4 nolu ısı değiştiricisi ısı transferinin gerçekleşmemesinden dolayı daha sonra dışarı atılmaktadır (17 noktası). Şekil 4.6'de Adana ilinde NSS3 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi verilmiştir.

Çizelge 4.4. Adana ilinde NSS3'deki her nokta için elde edilen sonuçlar

No	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	Mutlak Nem (kg/kg)	Bağlı Nem	Entalpi (kJ/kg)
1	38.00	26.00	0.01626	0.389	79.99
2	57.76	27.07	0.00990	0.088	83.87
3	44.93	23.86	0.00990	0.166	70.72
4	27.74	18.80	0.00990	0.426	53.12
5	18.70	15.70	0.00990	0.736	43.88
6	19.66	16.04	0.00990	0.693	44.86
7	26.00	18.71	0.01050	0.500	52.87
8	26.31	18.81	0.01050	0.491	53.18
9	19.56	18.81	0.01331	0.933	53.40
10	36.05	23.68	0.01331	0.356	70.38
11	38.00	26.00	0.01626	0.389	79.99
12	50.84	28.97	0.01626	0.201	93.30
13	50.84	28.97	0.01626	0.201	93.30
14	70.00	32.81	0.01626	0.083	113.20
15	50.47	31.98	0.02262	0.281	109.40
16	50.47	31.98	0.02262	0.281	109.40
17	51.74	32.22	0.02262	0.264	110.70



Şekil 4.5. Adana ilinde NSS3'deki her nokta için elde edilen sonuçların şematik resim üzerindeki gösterimi

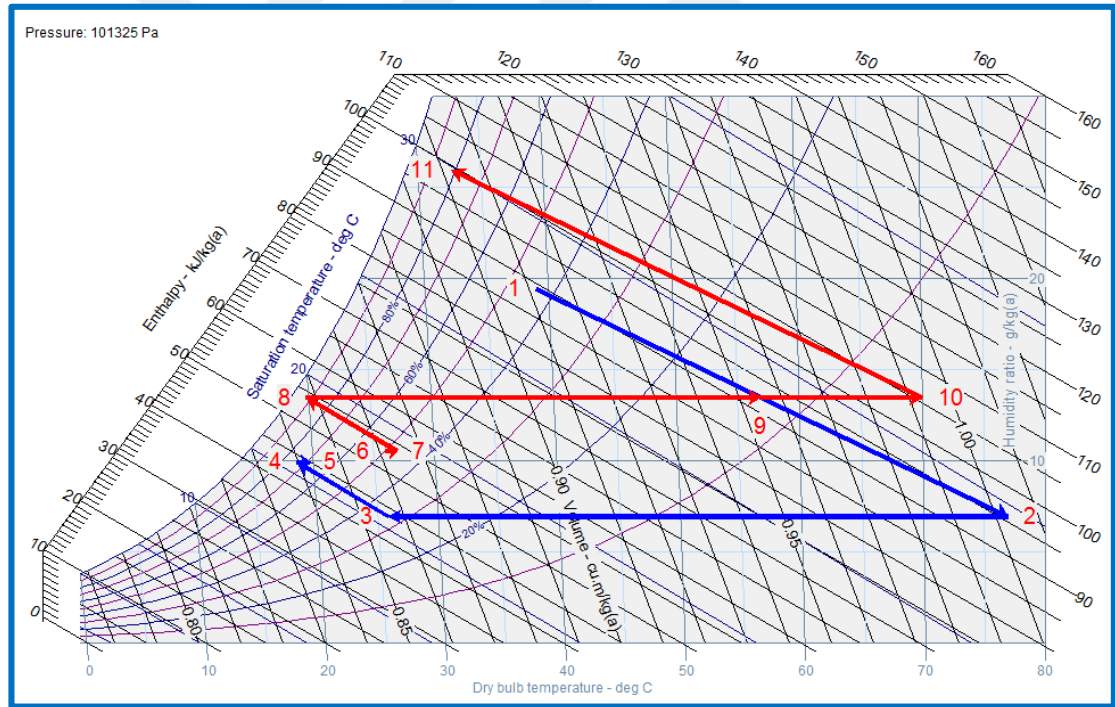


Şekil.4.6. Adana ilinde NSS3 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

Şekiller 4.7-4.15 ve Çizelge 4.5-4.13’de ele alınan sistemlerde Antalya, İzmir ve Trabzon illeri için elde edilen sonuçlar sırasıyla verilmiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde sisteme giren hava şartlarına bağlı olarak (Antalya, İzmir ve Trabzon iklim şartları) sistemde nem alıcı rotor ile alınan veya uzaklaştırılan nem miktarlarının değişim gösterdiği buna bağlı olarak da sistemdeki noktalardan farklı sıcaklıklarda olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.5. Antalya ilinde NSS1'deki her nokta için elde edilen sonuçlar

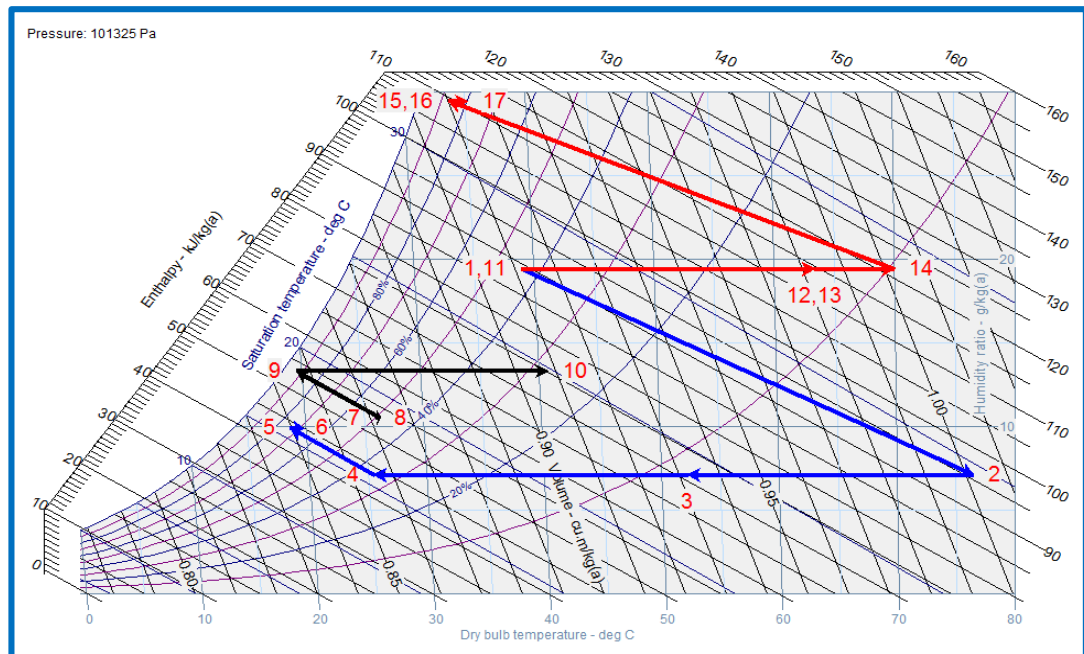
No	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	Mutlak Nem (kg/kg)	Bağıl Nem	Entalpi (kJ/kg)
1	39.00	28.00	0.01941	0.438	89.14
2	76.91	29.70	0.00693	0.027	95.66
3	25.86	15.68	0.00693	0.335	43.64
4	18.66	15.68	0.00990	0.737	43.83
5	19.62	16.03	0.00990	0.695	44.82
6	26.00	18.71	0.01050	0.500	52.87
7	26.92	19.00	0.01050	0.474	53.80
8	19.80	19.00	0.01346	0.930	54.04
9	56.92	28.83	0.01346	0.124	92.30
10	70.00	31.53	0.01346	0.069	105.80
11	32.73	29.96	0.02595	0.818	99.34



Şekil 4.7. Antalya ilinde NSS1 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

Çizelge 4.6. Antalya ilinde NSS2'deki her nokta için elde edilen sonuçlar

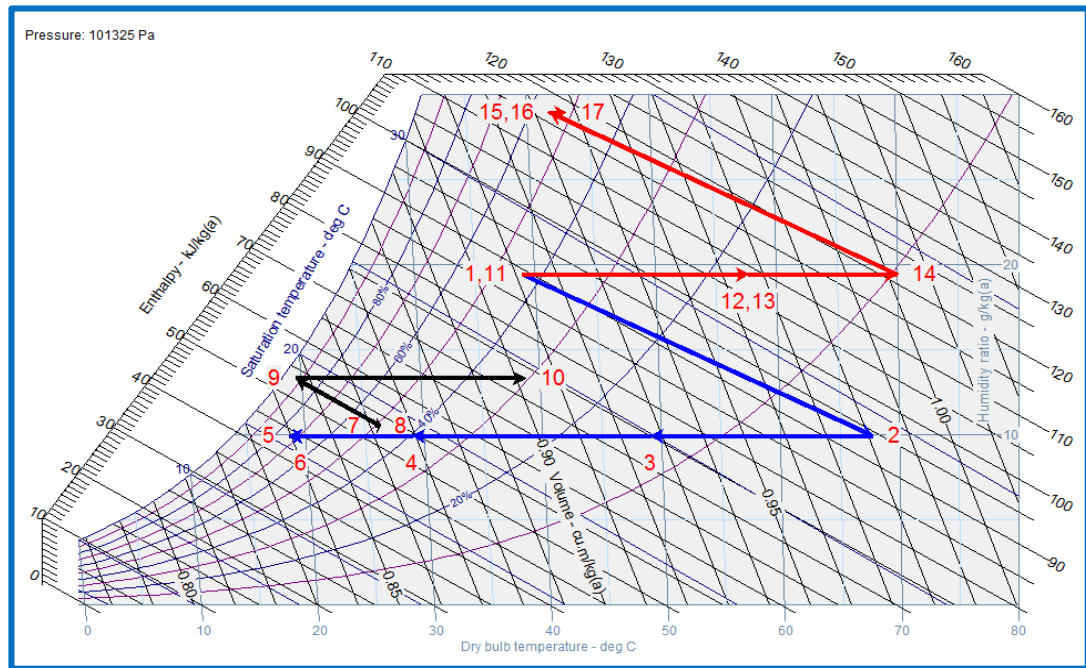
No	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	Mutlak Nem (kg/kg)	Bağıl Nem	Entalpi (kJ/kg)
1	39.00	28.00	0.01941	0.438	89.14
2	76.43	29.68	0.00709	0.028	95.58
3	52.16	23.96	0.00709	0.083	70.81
4	25.49	15.68	0.00709	0.350	43.65
5	18.66	15.68	0.00990	0.737	43.83
6	19.62	16.03	0.00990	0.695	44.82
7	26.00	18.71	0.01050	0.500	52.87
8	26.31	18.81	0.01050	0.491	53.18
9	19.56	18.81	0.01331	0.933	53.40
10	40.75	24.92	0.01331	0.276	75.22
11	39.00	28.00	0.01941	0.438	89.14
12	63.33	32.97	0.01941	0.132	114.50
13	63.33	32.97	0.01941	0.132	114.50
14	70.00	34.17	0.01941	0.098	121.50
15	33.73	32.80	0.03174	0.938	115.30
16	33.73	32.80	0.03174	0.938	115.30
17	35.01	33.04	0.03174	0.874	116.60



Şekil 4.8. Antalya ilinde NSS2 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

Çizelge 4.7. Antalya ilinde NSS3'deki her nokta için elde edilen sonuçlar

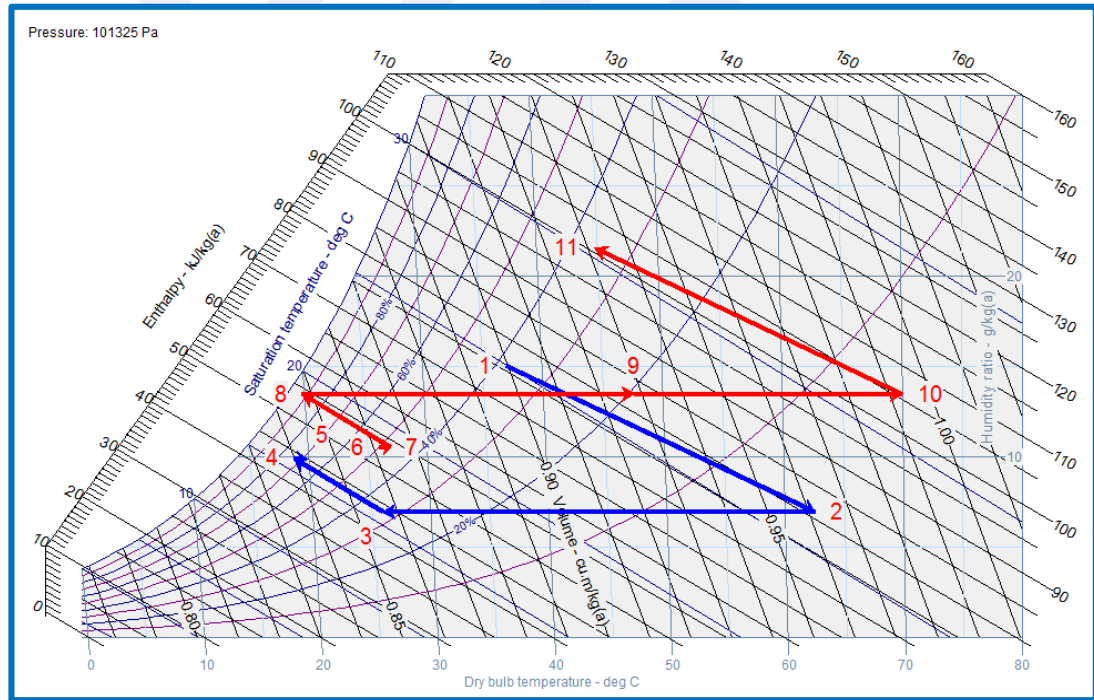
No	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	Mutlak Nem (kg/kg)	Bağıl Nem	Entalpi (kJ/kg)
1	39.00	28.00	0.01941	0.438	89.14
2	67.75	29.30	0.00990	0.056	94.11
3	49.09	24.95	0.00990	0.134	74.98
4	28.98	19.20	0.00990	0.396	54.39
5	18.66	15.68	0.00990	0.737	43.83
6	19.62	16.03	0.00990	0.695	44.82
7	26.00	18.71	0.01050	0.500	52.97
8	26.31	18.81	0.01050	0.491	53.18
9	19.56	18.81	0.01331	0.933	53.40
10	38.76	24.40	0.01331	0.307	73.17
11	39.00	28.00	0.01941	0.438	89.14
12	57.69	31.91	0.01941	0.171	108.6
13	57.69	31.91	0.01941	0.171	108.6
14	70.00	34.17	0.01941	0.098	121.50
15	41.87	33.12	0.02893	0.553	116.70
16	41.87	33.12	0.02893	0.553	116.70
17	43.15	33.36	0.02893	0.517	118.00



Şekil 4.9. Antalya ilinde NSS3 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

Çizelge 4.8. İzmir ilinde NSS1'deki her nokta için elde edilen sonuçlar

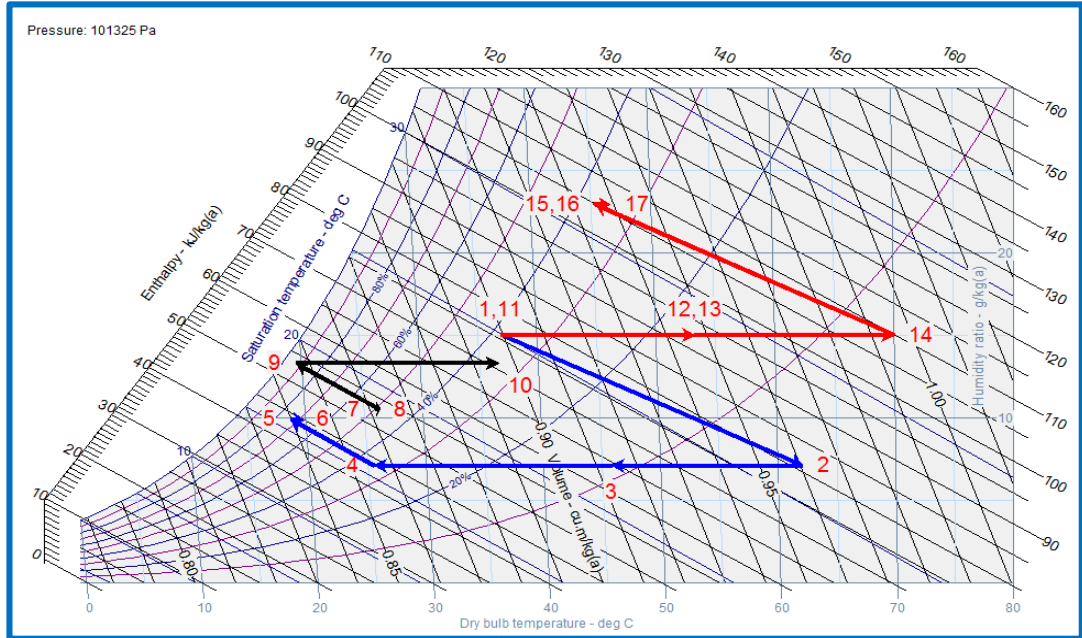
No	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	Mutlak Nem (kg/kg)	Bağıl Nem	Entalpi (kJ/kg)
1	37.00	25.00	0.01501	0.380	75.73
2	62.54	26.48	0.00694	0.050	81.01
3	25.93	15.71	0.00694	0.334	43.72
4	18.73	15.71	0.00990	0.735	43.91
5	19.68	16.06	0.00990	0.693	44.89
6	26.00	18.71	0.01050	0.500	52.87
7	26.92	19.00	0.01050	0.474	53.80
8	19.80	19.00	0.01346	0.930	54.04
9	47.58	26.70	0.01346	0.196	82.67
10	70.00	31.53	0.01346	0.069	105.80
11	44.80	30.34	0.02154	0.357	100.70



Şekil 4.10. İzmir ilinde NSS1 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

Çizelge 4.9. İzmir ilinde NSS2'deki her nokta için elde edilen sonuçlar

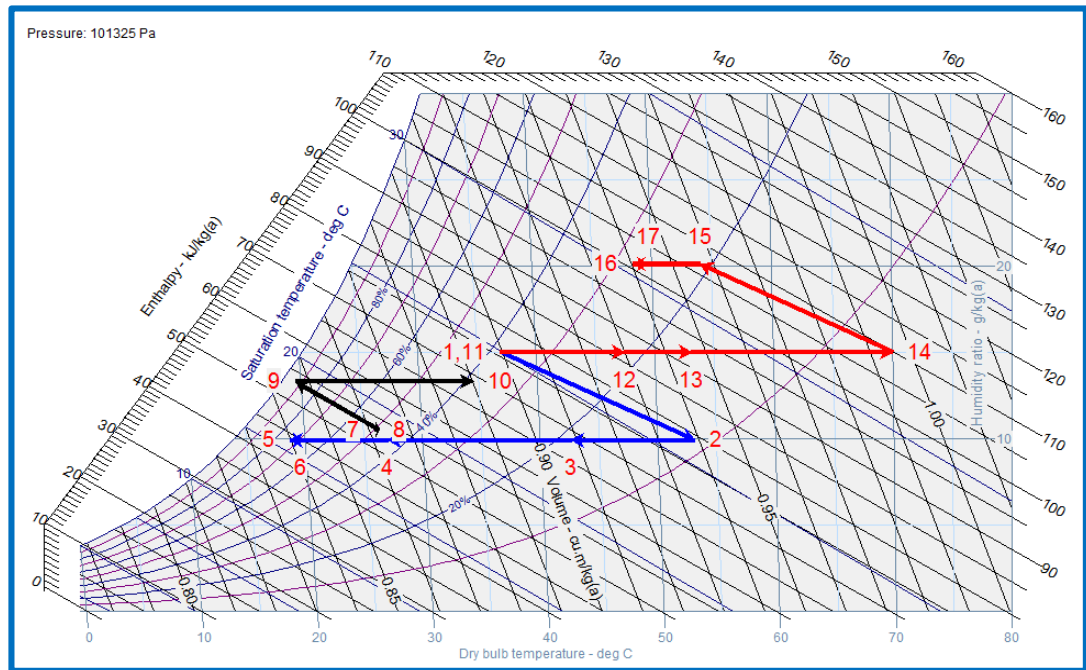
No	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	Mutlak Nem (kg/kg)	Bağıl Nem	Entalpi (kJ/kg)
1	37.00	25.00	0.01501	0.380	75.73
2	62.04	26.46	0.00709	0.052	80.91
3	45.79	22.21	0.00709	0.114	64.31
4	25.55	15.71	0.00709	0.349	43.07
5	18.73	15.71	0.00990	0.735	43.91
6	19.68	16.06	0.00990	0.693	44.89
7	26.00	18.71	0.01050	0.500	52.87
8	26.31	18.81	0.01050	0.491	53.18
9	19.56	18.81	0.01331	0.933	53.40
10	36.61	23.83	0.01331	0.345	70.96
11	37.00	25.00	0.01501	0.380	75.73
12	53.28	28.85	0.01501	0.165	92.56
13	53.28	28.85	0.01050	0.165	92.56
14	70.00	32.25	0.01050	0.077	109.90
15	45.38	31.12	0.02293	0.368	104.90
16	45.38	31.12	0.02293	0.368	104.90
17	46.64	31.37	0.02293	0.345	106.20



Şekil 4.11. İzmir ilinde NSS2 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

Çizelge 4.10. İzmir ilinde NSS3'deki her nokta için elde edilen sonuçlar

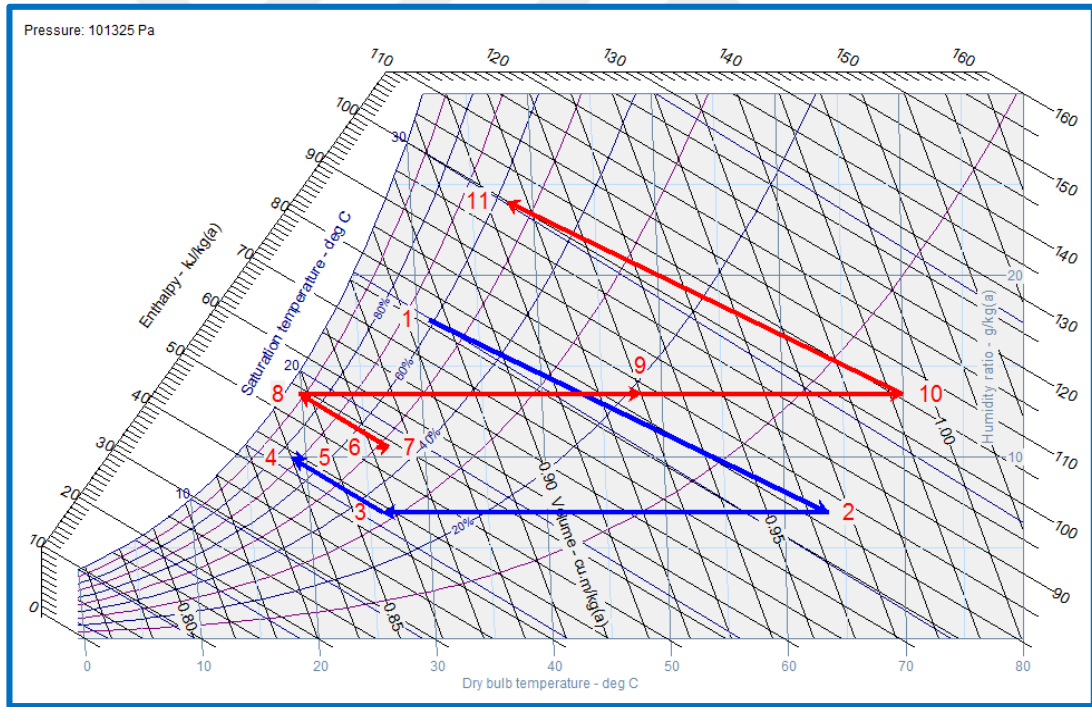
No	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	Mutlak Nem (kg/kg)	Bağıl Nem	Entalpi (kJ/kg)
1	37.00	25.00	0.01501	0.380	75.73
2	53.07	25.95	0.00990	0.111	79.07
3	42.63	23.24	0.00990	0.187	68.38
4	27.06	18.58	0.00990	0.444	52.43
5	18.73	15.71	0.00990	0.735	43.91
6	19.68	16.06	0.00990	0.693	44.89
7	26.00	18.71	0.01050	0.500	52.87
8	26.31	18.81	0.01050	0.491	53.18
9	19.56	18.81	0.01331	0.933	53.40
10	34.56	23.28	0.01331	0.387	68.84
11	37.00	25.00	0.01501	0.380	75.73
12	47.45	27.54	0.01501	0.220	86.53
13	53.05	28.80	0.01501	0.166	92.33
14	70.00	32.25	0.01501	0.077	109.90
15	54.04	31.52	0.02012	0.211	106.90
16	48.44	30.40	0.02012	0.278	100.80
17	49.71	30.66	0.02012	0.261	102.10



Şekil 4.12. İzmir ilinde NSS3 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

Çizelge 4.11. Trabzon ilinde NSS1'deki her nokta için elde edilen sonuçlar

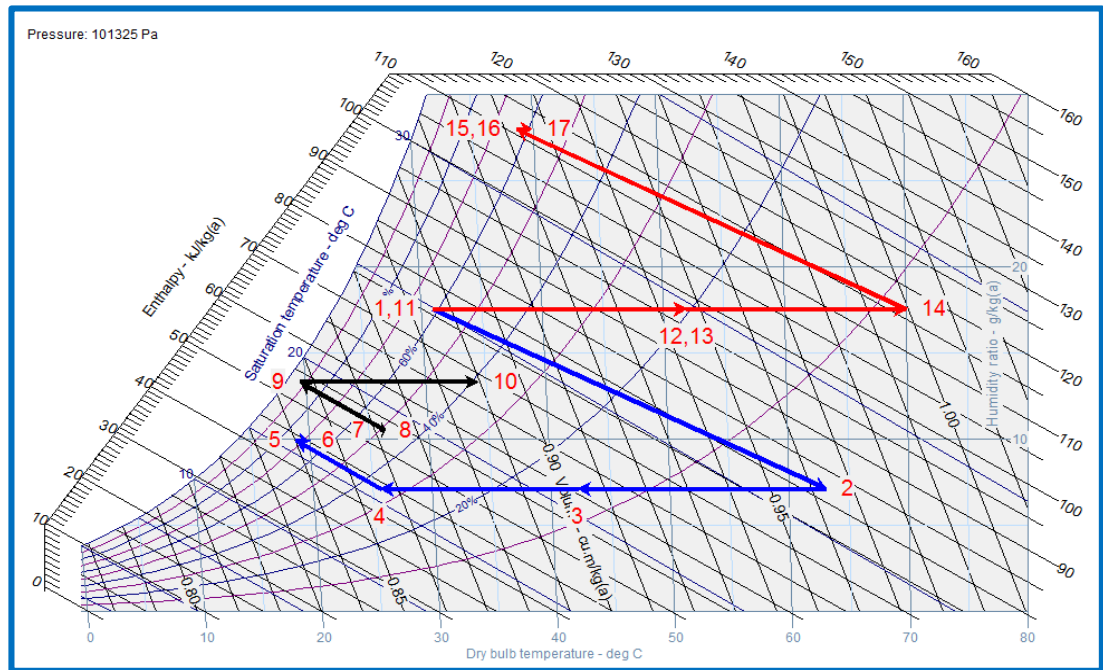
No	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	Mutlak Nem (kg/kg)	Bağıl Nem	Entalpi (kJ/kg)
1	31.00	25.00	0.01753	0.618	75.99
2	63.59	26.74	0.00695	0.048	82.11
3	26.06	15.77	0.00695	0.332	43.88
4	18.86	15.77	0.00991	0.730	44.07
5	19.79	16.11	0.00991	0.688	45.03
6	26.00	18.71	0.01050	0.500	52.87
7	26.92	19.00	0.01050	0.474	53.80
8	19.80	19.00	0.01346	0.930	54.04
9	48.26	26.86	0.01346	0.190	83.37
10	70.00	31.53	0.01346	0.069	105.80
11	37.84	30.11	0.02405	0.574	99.85



Şekil 4.13. Trabzon ilinde NSS1 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

Çizelge 4.12. Trabzon ilinde NSS2'deki her nokta için elde edilen sonuçlar

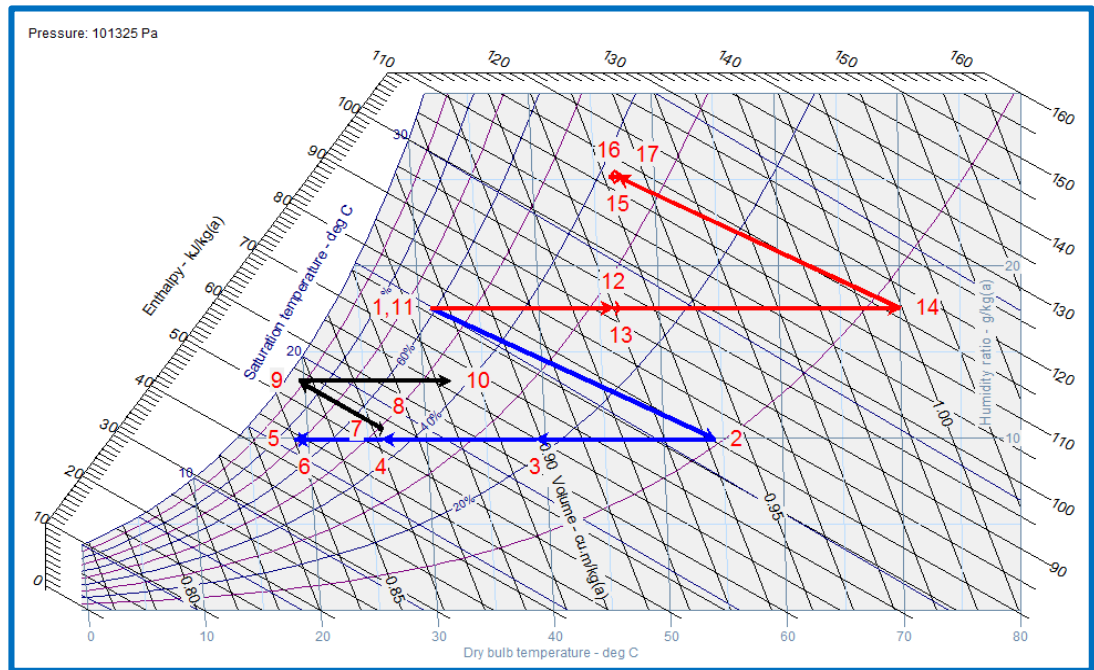
No	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	Mutlak Nem (kg/kg)	Bağıl Nem	Entalpi (kJ/kg)
1	31.00	25.00	0.01753	0.618	75.99
2	63.10	26.71	0.00710	0.050	82.02
3	42.27	21.20	0.00710	0.137	60.78
4	25.68	15.77	0.00710	0.347	43.89
5	18.86	15.77	0.00991	0.730	44.07
6	19.79	16.11	0.00991	0.688	45.03
7	26.00	18.71	0.01050	0.500	52.87
8	26.31	18.81	0.01050	0.491	53.18
9	19.56	18.81	0.01331	0.933	53.40
10	34.32	23.21	0.01331	0.392	68.60
11	31.00	25.00	0.01753	0.618	75.99
12	51.87	29.84	0.01753	0.205	97.66
13	51.87	29.84	0.01753	0.205	97.66
14	70.00	33.37	0.01753	0.089	116.50
15	38.63	32.09	0.02797	0.635	110.80
16	38.63	32.09	0.02797	0.635	110.80
17	39.88	32.33	0.02797	0.594	112.10



Şekil 4.14. Trabzon ilinde NSS2 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

Çizelge 4.13. Trabzon ilinde NSS3’deki her nokta için elde edilen sonuçlar

No	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	Mutlak Nem (kg/kg)	Bağıl Nem	Entalpi (kJ/kg)
1	31.00	25.00	0.01753	0.618	75.99
2	54.34	26.26	0.00991	0.104	80.40
3	39.19	22.29	0.00991	0.225	64.87
4	26.17	18.30	0.00991	0.468	51.55
5	18.86	15.77	0.00991	0.730	44.07
6	19.79	16.11	0.00991	0.688	45.03
7	26.00	18.71	0.01050	0.500	52.87
8	26.31	18.81	0.01050	0.491	53.18
9	19.56	18.81	0.01331	0.933	53.40
10	32.32	22.66	0.01753	0.438	66.54
11	31.00	25.00	0.01753	0.618	75.99
12	46.17	28.61	0.01753	0.273	91.74
13	46.85	28.76	0.01753	0.263	92.45
14	70.00	33.37	0.01753	0.089	116.50
15	46.98	32.44	0.02516	0.371	112.30
16	46.29	32.31	0.02516	0.384	111.60
17	47.54	32.55	0.02516	0.361	112.90

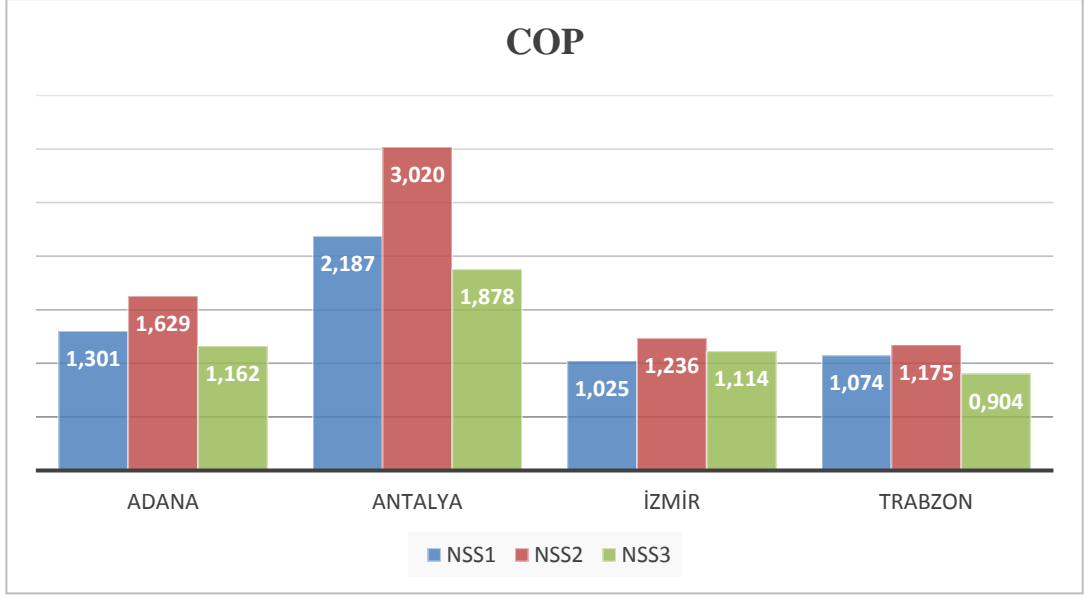


Şekil 4.15. Trabzon ilinde NSS3 için elde edilen sonuçların psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

Ele alınan sistemlerin performansları, \dot{Q}_{SK} , \dot{E}_T COP parametrelerine göre karşılaştırılmıştır. Çizelge 4.14’de Adana, İzmir, Antalya ve Trabzon illerinde her bir sistem için elde edilen performans sonuçları verilmiştir. Çizelgeden en fazla soğutma ihtiyacının (\dot{Q}_{SK}) yüksek sıcaklık ve neme sahip Antalya ilinde en az ihtiyacın ise düşük dış hava mutlak neminden dolayı İzmir ilinde olduğu görülmektedir. COP değerleri Adana ilinde NSS1 için 1.301, NSS2 için 1.629 ve NSS3 için 1.162, Antalya ilinde NSS1 için 2.187, NSS2 için 3.02 ve NSS3 için 1.878, İzmir ilinde NSS1 için 1.025, NSS2 için 1.236 ve NSS3 için 1.114, Trabzon ilinde NSS1 için 1.074, NSS2 için 1.175 ve NSS3 için 0.904 ’dir. Elde edilen sonuçlardan NSS2 sisteminin tüm bölgeler için yüksek etkinlik katsayısına sahip olduğu anlaşılmaktadır.

Çizelge 4.14. Adana, İzmir, Antalya ve Trabzon illeri için elde edilen performans sonuçları

			NSS1	NSS2	NSS3
Adana					
T_{db}	38	COP	1.301	1.629	1.162
W	16.26	\dot{Q}_{elk}	26.14	43.86	24.80
\dot{Q}_{SK}	43.86	\dot{E}_T	33.72	26.92	37.73
İzmir					
T_{db}	37	COP	1.025	1.236	1.114
W	15.01	\dot{Q}_{elk}	30.14	21.69	21.98
\dot{Q}_{SK}	38.66	\dot{E}_T	37.72	31.27	34.71
Antalya					
T_{db}	39	COP	2.187	3.020	1.878
W	19.41	\dot{Q}_{elk}	17.59	8.649	15.96
\dot{Q}_{SK}	55.05	\dot{E}_T	25.17	18.23	29.32
Trabzon					
T_{db}	31	COP	1.074	1.175	0.904
W	17.53	\dot{Q}_{elk}	29.22	24.06	30.70
\dot{Q}_{SK}	39.51	\dot{E}_T	36.80	33.64	43.69



Şekil 4.16. Adana, İzmir, Antalya ve Trabzon illeri için edilen COP değerleri

Bu tez kapsamında yapılan bir diğer çalışma ise ele alınan sistemlerin termodinamiğin ikinci yasası dikkate alınarak (ekserji analizi) değerlendirilmesidir. Bu çerçevede tüm sistemler, sadece Adana iklim şartları için geliştirilen model kullanılarak değerlendirilmiş ve üçüncü bölümde sistemlerde yer alan her bir bileşen için verilen ekserji yıkımı, ekserji verimi parametreleri (Çizelge 3.1) dikkate alınarak sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 4.15 ve 4.16’da NSS1 için hesaplanan sıcaklık, mutlak nem, kütle debisi, entalpi, ekserji akımı, ekserji verimi v.b. değerleri, Şekil 3.16’daki numaralara uygun olarak tablolar halinde verilmiştir. Çizelge 4.15’de verilen sonuçlar, elektrikli ısıtıcı ünitesine en fazla iş verilmesi nedeniyle, nem alıcı rotorda ise ısı ve kütle transferi sebebiyle ekserji akımının diğer sistemi oluşturan elemanlara kıyasla tersinmezlikler sebebi ile daha fazla olduğu yönündedir. Çizelge 4.16’de ise, sistem ve sistemdeki tüm ekipmanlar için, ekserjetik ürün-yakıt akımları (giren-çıkan ekserji), ekserji yıkımı ve ekserji verimi gibi parametreler verilmiştir. Çizelgeden, sistemin ekserji veriminin ürün/yakıt esasına göre % 24.29 olduğu görülmektedir. Sistemi oluşturan ekipmanlar arasında en yüksek ekserji veriminin (%88.31) nem alıcıda olduğu yine bu çizelgeden görülmektedir. Çizelge 4.16’dan ayrıca, sistemde en yüksek ekserji yıkımının elektrikli ısıtıcı ünitesinde olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.15. NSS1'deki tüm noktalar için elde edilen sonuçlar

<i>Durum</i>	<i>Açıklama</i>	<i>Akışkan</i>	<i>Faz</i>	<i>Sıcaklık</i> (°C)	<i>Basınç</i> (kpa)	<i>Mutlak Nem (kg su/kg kuru hava)</i>	<i>Özgül Entalpi</i> (kJ/kg)	<i>Kütle Debisi</i> (kg/s)	<i>Özgül Ekserji</i> (kJ/kg)	<i>Ekserji Oranı</i> (kW)
0		Nemli Hava	Ölü Hal	15.00	101.325	0.0166	-	-	-	-
0		Su	Ölü Hal	15.00	101.325	-	63.00	-	-	-
1	Dış Hava	Nemli Hava	Gaz	38.00	101.325	0.01626	79.99	1.278	0.889	1.109
2	Nem Alma Teker Çıkış / Isı Değiştirici Giriş	Nemli Hava	Gaz	67.95	101.325	0.00692	86.50	1.278	4.876	6.087
3	Isı Değiştirici Çıkış / Nemlendirici Giriş	Nemli Hava	Gaz	25.93	101.325	0.00692	43.68	1.278	0.672	0.839
4	Nemlendirici Çıkış / Fan giriş	Nemli Hava	Gaz	18.70	101.325	0.00990	43.68	1.278	0.225	0.281
5	Fan Çıkış / Şartlandırılmış Mahal Giriş	Nemli Hava	Gaz	19.66	101.325	0.00990	44.86	1.278	0.239	0.298
6	Şartlandırılmış Mahal Çıkış / Fan Giriş	Nemli Hava	Gaz	26.00	101.325	0.01050	52.87	1.278	0.372	0.464
7	Fan Çıkış / Nemlendirici Giriş	Nemli Hava	Gaz	26.96	101.325	0.01050	53.84	1.278	0.409	0.510
8	Nemlendirici Çıkış / Isı Değiştirici Giriş	Nemli Hava	Gaz	19.81	101.325	0.01347	54.08	1.278	0.077	0.096
9	Isı Değiştirici Çıkış / Elektrikli Isıtıcı Giriş	Nemli Hava	Gaz	51.10	101.325	0.01347	86.32	1.278	2.170	2.709
10	Elektrikli Isıtıcı Çıkış / Nem Alma Teker Çıkış	Nemli Hava	Gaz	80.00	101.325	0.01347	116.20	1.278	6.573	8.205
11	Nem Alma Teker Çıkış	Nemli Hava	Gaz	50.38	101.325	0.02281	109.80	1.278	2.202	2.749

Çizelge 4.16. NSS1 ve sistemdeki tüm bileşenler için ekserji analizi sonuçları

<i>Numara</i>	<i>Parça</i>	<i>Ekserjetik Ürün (Ekserji Çıkış) Oranı (kW)</i>	<i>Ekserjetik Yakıt (Ekserji Giriş) oranı (kW)</i>	<i>Ekserji Yıkımı (kW)</i>	<i>Ekserji Verimi</i>
I	Nem Alıcı	4.977	5.636	0.659	0.8831
II	Isı Değiştirici	2.613	5.248	2.635	0.4979
III	Nemlendirici	0.281	0.950	0.669	0.2959
IV	Taze Hava Fanı	0.017	3.000	2.983	0.0058
V	Atık Hava Fanı	0.046	3.000	2.954	0.0155
VI	Nemlendirici	0.096	0.622	0.526	0.1546
VII	Elektrikli Isıtıcı	5.496	37.24	31.75	0.1476
VIII	Genel Sistem	13.530	55.70	42.17	0.2429

Çizelge 4.17 ve 4.18’de NSS2 için hesaplanan sıcaklık, mutlak nem, kütle debisi, entalpi, ekserji akımı, ekserji verimi v.b. değerleri, Şekil 3.18’deki numaralara uygun olarak tablolar halinde verilmiştir. Çizelge 4.17’de verilen sonuçlardan NSS1’de olduğu gibi elektrikli ısıtıcı ünitesine en fazla iş verilmesi nedeniyle, nem alıcı rotorda ise ısı ve kütle transferi sebebiyle ekserji akımının diğer sistemi oluşturan elemanlara kıyasla tersinmezlikler sebebi ile daha fazla olduğu yönündedir. Çizelge 4.18’de ise, sistem ve sistemdeki tüm ekipmanlar için, ekserjetik ürün-yakıt akımları (giren-çıkan ekserji), ekserji yıkımı ve ekserji verimi gibi parametreler verilmiştir. Çizelgeden, sistemin ekserji veriminin ürün/yakıt esasına göre % 27.32 olduğu görülmektedir. Sistemi oluşturan ekipmanlar arasında en yüksek ekserji veriminin (%90.76) nem alıcı rotorda olduğu yine bu çizelgeden görülmektedir. Çizelge 4.18’den ayrıca, sistemde en yüksek ekserji yıkımın elektrikli ısıtıcı ünitesinde olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.17. NSS2'deki tüm noktalar için elde edilen sonuçlar

<i>Durum</i>	<i>Açıklama</i>	<i>Akışkan</i>	<i>Faz</i>	<i>Sıcaklık</i> (°C)	<i>Basınç</i> (kpa)	<i>Mutlak Nem (kg su/kg kuru hava)</i>	<i>Özgül Entalpi</i> (kJ/kg)	<i>Kütle Debisi</i> (kg/s)	<i>Özgül Ekserji</i> (kJ/kg)	<i>Ekserji Oranı</i> (kW)
0		Nemli Hava	Ölü Hal	15.00	101.325	0.0166	-	-	-	-
0		Su	Ölü Hal	15.00	101.325	-	63.00	-	-	-
1, 11	Dış Hava	Nemli Hava	Gaz	38.00	101.325	0.01626	79.98	1.278	0.893	1.115
2	Nem Alma Teker Çıkış / Isı Değiştirici 1 Giriş	Nemli Hava	Gaz	67.41	101.325	0.00709	86.38	1.278	4.776	5.963
3	Isı Değiştirici 1 Çıkış / Isı Değiştirici 2 Giriş	Nemli Hava	Gaz	47.78	101.325	0.00709	66.36	1.278	2.212	2.761
4	Isı Değiştirici 2 Çıkış / Nemlendirici Giriş	Nemli Hava	Gaz	25.52	101.325	0.00709	43.69	1.278	0.643	0.802
5	Nemlendirici Çıkış / Fan giriş	Nemli Hava	Gaz	18.70	101.325	0.00990	43.88	1.278	0.229	0.286
6	Fan Çıkış / Şartlandırılmış Mahal Giriş	Nemli Hava	Gaz	19.66	101.325	0.00990	44.85	1.278	0.243	0.304
7	Şartlandırılmış Mahal Çıkış / Fan Giriş	Nemli Hava	Gaz	26.00	101.325	0.01050	52.87	1.278	0.376	0.490
8	Fan Çıkış / Nemlendirici Giriş	Nemli Hava	Gaz	26.31	101.325	0.01050	53.18	1.278	0.387	0.505
9	Nemlendirici Çıkış / Isı Değiştirici 2 Giriş	Nemli Hava	Gaz	19.56	101.325	0.01331	53.40	1.278	0.082	0.106
10	Isı Değiştirici 2 Çıkış	Nemli Hava	Gaz	37.90	101.325	0.01331	72.29	1.278	0.928	1.208
11	Rejenerasyon Havası Giriş	Nemli Hava	Gaz	38.00	101.325	0.01626	79.98	1.278	0.893	1.115
12	Isı Değiştirici 1 Çıkış / Isı Değiştirici 3 Giriş	Nemli Hava	Gaz	57.11	101.325	0.01626	99.79	1.278	2.877	3.592
13	Isı Değiştirici 3 Çıkış / Elektrikli Isıtıcı Giriş	Nemli Hava	Gaz	57.11	101.325	0.01626	99.79	1.278	2.877	3.592
14	Elektrikli Isıtıcı Çıkış / Nem Alma Teker Çıkış	Nemli Hava	Gaz	80.00	101.325	0.01626	123.50	1.278	6.556	8.184
15	Nem Alma Teker Çıkış / Isı Değiştirici 3 Giriş	Nemli Hava	Gaz	51.10	101.325	0.02543	117.40	1.278	2.421	3.022
16	Isı Değiştirici 3 Çıkış / R. Fan Giriş	Nemli Hava	Gaz	51.10	101.325	0.02543	117.40	1.278	2.421	3.022
17	Rejenerasyon Fan Çıkış	Nemli Hava	Gaz	52.37	101.325	0.02543	118.70	1.278	2.570	3.208

Çizelge 4.18. NSS2 ve sistemdeki tüm bileşenler için ekserji analizi sonuçları

<i>Numara</i>	<i>Parça</i>	<i>Ekserjetik Ürün (Ekserji Çıkış) Oranı (kW)</i>	<i>Ekserjetik Yakıt (Ekserji Giriş) oranı (kW)</i>	<i>Ekserji Yıkımı (kW)</i>	<i>Ekserji Verimi</i>
I	Nem Alıcı	4,848	5,342	0,494	0,9076
II	Isı Değiştirici 1	2,477	3,202	0,725	0,7736
III	Isı Değiştirici 2	1,102	1,959	0,857	0,5626
IV	Nemlendirici	0,286	0,914	0,627	0,3134
V	Taze Hava Fanı	0,017	3,000	2,983	0,0058
VI	Atık Hava Fanı	0,015	1,000	0,985	0,0151
VII	Nemlendirici	0,106	0,616	0,510	0,1727
VIII	Isı Değiştirici 3	3,925E-13	0,200	0,200	1,962E-12
IX	Elektrikli Isıtıcı	4,592	29,65	25,060	0,1549
X	Rejenerasyon hava Fanı	0,186	4,000	3,814	0,0465
XI	Genel Sistem	13,63	49,880	36,250	0,2732

Çizelge 4.19 ve 4.20’de NSS3 için hesaplanan sıcaklık, mutlak nem, kütle debisi, entalpi, ekserji akımı, ekserji verimi v.b. değerleri, Şekil 3.20’deki numaralara uygun olarak tablolar halinde verilmiştir. Çizelge 4.19’de verilen sonuçlar, NSS1 ve NSS2 deki gibi elektrikli ısıtıcı ünitesine en fazla iş verilmesi nedeniyle, nem alıcı rotorda ise ısı ve kütle transferi sebebiyle ekserji akımının diğer sistemi oluşturan elemanlara kıyasla tersinmezlikler sebebi ile daha fazla olduğu yönündedir. Çizelge 4.20’de ise, sistem ve sistemdeki tüm ekipmanlar için, ekserjetik ürün-yakıt akımları (giren-çıkan ekserji), ekserji yıkımı ve ekserji verimi gibi parametreler verilmiştir. Çizelgeden, sistemin ekserji veriminin ürün/yakıt esasına göre % 25.01 olduğu görülmektedir. Sistemi oluşturan ekipmanlar arasında en yüksek ekserji veriminin (%82.68) üçüncü ısı değiştiricisinde olduğu yine bu çizelgeden görülmektedir. Çizelge 4.20’den ayrıca, sistemde en yüksek ekserji yıkımın elektrikli ısıtıcı ünitesinde olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.19. NSS3'deki tüm noktalar için elde edilen sonuçlar

<i>Durum</i>	<i>Açıklama</i>	<i>Akışkan</i>	<i>Faz</i>	<i>Sıcaklık</i> (°C)	<i>Basınç</i> (kpa)	<i>Mutlak Nem (kg</i> <i>su/kg kuru hava)</i>	<i>Özgül</i> <i>Entalpi</i> (kJ/kg)	<i>Kütle</i> <i>Debisi</i> (kg/s)	<i>Özgül</i> <i>Ekserji</i> (kJ/kg)	<i>Ekserji</i> <i>Oranı</i> (kW)
0		Nemli Hava	Ölü Hal	15.00	101.325	0.0166	-	-	-	-
0		Su	Ölü Hal	15.00	101.325	-	63.00	-	-	-
1, 11	Dış Hava	Nemli Hava	Gaz	38.00	101.325	0.01626	79.98	1.278	0.893	1.115
2	Nem Alma Teker Çıkış / Isı Değiştirici 1 Giriş	Nemli Hava	Gaz	58.29	101.325	0.00990	84.42	1.278	3.218	4.018
3	Isı Değiştirici 1 Çıkış / Isı Değiştirici 2 Giriş	Nemli Hava	Gaz	44.74	101.325	0.00990	70.53	1.278	1.667	2.081
4	Isı Değiştirici 2 Çıkış / Isı Değiştirici 3 Giriş	Nemli Hava	Gaz	27.67	101.325	0.00990	53.06	1.278	0.481	0.600
5	Isı Değiştirici 3 Çıkış / Fan giriş	Nemli Hava	Gaz	18.70	101.325	0.00990	43.88	1.278	0.229	0.286
6	Fan Çıkış / Şartlandırılmış Mahal Giriş	Nemli Hava	Gaz	19.66	101.325	0.00990	44.85	1.278	0.243	0.304
7	Şartlandırılmış Mahal Çıkış / Fan Giriş	Nemli Hava	Gaz	26.00	101.325	0.01050	52.87	1.278	0.376	0.490
8	Fan Çıkış / Nemlendirici Giriş	Nemli Hava	Gaz	26.31	101.325	0.01050	53.18	1.278	0.387	0.505
9	Nemlendirici Çıkış / Isı Değiştirici 2 Giriş	Nemli Hava	Gaz	19.56	101.325	0.01331	53.40	1.278	0.082	0.106
10	Isı Değiştirici 2 Çıkış	Nemli Hava	Gaz	35.93	101.325	0.01331	70.25	1.278	0.785	1.002
11	Rejenerasyon Havası Giriş	Nemli Hava	Gaz	38.00		0.01626	79.98		0.893	1.115
12	Isı Değiştirici 1 Çıkış / Isı Değiştirici 4 Giriş	Nemli Hava	Gaz	51.19	101.325	0.01626	93.65	1.278	2.150	2.684
13	Isı Değiştirici 4 Çıkış / Elektrikli Isıtıcı Giriş	Nemli Hava	Gaz	58.56	101.325	0.01626	101.30	1.278	3.069	3.832
14	Elektrikli Isıtıcı Çıkış / Nem Alma Teker Çıkış	Nemli Hava	Gaz	80.00	101.325	0.01626	123.50	1.278	6.556	8.184
15	Nem Alma Teker Çıkış / Isı Değiştirici 4 Giriş	Nemli Hava	Gaz	59.86	101.325	0.02262	119.30	1.278	3.395	4.238
16	Isı Değiştirici 4 Çıkış / R. Fan Giriş	Nemli Hava	Gaz	52.50	101.325	0.02262	111.50	1.278	2.444	3.051
17	Rejenerasyon Fan Çıkış	Nemli Hava	Gaz	53.77	101.325	0,02262	112.90	1,278	5,597	3,242

Çizelge 4.20. NSS3 ve sistemdeki tüm bileşenler için ekserji analizi sonuçları

<i>Numara</i>	<i>Parça</i>	<i>Ekserjetik Ürün (Ekserji Çıkış) Oranı (kW)</i>	<i>Ekserjetik Yakıt (Ekserji Giriş) oranı (kW)</i>	<i>Ekserji Yıkımı (kW)</i>	<i>Ekserji Verimi</i>
I	Nem Alıcı	2.903	4.126	1.223	0.7036
II	Isı Değiştirici 1	1.570	1.937	0.367	0.8105
III	Isı Değiştirici 2	0.916	1.481	0.564	0.6188
IV	Nemlendirici	0.196	0.314	0.509	0.6229
V	Taze Hava Fanı	0.017	3.000	2.983	0.0058
VI	Atık Hava Fanı	0.015	1.000	0.985	0.0151
VII	Nemlendirici	0.106	0.616	0.510	0.1727
VIII	Isı Değiştirici 3	1.147	1.387	0.240	0.8268
IX	Elektrikli Isıtıcı	4.352	27.780	23.430	0.1567
X	Rejenerasyon hava Fanı	0.192	4.000	3.808	0.0479
XI	Genel Sistem	11.410	45.640	34.62	0.2501

Çizelge 4.21’de Adana, İzmir, Antalya ve Trabzon illerinde her bir sistem için elde edilen ikinci yasa analiz sonuçları verilmiştir. Çizelgeden birinci yasa analizi ile elde edilen sonuçlara benzer şekilde ele alınan tüm iller için NSS2 sisteminin ekserji veriminin yüksek olduğu, ayrıca ekserji yıkımının en yüksek Trabzon ili için NSS1 sisteminde gerçekleştiği görülmektedir. Çizelgeden ayrıca ekserji veriminin dış hava şartlarına bağlı olarak tüm sistemler için en yüksek Antalya ilinde olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.21. Adana, İzmir, Antalya ve Trabzon illeri için elde edilen ekserji yıkım ve verim sonuçları

			NSS1	NSS2	NSS3
Adana					
T_{db}	38	Ekserji Yıkımı (kW)	42.17	36.25	34.62
W	16.26	Ekserji Verimi (%)	24.29	27.32	25.01
İzmir					
T_{db}	37	Ekserji Yıkımı (kW)	45.67	39.46	31.71
W	15.01	Ekserji Verimi (%)	21.90	24.60	25.50
Antalya					
T_{db}	39	Ekserji Yıkımı (kW)	34.76	28.04	35.00
W	19.41	Ekserji Verimi (%)	30.70	35.80	27.70
Trabzon					
T_{db}	31	Ekserji Yıkımı (kW)	45.80	42.69	39.84
W	17.53	Ekserji Verimi (%)	25.10	24.70	23.10

5. SONUÇLAR

Desisif (Nem almalı) iklimlendirme sistemleri son yıllarda Avrupa'da ve ABD'de yaygınlaşmaya başlamasına rağmen, Türkiye'de tam olarak bilinmemekte ve çok fazla uygulaması bulunmamaktadır. Bu sistemlerde, iklimlendirilecek mahale gönderilen hava, nem alıcı (kurutucu) madde (katı veya sıvı) üzerinden geçirilerek nemi düşürülmekte ve daha sonra istenilen konfor sıcaklığına kadar buharlaştırılmalı soğutma veya konvansiyonel buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi tarafından soğutulmaktadır. Nem alıcı üzerindeki nem ise rejenerasyon havası olarak bilinen ikincil bir sıcak hava akımı tarafından uzaklaştırılmaktadır.

Bu çalışmada, farklı konfigürasyona sahip üç tip nem almalı soğutma sistemi ele alınmıştır. Sistemlerin performansları Türkiye'nin farklı iklim şartlarına sahip bölgeleri için belirlenmiş ve birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Ele alınan sistemlerin detaylı analizlerini yapabilmek ve performanslarını karşılaştırabilmek için bir model oluşturulmuş ve Engineering Equation Solver (EES) kullanılarak sistemde bulunan tüm noktaların termodinamik özelliklerinin analitik olarak hesaplanabildiği bir program yazılmıştır. Performans değerlendirmesi termodinamiğin birinci ve ikinci yasası dikkate alınarak ayrıca etkinlik katsayısı, ekserji yıkımı, ekserji verimi gibi çeşitli parametreler kullanılarak yapılmıştır. Yapılan çalışma sonunda elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

- Sistemlerin performansının dış hava sıcaklığı ve mutlak nemine bağlı olduğu tespit edilmiştir.
- Ele alınan sistemlerin soğutma kapasitesinin Antalya gibi sıcak ve nemli bölgelerde yüksek olduğu görülmüştür.
- COP değerlerinin farklı iklim şartlarına sahip illere göre 0.91 ile 3.02 arasında değiştiği belirlenmiştir.
- En yüksek COP değeri Antalya şartlarında NSS2 sistemi için elde edilmiştir.
- Ekserji analizi sonuçlarından sistemlerin ekserji verimlerinin yaklaşık %24 ile %28 arasında değiştiği belirlenmiştir.

- Sistemlerde en fazla tersinmezliğin yüksek enerji girdisinden dolayı elektrikli ısıtıcı ünitesinde olduğu görülmüştür. Bu durum atık ısı veya güneş enerjisi gibi kaynakların bu tür sistemlerde kullanılmasının önemini göstermektedir.
- Aynı iklim şart için sistemlerin performansına (enerji ve ekserji analizine göre) bakıldığında en uygun sistemin NSS2 sistemi olduğu görülmüştür.



KAYNAKLAR

- [1] Ghassem, H., Hadi, P., The effects of operational conditions of the desiccant wheel on the performance of desiccant cooling cycles, *Energy and Buildings*, Iran, 42,12 ,2416-2423, 2010.
- [2] Daou, K., Wang, R.Z. ve Xia, Z.Z., Desiccant cooling air conditioning; a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*,China, 10,2, 55-77,2006.
- [3] Yong, L., Sumathy, K., Dai, Y.J., Zhong, J.H., Wang, R.Z., Experimental study on a hybrid desiccant dehumidification and air conditioning system. *Journal of Solar Energy Engineering*, China, 128, 77-82, 2006.
- [4] Mario E.H., Kamel, G., Nesreen G, Effective desiccant dehumidification system with two-stage evaporative cooling for hot and humid climates. *Energy and Buildings*, 68, part A, 329-338, 2014.
- [5] Ahlem, Z., Leila, Z.G., Sassi, B.N., Open solid desiccant cooling air systems: A review and comparative study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Tunisia 54, 889-917, 2016.
- [6] Baniyounes, A., Rasul, M.G., Khan, M.M.K., Experimental assessment of a solar desiccant cooling system for an institutional building in subtropical Queensland, *Energy and Buildings*, Australia, 62, 78- 86, 2013.
- [7] Hürdoğan, E., Büyükalaca, O., Yılmaz, T., Hepbaşı, A., Uçkan, İ., Investigation of solar energy utilization in a novel desiccant based air conditioning system. *Energy Buildings*, Turkey, 55,757-764, 2012.
- [8] Özdiñ M., Yıldırım M., A Methodology for the performance evaluation of an experimental desiccant cooling system, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Turkey, 32, 1400-1410, 2005.
- [9] Jia, C.X., Dai, Y.J., Wu, J.Y., Wang, R.Z., Analysis on a hybrid desiccant air-conditioning system, *Applied Thermal Engineering*, China, 26, 2393-2400, 2006.
- [10] Bourdoukan, P., Wurtz, E., Joubert, P., Experimental investigation of a solar desiccant cooling installation, *Solar Energy*, France, 83,11, 2059-2073, 2009.
- [11] Kanoğlu M., Bolattürk A., Altuntop N., Effect of ambient conditions on the first and second law performance of an open desiccant cooling process, *Renewable Energy*, Turkey, 32,6, 931-946, 2007

- [12] Kanoğlu, M., Özdiñç, M., Yıldırım, M., Energy and exergy analyses of an experimental open-cycle desiccant cooling system, *Applied Thermal Engineering*, Turkey 24, 919-932, 2004.
- [13] Weiwei, L., Zhiwei, L., Reinhard, R., Ye, Y., Energy consumption analysis on a dedicated outdoor air system with rotary desiccant Wheel, *Energy*, China, 32,9, 1749-1760, 2007.
- [14] Ge, T.S., Li, Y., Dai, Y.J., Wang, R.Z., Performance investigation on a novel two-stage solar driven rotary desiccant cooling system using composite desiccant materials, *solar Energy*, China, 84,2, 157-159, 2010.
- [15] Hürdoğan, E., Büyükalaca, O. ve Yılmaz, T., Desisif Bir iklimlendirme sisteminde güneş enerjisi kullanımının Adana koşullarında araştırılması, *Ç.Ü. Müh-Mim Fakültesi 30. yıl Sempozyumu*, Turkey, 588-594, 2008.
- [16] Hısham, E., Ettouney, H., Zeefari, A., Performance analysis of two-stage evaporative coolers *Chemical Engineering Journal*, Kuwait, 102,3, 255-266, 2004.
- [17] Camargoa, R.J., Ebinumab, C., Silveira, J., Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city , *International Journal of Refrigeration*, Brazil 28,7, 1124-1132, 2005.
- [18] Khalid, A., Mehdi, S., Application of indirect evaporative cooling to variable domestic cooling load *Energy Conversion & Management*, Iraq, 41,17, 1931-1951, 2000.
- [19] Kodama, A. ve ark., An Energy Flow Analysis of a Solar Desiccant Cooling Equipped with a Honeycomb Adsorber, *Adsorption*, Japan, 11,1, 597-602, 2005.
- [20] Elsayeda, S.S., Hamamotob, Y., Akisawaa, A., Kashiwagia, T., A nalysis of an air cycle refrigerator driving air conditioning system integrated desiccant system, *International Journal of Refrigeration*, Japan, 29,2, 219-228, 2006.
- [21] Ge, T., Li, Y., Wang, R.Z, Dai, Y, Experimental study on a two-stage rotary desiccant cooling system *International Journal of Refrigeration*, China, 32,3,498-508, 2008.
- [22] Subramamyam, N., Maıya, M.P., Murthy, S.S., “Application of desiccant Wheel to control humidity in air-conditouning system”, *Applied Thermal Engineering*, India, 24,17, 2777-2788, 2004.

- [23] Kovak, B., Heimann, P.R., “ The sanitizing effects of desiccant-based cooling”, ASHRAE Journal, USA, 39, 60-64, 1997.
- [24] Phillips, J.A., Wagner, M.B., Antiseptic effects of desiccant based HVAC systems, Lehigh University, Bioprocessing Institute, 1994.
- [25] Muzaffar, A., ve ark., “Performance investigation of solid desiccant evaporative cooling system configurations in different climatic zones” , Energy Conversion and Management, Pakistan, 97, 323-339, 2015.
- [26] “İklimlendirme Havalandırma Uygulamaları Ders Notları” Erişim adresi : http://deneysan.com/Content/images/documents/iklimlendirme-esaslari_64871239.pdf , Erişim Tarihi: 25.03.2017.
- [27] “İklimlendirme Sistemlerinin Sınıflandırılması” Erişim adresi: <http://eng.harran.edu.tr/~hbulut/KlimaSistemler.pdf> , Erişim tarihi: 25.03.2017.
- [28] “Değişken ve sabit Debili Sistemler” Erişim adresi : <http://www.stepmekanik.com.tr/tr/urunler/hava-terminal-uniteleri/vav-cav-terminal-uniteleri-177.html> Erişim tarihi: 25.03.2017.
- [29] “Variable air volume (VAV)/ Değişken hava debili sistemler” Erişim adresi: <https://haripoovachal.wordpress.com/2014/02/10/variable-air-volume-vav/> Erişim tarihi: 25.03.2017.
- [30] “Hastane hijyenik ortamların klima ve havalandırma sistemleri” Erişim adresi : http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/1df9e625f8a9517_ek.pdf , Erişim tarihi: 25.03.2017.
- [31] “ CAV Sabit hava debili sistemler” Erişim adresi: <https://www.tesisatmarket.com/teknik/cav-sabit-hava-debili-sistemler> , Erişim tarihi: 25.03.2017.
- [32] “ Nem alma sistemi “ ,Erişim adresi: <http://mmsus.com/systems/> , Erişim tarihi:25.03.2017.
- [33] “Nem Almalı Soğutma Sistemi”, Yılmaz, A., Bulut, H., Erişim adresi: https://www.researchgate.net/publication/267367225_NEM_ALMALI_SOĞUTMA_SISTEMLERI , Erişim tarihi: 25.03.2017.
- [34] Pesaran, A. A., Testing of Novel Desiccant Materials and Dehumidifier Matrices for Desiccant Cooling Applications, ASHRAE Transactions, Columbia, 89, 21-3, 1109-1115, 1989.

- [35] Arundel, A.V., Sterling, E.M., Biggin, J.H., and Sterling, T.D., Indirect health effects of relative humidity in indoor environments, *Env. Health Perspectives*, 65, 351-361, 1986.
- [36] Yılmaz, A., Desiccant dehumidification systems, MSc. Project, Department of Mechanical Engineering, Ç.U., Adana, 1997.
- [37] Burns, P.R., Mitchell, J.W., Beckman, W.A., Hybrid Desiccant Cooling Systems in Supermarket Applications, *ASHRAE Transactions*, 91, 457-468, 1985.
- [38] Meckler, M., Heimann, R., Fischer, J., and Mc-Gahey, K., Desiccant Technology Transfer Workshop Manual. American Gas Cooling Center, Arlington, Virginia, 1995.
- [39] Cohen, B.M., Slosberg, R.B., Application of Gas-Fired Desiccant Cooling Systems, *ASHRAE Transactions*, 94, 1, 525-536, 1988.
- [40] Yılmaz, A., Büyükalca, O., Yılmaz, T., Nem Almalı (Desisif) Soğutma Sistemleri, *Uluslararası Enerji Teknolojileri ve Tesisat Dergisi*, Turkey, 34, 145-150, 1988.
- [41] Harriman, L., Applications Engineering Manual for Desiccant Systems, American Gas Cooling Center, Arlington, Virginia, 1996.
- [42] Kreider, J. F., Rabl, A., Heating and Cooling of Buildings, McGrawHill. 1994.
- [43] ASHRAE Systems and Equipment Handbook, Desiccant dehumidification and Pressure Drying Equipment, 2000.
- [44] Kara, O Design of Air-Conditioning System With Dehumidification Çukurova Üniversitesi, Adana, 2009.
- [45] Aktacir, M. A., Influence of outdoor air conditions on operating capacity of air conditioning systems, Doktora Tezi, Ç.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği A.B.D, 2005.
- [46] ASHRAE Fundamentals Handbook, Nonresidential cooling and heating load calculation procedures, 2001.
- [47] Hepbaşlı, A., “Thermodynamic analysis of a ground-source heat pump system for district heating”, *International Journal of Energy Research*, Türkiye, 29, 7, 671-687, 2005.

- [48] Balta, M.T., Hepbaşı, A.,“Klima santrallerinin performansının değerlendirilmesinde ekserji analizi yöntemi: Modelleme ve uygulama”, IV. Ege Enerji Sempozyumu, 2008.
- [49] Kotas, T.J., “The exergy method of thermal plant analysis”, Krieger Publishing Company, Florida, 1995.



ÖZGEÇMİŞ

1. Adı Soyadı : Serkan KULA
2. Doğum Tarihi : 19/06/1990
3. Ünvanı : Mühendis
4. Öğrenim Durumu : Lisans

Derece	Bölüm/Program	Üniversite	Bitirme Yılı
Lisans	Enerji Sistemleri Mühendisliği	Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi	2013
Yüksek Lisans	Makine Mühendisliği	Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi	2017

5. Akademik Ünvanlar:

Görevi	Bölümü	Kurumu	Yıl

6. İş Tecrübesi:

Görev Unvanı	Görev Yeri	Yıl
Planlama Mühendisliği	İSKENDERUN	2016

7. Yayınlar:

Kara, O., Hürdoğan, E., Kula, S., Büyükalaca, O., Second law analysis of an adsorption air-conditioning system, Cumhuriyet Science Journal, 37, Sayfa: 131-138, 2016.

8. Yazılan uluslar arası kitaplar veya kitaplarda bölümler:

9. Ulusal hakemli dergilerde yayımlanan makaleler:

10. Ulusal bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında basılan bildiriler:

11. Diğer yayınlar:

12. Projeler:

13. Bilimsel Kuruluşlara Üyelikler:

14. Ödüller:



OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS/DOKTORA TEZ ÇALIŞMASI ORJİNALLİK RAPORU

OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI BAŞKANLIĞI'NA

Tarih: 09/05/2017

Tez Başlığı / Konusu: FARKLI TIP NEM ALMA SÖBÜTMA SİSTEMLERİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ

Yukarıda başlığı/konusu belirlenen tez çalışmamın a) Kapak sayfası, b) Özet ve Abstract, c) Giriş, d) Ana bölümler ve e) Sonuç, f) Kaynakça kısımlarından oluşan toplam 80 sayfalık kısmına ilişkin, 09.05.2017 tarihinde şahsım/tez danışmanım tarafından Turnitin adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtreleme tiplerinden biri uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre, tezimin benzerlik oranı %28 tür.

Filtreleme Tip 1 (maksimum %30)

- 1- Kabul/Onay ve Bildirim sayfaları hariç,
- 2- Kaynakça hariç,
- 3- Alıntılar dahil,
- 4- 5 kelimedenden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç.

Filtreleme Tip 2 (maksimum %10)

- 1- Kabul/Onay ve Bildirim sayfaları hariç,
- 2- Kaynakça hariç,
- 3- Alıntılar hariç,
- 4- 5 Kelimedenden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç.

Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Çalışması Orjinallik Raporu Alınması ve Kullanılması Uygulama Esasları'nı inceledim ve bu Uygulama Esasları'nda belirtilen azami benzerlik oranlarına göre tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edileceği muhtemel durumda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve yukarıda vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Gereğini saygılarımla arz ederim.

Adı Soyadı: Serkan KULA
Öğrenci No: 13MMB14
Anabilim Dalı: MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Programı:
Statüsü: Y.Lisans Doktora

Tarih ve İmza

09.05.2017

DANIŞMAN ONAYI

UYGUNDUR.

Yrd. Doç. Dr. Ertuğrul HÜRDOĞAN

(Unvan, Ad Soyad, İmza)

RAPORU DÜZENLEYEN

Arş. Gör. Esra Zeynep ŞENSOY

(Unvan, Ad Soyad, İmza)