

T.C.
NAMIK KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**EVAPORATİF SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN MEKANİK BUHAR
SİKİŞTİRMALİ SOĞUTMA SİSTEMLERİ İLE TERMODİNAMİK VE
EKONOMİK BAKIMDAN KARŞILAŞTIRILMASI**

Evren OSMA

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: Yrd. Doç. Dr. Havva AKDENİZ

TEKİRDAĞ-2011

Her hakkı saklıdır

Yrd. Doç. Dr. Havva AKDENİZ danışmanlığında, Mak. Müh. Evren OSMA tarafından hazırlanan bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı : Prof. Dr. Ayşen HAKSEVER

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Havva AKDENİZ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Füsun UYSAL

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun tarih ve sayılı
kararıyla onaylanmıştır.

Doç. Dr. Fatih KONUKÇU

Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

EVAPORATİF SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN MEKANİK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ İLE TERMODİNAMİK VE EKONOMİK BAKIMDAN KARŞILAŞTIRILMASI

Evren OSMA

Namık Kemal Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Havva AKDENİZ

Hem artan enerji ve işletme maliyetleri hem de çevrenin korunması ile beraber iç ortam hava kalitesinin arzu edilen şartlarda muhafaza edilmesi gibi hususlar soğutma sistemlerinin tasarımı ve seçimi aşamasında günümüzde önemli bir yere sahiptir. Bu nedenle, bugüne kadar mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin gölgesinde kalmış olan evaporatif soğutma sistemlerine günümüzde özellikle konut uygulamaları ile belirli endüstriyel uygulamalarda ciddi bir ilgi söz konusudur. Ne var ki evaporatif soğutma sistemlerinin mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerine nazaran ekolojik koşullara şiddetle bağlı olması bu ilgiyi önemli ölçüde sınırlandırmaktadır. Bu durum evaporatif soğutma sistemlerinin tesis edilmesi ve işletilmesine yönelik olarak kapsamlı bir fizibilite çalışması gerektirmektedir. Bu çalışmada, evaporatif soğutma sistemlerinin mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri ile termodinamik ve ekonomik açıdan karşılaştırılmasının yanı sıra evaporatif soğutma sistemleri için fizibilite çalışması da gerçekleştirilmiştir. Bunun için ilk adım olarak, Çorlu ilçesinin meteorolojik verileri aracılığıyla çalışmada göz önüne alınan toplantı salonu için soğutma yükleri hesaplanmıştır. Daha sonra yine meteorolojik veriler, ilgili bağıntılar ve psikrometrik diyagram yardımıyla evaporatif soğutmanın hangi şartlar altında kullanılabileceği tespit edilmiştir. Psikrometrik diyagrama ait değerlerin elde edilmesinde Elite-PsyChart adlı psikrometrik diyagram programı kullanılmıştır. Çalışmanın son adımında ise tasarlanan sistem ile gerçekleştirilebilecek enerji tasarruf miktarları ve enerji tasarruf oranları belirlenmiştir. Her bir adımda yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen aylık değerlere ait sonuçlar tez içerisinde, günlük değerlere ait sonuçlar ise EK'de sunulmuştur.

Anahtar kelimeler: Soğutma sistemleri, evaporatif soğutma, hibrit sistem, enerji tasarrufu

2011, 68 sayfa

ABSTRACT

MSc. Thesis

A THERMODYNAMIC AND ECONOMIC COMPARISON BETWEEN EVAPORATIVE COOLING SYSTEMS AND MECHANICAL VAPOR-COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEMS

Evren OSMA

Namık Kemal University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Havva AKDENİZ

As well as maintaining the indoor air quality in desired conditions with environmental protection, the matters such as increasing energy and operating costs, nowadays have an important place in designing and selection. Therefore, today there is a great interest in evaporative cooling systems which are overshadowed by mechanical vapor-compression refrigeration systems so far, especially for home use and some specific industrial applications. However is that evaporative cooling systems are more intensely dependent on ecological conditions compared to mechanical vapor-compression refrigeration systems, limits this interest. This circumstance requires a comprehensive feasibility study on set-up and operating of evaporative cooling systems. In this study, a feasibility study was done for evaporative cooling systems besides of a thermodynamic and economic comparison between evaporative cooling systems and mechanical vapor-compression refrigeration systems. For this as the first step, cooling loads were calculated for the meeting room considered in the study using meteorological data of Çorlu. After that, again by the use of the meteorological values, related formulas and psychrometric chart, it was determined that under which conditions, evaporative cooling can be used. Elite-PsyChart, a psychrometric chart software was used to obtain the values of psychrometric chart. In the final step, feasible energy saving quantities and ratios are determined for the designed system. The results of monthly values obtained in calculations in each step were reported in the thesis and the results of daily values obtained in calculations in each step were reported in Appendix.

Keywords: Cooling systems, evaporative cooling, hybrid system, energy saving

2011, 68 pages

ÖNSÖZ

Teknolojinin her alanında olduğu gibi iklimlendirme ve soğutma sektöründe de, tasarlanacak sistemin ilk yatırım, işletme ve bakım giderleri hem tasarımcıların hem de kullanıcıların kayda değer öncelikleri arasında yer almaktadır. Sistem tarafından harcanan enerji miktarının düşük olması ve hatta sistemin enerji tasarrufu yapabilme olanağının bulunması, özellikle işletme giderlerinin ekonomik kazanıma dönüştürülmesini sağlayabilir. Ekonomik öncelik dışında ayrıca özellikle konut, ofis, otel vb. gibi endüstri dışı uygulamalarda kullanıcılar barındıkları ortamın konforu adına iklimlendirme ve soğutma sisteminden ciddi beklentilere sahiptir. İşte bu ekonomik öncelikler ve konfor beklentileri tasarımcıları ve kullanıcıları klasik iklimlendirme sistemlerinin yanında değişik sistemlerden yararlanmaya sevk etmiştir. Bu da endüstri dışı uygulamalarda konfor kalitesinden ciddi bir ödün vermeden harcanan enerji ve maliyet bakımından klasik iklimlendirme sistemlerinden bir adım önde olan evaporatif soğutma sistemlerinin giderek yaygınlaşmasına ön ayak olmuştur. Ne var ki bu yaygınlaşma henüz iklimlendirme uygulamalarında evaporatif soğutma sistemlerinin klasik iklimlendirme sistemlerinin yerini alacak kadar ciddi boyutlarda değildir. Bunun en önemli sebebi evaporatif soğutma sistemlerinin klasik iklimlendirme sistemlerine göre çalışma sınırları daha dar olan ekolojik koşullar dahilinde istenilen verimle çalışabilmesidir. Dolayısıyla evaporatif soğutma sistemleri günümüzde genellikle bağımsız bir sistem olarak değil de daha çok mekanik iklimlendirme sistemini destekleyici yardımcı bir bileşen olarak görev yapmaktadır.

Bu tez çalışmasının yürütülmesi sırasında benden hiçbir yardımını esirgemeyen ve değerli vaktini bana ayıran danışman hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Havva AKDENİZ'e ve fikirleriyle bana yol gösteren Sayın Prof. Dr. Ahmet CİHAN'a teşekkür ederim. Ayrıca tez çalışmamın her aşamasında bana gerekli sabrı ve desteği göstermiş olan aileme de teşekkürü bir borç bilirim.

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

A	: Alan [m ²]
CLTD	: Soğutma yükü sıcaklık farkı [K]
CLF	: Soğutma yükü çarpanı
c _p	: Havanın özgül ısısı [kJ/kgK]
ΔH	: Entalpi farkı [kJ]
ΔT	: Birincil hava ile ikincil hava arasındaki sıcaklık farkı [°C]
ε _{doy}	: Doyma etkinliği
ETO	: Enerji tasarruf oranı
F _{sa}	: Armatür çarpanı
F _{ul}	: Kullanma çarpanı
G	: Kütleli debi [kg/s]
h	: Kütleli entalpi [kJ/kg]
LHG	: Mahal içindeki ısı kaynağının bir adedinden olan gizli ısı kazancı [W/adet]
M	: Parasal değer [TL]
N	: Mahal içinde bulunan ısı kaynağı adedi [adet]
n	: Kişi sayısı
ξ	: Isı eşanjörünün verimi
φ	: Bağıl nem
Q	: Isı [W]
PF	: Direkt ünitenin performans faktörü
ρ _{hava}	: Havanın yoğunluğu [kg/m ³]
SC	: Gölgeleme katsayısı
SCL	: Güneş soğutma yükü
SHG	: Mahal içindeki ısı kaynağının bir adedinden olan duyulur ısı kazancı [W/adet]
T	: Sıcaklık [°C]
U	: Toplam ısı geçiş katsayısı [W/m ² K]
V _{min}	: Kişi başına minimum taze hava miktarı [m ³ /h]
W	: Güç [W]
x	: Özgül nem [kgs.b/kgk.h]

Kısaltmalar

bh	: Birincil hava
ÇNS	: Çiğ noktası sıcaklığı
çh	: Çıkan hava
dh	: Dönüş havası
E.Ü	: Endirekt ünite
I.E	: Isı eşanjörü
eg	: Eşanjöre giren hava
eh	: Egzoz havası
gh	: Giren hava
ih	: İkincil hava
KTS	: Kuru termometre sıcaklığı
meth	: Minimum taze hava miktarı
th	: Taze hava
üh	: Üfleme havası
YTS	: Yaş termometre sıcaklığı

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ	iii
SİMGELER DİZİNİ	iv
İÇİNDEKİLER	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
1.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemli	2
1.2 Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi	4
1.3 Mekanik Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemi	5
1.3.1 Yapısı	5
1.3.2 Çalışma prensibi ve termodinamik inceleme	5
1.3.3 Sistemin avantajları ve sakıncaları	8
1.3.4 Kullanım alanları	9
1.3.5 İki kademeli mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi	9
1.4 Evaporatif Soğutma Sistemleri	10
1.4.1 Direkt evaporatif soğutma sistemi	10
1.4.2 Endirekt evaporatif soğutma sistemi	12
1.4.3 Endirekt-direkt (iki kademeli) evaporatif soğutma sistemi	15
1.4.4 Direkt evaporatif soğutucular ve nemlendirme düzenekleri	18
1.4.5 Evaporatif soğutma sistemlerinin kullanım alanları	23
1.4.6 Evaporatif soğutma sistemlerinin avantajları ve sakıncaları	23
2. KAYNAK ÖZETLERİ	25
3. MATERYAL VE YÖNTEM	30
3.1 Meteorolojik Veriler	30
3.2 Isı Kazancı Hesabı	31
3.2.1 Duyulur soğutma yükü	32
3.2.2 Gizli soğutma yükü	35
3.3 Mekanik Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemi	35
3.4 Mekanik Soğutma Destekli Evaporatif Soğutma Sistemi	40

3.5 Hibrit Sistem ile Yapılan Enerji Tasarrufu.....	43
3.6 Enerji Tasarruf Oranı	45
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	46
4.1 Termodinamik Analiz ve Enerji Analizi	46
4.2 Maliyet Hesabı	49
5. SONUÇ ve ÖNERİLER	51
6. KAYNAKLAR	53
EKLER	56
EK 1	56
EK 2	60
EK 3	64
ÖZGEÇMİŞ	68

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1 Absorbsiyonlu soğutma sistemi	3
Şekil 1.2 Adsorbsiyonlu soğutma sistemi	5
Şekil 1.3 Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	6
Şekil 1.4 Carnot çevrimine ait P-v ve T-s grafikleri.....	7
Şekil 1.5 Mekanik sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ideal P-h ve T-s diyagramları... ..	8
Şekil 1.6 İki kademeli mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi	9
Şekil 1.7 Direkt evaporatif soğutma işlemine ait şema ve psikrometrik diyagram.....	11
Şekil 1.8 Direkt evaporatif soğutma sistemi.....	12
Şekil 1.9 Endirekt evaporatif soğutma sistemi	13
Şekil 1.10 Endirekt evaporatif soğutma işlemine ait şema ve psikrometrik diyagram	13
Şekil 1.11 Rejeneratif endirekt evaporatif soğutma işlemine ait şema ve psikrometrik diyagram	15
Şekil 1.12 Endirekt-direkt (iki kademeli) evaporatif soğutma sistemi.....	16
Şekil 1.13 Endirekt-direkt (iki kademeli) evaporatif soğutma işlemine ait şema ve psikrometrik diyagram.....	17
Şekil 1.14 Rejeneratif endirekt-direkt (iki kademeli) evaporatif soğutma işlemine ait şema ve psikrometrik diyagram.....	17
Şekil 1.15 Üç kademeli evaporatif soğutma işlemine ait şema ve psikrometrik diyagram.	18
Şekil 1.16 Hava yıkayıcı.....	19
Şekil 1.17 Evaporatif ped	21
Şekil 1.18 Rijit ıslak ortam.....	21
Şekil 1.19 Dönel çark	22
Şekil 3.1 Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarına ait ortalama sıcaklık değerleri	30
Şekil 3.2 Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarına ait ortalama bağıl nem değerleri..	31
Şekil 3.3 Toplantı salonunun yerleşimi	32
Şekil 3.4 Mekanik sıkıştırırmalı soğutma sistemi.....	36
Şekil 3.5 Ekonomizer çevrimi	37
Şekil 3.6 Hibrit sistem	40
Şekil 3.7 Bölgelerin psikrometrik diyagram üzerinde dağılımı	43

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1 Çeşitli direkt evaporatif soğutucuların işletme karakteristikleri	22
Çizelge 3.1 Dış duvar ve çatı için toplam ısı geçiş katsayıları	33
Çizelge 3.2 İç duvar toplam ısı geçiş katsayısı.....	34
Çizelge 3.3 Soğutma aylarındaki ÇNS ve h_{fg} değerleri.....	44
Çizelge 4.1 Isı kazançları hesap tablosu	46
Çizelge 4.2 Duyulur, gizli ve toplam soğutma yüklerinin soğutma sezonundaki aylara göre dağılımı.....	47
Çizelge 4.3 Psikrometrik diyagramda belirlenmiş bölgelerin soğutma sezonundaki aylara göre dağılımı	47
Çizelge 4.4 Toplam serpantin yüklerinin, toplam enerji tasarruflarının ve tasarruf oranlarının soğutma sezonundaki aylara göre dağılımı.....	48
Çizelge 4.5 Tüketilen güç ve tasarruf edilen güce ait verilerin aylara göre dağılımı.....	49
Çizelge 4.6 Parasal değerlerin aylara göre dağılımı	50

1. GİRİŞ

İnsan yaşamında önemli yeri olan sıcaklığın, nemin ve hava kalitesinin istenilen şartlarda tutulması işlemine “iklimlendirme” adı verilir. İklimlendirmede esas amaç, ortamın hava kalitesinin ve nem oranının insan konforu için optimum şartlarda muhafaza edilmesini sağlamaktır. Bu işlem çeşitli iklimlendirme cihazlarıyla sağlanır.

İklimlendirme cihazları altı temel işlevi kapsar:

- Soğutma
- Isıtma
- Nemlendirme
- Nem alma
- Hava sirkülasyonu
- Hava temizleme

İklimlendirme cihazları bazen bu temel işlemlerden yalnızca birini bazen de temel işlemlerin tümünü aynı anda, ekonomik olarak gerçekleştirebilecek kapasitede ve optimum boyutlarda imal edilir. Bu bağlamda, iklimlendirme sistemlerinin ve cihazlarının tasarımı sırasında en önemli husus, diğer bütün mühendislik branşlarında olduğu gibi belirli bir kapasitede en ekonomik şekilde optimum boyutları ve şartları sağlamaktır. Bu şartların sağlanmasına yönelik kapsamlı ve dikkatli bir inceleme, tasarımcıya hem cihaz ve sistem seçimi hem de cihaz ve sistem tasarımı aşamasında önemli ölçüde yararlar sağladığı gibi, düzgün ve sorunsuz bir çalışma performansını da beraberinde getirecektir.

Önceki paragrafta sözü edilen bu altı temel işlevin en önemlilerinden biri soğutmadır. Soğutmaya dair bilinen en eski yöntem ise soğuk yörelerde doğanın meydana getirdiği kar ve buzların muhafaza edilip, bunların sıcak olan veya ısısı absorbe edilmek istenilen yerlere koyulması yolu ile bu işlemin gerçekleştirilmesidir (Özko1 1999). Bu doğal sistemden yola çıkılarak günümüzde pek çok sistem geliştirilmiştir. Bu sistemler arasında en yaygın olanları:

- Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi
- Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi
- Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi
- Evaporatif (Buharlaştırılmalı) Soğutma Sistemleri

Her bir sistem kendi içinde avantaj ve sakıncalara sahip olmakla birlikte, soğutma uygulamasında kullanılacak sistem seçimini etkileyen en önemli unsurlardan biri soğutma sisteminin hangi amaç doğrultusunda kullanıldığı veya kullanılacak olduğudur. Bu durum sistem tasarımını doğrudan etkileyen ana etkenlerden biridir. Diğer bir ana etken ise, sistemin kurulacağı bölgenin iklim koşulları, bir başka deyişle ekolojik kriterlerdir. Bu iki etken de soğutma sistemi seçiminde öncelik teşkil eder. Bunlar dışında seçim aşamasında ilk yatırım maliyeti, işletme ve bakım maliyetleri gibi ekonomik kriterler de büyük bir önem arz eder ve genellikle göz ardı edilemez. Dolayısıyla, ekonomik ve ekolojik kriterler açısından sistem seçiminde esas adımlardan biri doğal soğutma uygulamasının avantajlı olup olmadığının belirlenmesi olmalıdır. Bunun içinde soğutma sezonu süresince günlük sıcaklık değerlerinin bilinmesi ve bu verilerin doğru bir şekilde analiz edilmesi çok önemlidir. Bunun dışında göz önüne alınması gereken diğer etkenler soğutma grubunun çalışma aralıkları ve operasyon zamanı, sistemde kullanılan diğer yardımcı ekipmanların sisteme etkisi vb. gibi etkenlerdir.

1.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

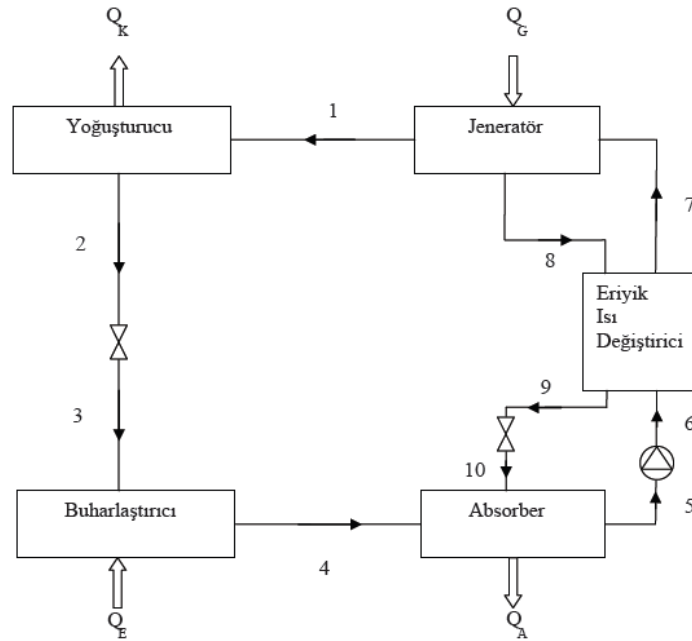
Absorbsiyonlu soğutma sistemi absorbsiyonlu soğutma çevrimini temel alır. Bu çevrimde, soğutucu ve soğurucu (absorbent) olmak üzere iki farklı tür akışkan dolaştırılır. Soğutucu akışkan (soğutkan) evaporatörde (buharlaştırıcı) buharlaşarak, soğutma yükünün ortamdaki uzaklaştırılmasını sağlarken absorbent ise çevrimin belirli bir bölümünde soğutucu akışkanı taşıma görevini üstlenir (Goralı 2007). Bir başka deyişle çevrim, soğutucu akışkanın absorbent tarafından soğurulması ilkesi üzerine kuruludur.

Soğutucu ve soğurucu akışkanlar olarak günümüzde en çok LiBr-H₂O ve H₂O-NH₃ çifti kullanılmaktadır. LiBr-H₂O çiftinde su soğutucu akışkan iken, H₂O-NH₃ çiftinde ise absorbent rolünü üstlenir. Bu iki çift ayrıca sistemin belirli bir bölümünde zengin eriyik (zengin çözelti) ve fakir eriyik (fakir çözelti) diye tabir edilen tanımları da meydana getirir.

Şekil 1.1'de gösterildiği üzere absorbsiyonlu soğutma çevriminin ve dolayısıyla böylesi bir sistemin genel çalışma prensibi şu şekildedir:

Yüksek basınçta bulunan soğutucu akışkan buharı, yoğuşturucuya (kondenser) girerek yoğuşur ve ortama gizli ısını verir. Soğutucu akışkan yoğuşturucuda doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı halindedir. Soğutucu akışkan yoğuşturucudan ayrıldıktan sonra kısılma vanasında (genleşme valfi) genleşerek ıslak buhar halinde buharlaştırıcıya girer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıda soğutulacak ortamın ısını bir başka deyişle soğutma yükünü çekerek

kızgın buhar fazında buharlaştırıcıyı terk eder ve absorbere girer. Soğutucu akışkan absorberde soğurucu akışkan bakımından zengin, soğutucu akışkan bakımından fakir olan çözeltilerdeki soğurucu tarafından emilir ve böylece ortaya soğurucu akışkan bakımından fakir, soğutucu akışkan bakımından zengin bir eriyik ortaya çıkar. Dolayısıyla, soğutucu akışkan bakımından zengin olan bu eriyiğe “zengin eriyik” adı verilir. Emilim sırasında ısı açığa çıkar ve eriyik düşük basınçta bulunur. Düşük basınçtaki zengin eriyiğin daha sonra eriyik pompası yardımıyla basıncı yükseltilir. Eriyik pompası ile jeneratör (kaynatici) arasında çözeltili eşanjörü bulunur. Çözeltili eşanjörü, absorberden gelen eriyik ile jeneratörden gelen eriyiğin arasında ısı transferinin gerçekleştiği yerdir. Transfer, absorberden gelen eriyiğin jeneratörden gelen eriyiğin ısınımsını alması şeklinde gerçekleşir. Çözeltili bu bakımdan jeneratöre girmeden önce bir çeşit ön ısıtmaya tabi tutulmaktadır. Eriyik jeneratöre girerken genellikle yüksek basınçta ve kaynama sıcaklığının altındaki bir sıcaklıktadır. Jeneratörde ise ısı kaynağı yardımıyla zengin eriyik kaynama sıcaklığına yükseltilir ve kaynama olayı sayesinde ortaya çıkan soğutucu akışkanın buharı jeneratörden ayrılarak yoğuşturucuya girer. Zengin çözeltiliden soğutucu akışkan buharı ayrıldığı için eriyik soğutucu akışkan bakımından fakir hale gelir. Soğutucu akışkan bakımından fakir olan bu eriyiğe dolayısıyla “fakir eriyik” adı verilir. Bu eriyik daha sonra tekrar absorbere girmek için jeneratörden ayrılır ve kısılma vanasından geçerek absorbere girdikten sonra çevrimi tamamlamış olur (Çelik 2007).



Şekil 1.1 Absorbsiyonlu soğutma sistemi (Babadağlı 2005)

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde ısı enerjisinden faydalanılır. Isı enerjisi ise atık ısı, jeotermal enerji, güneş enerjisi gibi çeşitli biçimlerde olabilir (Şencan 2004). Bileşenler bakımından ise buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemindeki bileşenlerin yerini çözelti pompası, absorber, jeneratör ve ısı eşanjörleri (ısı değiştiricileri) gibi elemanlar alır.

Absorbsiyonlu soğutma sistemi genellikle düşük kapasitede çalışan, yemek fabrikaları, kimyasal madde fabrikaları, süt fabrikaları, atık ısının kullanılacağı rafineriler, petrokimya tesisleri gibi endüstriyel tesislerle, güneş enerjisinden etkin bir şekilde yararlanma imkanının bulunduğu sıcak iklimlerde kendine yer edinebilmiştir (Kürtyan 2005).

1.2 Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Adsorbsiyon, belirli bir fazda bulunan iyon ya da moleküllerin, başka bir fazın yüzeyinde yoğunlaşarak konsantre bir hale gelmesi sonucu faz yüzeyinde görülen tutunma olayına denir (Coşkun 2006). Yüzeyde tutunan molekül “adsorbat” adını alırken adsorbatı adsorblayan katıya da “adsorbent” adı verilir.

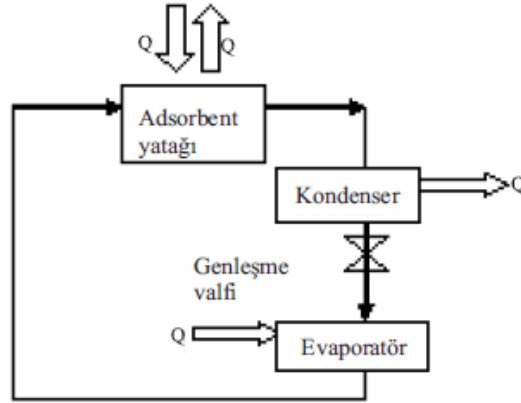
Adsorbsiyonlu soğutma sistemi genelde dört bileşenden oluşur. Bunlar, adsorbent yatağı, evaporatör, kondenser ve genişleme valfidir. Çalışma mantığı basit olup absorbsiyonlu soğutma sisteminde olduğu gibi bu sistemde de enerji türü olarak ısı enerjisi kullanılır. Soğutma yapılırken, adsorbat evaporatörde soğutulacak ortamdan ısı çekerek buharlaşır. Bu işlemden sonra adsorbat kuru fazda bulunan adsorbent tarafından adsorblanmak üzere adsorbent yatağına gönderilir. Adsorblanma işlemini takiben adsorbat kondensere geçer ve burada adsorbatın adsorbent yüzeyinden uzaklaştırılması yolu ile çevreye ısı vererek yoğunlaşır. Kondenserdeki yoğunlaşma işleminden sonra adsorbat genişleme valfinden geçerek evaporatöre gelir (Esen 2007).

Soğutma sisteminin genel tasarımını büyük ölçüde şekillendiren evaporatör ve kondenser sıcaklıkları ile ısı kaynağının sıcaklığıdır. Bunun dışında özel ilgi isteyen diğer bileşen ise adsorbent yatağı olup bu birimde ısı ve kütle transfer hızlarının optimum şartlarının sağlanması gerekir (Esen 2007).

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde olduğu gibi adsorbsiyonlu soğutma sisteminde de elektrik enerjisi yerine ısı enerjisinin kullanılması benzer avantajları bu sistem için de sağlar. Sakıncalar olarak ise, adsorbsiyonlu soğutma sisteminde verimin ancak kesintili çalışmaya uygun olacak şekilde kabul edilebilir değerlerde olması, soğutma tesir katsayısının düşük

olması ve sistemin mekanik buhar sıkıştırımlı sistemlere göre daha fazla hacim kaplaması gibi sakıncalardan söz edilebilir (Karakuş 1997).

Adsorbsiyonlu soğutma sistemi gazların ayrıştırılması, gaz maskesi üretimi gibi özel uygulamalarla düşük nemin istendiği endüstriyel uygulamalar (gıda sanayi, ilaç sanayi, elektronik sanayi vb.) alanlarda yaygın bir biçimde kullanılmaktadır (Esen 2007).



Şekil 1.2 Adsorbsiyonlu soğutma sistemi (Esen 2007)

1.3 Mekanik Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sistemi

1.3.1 Yapısı

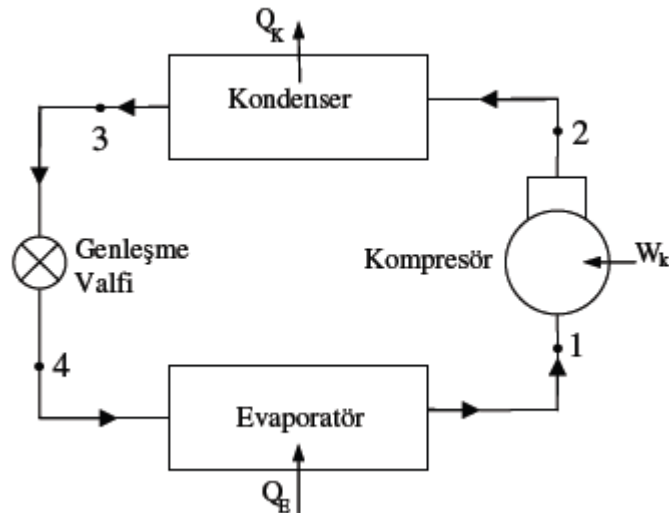
Günümüzde en yaygın olarak kullanılan soğutma sistemi olup, temeli buhar sıkıştırımlı çevrime dayanmaktadır. Çevrim ve sistem kompresör, evaporatör, kısılma vanası ve kondenser gibi ana bileşenlerden; gözetleme camı, filtre, kurutucu, sıvı deposu ve bağlantı boruları gibi yardımcı bileşenlerden oluşur (Ekren 2009). Çevrimde kullanılan soğutucu akışkan aracılığıyla mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısıyı alıp daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama vererek soğutma işlemini gerçekleştirebilir.

1.3.2 Çalışma prensibi ve termodinamik inceleme

Şekil 1.3'de gösterildiği üzere kompresörde yüksek basınçlara kadar sıkıştırılan soğutucu akışkan, kompresörü kızgın buhar halinde terk ederek kondensere girer. Soğutucu akışkan burada çevre ortama ısı vererek yoğunlaşır ve daha sonra kısılma vanasında belirli bir basınca kadar kısılarak ıslak buhar halinde evaporatöre girer. Soğutucu akışkan burada çevre

ortam sıcaklığının altında bir sıcaklıkta olup, bulunduğu ortamdan ısı çekmek suretiyle ortamı soğutur ve kendisi de evaporatörü doymuş buhar halinde terk eder. Soğutucu akışkan daha sonra kompresör tarafından emilir ve böylece çevrim tamamlanmış olur (Akdoğan 2007).

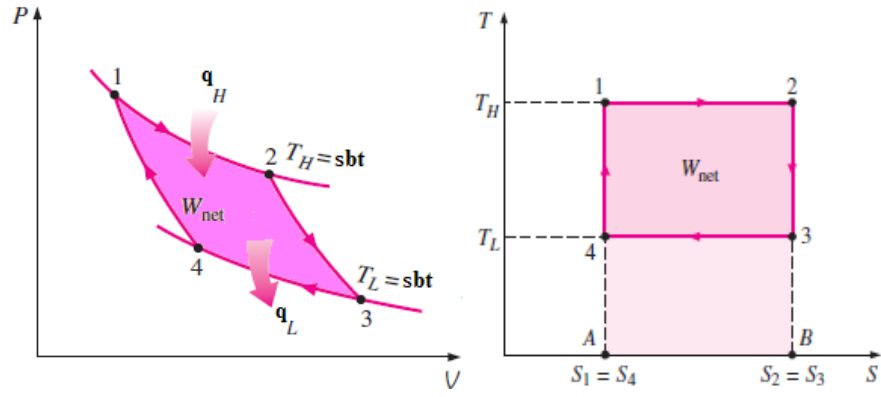
İdeal bir çevrimde buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki ısı transferlerinde basınç kayıplarının oluşmadığı, kompresörün tersinir ve adyabatik olduğu, genleşme valfindeki basınç düşümünün adyabatik olduğu ve çevrim içinde yer alan tüm bileşenler arasındaki boru donanımlarında sürtünmeden dolayı herhangi bir basınç kaybı bulunmadığı kabul edilir. Gerçekte ise böyle bir çevrimin var olması mümkün değildir (Yakın 2007).



Şekil 1.3 Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi (Akdoğan 2007)

Termodinamik açıdan bakıldığında ise çevrim ters Carnot çevrimine benzemektedir:

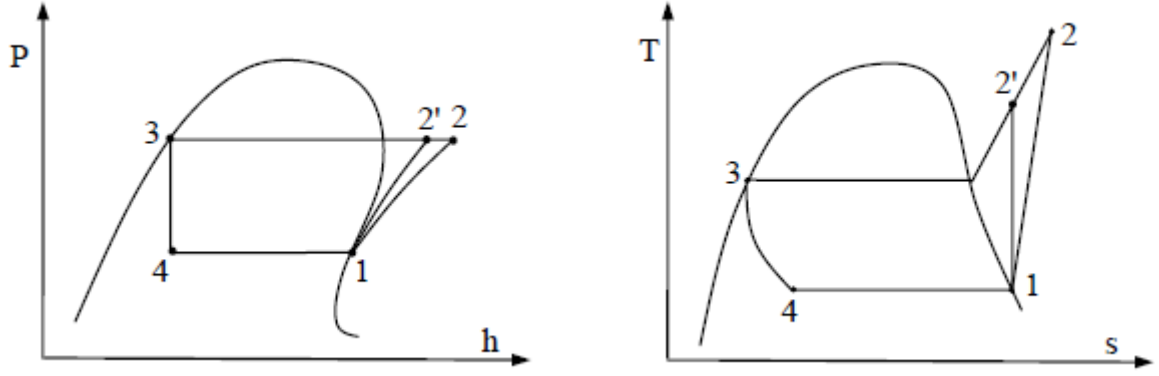
Ters Carnot çevrimi, ısı makinelerinin temelini oluşturan Carnot çevriminde gerçekleşen ısı ve iş etkileşimlerinin bu defa ters yönde gerçekleşmesi ile oluşan ve yapısında buharlaştırıcı, kompresör, yoğuşturucu ve türbin gibi bileşenleri barındıran bir çevrimdir. Çalışma şekli itibariyle “Carnot soğutma makinesi” olarak da adlandırılabilir. Bu bağlamda Carnot çevrimindeki ısı geçişleri, tersinir olarak sabit sıcaklıkta genişleme ve yine tersinir olarak sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemlerini kapsarken, ters Carnot çevriminde bu ısı ve iş etkileşimleri ters yönde olmaktadır. Yani Carnot çevriminde ısı geçişi T_H ile simgelenen daha yüksek sıcaklıktaki bir ortamdan, T_L ile simgelenen ve daha düşük sıcaklıktaki bir ortama doğru gerçekleşirken ters Carnot çevriminde ise soğutma makinesi T_L sıcaklığındaki ortamdan T_H sıcaklığındaki ortama ısı geçişi imkanını sağlar (Şekil 1.4).



Şekil 1.4 Carnot çevrimine ait P-v ve T-s grafikleri (Çengel ve Boles 1994)

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

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



Şekil 1.5 Mekanik sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ideal P-h ve T-s diyagramları (Kızılkıran 2008)

Şekil 1.5'deki ideal çevrimin P-h ve T-s diyagramları incelenecek olursa:

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

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

3-4 arasında kısılma vanasında basınç düşümü

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

ile mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma işleminin gerçekleştirildiği görülecektir.

1.3.3 Sistemin avantajları ve sakıncaları

Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin en önemli avantajları, soğutma tesir katsayısının pek çok soğutma sistemine kıyasla büyük olması, sistemin paket halinde imal edilebilmesi ve sistem maliyetinin görece olarak düşük olmasıdır. Bu gibi avantajlara karşılık olarak sistemin belki de en büyük sakıncası tükenmeyen, sonsuz enerji kaynaklarından doğrudan yararlanma imkanına sahip olamamasıdır. Bu yüzden özellikle elektrik enerjisi kullanımının fazla ve pik olduğu sıcak yaz günlerinde işletme maliyetleri yüksektir. Yine bir diğer önemli sakınca, kullanılan soğutucu akışkanların özellikle ozon tabakasına ciddi zararlar vermesi sonucu sistemin elle tutulur bir çevreci özelliğinin bulunmamasıdır. Ayrıca kompresörün gürültülü ve sarsıntılı çalışma riskinin bulunması da konfor uygulamalarının ön planda olduğu uygulamalarda büyük bir sakınca doğurur (Anonim 2007).

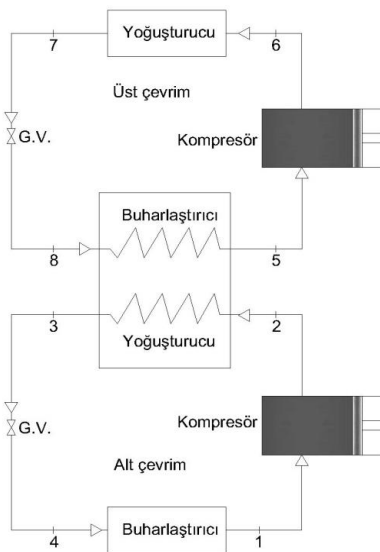
1.3.4 Kullanım alanları

Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi hemen hemen her türlü endüstriyel uygulamada ve bunlar dışında konutlarda, küçük ölçekli işletmelerde ve daha çok pek alanda yoğun şekilde kullanılmaktadır.

1.3.5 İki kademeli mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi

Endüstride veya konut uygulamalarında daima standart sıcaklıklarda soğutma durumu meydana gelmeyebilir. Bazı durumlarda bu tür uygulamalardaki soğutma sıcaklıklarından daha düşük sıcaklıklara erişilmesi gereklidir. Ancak bu durum, daha fazla basınç kaybını ve kompresörün daha düşük verimde çalışması gibi iki temel sorunu beraberinde getirir. Bu sorunları aşmak için genellikle iki kademeli soğutma sistemi kullanılır (Çengel ve Boles 1994).

Şekil 1.6'da gösterildiği gibi iki kademeli soğutma sisteminde birbiriyle koordineli olarak çalışan iki ayrı soğutma çevrimi bulunur. Bunlardan üst çevrim adı verilen çevrimdeki buharlaştırıcı ile alt çevrim adı verilen çevrimdeki yoğuşturucu arasında bir ısı eşanjörü (ısı değiştiricisi) aracılığıyla ısı transferi gerçekleşir. Teorik olarak düşünülecek olursa, tüm kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilebilir ve ısı transferinin de mükemmel yalıtımlı bir ısı eşanjöründe gerçekleştiği kabul edilebilir. Bu durumda, ısı eşanjöründe alt çevrim tarafından verilen ısı üst çevrimde alınan ısıya eşit olacaktır. Bu doğrultuda da kompresöre harcanan iş azalacak ve iklimlendirilen ortamdaki çekilen ısı artacaktır (Çengel ve Boles 1994).



Şekil 1.6 İki kademeli mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi (Çengel ve Boles 1994)

1.4 Evaporatif Soğutma Sistemleri

Evaporatif soğutma sistemlerinin temeli evaporatif soğutma teorisine dayanır. Buna göre adyabatik bir ortamda, doymamış hava, serbest su yüzeyiyle temas ettirilecek olursa hava ile serbest su yüzeyi arasında ısı ve kütle transferi gerçekleşecektir. Serbest su yüzeyinin sahip olduğu buhar basıncı, doymamış havanın sahip olduğu buhar basıncından daha yüksek olacağı için basınç farkı nedeniyle serbest su yüzeyinden havaya doğru nem transferi başlar. Bu nem transferi suyun sıvı fazdan buhar fazına geçmesi ile gerçekleşir. Bu değişim için gerekli olan ısıya da “buharlaşma gizli ısı” denir. Buharlaşma gizli ısı havadan, sudan veya her ikisinden de alınır. Bu bağlamda hava duyulur olarak ısı kaybederken su buharı transferinden ise gizli ısı kazanır (Kocatürk 2007).

1.4.1 Direkt evaporatif soğutma sistemi

Direkt evaporatif soğutma sistemi evaporatif soğutma sistemleri arasındaki en temel soğutma sistemi olup evaporatif soğutma teorisinin en basit örneğini teşkil eder. Genellikle belirli bir nem oranına ihtiyaç duyulan ortamlarda ve uygulamalarda sıklıkla kullanılır. Sistem evaporatif soğutma teorisine çok benzer ancak teoriden bir farkla ayrılır. Bu temel farka göre, evaporatif soğutma teorisi adyabatik bir ortamı baz alırken ve bu doğrultuda adyabatik bir doyma işleminin gerçekleşmesine imkan verirken, pratikte (gerçek hayatta) adyabatik doyma işlemi sistem tarafından gerçekleştirilemez (El-Refaie ve Kaseb 2008).

Direkt evaporatif soğutmada, sisteme giren hava, mahale gönderilecek olan üfleme havasını da temsil eder ve hava içerisinde suyun direkt olarak buharlaştırılması vasıtasıyla soğutulur. Psikrometrik diyagram incelenecek olursa giren taze havanın yaş termometre sıcaklığı sabit bir değerde kalırken (sabit entalpi çizgisi ile çakışık olarak) hava ve su arasındaki eş zamanlı gizli ve duyulur ısı transferi dolayısıyla kuru termometre sıcaklığında bir düşüş meydana gelir. Havaya nem eklendiğinden dolayı ise özgül nemde eklenen neme bağlı olarak artış görülür (El-Refaie ve Kaseb 2008).

Direkt evaporatif soğutma işleminde taze hava üfleme havası olarak %100 oranında tam doyma işlemine gönderilecek olursa teorik minimum hava üfleme sıcaklığı giren havanın yaş termometre sıcaklığı olacaktır ($T_{gh,YTS}$). Fakat gerçekte böylesi bir mükemmel soğutmanın yapılabilmesi çevreden olan ısı kaçakları ve sonlu temas yüzeyi nedeniyle mümkün değildir. Bu yüzden direkt ünitenin performansı (verimi), “performans faktörü” (PF) adı verilen bir

terimle simgelenir ve değeri gerçek sıcaklık düşümünün teorik sıcaklık düşümüne oranıdır (El-Refaie ve Kaseb 2008).

$$PF = \frac{T_{gh} - T_{üh}}{T_{gh} - T_{gh,YTS}} \quad (1.1)$$

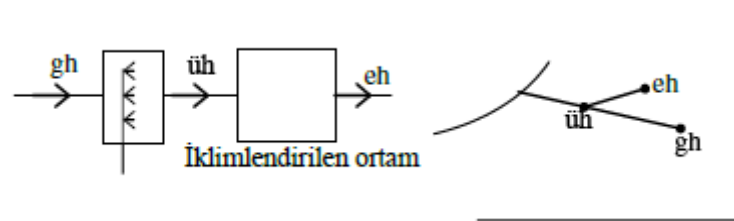
T_{gh} : Giren havanın sıcaklığı [$^{\circ}C$]

$T_{üh}$: Çıkan havanın (üfleme havası) sıcaklığı [$^{\circ}C$]

$T_{gh,YTS}$: Giren havanın yaş termometre sıcaklığı [$^{\circ}C$]

Performans faktörüne etki eden etmenler şöyle sıralanabilir:

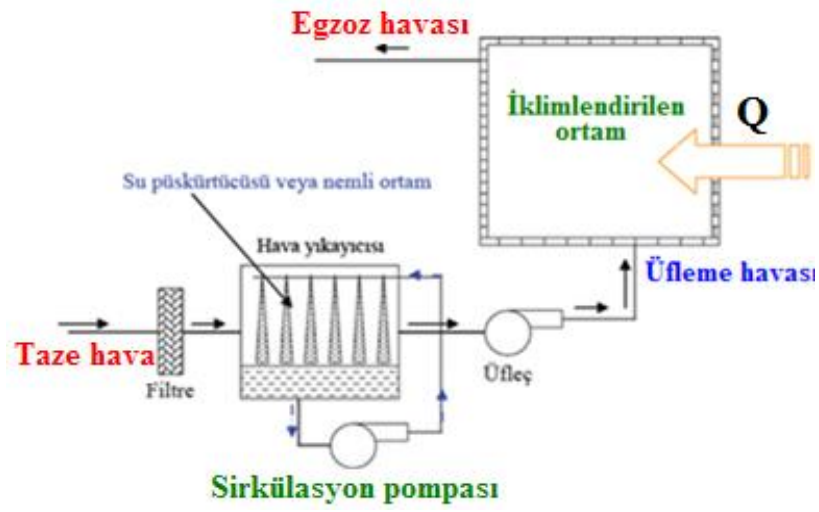
- Belirli bir direkt soğutucuda, belirli bir yüzey alanı ve belirli bir su akış debisi için, direkt soğutucudan geçen havanın hızı arttıkça, doğru orantılı olarak soğutulan hava debisi de artış gösterecektir. Bu durumda soğutma kapasitesinde ve performans faktöründe artışa yol açar. Ancak hava ile beraber su damlacıklarının da taşınmasını önlemek için giren havanın hızının genellikle 3 m/s'den fazla olması istenmez.
- Suyla hava arasındaki temas süresi veya temas alanı arttığında paralel olarak hava/su debisel oranı da artacağından performans faktörü bu durumdan olumlu etkilenir.



Şekil 1.7 Direkt evaporatif soğutma işlemine ait şema ve psikrometrik diyagram (El-Refaie ve Kaseb 2008)

Şekil 1.8'de gösterilen sistemde daha detaylı bir şekilde görüleceği üzere ortama gönderilecek olan taze hava öncelikle filtre edilir. Daha sonra nemli ortamın oluşmasını sağlayan ve soğutmayı gerçekleştiren düzenekler (şekilde hava yıkayıcısı) ile direkt olarak temas ettirilir ve son olarak da bir fan veya üfleç yardımıyla iklimlendirilecek ortamın duyulur ve gizli ısısını absorbe etmek için ortama servis edilir (gönderilir). Ortamı nemli hale getirmek için püskürtücü, hava yıkayıcısı, evaporatif pedler, dönel çark gibi çeşitli evaporatif soğutucular ve düzenekler kullanılır. Bunun dışında buharlaşma işlemi boyunca hava

bünyesine katılan suyun telafisi için, bir başka deyişle ortamın nemlilik özelliğini kaybetmemesi için su sürekli olarak sirküle ve takviye edilir.



Şekil 1.8 Direkt evaporatif soğutma sistemi (Anonim 2008)

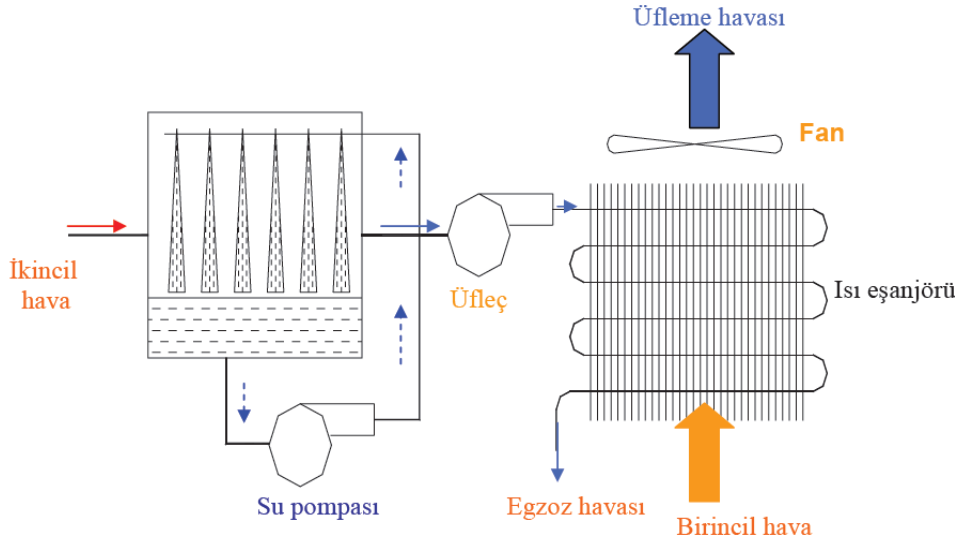
1.4.2 Endirekt evaporatif soğutma sistemi

Endirekt evaporatif soğutmada direkt evaporatif soğutmadan farklı olarak birincil ve ikincil hava olmak üzere iki değişik tür havadan söz edilir. Endirekt evaporatif soğutmada birincil hava adı verilen taze hava (üfleme havası) sisteme dış ortamdan giriş yapar ve ikincil hava olarak bilinen ve direkt üniteye buharlaştırılarak soğutulan başka bir hava akımı tarafından, bir ısı eşanjörü vasıtasıyla, bünyesine hiç nem katılmaksızın duyulur bir şekilde soğutulur. Bir başka deyişle birincil havanın kuru termometre sıcaklığında direkt evaporatif sistemlerde olduğu gibi yine düşüş gözlenir. Fakat direkt evaporatif soğutucuyla karşılaştırıldığında bir direkt evaporatif soğutucudaki kuru termometre sıcaklığındaki düşüş, aynı şartlar altındaki endirekt evaporatif soğutucuya göre daha fazladır (El-Refaie ve Kaseb 2008).

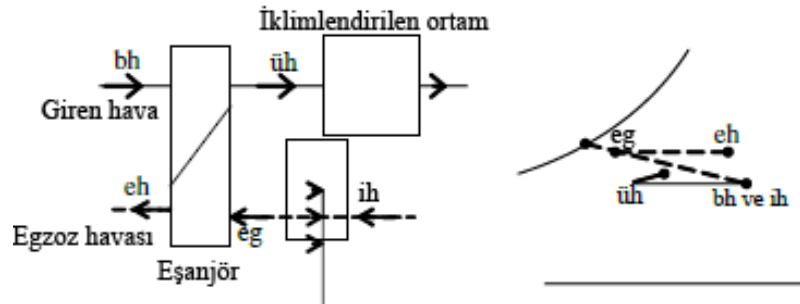
Endirekt evaporatif soğutma işleminde direkt evaporatif soğutma işleminden farklı olarak birincil havanın yaş termometre sıcaklığında da düşme gözlenir. İkincil havanın yaş termometre sıcaklığı ise sabit kalır. İkincil hava ya dış ortamdan alınır ya da mahalden dönen hava ikincil hava olarak kullanılır (El-Refaie ve Kaseb 2008).

Buradan anlaşılacağı üzere endirekt evaporatif soğutma işlemi direkt evaporatif soğutma işleminden iki temel farkla ayrılır. Birincisi, direkt evaporatif soğutma işleminde sisteme giren taze havaya nem katılmasından dolayı taze havanın özgül nem değerinin artış

göstermesine karşın indirekt evaporatif soğutma işleminde ise taze havaya nem katılmaması sonucu taze havanın özgül nem değerinin sabit kalmasıdır. Bu sebepten dolayı, bir indirekt evaporatif soğutucu nem oranının belirli bir seviyede kalmasının istendiği uygulamalarda sıklıkla kullanılır. İkinci fark ise indirekt evaporatif soğutma işleminde iklimlendirilecek mahale servis edilen üfleme havasının hem kuru termometre sıcaklığının hem de yaş termometre sıcaklığının düşmesidir (El-Refaie ve Kaseb 2008).



Şekil 1.9 Endirekt evaporatif soğutma sistemi (Anonim 2008)



Şekil 1.10 Endirekt evaporatif soğutma işlemine ait şema ve psikrometrik diyagram (El-Refaie ve Kaseb 2008)

Endirekt üniteye ulaşılacak teorik minimum sıcaklık ikincil havanın yaş termometre sıcaklığıdır ($T_{ih,YTS}$). Buna bağlı olarak indirekt üniteye performans faktörü ($PF_{E.Ü}$), (1.2) bağıntısı veya (1.3) bağıntısında olduğu gibi tanımlanır (El-Refaie ve Kaseb 2008).

$$PF_{E.Ü} = \frac{T_{bh} - T_{üh}}{T_{bh} - T_{ih,YTS}} \quad (1.2)$$

$$PF_{E.Ü} = \frac{\xi (T_{ih} - T_{ih,YTS}) PF + \Delta T}{(T_{ih} - T_{ih,YTS}) + \Delta T} \quad (1.3)$$

T_{bh} : Birincil havanın girişteki sıcaklığı [$^{\circ}C$]

T_{ih} : İkincil havanın girişteki sıcaklığı [$^{\circ}C$]

$T_{ih,YTS}$: İkincil havanın yaş termometre sıcaklığı [$^{\circ}C$]

ΔT : Birincil hava ile ikincil hava arasındaki sıcaklık farkı [$^{\circ}C$]

(1.3) bağıntısında ξ ısı eşanjörünün verimi olup değeri (1.4) bağıntısıyla hesaplanır.

$$\xi = \frac{T_{bh} - T_{üh}}{T_{bh} - T_{eg}} \quad (1.4)$$

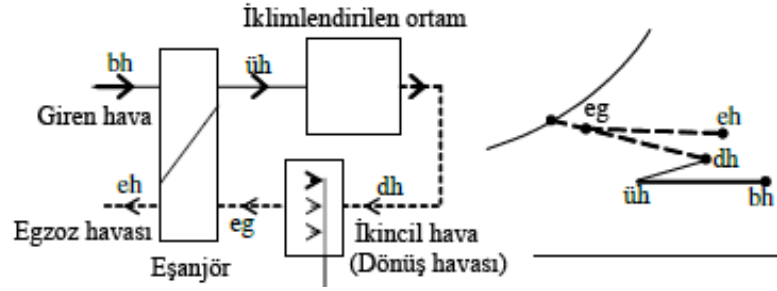
T_{eg} : İkincil havanın ısı eşanjörüne giriş sıcaklığı [$^{\circ}C$]

Şekil 1.10’da görüldüğü gibi hem birincil hem de ikincil aynı kaynaktan (aynı ortamdan) alınıyorsa bu durumda (1.5) eşitliği geçerli olur.

$$PF_{E.Ü} = PF \xi \quad (1.5)$$

Direkt ve endirekt evaporatif soğutucuların performans faktörleri soğutucuların düzenlemelerine (konfigürasyonlarına) bağlıdır. Performans faktörleri direkt soğutucular için %80-90, endirekt soğutucular içinse %55-65 arasında değişmektedir (El-Refaie ve Kaseb 2008).

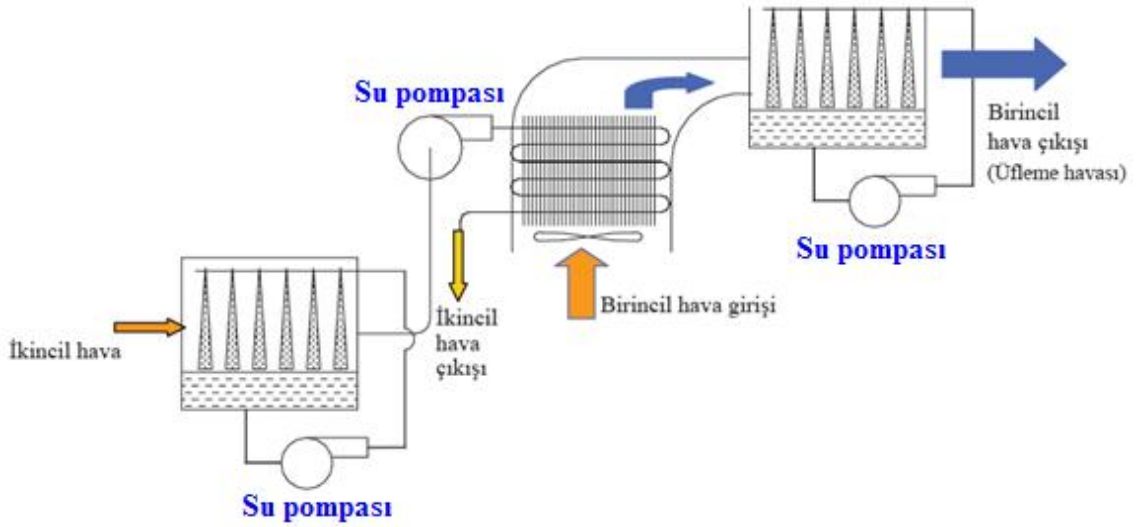
Endirekt evaporatif soğutma işleminde temel prensip %100 dış hava kullanılmasıdır. Böylece dönüş havasının kullanımına ihtiyaç duyulmayacağından bunun için ek bir enerji de harcanmaz. Ne var ki endirekt evaporatif soğutma sistemlerinde ikincil hava olarak her zaman taze hava kullanılamaz. Bazı durumlarda ikincil hava olarak iklimlendirilecek mahalden dönen havadan (dönüş havası) yararlanır. Bu durum genellikle dönüş havası düşük yaş termometre sıcaklığına sahipse etkili sonuçlar verir. Böylece birincil havanın duyulur olarak daha fazla soğutulmasına imkan sağlanmış olur. İkincil hava olarak mahalden dönen havanın kullanıldığı bu tür sistemlere “rejeneratif sistemler” adı verilir. Böylesi bir örnek Şekil 1.11’de gösterilmiştir (El-Refaie ve Kaseb 2008).



Şekil 1.11 Rejeneratif endirekt evaporatif soğutma işlemine ait şema ve psikrometrik diyagram (El-Refaie ve Kaseb 2008)

1.4.3 Endirekt-direkt (iki kademeli) evaporatif soğutma sistemi

Evaporatif soğutma sistemlerinin etkinliğini önemli ölçüde arttıran pek çok değişiklik mümkündür. Bunlardan biri de endirekt-direkt evaporatif soğutma sistemidir. İki kademeli evaporatif soğutma sistemi olarak da adlandırılan bu sistem özellikle çok kurak iklimlerde, iklimlendirilecek mahale gönderilen üfleme havasının kuru termometre sıcaklığının istenilen değere düşürülemediği durumlarda kullanılır. Bu durumda, mahale gönderilen üfleme havasının sıcaklığının daha fazla azaltılabilmesi için endirekt evaporatif soğutucuya ilave olarak sisteme ayrıca direkt bir soğutucu daha eklenir. Tek kademeli bir sistemle karşılaştırıldığında iki kademeli endirekt-direkt evaporatif soğutucu direkt soğutucuya göre, üfleme havasının kuru termometre sıcaklığını önemli ölçüde daha düşük değerlere çekebilmektedir. Bununla birlikte, üfleme havasının bağıl nemi direkt evaporatif sisteme göre daha yüksek değerdedir. Fakat üfleme havası mahal duyulur soğutma yükünü istenilen ölçüde absorbe edebiliyorsa ve sıcak yaz mevsiminde arzu edilebilir konforu sağlayabiliyorsa bu durumda bağıl nemdeki bu artış belirli bir ölçüde genellikle göz ardı edilebilir. Aksi takdirde, bir yandan mahal soğutma yükü absorbe edilirken diğer yandan da iklimlendirilecek ortama gönderilen üfleme havasının bağıl nem oranının istenilen değerlere düşürülmesi için nem alma işleminin uygulanması gerekir (Wang 2001).

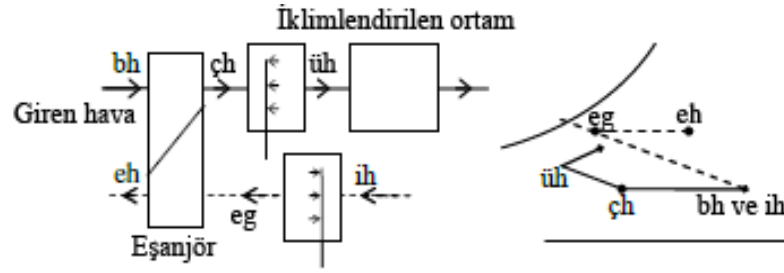


Şekil 1.12 Endirekt-direkt (iki kademeli) evaporatif soğutma sistemi (Anonim 2008)

Şekil 1.12’de gösterilen endirekt-direkt evaporatif sisteminde nemliliğin temelini oluşturan suyun devri daimini sağlayan bir sirkülasyon pompası, ısı eşanjörü (genelde plakalı ısı eşanjörü) ve birincil havayı mahale göndermek için kullanılan bir fan bulunmaktadır. Nemliliği elde etmek içinse ya bir su püskürtücüsü ya da su emici malzemeye muamele edilmiş sürekli nemli halde bulunan bir yüzey kullanılır (Wang 2001).

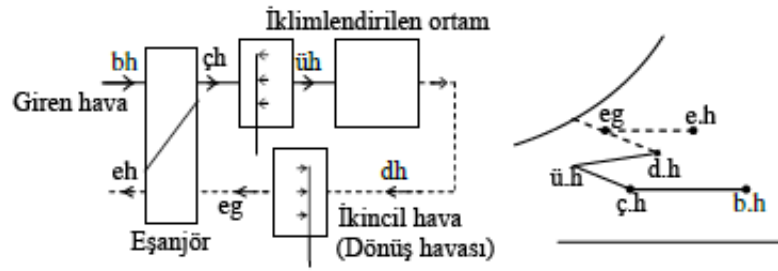
Endirekt-direkt bir evaporatif soğutma sistemine ait psikrometrik diyagramdan görüleceği üzere ilk kademede direkt olarak soğutulan ve nem kazanan ikincil hava (giren hava), bir ısı değiştiricisi aracılığıyla, birincil havayı (üfleme havası) duyulur olarak soğutur. Böylece endirekt evaporatif soğutma kademesi tamamlanmış olur. İkinci kademede ise birincil hava direkt soğutucuda soğutularak hem nem kazanır hem de kuru termometre sıcaklığı ikincil havanın yaş termometre sıcaklığının biraz daha altına düşer. İkincil hava ise egzoz havası olarak iklimlendirilen mahalden dışarı atılır (Wang 2001).

Endirekt-direkt bir evaporatif soğutucu elde etmek için direkt soğutucu daima endirekt soğutucudan sonra sisteme seri olarak bağlanmalıdır. Eğer tersi yapılacak olursa, bu durumda elde edilecek olan direkt-endirekt evaporatif soğutucu, endirekt-direkt evaporatif soğutucuya göre daha yüksek üfleme havası sıcaklığına sahip tek kademeli bir direkt evaporatif soğutucudan farksız olmayacaktır. Bununla birlikte kısmi yüklerde çalışma durumunda, iç ortam ve dış ortam koşullarına bağlı olarak endirekt veya direkt soğutucudan herhangi birisi devre dışı bırakılabilir (Wang 2001).



Şekil 1.13 Endirekt-direkt (iki kademeli) evaporatif soğutma işlemine ait şema ve psikrometrik diyagram (El-Refaie ve Kaseb 2008)

Aynı endirekt evaporatif sistemde olduğu gibi endirekt-direkt sistemde de ikincil hava olarak her zaman taze hava kullanılmaz. İkincil hava olarak taze hava yerine iklimlendirilen odadan alınan dönüş havasının kullanıldığı rejeneratif sistem Şekil 1.14'de gösterilmiştir.



Şekil 1.14 Rejeneratif endirekt-direkt (iki kademeli) evaporatif soğutma işlemine ait şema ve psikrometrik diyagram (El-Refaie ve Kaseb 2008)

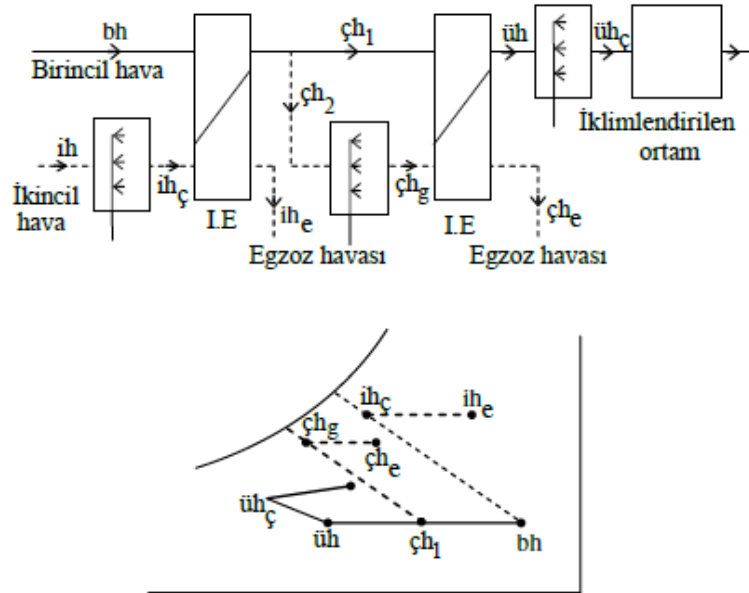
İki kademeli evaporatif sistemin verimi bir direkt sistemle veya endirekt sistemle karşılaştırıldığında oldukça yüksek değerlerdedir. Öyle ki; bu değer dış şartlara ve direkt sistemle endirekt sistemin performans katsayılarına bağlı olarak uygun şartlarda (uygun hava üfleme hızı ve nemliliği sağlayan düzeneklerin optimum koşullarda çalışması) %100'e kadar çıkmaktadır (Wang 2001).

İki kademeli evaporatif sistem yerine pratikte bazen üç kademeli evaporatif sistem de kullanılmaktadır. Burada amaç iki kademeli sistemde olduğu gibi iklimlendirilen ortamın soğutulmasında kullanılacak olan taze havanın mümkün olduğunca soğutulmasını sağlamaktır.

Üç kademeli evaporatif sistem iki endirekt soğutucu ve bir direkt soğutucudan meydana gelir. Direkt soğutucu iki endirekt soğutucudan sonra seri olarak sisteme bağlanır.

Ayrıca sistemde iki tane ısı eşanjörü kullanılır. Birincil ve ikincil havanın her ikisi de dış ortamdandır (El-Refaie ve Kaseb 2008). Sistemin çalışma prensibi şöyledir:

Öncelikle ikincil hava birinci endirekt soğutucudaki ısı eşanjörü aracılığıyla, giren birincil havanın soğutulmasında kullanıldıktan sonra egzoz havası olarak (ih_e) mahalden dışarı atılır. Endirekt soğutucuda soğuyan birincil havanın bir kısmı ($çh_2$) ilk endirekt üniteden sonra ayrılarak ikinci endirekt üniteye önce nemlendirilir ($çh_g$) ve daha sonra da ikinci endirekt üniteye ısı eşanjörü aracılığıyla birincil havanın kalan kısmını ($çh_1$) soğuttuktan sonra egzoz havası olarak ($çh_e$) mahalden dışarı atılır. Böylece birincil havanın kalan kısmı ($çh_1$) soğuk hava olarak direkt üniteye nemlendirildikten sonra iklimlendirilen ortama üfleme havası ($üh$) olarak gönderilir ve işlem tamamlanmış olur (El-Refaie ve Kaseb 2008) (Şekil 1.15).



Şekil 1.15 Üç kademeli evaporatif soğutma işlemine ait şema ve psikrometrik diyagram (El-Refaie ve Kaseb 2008)

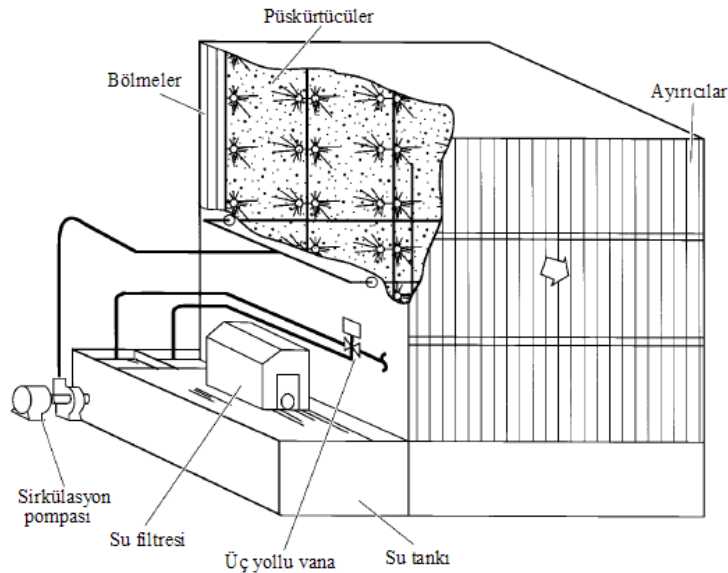
1.4.4 Direkt evaporatif soğutucular ve nemlendirme düzenekleri

a) **Hava yıkayıcılar:** Aslında hava yıkayıcının kendisi hali hazırda bir evaporatif soğutucudur. Şekil itibarıyla ise su dirençli boya ile boyanmış ve genellikle plastik veya galvanizden imal edilmiş saclardan oluşturulmuş bir çerçeveye benzer. Bütün bağlantı yerleri su dirençli reçine ile kaplanmıştır. Hava yıkayıcının tabanında veya ondan ayrı olarak yakınına imal edilmiş ve genelde suyu toplamak bazen de sirküle edilen suyla soğuk olan giriş suyunu karıştırmakta kullanılan bir su tankı bulunur. Tank genelde çelik, paslanmaz çelik

veya yüzeyi yalıtılmış olan güçlendirilmiş betondan imal edilir. Giriş tarafında bulunan sıralı bölmeler su ve hava temasının her yönde eşit olarak dağılmasını sağlar. Suyun sirkülasyonu ise sirkülasyon pompası yardımıyla sağlanır. Bu işlem için genelde santrifüj pompa kullanılır. Çıkışta bulunan sinüs eğrisi şeklindeki ayırıcılar havanın arasına karışan su damlacıklarının havadan ayrılmasında kullanılır. Bunlar genelde plastik veya paslanmaz çelikten imal edilmiş olup temizleme ve bakım işlerine uygundur. Dış çerçeveye monte edilmiş erişim kapıları su sızmasını önlemek için güzelce yalıtılmış olmalı ve bunların periyodik olarak bakımları yapılmalıdır (Wang 2001).

Pek çok hava yıkayıcıda birer dizi halinde bulunan püskürtme ağzları (püskürtücüler) genelde birbirlerine bakacak şekilde konumlandırılmıştır. İki dizi arasındaki mesafe genelde 0.9-1.35 m arasında değişir. Hava yıkayıcının toplam uzunluğu ise 1.2-2.1 m arasında değişir (Wang 2001).

Hava yıkayıcılar genelde tekstil endüstrisinde, konut iklimlendirmesinde ve bünyesinde hem nemlendirme hem de evaporatif soğutmanın bulunduğu daha pek çok endüstriyel uygulamada sıklıkla kullanılmaktadır. En büyük sakıncaları, soğutulan havanın soğutucudan çıktığında aşırı doymuş halde bulunma riskiyle karşı karşıya olmasıdır. Bir diğer sakınca da büyük hacimli ve pahalı olmalarıdır (Wang 2001).



Şekil 1.16 Hava yıkayıcı (Wang 2001)

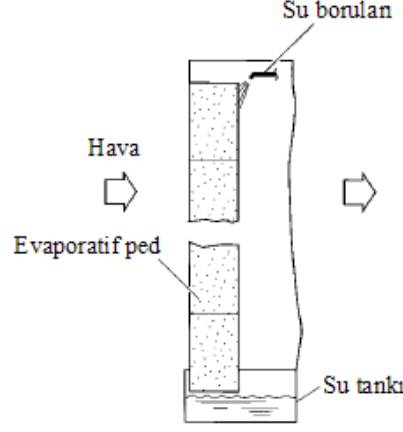
b) Evaporatif (buharlaştırılmalı) pedler: Genellikle 50 mm kalınlığındaki, nemliliklerinin artırılmasına ve üzerlerinde mikroorganizma birikmesini önlemeye yönelik olarak uygun kimyasal işleme maruz bırakılmış olan aspen ağacı liflerinden imal edilirler. Aspen ağacı liflerinden başka imalat aşamasında kağıt, plastik ve çimento katkılı malzemeler de kullanılmaktadır (Kocatürk 2007).

Pedler bağımsız bir direkt soğutucu içerisinde takılıp sökülebilen galvanizli çelik veya plastik çerçeveler içerisine yerleştirilir. Ancak yerleşim sırasında pedlerin içlerinden geçen hava akımına optimum değerde nemli yüzey alanı gösterebilmelerine dikkat edilmelidir. Böylece havaya nemli yüzeyden olan nem transferi oranı artacak, hava soğutucuyu doyma noktasına oldukça yakın bir noktada terk edecektir. Bunun sağlanabilmesi için genellikle pedler fan bölmesini çevreleyen iç yüzeye uygun bir açıyla yerleştirilir (Kocatürk 2007).

Pedlerin nemliliklerini devamlı olarak muhafaza edebilmeleri için kesintisiz bir su kaynağı olarak genelde soğutucunun üst tarafına açılan bir su püskürtücüsünden yararlanır. Ayrıca pedlerden damlayan su da soğutucunun taban bölümüne monte edilmiş olan su tankında biriktirilir ve periyodik olarak tahliye edilir.

Pedli bir direkt soğutucuda etkinlik önemli ölçüde pedin ön yüzeyine çarpan ve onunla temas eden havanın akış hızına bağlıdır. Düşük geçiş hızlarında (<3 m/s) hava daha yüksek bağıl nem değerlerine ulaşmaktadır. Bundan başka, soğutucunun etkinliğine tesir eden diğer etmenler, pedin yapısal özellikleri, pedin homojen olarak nemlenip nemlenmediği ve iç-dış ortam arasındaki basınç farkıdır (Wang 2001).

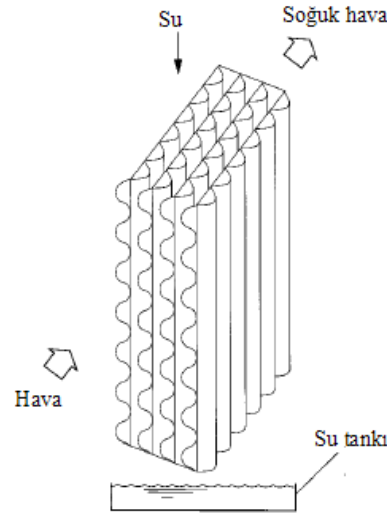
Pedli bir evaporatif soğutucu özellikle konutların ve küçük ticari işletmelerin soğutulmasında diğer direkt soğutucularla kıyaslandığında en geniş ölçüde kullanılan soğutucu tipidir. Bu tip bir soğutucunun düşük ilk yatırım maliyetine sahip olması ve kolayca işletilebilmesi en önemli tercih sebeplerindedir.



Şekil 1.17 Evaporatif ped (Wang 2001)

c) Rijit ıslak ortam: Rijit ıslak ortam, rijit halde bulunan, oluklu hale getirilmiş ve plastik veya emprenye edilmiş selülozdan imal edilen saç levhalardan ibaret bir nemlendirme düzeneğidir. Hava ve su, birbiri ardına dizilmiş iki oluklu saç levha arasında hava yatay, su ise düşey yönde karşıt akım oluşturacak şekilde hareket ederler. Rijit ıslak ortamın derinliği genellikle hava akımı yönünde 300 mm olup 200-400 mm aralığında değişkenlik gösterir. Göreceli olarak düşük hava hızlarında daha etkin sonuç verir ve aynı şartlar altında evaporatif pedlere göre az da olsa daha yüksek bir doyma etkinliğine sahiptir (Wang 2001).

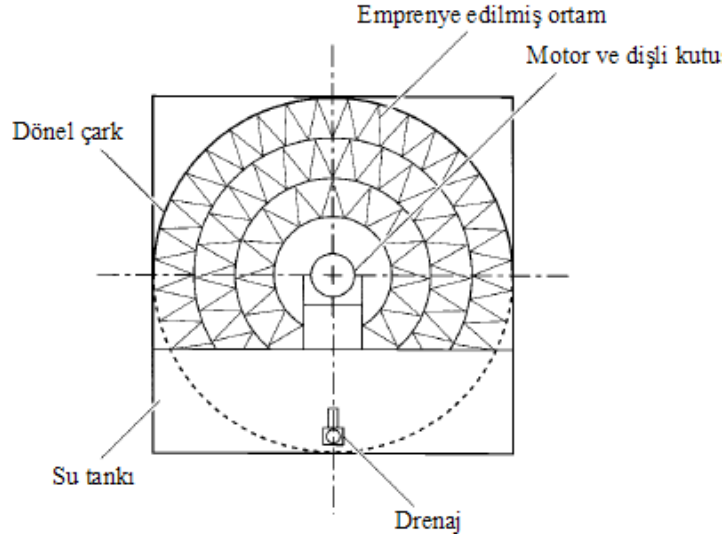
Rijit ıslak ortam koruyucu bir çerçeveye ihtiyaç duymaz ve artık üretmediğinden dolayı temizliği diğer sistemlere göre daha kolaydır. Ayrıca uzun yıllar bakıma ihtiyaç duymadan istenilen performansta hizmet sunabilir.



Şekil 1.18 Rijit ıslak ortam (Wang 2001)

d) Dönel çark: Çark şeklindeki plastik, emprenye edilmiş selüloz, fiberglas, bakır alaşımı gibi korozyon dirençli malzemelerden imal edilen bir düzendir. Diğer nemlendirme düzenekleri ile karşılaştırıldığında daha karmaşık bir yapıya sahiptir. Genellikle maliyetin ön planda olduğu klima santralli soğutma sistemlerinde veya endüstriyel uygulamalardaki hava kurutucularda sisteme seri olarak bağlanarak kullanılır (Wang 2001).

Çarkın derinliği hava akımı yönünde 150-250 mm arasında değişkenlik gösterir. Çark genellikle bir motor ve dişli sistemi tarafından tahrik edilir ve 1 dev/dak, 2 dev/dak gibi görece olarak düşük hızlarda döner. Çarkın taban kısmı su tankına batırılmıştır ve bu tankla devamlı temas halindedir. Hava nemli halde bulunan ortamdaki çeşitli kanallar arasından çarkın derinliği yönünde akar (Wang 2001).



Şekil 1.19 Dönel çark (Wang 2001)

Aşağıdaki çizelgede çeşitli tipteki direkt evaporatif soğutuculara ait işletme karakteristikleri verilmiştir.

Çizelge 1.1 Çeşitli direkt evaporatif soğutucuların işletme karakteristikleri (Wang 2001)

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

1.4.5 Evaporatif soğutma sistemlerinin kullanım alanları

Özellikle konut iklimlendirme sistemlerinde kullanımı gittikçe artmakla beraber, nemli havaya ihtiyaç duyulan tekstil atölyeleri ve fabrikaları ile dökümhane tesisleri, mekanik atölyeler, boyahaneler, kimya sanayi, plastik sanayi, içecek sanayi gibi endüstriyel uygulamalarda da kullanım imkanı mevcuttur. Yine bir diğer önemli kullanım alanı hayvan çiftlikleri, barınakları, kümesler ve seracılıktan oluşur. Bunlardan başka özellikle son yıllarda klasik iklimlendirme sistemlerinin sıklıkla kullanıldığı toplantı ve düğün salonları, okullar, kışlalar, yemekhaneler ve lokantalar, pansiyon ve oteller, çamaşırhaneler, spor tesisleri, bankalar, mağazalar ve alışveriş merkezleri gibi alanlarda da klasik iklimlendirme sistemlerini destekleyici bir sistem olarak kendisine yeni kullanım alanları bulmuştur.

1.4.6 Evaporatif soğutma sistemlerinin avantajları ve sakıncaları

Evaporatif soğutma sistemlerinin, mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri ve diğer klasik iklimlendirme sistemleri ile karşılaştırıldığında bazı avantajlara sahip olduğu, bunun yanında diğer her sistemde olduğu gibi de birtakım sakıncalara sahip olduğu görülür. Şöyle ki:

- Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerine göre belki de en önemli avantajları bu sistemlerde tüketilen gücün ve elektrik enerjisinin mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde tüketilen güç ve elektriğin % 50'sine denk gelmesidir. Hatta uygun iklimsel şartlarda ve optimum çalışma durumunda bu oran % 25'e kadar düşmektedir. Bu bakımdan işletme giderlerini önemli ölçüde düşürür ve enerji tasarrufu sağlar.
- Güneş enerjili sistemlerle çalışabilme potansiyeli çok daha yüksektir.
- %100 taze havanın değerlendirilebilmesi bakımından iç ortam kalitesinin önemli olduğu durumlardaki basit uygulamalarda soğutma kalitesinde önemli bir düşüşe yol açmadan iyi bir seçenek sunabilir.
- İlk yatırım maliyeti ve işletme giderleri mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerine göre genellikle daha düşüktür.
- Mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin aksine evaporatif sistemler soğutucu akışkanlarla çalışmadığından tam anlamıyla çevre dostudur.
- Evaporatif sistemlerin kurulumu genellikle daha basit olup, benzer şekilde sistemler hacim olarak da daha az yer kaplar.

- Kurak iklimlerde belirli bir seviyede bağıl neme ihtiyaç duyulacağından üfleme havasının belirli bir nem seviyesinde muhafaza edilmesinde mekanik buhar sıkıştırma soğutma sistemlerine göre daha başarılıdır.
- Klasik iklimlendirme sistemlerinin birçoğunda maksimum soğutma etkinliğinin sağlanması için genellikle kapı ve pencere gibi açıklıkların mutlaka kapalı olması gerekmektedir. Oysa evaporatif soğutma sistemlerinde böyle bir zorunluluk bulunmaz.
- Evaporatif soğutma sistemleri etkin bir soğutma için genellikle klasik iklimlendirme sistemlerine kıyasla daha yüksek taze hava miktarına ihtiyaç duyar. Eğer sistemlere belirli oranda taze hava girişi olmazsa öncelikle sistemlerin soğutma etkinlik katsayısı düşer, uzun vadede de sistemler çalışmayı tamamen durdurur. Bu nedenle hava sirkülasyonunun fazla olduğu binalarda evaporatif soğutma sistemlerinin kullanılması pek olası değildir.
- Evaporatif soğutma sistemleri genellikle küçük hacimlerde bağımsız olarak (tek başına) etkin soğutma sağlayabilir. Orta ve büyük hacimlere sahip yapılarda ise sadece ana soğutma sistemini destekleyici bir görev üstlenebilir.
- Evaporatif soğutma sistemleri özellikle dış havanın bağıl nem değerine çok duyarlıdır ve bağıl nem artışından olumsuz etkilenir. Bu nedenle dış havanın bağıl neminin yüksek olduğu iklimlerde (kurak bir iklim söz konusu olsa dahi) sistemler genellikle etkin çalışma olanağına sahip değildir. Benzer şekilde dış hava yağ termometre sıcaklığının artışı da sistemlerin etkinliğini olumsuz yönde etkiler.
- Hassas sıcaklık ve nem kontrolü klasik soğutma sistemlerine göre daha zordur.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Khan ve Zubair (1999)'in gerçekleştirdikleri bir araştırmada sonlu zamanlı bir model kullanılmış ve kompresörün çalışma hızı belirli aralıklarla değiştirilmiştir. Ayrıca araştırmanın başında soğutma kapasitesi değişmesine rağmen kompresörün ve ısı eşanjörlerinin verimlerinin değişmediği kabulü yapılmıştır. Araştırmacılar buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerindeki karakteristik performans eğrilerini, sistemin soğutma performans katsayısının tersi ($1/COP$) ile soğutma kapasitesinin tersi ($1/Q_{evap}$) arasındaki ilişki ile tanımlamışlar ve her iki değer arasında yaklaşık olarak doğrusal bir ilişki kurmuşlardır. Bu doğrultuda soğutucu akışkanın kondensere giriş sıcaklığıyla kondenser sıcaklığı arasındaki fark $1/Q_{evap}$ değeri arttıkça azalmıştır ki benzer bir durum evaporatör için de geçerli olmuştur. Benzer şekilde azalmış evaporatör kapasitesinde, ısı değiştiricilerindeki sonlu sıcaklık farkına bağlı olan COP değerindeki düşüş önemli değerlere ulaşmamıştır. Ne var ki, COP değerindeki düşüş temelde kompresördeki ve genişleme valfindeki izentropik olmayan kayıplara bağlı olduğundan yüksek soğutma kapasitelerinde, ısı değiştiricilerindeki tersinmez kayıplardan dolayı verim, soğutma kapasitesiyle düşme eğilimi göstermiştir. Bununla beraber sabit bir evaporatör kapasitesinde, verim, soğutucu akışkanın kondensere giriş sıcaklığıyla beraber artmıştır. Yüksek evaporatör kapasitesinde ise sistemden geçen soğutucu akışkanın kütsel debisi artmış ve böylelikle ısı değiştiricileri arasındaki sıcaklık farkları da yüksek olmuştur. Bu da COP değerinin düşmesi sonucunu doğurmuştur.

Bilge ve Bilge (1999), yaptıkları bir çalışmada iklimlendirme sistemlerinde kullanılan klasik soğutma sistemi ile endirekt/direkt evaporatif soğutma sistemi kombinasyonundan oluşan başka bir sistemi karşılaştırmışlardır. Çalışma Ankara koşulları göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiş ve endirekt evaporatif soğutma prosesi için havadan havaya levha tipi ısı eşanjöründen ve nemlendiriciden yararlanılmıştır. Levha tipi ısı eşanjörünün verimi %70 olarak kabul edilmiştir. Karşılaştırmada konu örneği olarak bir tesis seçilmiş ve tesisin duyulur soğutma yükü 150 kW ve iç ortam şartları da, $KTS = 26^{\circ}C$ ve $\phi = \% 52$ olarak göz önüne alınmıştır. Hesaplarda göz önüne alınan dış ortam şartları ise $KTS = 34^{\circ}C$ ve $YTS = 26^{\circ}C$ 'dir. Yapılan hesaplamalar sonucunda endirekt/direkt evaporatif soğutma sistemi kombinasyonuna ait sistemin COP değerinin klasik soğutma sisteminin COP değerinden çok daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Tüketilen güç olarak da benzer bir durum söz konusudur. Çalışmacılar ayrıca sistemin seçimi ve analizi konusunda dikkate değer en önemli parametrenin yaş termometre sıcaklığı olduğunu belirtmişler ve düşük yaş termometre

sıcaklığına sahip, Ankara gibi kara ikliminin etkisinde bulunan bölgelerde sistemin ekonomik olarak kullanılabileceği sonucuna varmışlardır. Araştırmacılar ayrıca sistemin %100 taze hava ile çalışabilmesi ve ilk yatırım maliyetinin oldukça düşük olması gibi avantajların soğutma sistemleri tasarımı alanında çalışan firmalarca mutlaka göz önünde bulundurulması gerektiğine dikkat çekmişlerdir.

Atikol ve Hacışevki (2001), Lefkoşa Bölgesi için evaporatif soğutma sisteminin fizibilite çalışmasını irdelemişlerdir. Bunun için Meteoroloji Dairesi'nden temin edilen 1996 ve 1997 yıllarına ait sıcaklık ve bağıl nem değerlerini kullanmışlardır. Sıcaklık ve nem değerlerini psikrometrik diyagram aracılığıyla incelemişler ve evaporatif soğutma sisteminin en verimli hali ile Mayıs ve Eylül aylarında uygulanabileceği sonucuna varmışlardır. Diğer aylarda ise evaporatif soğutmanın tek başına değil de ancak diğer soğutma sistemleri ile takviye edilirse uygulanabileceğini belirlemişlerdir.

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

Al-Otaibi ve ark. (2004), yaptıkları çalışmada buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin termoekonomik ve termodinamik optimizasyonu ile ilgilenmişler ve maliyet değerleri ile birlikte, termodinamiğin birinci kanununa ait bakış açılarını incelemişlerdir. Bu bağlamda,

yapılan çalışmada sistem bileşenleri için kütle ve enerji denge denklemleri yazılmış ve bu denklemler, üzerinde çalışılan modelin bünyesine dahil edilmiştir. İncelemede kondenser sıcaklığı 25°C-60°C arasında, evaporatör sıcaklığı ise -5°C-20°C arasında alınmıştır. Kompresörün, kondenserin, evaporatörün ve elektrik motorunun etkinliklerinin ise maliyet ölçütlerine bağlı olduğu şartı kabul edilmiştir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak ise R-134a tercih edilmiştir. Çalışma sonucunda, kondenser sıcaklığı arttıkça sistemin COP değerinin düştüğü, evaporatör sıcaklığı azaldıkça da COP değerinin düşme eğilimi gösterdiği gözlemlenmiştir. Hatta en düşük evaporatör sıcaklığında COP değeri minimum değerini almıştır. Termodinamik optimizasyondan sonra değişik evaporatör sıcaklıklarında, sistemin bileşenleri için ekonomik analiz yapılmıştır. Ekonomik analiz sonucu genişleme valfinin ekonomik açıdan verimden bağımsız olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca evaporatör sıcaklığı düştükçe sistemin işletme maliyetinde artış olduğu, buna karşılık kompresörün çıkış basıncı ne kadar düşük olursa buna paralel olarak maliyetin aynı ölçüde azaldığı da gözlemlenmiştir.

Dağtekin ve Yıldız (2006), bir çalışmalarında Akdeniz bölgesi iklimine sahip Adana ili civarındaki bir ticari piliç barınağında tesis edilen pedli evaporatif soğutma sisteminin etkinliğini araştırmışlardır. Barınak deniz seviyesinden 50 m yüksektedir. Barınağın ölçüleri 85 m x 12 m olup, barınak 15000 tavuk kapasitelidir. Ayrıca barınak kuzey-güney doğrultusunda yönelim göstermektedir. Çalışmada kullanılan pedlerin ana malzemesi selülozdur. Pedler 100 mm kalınlığında olup barınağın uzun kenarlarına ait duvarlar (doğu ve batı) boyunca konumlandırılmıştır. Her bir duvarda beş adet ped mevcut olup, her bir pedin ebadı 2.6 m x 1.9 m'dir. Pedlerin nemliliği üstlerine yerleştirilen borular yardımıyla sağlanmıştır. Barınağın zeminine beton bir su tankı yerleştirilmiş, böylece sistemdeki su sıcaklığı 18°C-19°C'de muhafaza edilebilmiştir. Soğutma sistemi 1,27 m çapında ve 42000 m³/h'lik debiye sahip 6 adet egzoz fanından oluşmaktadır. Dört adet fan kuzey duvarı boyunca, geri kalan iki fan da kuzey duvarına yakın olacak şekilde doğu ve batı duvarları üzerine yerleştirilmiştir. Kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem ölçümleri doğu yönüne bakan duvar üzerine yerleştirilmiş olan pedlerin merkezlerinden alınmıştır. Çalışmada test ölçümlerinin yapıldığı süreç 18 Temmuz-3 Ağustos 2006 arasını kapsamaktadır. Fanlardan üflenen havanın maksimum hızı 1,41 m/s'den küçük olup, en küçük değer 1,28 m/s'dir. İlk test ölçümü sırasında fanlar en düşük hızda çalıştırılmış, ilerleyen günlerde sıcaklık ve nem ölçümlerinin alınması sırasında fan hızı maksimum seviyeye yükseltilmiştir. Sıcaklık ve nem ölçümleri, havanın pede girdiği ve çıktığı anda kaydedilmiştir. Bu bilgiler ışığında, test sürecindeki şartlar ve ölçümler dikkate alındığında şu hükümlere ulaşılmıştır:

- Test sürecinde pedlerden geçen hava hızı dar bir aralıkta değişmesine rağmen evaporatif soğutma etkinliği üzerine önemli bir etken olmuştur.
- Evaporatif soğutma etkinliği (verimi) %72-79 arasında değişirken, sıcaklık düşümü 4,4°C-7,3°C arasında olmuştur.
- Ölçümlerin yapıldığı yaz periyodu süresince, özellikle sabah ve akşam saatlerinde bağıl nem değeri %80'i aştığında, kuru termometre sıcaklıkları 25°C-42°C arasında değişkenlik göstermiştir. Bu bakımdan, yüksek bağıl nemde evaporatif soğutmanın etkisiz olduğu düşünülebilir. Ne var ki, analize göre sıcaklık yükselirken bağıl nem %50'nin altına düştüğünde, evaporatif soğutma yapılarının sıcaklığını azaltmada kullanılabilir. Örnek olarak önceki çalışmalarda 3°C-12°C arasında düşüş gözlemlenmiştir (Kocatürk ve Yıldız 2007, Koç ve Yıldız 2007).
- Sonuç olarak çalışmada kümes içindeki sıcaklığın 9°C azaltılabileceği belirtilmiş, fakat sıcaklıktaki bu azalmanın barınaktaki tavukların ihtiyaç duyacağı optimum sıcaklık değerlerine ulaşılmasında sadece destekleyici bir öge olabileceği belirtilmiştir.

Aktacir ve Bulut (2007), yaptıkları çalışmada dış hava sıcaklığını temel alarak hem Kayseri ilinin serbest soğutma potansiyelini incelemişler hem de tam havalı bir iklimlendirme sistemine sahip bir binada serbest soğutma sistemi ile elde edilebilecek olan enerji tasarrufunun analizini yapmışlardır. Çalışmada göz önüne alınan bina tam havalı iklimlendirme sistemine sahip bir finans kurumudur. Finans kurumunun yapı elemanlarının toplam ısı geçiş katsayıları dış duvarlar için 0,5 W/m²K, tavanlar için 0,3 W/m²K, kapı ve pencereler içinse 2,8 W/m²K olacak şekildedir. Kurumda 9:00-24:00 arasında 12 personelin çalıştığı ve 9:00-12:00 ve 13:00-17:00 arasında ortalama olarak 10 kişinin işlem yaptırdığı varsayılmıştır. Binanın aydınlatma enerjisi 4160 W olup, kullanım oranı ise 0,7'dir. Cihazlardan olan iç ısı kazancı 2380 W, kullanım oranı 0,8'dir. Bina içi konfor şartları ise 24°C kuru termometre sıcaklığı ve %45 bağıl nemdir. Çalışmada Kayseri ilinin sıcaklık aralığı değerleri (bin değerleri) 1983-1998 arası göz önüne alınarak kullanılmıştır. Soğutma sezonunun tespiti içinse belirli bir dönemdeki günlük ortalama sıcaklıklar göz önüne alınmıştır. Çalışma sonucunda enerji tasarrufu en fazla Nisan ve Ekim aylarında olmak üzere %50 civarında görülmüştür. Özellikle Nisan ayında dış hava sıcaklığı 24°C'ye ulaştığında enerji tasarruf oranı da %46'ya ulaşmıştır. Eğer bu dönemde (Nisan ayı içerisinde) entalpi kontrollü serbest soğutma uygulanırsa oran %48'i bulmaktadır. Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında ise %13 oranında enerji tasarrufu gerçekleşmiştir. Örneğin Temmuz ayında enerji tasarruf oranı maksimum %21 olmuştur. Yine Temmuz ayı içerisinde entalpi kontrollü serbest

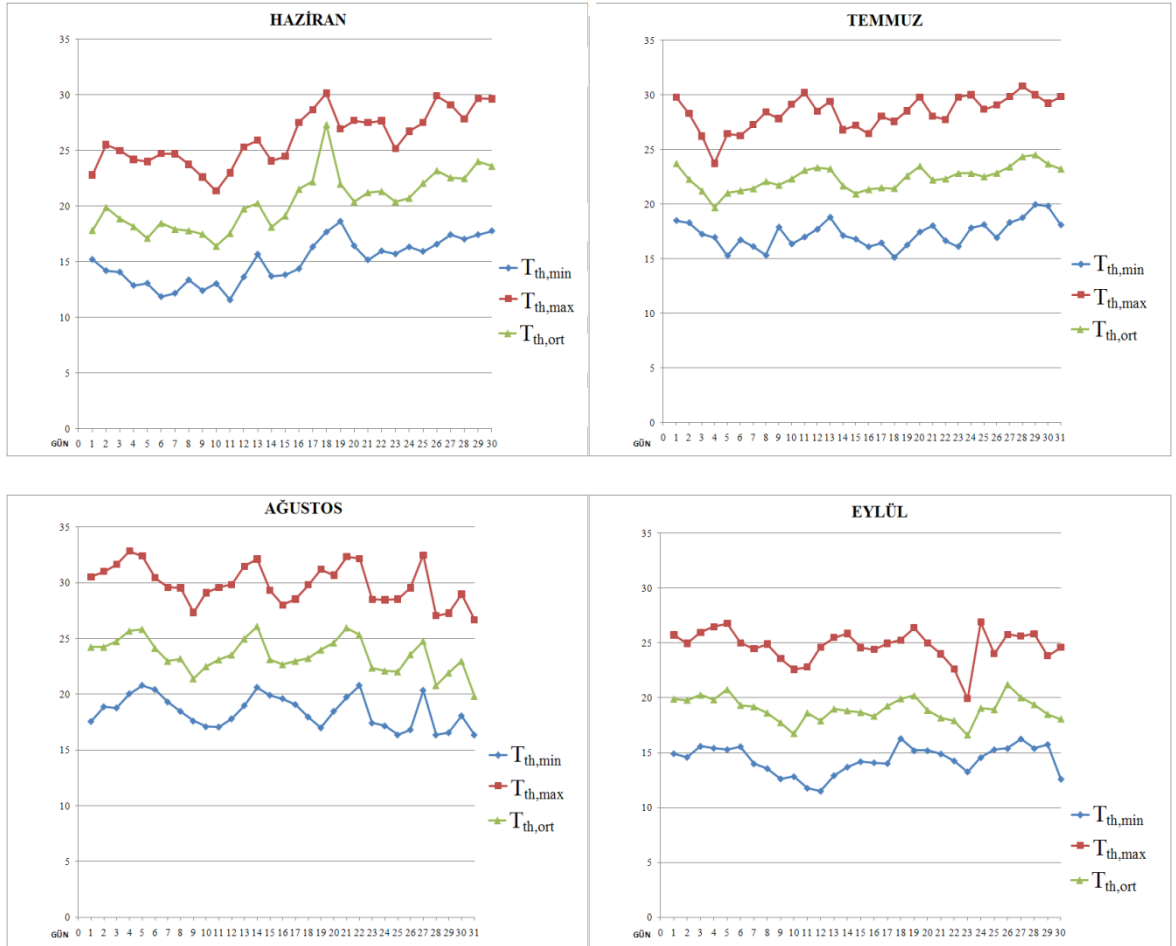
soğutma uygulanırsa tasarruf oranı %5 civarında olmaktadır. Bu bağlamda analiz sonucu serbest soğutma potansiyelinin Temmuz ayında minimum oranda kaldığı gözlemlenmiştir. Serbest soğutma potansiyeli de benzer şekilde Temmuz ayında en düşük değerde (%63) kalmıştır. Yine de bu ayda elde edilen değer enerji tasarrufu için yeter düzeydedir. Dış hava sıcaklık değerleri yükseldikçe enerji tasarruf oranları ve serbest soğutma potansiyelleri de artış göstermektedir.

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

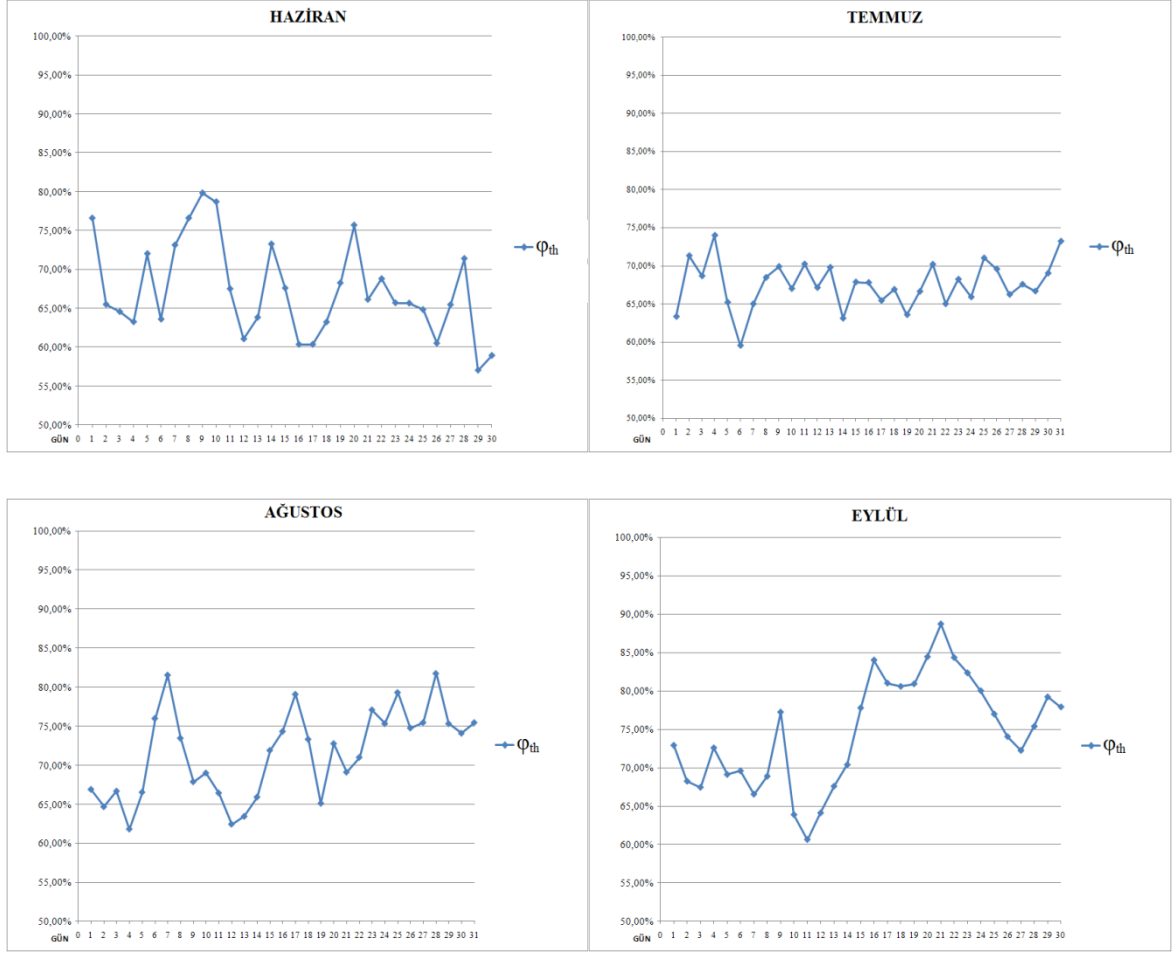
3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1 Meteorolojik Veriler

Çalışmanın ilk aşamasında, Çorlu Meteoroloji Müdürlüğü'nden, 2004-2006 yılları arasındaki üç senelik süreci kapsayan, Çorlu ilçesine ait günlük dış hava özellikleri alındıktan sonra söz konusu değerlerin Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarındaki ortalamaları hesaplanmıştır. Bütün hesaplamalar Çorlu ilçesinin rakımı (183 m) dikkate alınarak yapılmıştır. Şekil 3.1'de soğutma ayları için günlük minimum sıcaklıkların, ortalama sıcaklıkların ve maksimum sıcaklıkların, Şekil 3.2'de ise günlük ortalama bağıl nem değerlerinin üç yıllık (2004-2006) ortalama değerleri gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarına ait ortalama sıcaklık değerleri



Şekil 3.2 Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarına ait ortalama bağıl nem değerleri

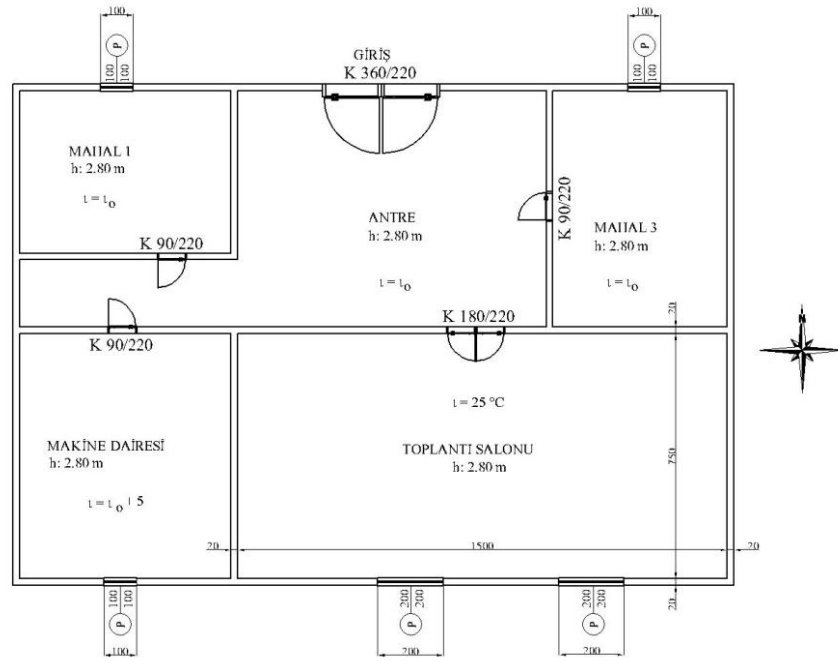
3.2 Isı Kazancı Hesabı

İklimlendirilen ortam Şekil 3.3’de gösterilen 40 kişilik bir toplantı salonudur. Toplantı salonuna ait konfor şartları için 25°C kuru termometre sıcaklığı ($T_{dh} = 25^{\circ}\text{C}$) ve %50 bağıl nem değeri ($\phi_{dh} = \%50$) kabul edilmiştir.

Toplantı salonuna ait duyulur ve gizli soğutma yüklerinin hesabı için dış sıcaklık değerlerine ait meteorolojik değerlerin üç yıllık ortalaması göz önüne alınmıştır. Hesaplama temel yöntem olarak ASHRAE (Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği) tarafından geliştirilmiş olan CLTD/SCL/CLF (Cooling Load Temperature Difference/Solar Cooling Load/Cooling Load Factor-Soğutma Yüğü Sıcaklık Farkı/Güneş Soğutma Yüğü/Soğutma Yüğü Çarpanı) yöntemi kullanılmıştır.

Mahalin herhangi bir kaynaktan olan (güneş, cihaz vs.) anlık ısı kazancı ile aynı kaynaktan iklimlendirme sistemine yansıyan soğutma yüğü depolama etkisi nedeniyle

birbirine eşit değerde olmayabilir (Uralcan 2003). Bu nedenle soğutma yükleri hesaplanırken bu husus göz önünde bulundurulur ve anlık ısı kazançları belirli bir oranda artırılarak toplam soğutma yükleri elde edilir. Burada sözü edilen yöntemde ise bileşenlerin hesabında kullanılan CLTD, SCL ve CLF değerleri, depolama etkileri de göz önünde bulundurularak elde edilmiş değerlerdir (Uralcan 2003). Ancak CLTD değerlerinin referans alındığı koşullar çalışmada göz önüne alınan koşullardan farklı olduğu için bu terimle ilgili bütün hesaplamalarda düzeltilmiş CLTD değerleri kullanılmıştır. Bu bilgiler ışığında hesaplama tekniği bakımından soğutma yükleri şu başlıklar altında toplanmıştır:



Şekil 3.3 Toplantı salonunun yerleşimi

3.2.1 Duyulur soğutma yükü

a) Dış duvarlar ve çatıdan iletimle oluşan soğutma yükü

$$Q_{\text{duy}} = U A (\text{CLTD}) \quad (3.1)$$

Toplam ısı geçiş katsayısı (U), duvar yapısını oluşturan yapı malzemelerinin ısı iletim katsayıları yardımıyla hesaplanmış ve Çizelge 3.1’de gösterilmiştir.

CLTD değerleri soğutma şartları için tanımlanmış, dış yüzeylerde taşınım ve ışıınım etkilerini birlikte göz önüne alan ve yapı elemanlarının ısı depolama etkilerini de içeren

eşdeğer sıcaklık farkı olarak tanımlanır (Uralcan 2003). Dış duvar ve çatı değerleri için CLTD değerleri ayrı ayrı hesaplanmıştır (Uralcan 2003).

Çizelge 3.1 Dış duvar ve çatı için toplam ısı geçiş katsayıları

Yapı bileşeni	Malzeme cinsi	Kalınlık (cm)	Isı iletim katsayısı (W/mK)	Isıl direnç (m ² K/W)	Toplam ısı geçiş katsayısı (W/m ² K)
Dış duvar	Dış sıva	3.00	1.400	0.021	0.525
	Yalıtım malzemesi	6.00	0.040	1.500	
	Yüksek yoğunlukta beton	20.00	1.038	0.192	
	İç sıva	2.00	0.870	0.023	
Çatı	Dış sıva	3.00	1.400	0.021	0.313
	Yalıtım malzemesi	12.00	0.040	3.000	
	Yüksek yoğunlukta beton	5.00	1.731	0.028	

b) Pencere ve kapılardan iletimle oluşan soğutma yükü

Toplantı salonunda vinil destekli/alüminyum kaplı çift cama sahip pencere kullanılmış olup ısı geçiş katsayısı, $U=2,9$ W/m²K olarak; iç kapı ısı geçiş katsayısı ise $U=2$ W/m²K olarak alınmıştır. Pencere için U değeri (Uralcan 2003), iç kapı için ise U değeri TS 825 baz alınarak elde edilmiştir.

c) İç duvarlardan, bölmelerden ve döşemeden iletimle oluşan soğutma yükü

$$Q_{duy} = U A (T_{bit} - T_{iç}) \quad (3.2)$$

İç duvar toplam ısı geçiş katsayısı (U), duvar yapısını oluşturan yapı malzemelerinin ısı iletim katsayıları kullanılarak hesaplanmıştır (Çizelge 3.2).

(3.2) bağıntısında geçen ($T_{bit} - T_{iç}$) ifadesinde T_{bit} , toplantı salonuna bitişik ortamların sıcaklıklarını simgelerken, $T_{iç}$ değeri ise toplantı salonunun sıcaklığını simgelemektedir. Toplantı salonuna bitişik ortamlar olmak üzere antre ve Mahal 3'ün ortam sıcaklıkları dış

hava sıcaklığına eşit olarak dikkate alınmış, makine dairesinin ortam sıcaklığı ise dış hava sıcaklığından 5°C fazla olacak şekilde seçilmiştir (Genceli 2003).

Döşemeden iletimle meydana gelen ısı geçişi, toplantı salonunun toprakla doğrudan temas ettiği göz önünde bulundurulduğundan dolayı ihmal edilmiştir (Uralcan 2003).

Çizelge 3.2 İç duvar toplam ısı geçiş katsayısı

Yapı bileşeni	Malzeme cinsi	Kalınlık (cm)	Isı iletim katsayısı (W/mK)	Isıl direnç (m ² K/W)	Toplam ısı geçiş katsayısı (W/m ² K)
İç duvar	İç sıva	2.00	0.870	0.023	2.000
	Yüksek yoğunlukta beton	20.00	1.038	0.192	
	İç sıva	2.00	0.870	0.023	

d) Pencerelerden ışınlama oluşmuş soğutma yükü

$$Q_{duy} = A SC (SCL) \quad (3.3)$$

Pencerelere düşen güneş ışınlama, mahal içine girip, içerideki yüzeylerde absorbe edildikten sonra zaman içerisinde mahal havasına geçerek soğutma yükü oluşturur. Bu yük de (3.3) bağıntısıyla hesaplanır (Uralcan 2003). (3.3) bağıntısında gölgeleme katsayısı (SC) ve güneş soğutma yükü (SCL) değerleri pencerelerin jaluzi kullanılarak içten gölgelemeye maruz bırakıldığı göz önünde bulundurularak dikkate alınmıştır (Uralcan 2003).

e) İnsanlardan oluşan duyulur soğutma yükü

$$Q_{duy} = N (SHG) (CLF) \quad (3.4)$$

Toplantı salonunda 20 kadın ve 20 erkek bulunduğu kabul edilmiş ve hesaplar bu kabule göre yapılmıştır. SHG duyulur ısı kazancı olup, erkek birey için 65 W, kadın birey için 55 W olarak alınmıştır (Uralcan 2003). Soğutma yükü çarpanı (CLF) parametresinin değeri ortam sıcaklığı yirmi dört saatlik dönem boyunca sabit tutulmadığından dolayı 1 olarak kabul edilmiştir (Uralcan 2003).

f) Aydınlatmadan oluşan duyulur soğutma yükü

$$Q_{duy} = N (SHG) (CLF) \quad (3.5)$$

$$SHG = W F_{ul} F_{sa} \quad (3.6)$$

Toplantı salonu gece kullanılmadığı için kullanma çarpanı (F_{ul}) değeri 0,75 olarak alınmış (Uralcan 2003) ve salonda 40 W gücünde Rapid-Start tipi 16 adet floresan kullanıldığı göz önünde bulundurulmuş, floresanın armatür çarpanı (F_{sa}) değeri ise 1,18 olarak alınmıştır (Uralcan 2003).

g) Cihazlardan oluşan soğutma yükü

$$Q_{duy} = N (SHG) (CLF) \quad (3.7)$$

Toplantı salonunda bir adet bilgisayar ve bir adet de projeksiyon cihazı bulunduğu varsayılmış, bu doğrultuda (3.7) bağıntısı yardımı ile duyulur soğutma yükü hesaplanmıştır. Bilgisayar için duyulur ısı kazancı 210 W (Uralcan 2003), projeksiyon cihazı içinse ilgili kataloglardan 300 W olarak belirlenmiştir.

3.2.2 Gizli soğutma yükü

a) İnsanlardan oluşan gizli soğutma yükü

$$Q_{giz} = N (LHG) \quad (3.8)$$

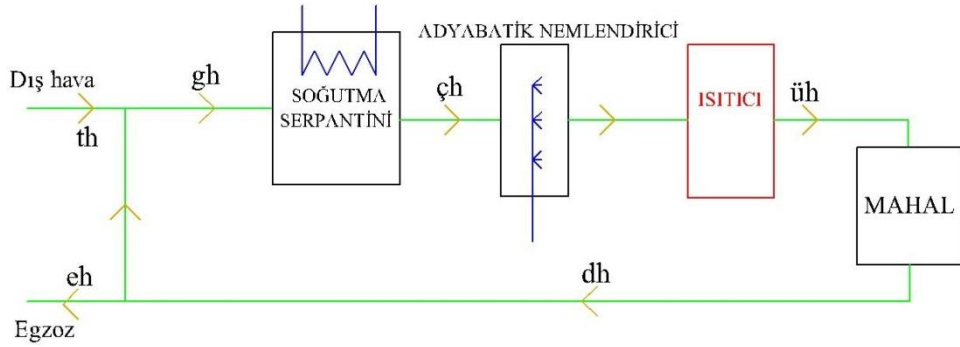
LHG gizli ısı kazancı olup erkek birey için ve kadın birey için değerleri farklıdır. Buna göre erkek birey için bu değer 30 W, kadın birey için 24 W olarak alınmıştır (Uralcan 2003).

3.3 Mekanik Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi

Havalı iklimlendirme sistemleri, uygun konfor şartlarına göre soğutulmuş veya ısıtılmış, nemi alınmış veya gerekiyorsa nemlendirilmiş havanın iklimlendirilecek mahale gönderilmesi suretiyle konfor şartlarının sağlandığı sistemlerdir. Bu tür sistemlerde hava genellikle merkezi bir üniteye şartlandırılarak iklimlendirilecek ortama kanallar vasıtasıyla gönderilir.

Şekil 3.4'de mekanik sıkıştırılmalı bir iklimlendirme sistemi şematik olarak gösterilmiştir. Bu sistemde dış hava (taze hava) belirli şartlara göre ya %100 oranında (tamamen taze hava) ya da dönüş havası ile belirli oranda karıştırılarak sisteme girmektedir.

Sözü edilen bu hava daha sonra soğutma serpantinlerinde soğutulup gerekirse havanın nemi alınmaktadır. Adyabatik nemlendirici ise kuru hava şartlarında kullanılmaktadır. Bu durumda hava püskürtücüde nemlendirildikten sonra sıcaklığı üfleme havası sıcaklığından düşükse elektrikli ısıtma sistemi yardımıyla ısıtılarak mahale gönderilmektedir. Mahalden dönen hava (dönüş havası), %100 oranında taze hava kullanılacaksa egzoz işlemiyle dışarı atılmakta aksi takdirde taze hava ile belirli oranda karıştırılarak karışım havası olarak tekrar sisteme giriş yapmaktadır.



Şekil 3.4 Mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemi

Dış hava ve dönüş havasının karıştırılması için entalpi kontrollü bir ekonomizer kullanılmıştır. Havalı iklimlendirme sistemlerinde ekonomizer uygulaması, dış hava şartları göz önüne alınarak sıcaklık veya entalpi kontrollü olmak üzere iki türlü yapılıdır (Güngör ve Güngör 2005).

Sıcaklık kontrollü ekonomizer çevrimlerinde, sistemde bulunan termostat belirli bir sabit sıcaklığa veya dış hava ile mahal sıcaklığı arasındaki farka göre ayarlanır ve buna karşılık sistem de dış hava (taze hava) sıcaklığını baz alarak mekanik soğutma, serbest soğutma veya kısmi serbest soğutma işlemi gerçekleştirir. Eğer dış hava sıcaklığı, ayarlanan sıcaklık değerinden büyük ise sisteme dış hava girişi minimum seviyede tutularak soğutma için dönüş havasından faydalanılır. Benzer şekilde dış hava sıcaklığı mahale gönderilen havanın sıcaklığından (üfleme sıcaklığı) büyük ise dış hava soğutma serpantininden geçirilerek üfleme sıcaklığına kadar soğutulur.

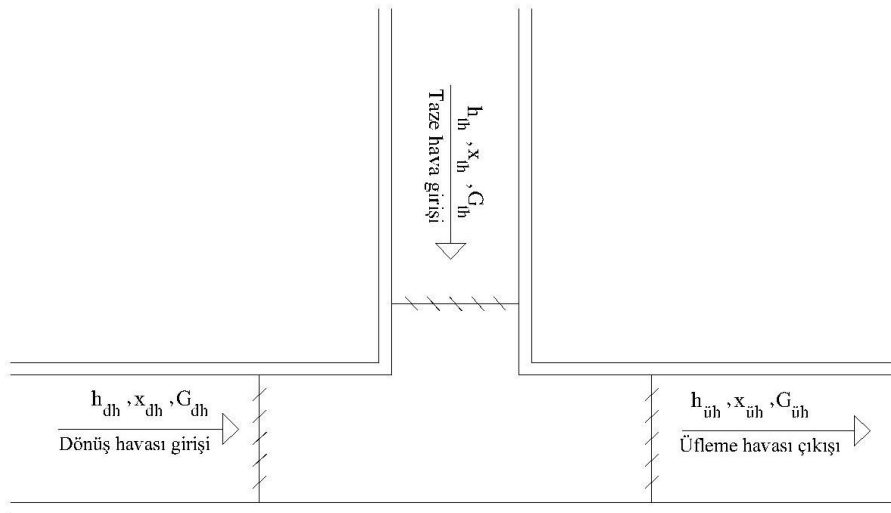
Entalpi kontrollü sistemde ise dış hava ile dönüş havasının entalpileri kontrol edilir. Eğer dış havanın entalpisi dönüş havasının entalpisinden düşükse, serbest soğutma

yapılabilmekte aksi durumda ise mekanik soğutma zorunlu olmaktadır. Entalpilerin tespiti için genellikle sıcaklıkölçer ve nemölçerden yararlanır (Güngör ve Güngör 2005).

Teoride entalpi kontrollü bir sistem sıcaklık kontrollü sisteme göre bir takım üstünlükler içermektedir. Örneğin bilgisayar simülasyonu ile elde edilen sonuçlar entalpi kontrollü ekonomizer çevriminin, sıcaklık kontrollü ekonomizer çevrimine göre ekonomik açıdan getirilerinin daha fazla olduğunu göstermiştir (Güngör ve Güngör 2005). Bunun nedeni, sıcaklıkölçer ve nemölçer yardımıyla soğutma serpantininin kontrolünün tam olarak denetlenebilmesidir. Buna ek olarak havanın sahip olduğu enerji değerleri bilinebildiğinden sıcaklık kontrollü ekonomizer çevrimine göre iç konfor şartlarının sağlanması daha olasıdır.

Her iki ekonomizer çevrimi de ılıman ve kurak iklimlerde sıcak ve nemli iklimlere göre daha etkin çalışmaktadır. Bununla birlikte kurak iklimlerde genellikle sıcaklık kontrollü, nemli iklimlerde ise entalpi kontrollü sistemler daha verimlidir (Güngör ve Güngör 2005). Ne var ki uygulamada sıcaklık kontrolünün denetimi daha kolay olduğundan, sıcaklık kontrollü ekonomizer çevrimi daha çok tercih edilmektedir.

Ekonomizer çevriminde dışarıdan alınan taze hava miktarı, G_{th} 'ın alt limit değeri, mahalın ihtiyaç duyduğu minimum taze hava miktarı G_{mth} ile üst limit değeri olan mahale gönderilen havanın (üfleme havası) miktarı $G_{üh}$ arasında değişir. Gerekli taze hava miktarı ekonomizere uygulanan Termodinamiğin I. Kanunu'ndan bulunur.



Şekil 3.5 Ekonomizer çevrimi

Şekil 3.5'deki ekonomizer çevrimi için Termodinamiğin I.Kanunu

$$Q - W_{\text{net}} = \Delta H \quad (3.9)$$

olarak yazılabilir.

(3.9) bağıntısında ısı transferi, iş, kinetik enerji ve potansiyel enerji ihmal edilerek $\Delta H = 0$ elde edilir. $\Delta H = 0$ ifadesi ekonomizere uygun olarak

$$(G_{\text{üh}} h_{\text{üh}}) - (G_{\text{dh}} h_{\text{dh}}) - (G_{\text{th}} h_{\text{th}}) = 0 \quad (3.10)$$

şeklinde yazılabilir.

(3.10) bağıntısında;

$G_{\text{üh}}$: Üfleme havasının miktarı [$\text{kg}_{\text{k.h}}/\text{s}$]

$h_{\text{üh}}$: Üfleme havasının entalpisi [$\text{kJ}/\text{kg}_{\text{k.h}}$]

G_{dh} : Dönüş havasının miktarı [$\text{kg}_{\text{k.h}}/\text{s}$]

h_{dh} : Dönüş havasının entalpisi [$\text{kJ}/\text{kg}_{\text{k.h}}$]

G_{th} : Taze havanın miktarı [$\text{kg}_{\text{k.h}}/\text{s}$]

h_{th} : Taze havanın entalpisi [$\text{kJ}/\text{kg}_{\text{k.h}}$]

$G_{\text{üh}}$ değeri mahal duyulur ısı yükü kullanılarak bulunur.

$$G_{\text{üh}} = \frac{q_{\text{duy}}}{c_p (T_{\text{dh}} - T_{\text{üh}})} \quad (3.11)$$

Üfleme havası entalpisi ($h_{\text{üh}}$) değeri ise

$$h_{\text{üh}} = c_p T_{\text{üh}} + x_{\text{üh}} h_g \quad (3.12)$$

ile bulunur.

(3.11) ve (3.12) bağıntısında;

c_p değeri $1.005 \text{ kJ}/\text{kgK}$ (Çengel ve Boles 1994), $T_{\text{üh}}=19^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır.

$x_{\text{üh}}$ mahal gizli ısı kazancı kullanılarak (3.13) bağıntısı ile hesaplanır.

$$Q_{giz} = G_{\dot{u}h} (x_{\dot{u}h} - x_{dh}) h_g \quad (3.13)$$

(3.13) bağıntısında mahal dönüş havası özgül nem değeri (x_{dh}), T_{dh} ve ϕ_{dh} değerleri bilindiğinden psikrometrik diyagramdan direkt olarak okunabilmektedir.

h_g değeri ise, $T_{\dot{u}h}=19^\circ\text{C}$ 'ye karşılık gelen h_g değeridir. Bu değer

$$h_g = 2501,3 + 1.82 T_{\dot{u}h} \quad (\text{Çengel ve Boles 1994}) \quad (3.14)$$

bağıntısıyla hesaplanır.

$G_{\dot{u}h}$ değeri bulunduktan sonra (3.15) bağıntısında yerine konularak gerekli dış hava miktarı (taze hava miktarı) G_{th} bulunabilir.

$$G_{th} = G_{\dot{u}h} \frac{h_{dh} - h_{\dot{u}h}}{h_{dh} - h_{th}} \quad (3.15)$$

Ekonomizer çevirimine kütle korunumu kanunu uygulanırsa

$$G_{\dot{u}h} = G_{th} + G_{dh} \quad (3.16)$$

eşitliği elde edilir. Hem $G_{\dot{u}h}$ hem de G_{th} değeri bilindiğinden (3.16) bağıntısıyla G_{dh} değeri de bulunabilir.

İklîmlendirilecek mahalde gerekli olan taze hava miktarı için alt limit değeri minimum taze hava miktarıdır (G_{mth}). Bu değer

$$G_{mth} = n \rho_{hava} V_{min} \quad (3.17)$$

ile bulunur.

(3.17) bağıntısında

n : Kişi sayısı

ρ_{hava} : Havanın yoğunluğu [kg/m^3]

V_{min} : Kişi başına minimum taze hava miktarı [m^3/h]

(3.17) bağıntısında $\rho_{hava}=1.157 \text{ kg}/\text{m}^3$ (ortalama değer) ve V_{min} ise 10 L/s olarak alınmıştır (Uralcan 2003).

Bu miktarla yani G_{mth} ile belirli entalpi değeri, $h_{th,min}$, (3.18) bağıntısı kullanılarak elde edilebilir.

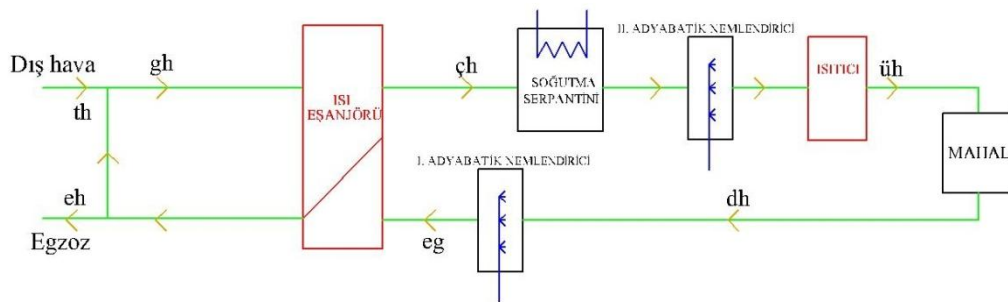
$$h_{th,min} = h_{dh} - \frac{G_{üh}}{G_{mth}} (h_{dh} - h_{üh}) \quad (3.18)$$

$h_{th,min}$ değeri soğutmaya ihtiyaç duyulan sınırı belirtir. Yani dış hava entalpi değeri $h_{th,min}$ değerinden düşük olduğunda soğutmaya gerek yoktur. Bu durumda ısıtma yapılmalıdır.

3.4 Mekanik Soğutma Destekli Evaporatif Soğutma Sistemi

Şekil 3.6'da gösterilen sistem dış hava şartları uygun olduğunda evaporatif soğutma sisteminden faydalanarak enerji tasarrufu sağlayan bir hibrit sistemdir. Hibrit sistem ise basitçe birden fazla enerjinin kullanıldığı sistemlere verilen isimdir. Söz konusu sistemde yine dış hava şartları uygun olduğunda entalpi kontrollü ekonomizerde karışım havası elde edilerek enerji tasarrufu sağlanmaktadır. Buna göre ekonomizerden çıkan hava adyabatik bir nemlendiricide soğutulmuş olan dönüş havası vasıtasıyla endirekt ısı eşanjöründe (havadan havaya plakalı ısı eşanjörü) soğutulmaktadır. Sistemde soğutucu akışkan olarak R-134a kullanılmaktadır. Gerekli soğutma yükünün sağlanamadığı durumlarda mekanik soğutma devreye girmektedir.

Sistemde iki adet adyabatik nemlendirici kullanılmaktadır ve nemlendiricilerde entalpi değişimi olmamaktadır. Birinci nemlendirici endirekt ısı eşanjörü için gerekli soğuk havayı sağlamakta, ikinci nemlendirici ise havanın gerekli olduğu şartlarda nemlendirilmesi için kullanılmaktadır. Nemlendiricilerin verimi %90 endirekt ısı eşanjörünün verimi %70 olarak kabul edilmiştir. Isıtma işlemi için elektrikli bir ısıtıcı kullanılmaktadır.



Şekil 3.6 Hibrit sistem

Entalpi kontrollü ekonomizerde dış hava entalpisi belirlenen set değerinin (üfleme havası entalpisi) üzerinde ise, yani $h_{th} > h_{dh}$ ise, mekanik soğutma gereklidir. Hibrit sistemde ise mekanik soğutma yerine endirekt evaporatif soğutmadan faydalanılmaktadır. Ancak endirekt evaporatif soğutmadan yararlanabilmek ve enerji tasarrufu sağlayabilmek için iki şartın sağlanması gerekir.

1. Endirekt ısı eşanjöründen çıkış entalpisinin oda dönüş havası entalpinden küçük olması gerekir ($h_{ch} < h_{dh}$).

Endirekt ısı eşanjörü çıkışındaki entalpi değeri (h_{ch}) endirekt ısı eşanjörü verim ifadesi kullanılarak bulunur.

$$\xi = \frac{q}{q_{max}} = \frac{h_{th} - h_{ch}}{h_{th} - h_{ch, min}} \quad (3.19)$$

Endirekt ısı eşanjörü verimi (3.19) bağıntısında görüldüğü gibi gerçek ısı geçişinin maksimum ısı geçişine oranıdır. q_{max} ve q değerleri (3.20) bağıntısı ve (3.21) bağıntısında gösterilmiştir.

$$q_{max} = G_{th} (h_{th} - h_{ch, min}) \quad (3.20)$$

$$q = G_{th} (h_{th} - h_{ch}) \quad (3.21)$$

Burada $h_{c, min}$, direk soğutucu çıkışındaki sıcaklık (T_{eg}) ve dış hava özgül nemiyle (x_{th}) belirli entalpi değeridir.

T_{eg} adyabatik püskürtücü verimi kullanılarak hesaplanır.

$$\eta = \frac{T_{dh} - T_{eg}}{T_{dh} - T_{dh, YTS}} \quad (3.22)$$

$T_{dh, YTS}$ dönüş havasının yaş termometre sıcaklığı olup psikrometrik diyagram yardımıyla değeri $18,52^{\circ}\text{C}$ olarak tespit edilmiştir.

$h_{th} > h_{dh}$ olduğu kabul edilerek $h_{ch} < h_{dh}$ eşitsizliğini sağlayan dış hava entalpi değerini bulalım. Eşitsizliğin her iki tarafına h_{th} eklenerek,

$$h_{th} - h_{ch} \geq h_{th} - h_{dh} \quad (3.23)$$

yazılabilir. (3.19) ve (3.23) bağıntıları yardımıyla

$$h_{th} \leq \frac{1}{1-\xi} (h_{dh} - \xi h_{\text{çh, min}}) \quad (3.24)$$

elde edilir.

(3.24) bağıntısında $h_{\text{çh, min}}$ ifadesi yerine konularak (3.12) ve (3.14) bağıntıları yardımıyla evaporatif soğutma için üst sınır olan $h_{th, \max}$ elde edilir.

$$h_{th, \max} = \frac{1}{1-\xi} \{h_{dh} - \xi [1.005 T_{eg} + (2501,3 + 1.82 T_{eg}) x_{th}]\} \quad (3.25)$$

İlgili sabit değerler (ξ , h_{dh} ve T_{eg}) (3.25) bağıntısında yerine yazılırsa lineer bir denklem olan (3.26) bağıntısı elde edilir.

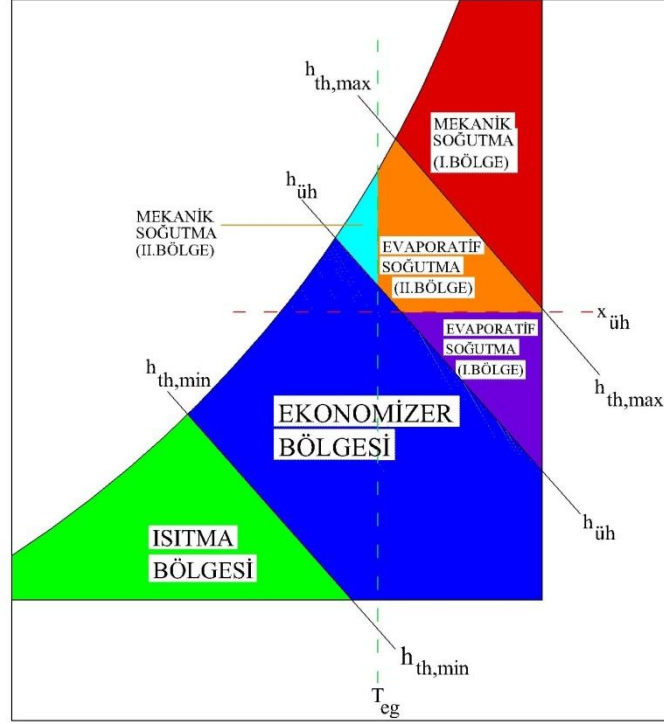
$$h_{th, \max} = 127,10 - 5914 x_{th} \quad (3.26)$$

(3.26) bağıntısında elde edilen entalpi değeri, $h_{th, \max}$, x_{th} değerine bağlı olarak değişmekte ve evaporatif soğutmadan faydalanılacak en büyük değeri belirtmektedir. Dış hava entalpi değeri bu değer üstündeyse mekanik soğutma yapılmalıdır.

2. Endirekt eşanjör giriş sıcaklığı, T_{eg} değerinin dış hava giriş sıcaklığından yani T_{gh} değerinden büyük olması durumunda endirekt ısı eşanjörü soğutma amaçlı kullanılamaz. Bu durumda mekanik soğutma kullanılmalıdır.

Bu şartlar ışığında evaporatif soğutmadan faydalanabileceğimiz bölge $h_{\text{üh}}$ ile $h_{th, \max}$ arasındadır. Bu bölgede özgül nem üfleme havasının özgül neminden düşükse nemlendirme; büyükse nem alma işlemi uygulanmalıdır.

Yukarıda bahsedilen şartlara göre belirlenen bölgeler psikrometrik diyagram üzerinde şekil 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Bölgelerin psikrometrik diyagram üzerinde dağılımı

3.5 Hibrit Sistem ile Yapılan Enerji Tasarrufu

a) **Isıtma Bölgesi:** Bu bölgede soğutma gereksinimi yoktur. $h_{th} < h_{th,min}$ durumunda cihaz çalışmamaktadır.

b) **Ekonomizer Bölgesi:** Bölgeyi sınırlayan alt ve üst limitler $h_{th,min} \leq h_{th} \leq h_{üh}$ eşitliğiyle tanımlanır. Her iki sistem ekonomizer çevrimli olduğundan dolayı hibrit sistemle enerji tasarrufu söz konusu değildir.

c) **Evaporatif Soğutma Bölgesi (I.Bölge):** $h_{th} > h_{üh}$; $x_{th} < x_{üh}$ ile nitelendirilen bu bölgede hibrit sistem aracılığıyla evaporatif soğutmadan yararlanır. Endirekt soğutucuda duyulur olarak soğuyan hava adyabatik nemlendiricide nemlendirilmektedir. Nemlendirme işlemi her iki sistem içinde söz konusu olduğundan bu bölgede yapılan enerji tasarrufu endirekt soğutucuda yapılan soğutma miktarıdır.

$$Q_{end,soğ} = G_{üh} c_p (T_{th} - T_{çh}) \quad (3.27)$$

d) **Evaporatif Soğutma Bölgesi (II.Bölge):** Bu bölgede $h_{th} > h_{üh}$; $x_{th} > x_{üh}$ ifadesi geçerlidir. Bu nedenle dış hava bu bölgede nem alma işlemine tabi tutulmalıdır. Bu bölgede endirekt

soğutma mekanik soğutma için ön soğutucu olarak çalışmaktadır. Yapılan enerji tasarrufu endirekt soğutucuda yapılan duyulur soğutma miktarıdır.

$$Q_{\text{end,duy}} = G_{\text{üh}} c_p (T_{\text{th}} - T_{\text{çh}}) \quad (3.28)$$

Tam havalı sistemde dış havanın entalpisi mahalın entalpisinden yüksek olduğunda, ($h_{\text{th}} > h_{\text{dh}}$), taze havanın girişi mahaldeki soğutma yüklerini arttıracığından mahale minimum oranda taze hava alınması gerekir.

Endirekt soğutmada ise tamamen dış hava kullanıldığı için taze hava içindeki nemi yoğuşturmak için çekilen ısı miktarı tam havalı sisteme göre daha fazladır.

$$Q_{\text{end,giz}} = (G_{\text{üh}} - G_{\text{th}}) (x_{\text{th}} - x_{\text{üh}}) h_{\text{fg}} \quad (3.29)$$

(3.29) bağıntısında h_{fg} buharlaşma gizli ısı olup değeri her bir soğutma ayındaki günlük çığ noktası sıcaklık değerlerinin ortalamasına karşılık gelen ortalama bir değer olarak kullanılmıştır. Günlük çığ noktası sıcaklık değerleri psikrometrik diyagram yardımıyla hesaplanmıştır.

Soğutma aylarına göre çığ noktası sıcaklık değerleri (ÇNS) ve bu değerlere karşılık gelen h_{fg} değerleri Çizelge 3.3’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.3 Soğutma aylarındaki ÇNS ve h_{fg} değerleri

AYLAR	ÇNS (°C)	h_{fg} (kJ/kg)
HAZİRAN	14,01	2468,24
TEMMUZ	16,07	2463,37
AĞUSTOS	18,02	2458,78
EYLÜL	14,32	2467,51

Bu durumda bu bölgede yapılan toplam enerji tasarrufu

$$Q_{\text{tas}} = Q_{\text{end,duy}} - Q_{\text{end,giz}} \quad (3.30)$$

e) Mekanik Soğutma Bölgesi: Şekil 3.7 den görüldüğü gibi $h_{\text{th}} > h_{\text{th,max}}$ ile belirli bölge (mekanik soğutma I.bölge) ve evaporatif soğutmanın geçerli olduğu II.bölgedeki $T_{\text{eg}} > T_{\text{gh}}$ şartıyla belirli alandan (mekanik soğutma II.bölge) oluşur. Bu bölgede tamamen mekanik soğutmadan faydalanılır. Enerji tasarrufu söz konusu değildir.

3.6 Enerji Tasarruf Oranı

Enerji Tasarruf Oranı, evaporatif soğutma ile yapılan enerji tasarruf miktarının mekanik sıkıştırımlı soğutma için gerekli serpantin yüküne oranı olarak tanımlanmıştır.

$$ETO = \frac{Q_{tas}}{Q_{ser}} \quad (3.31)$$

Soğutma serpantini yükü, soğutma serpantinine giren ve çıkan havanın entalpileri arasındaki farkın üfleme havası debisiyle çarpımına eşittir.

$$Q_{ser} = G_{üh} (h_{giriş} - h_{çıkış}) \quad (3.32)$$

Burada $h_{giriş}$ taze hava ile dönüş havasının karışım entalpisi olup (3.33) bağıntısı ile hesaplanır.

$$h_{giriş} = \frac{G_{th}}{G_{üh}} h_{th} + \frac{(G_{üh} - G_{th})}{G_{üh}} h_{dh} \quad (3.33)$$

Serpantin çıkış durumu üfleme havası özgül neminde doymuş haldedir.

$$h_{çıkış} = x_{çıkış} = x_{üh} ; \phi_{üh} = \%100 \quad (3.34)$$

Bu durumda çıkan hava üfleme havası sıcaklığına kadar duyulur olarak ısıtılacaktır. Isıtma serpantini için verilen enerji burada dikkate alınmamıştır.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

4.1 Termodinamik Analiz ve Enerji Analizi

Soğutma yüklerinin hesaplanmasına örnek teşkil etmesi bakımından 14 Ağustos tarihi referans olarak alınmış ve bu tarihe yönelik olarak “Isı Kazançları Hesap Tablosu” oluşturulmuştur. Tabloda, hesaplanan ısı kazançlarının (soğutma yükleri) detaylı bir dökümü verilmiştir. Bu tabloda, fanlardan kaynaklanan ısı kazançları, hava kaçakları nedeniyle oluşan ısı kazançları ve mahal içindeki sıcak akışkan boruları yüzünden mahal havasının kazandığı ısı kazançları diğer ısı kazançları olarak dikkate alınmıştır. Bu ısı kazançlarının toplam soğutma yüküne olan etkisinin %10 olduğu düşünülmüştür.

Çizelge 4.1 Isı kazançları hesap tablosu

ISI KAZANÇLARI HESAP TABLOSU											
Tarih:	14 Ağustos										
Kullanım Amacı:	Toplantı Salonu										
Dış Sıcaklık:	26,10°C	Nem:	%65,90	İç Sıcaklık:	25°C	Nem:	%50				
Oda Boyutları:	En (m):	7,5	Boy (m):	15	Yükseklik (m):	2,8					
I) İletimle Olan Isı Kazançları											
İşareti	En (m)	Boy (m)	Yükseklik (m)	Alan (m ²)	Adet	Çıkarılan Alan (m ²)	Net Alan (m ²)	U (W/m ² K)	Düz. CLTD	ΔT (°C)	Isı Kazancı (W)
DD1	7,50		2,8	21,00	1	-	21,00	0,525	9,70		106,94
DD2		15,00	2,80	42,00	1	8,00	34,00	0,525	3,70		66,04
İD1	7,50		2,80	21,00	1	-	21,00	2,000		6,10	256,20
İD2		15,00	2,80	42,00	1	3,96	38,04	2,000		1,10	83,69
Ta	7,50	15,00		112,50	1	-	112,50	0,313	28,70		1010,60
ÇP	2,00		2,00	4,00	2	-	8,00	2,900	0,70		16,24
İK	1,80		2,20	3,96	1	-	3,96	2,000		1,10	8,71
II) Işınım Olan Isı Kazançları											
İşareti	En (m)	Boy (m)	Yükseklik (m)	Alan (m ²)	Adet	Çıkarılan Alan (m ²)	Net Alan (m ²)	SC	SCL		Isı Kazancı (W)
ÇP	2,00		2,00	4,00	2	-	8,00	0,620		-	4,96
III) İç Yüklerden Kaynaklanan Isı Kazançları											
		SHG (W/adet)	LHG (W/adet)	N (Adet)	CLF						
İnsanlar											
Erkek	65	30	20	1							
Kadın	55	24	20	1							
		SHG (W/adet)	N (Adet)	CLF							
Aydınlatma	70,8	8	1								
Cihazlar											
Bilgisayar	210	1	1								
Projeksiyon cihazı	300	1	1								
Diğer Isı Kazançları	(%10 ilave)										502,97
Toplam Soğutma Yükü											5532,75

Soğutma sezonunda bulunan diğer günler için hesaplanan Q_{duy} , Q_{giz} ve Q_{top} değerleri Ek-1 de verilmiştir.

Duyulur, gizli ve toplam soğutma yüklerinin soğutma sezonuna göre aylık dağılımları Çizelge 4.2’de gösterilmiştir. Çizelgede ayrıca her ay için gizli soğutma yüklerinin toplam soğutma yükleri içindeki payı da belirtilmiştir. Çizelgeden görüleceği üzere gizli soğutma yükleri toplam soğutma yüklerinin yaklaşık olarak beşte birini oluşturmaktadır.

Çizelge 4.2 Duyulur, gizli ve toplam soğutma yüklerinin soğutma sezonundaki aylara göre dağılımı

AYLAR	Q_{giz} (W)	Q_{duy} (W)	Q_{top} (W)	$\frac{Q_{giz}}{Q_{top}}$ (%)
HAZİRAN	32400,00	125306,00	157706,00	20,54
TEMMUZ	33480,00	144342,00	177822,00	18,82
AĞUSTOS	33480,00	152589,00	186069,00	17,99
EYLÜL	32400,00	116796,00	149196,00	21,71
Toplam	131760,00	539033,00	670793,00	19,64

Hibrit sistemin kullanılacağı bölgeleri tespit etmek için kullandığımız entalpi değerleri Meteoroloji Müdürlüğü’nden alınan her bir güne ait veriler yardımıyla soğutma sezonu için (Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül) için hesaplanmış olup çizelgeler Ek-2’de sunulmuştur. Çizelge 4.3’de ise psikrometrik diyagram üzerinde sınırları belirlenmiş bölgelerin soğutma sezonundaki aylara göre dağılımı verilmiştir.

Çizelge 4.3 Psikrometrik diyagramda belirlenmiş bölgelerin soğutma sezonundaki aylara göre dağılımı

AYLAR	Isıtma Bölgesi	Ekonomizer Bölgesi	Evaporatif Soğutma Bölgesi		Mekanik Soğutma Bölgesi	
			I.Bölge	II.Bölge	I.Bölge	II.Bölge
HAZİRAN	4	5	-	16	2	3
TEMMUZ	-	-	-	19	12	
AĞUSTOS	-	-	-	5	26	
EYLÜL	3	2	1	18	-	6
Toplam	7	7	1	58	40	9

Soğutma sezonundaki aylar için hesaplanmış serpantin yükü, hibrit sistemle elde edilen toplam enerji tasarrufları ve bu tasarrufların yüzdesel değerleri Çizelge 4.4’de verilmiştir.

Çizelge 4.3'den görüldüğü gibi ısıtma bölgesinde 7, ekonomizer bölgesinde 7, evaporatif soğutmanın I.Bölgesinde ise 1 gün bulunmaktadır. Dolayısıyla soğutma günlerinin çoğunluğu evaporatif soğutmanın II.Bölgesi ve mekanik soğutma bölgesinde bulunmaktadır. Buradan Çorlu İlçesi için tasarlanacak iklimlendirme sisteminde, ekonomizer ve nemlendirme için kullandığımız II.adyabatik nemlendiriciye gerek olmadığı görülmektedir. Bu yüzden enerji tasarrufu hesabı yapılırken bu husus dikkate alınmış olup mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemi minimum taze hava kullanan soğutma sistemi olarak düşünülmüştür. Burada gerekli serpantin yükü hesaplanırken üfleme havası minimum taze hava miktarı ile oda dönüş havası karışımı olarak alınmıştır. Hibrit sistem ise endirekt soğutma ve mekanik soğutmadan oluşmakta ve %100 taze hava kullanmaktadır.

Çizelge 4.4 Toplam serpantin yüklerinin, toplam enerji tasarruflarının ve tasarruf oranlarının soğutma sezonundaki aylara göre dağılımı

AYLAR	$Q_{ser}(W)$	$Q_{tas}(W)$	ETO (%)
HAZİRAN	224158,82	13404,28	5,98
TEMMUZ	343402,98	10954,06	3,18
AĞUSTOS	431977,59	1932,78	0,45
EYLÜL	195784,94	-2904,56	-1,48
Toplam	1195324,33	23386,56	1,95

Serpantin yüklerine (Q_{ser}), endirekt evaporatif soğutucuda yapılan enerji tasarruflarına ($Q_{end,duy}$), sisteme giren taze hava içerisindeki nemi yoğuşturmak için havadan çekilmesi gerekli olan ısı miktarlarına ($Q_{end,giz}$), endirekt evaporatif soğutucuda yapılan enerji tasarrufları (Q_{tas}) ve bu tasarrufların yüzdesel dağılımlarına ait elde edilmiş verilerin günlük sonuçları Ek-3'de verilmiştir.

Çizelge 4.4'den görüldüğü gibi Eylül ayında ETO eksi değerdedir. Bu, %100 taze hava içindeki nem miktarını yoğuşturmak için harcanan enerjinin endirekt ısı eşanjöründe tasarruf edilen enerjiden fazla olduğunu göstermektedir. Dolayısıyla Eylül ayında da minimum taze hava kullanan mekanik soğutmanın kullanılması avantaj sağlayacaktır. Bu durumda Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında yapılan enerji tasarrufları dikkate alındığında tasarruf oranı %2.2 olarak bulunur.

4.2 Maliyet Hesabı

Yapılan enerji tasarrufuna karşılık elde edilen parasal tasarrufun miktarını belirleyebilmek için tasarruf edilen enerji miktarına karşılık gelen güç tüketiminin bilinmesi gerekmektedir. Güç tüketiminin elde edilebilmesi için öncelikle iklimlendirme sisteminde kullanılan mekanik sıkıştırımlı soğutma sisteminin COP değerine ihtiyaç vardır.

Bir soğutma makinesinde COP değeri

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{Sistemin soğutma etkisi}}{\text{Sistemin tükettiği güç}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net}}} \quad (4.1)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Çalışmada göz önüne alınan sistemin COP değeri 9 olarak alınmıştır. COP değeri bilindiğinden dolayı mekanik sıkıştırımlı sistem için sistemin tükettiği güç (elektrik gücü) olan W_{ser} ve hibrit sistem için de serpantin yüküne karşılık sistem tarafından tasarruf edilen güç miktarı (elektrik gücü) olan W_{tas} bulunabilir. Bunun için mekanik sıkıştırımlı sistemde Q_L yerine Q_{ser} , hibrit sistemde ise Q_L yerine Q_{tas} yazmak yeterlidir. Bundan sonra W_{ser} ve W_{tas} değerleri (4.2) ve (4.3) bağıntıları ile hesaplanır.

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{ser}}}{W_{\text{ser}}} \quad (4.2)$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{tas}}}{W_{\text{tas}}} \quad (4.3)$$

W_{tas} ve W_{ser} verilerinin soğutma sezonundaki aylık değerleri Çizelge 4.5’de verilmiştir.

Çizelge 4.5 Tüketilen güç ve tasarruf edilen güce ait verilerin aylara göre dağılımı

AYLAR	W_{ser} (W)	W_{tas} (W)
HAZİRAN	24906,53	1489,36
TEMMUZ	38155,88	1217,11
AĞUSTOS	47997,51	214,76
EYLÜL	21753,88	-322,72
Toplam	132813,8	2598,51

Aylara göre W_{ser} ve W_{tas} değerleri hesaplandıktan sonra Çorlu ilçesi için elektriğin birim fiyatı olarak TREDAS tarifelerinden 2006 yılı birim fiyat değeri temin edilmiştir. Buna

göre elektriğin söz konusu birim fiyatı bu yıl için 0,1278 TL / kWh olmuştur. Göz önüne alınan sistemin günde 6 saat çalıştırıldığı varsayılarak tüm soğutma sezonu boyunca sistemin harcadığı elektrik miktarının parasal değeri hesaplanabilir. Günde 6 saat çalıştırılan sistem Haziran ve Eylül aylarında toplam 180 saat, Temmuz ve Ağustos aylarında ise 186 saat çalıştırılmış olacaktır. Bu durumda sistemin örneğin Haziran ayında harcadığı elektrik enerjisinin parasal değeri:

$(24906,53 \text{ W}) (180 \text{ saat}) (1 \text{ kW}/1000 \text{ W}) (0,1278 \text{ TL} / \text{kWh}) = 572,94 \text{ TL}$ olacaktır.

Benzer şekilde hibrit sistem ile tasarruf edilen elektrik enerjisine karşılık gelen parasal değer Haziran ayındaki değeri:

$(1489,36 \text{ W}) (180 \text{ saat}) (1 \text{ kW}/1000 \text{ W}) (0,1278 \text{ TL} / \text{kWh}) = 34,26 \text{ TL}$ olacaktır.

Bu bağlamda her bir soğutma ayında sistemin harcadığı elektrik enerjisinin parasal değeri (M_{ser}) ile tasarruf edilen elektrik enerjisine karşılık gelen parasal değer (M_{tas}) hesaplanmış elde edilen değerler Çizelge 4.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 4.6 Parasal değerlerin aylara göre dağılımı

AYLAR	M_{ser} (TL)	M_{tas} (TL)
HAZİRAN	572,94	34,26
TEMMUZ	906,99	28,93
AĞUSTOS	1140,93	5,10
EYLÜL	500,42	-7,42
Toplam	3121,28	60,87

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Psikrometrik diyagram ve bağıntılar aracılığıyla belirlenen bölgelerin soğutma sezonundaki gün sayılarına ait veriler incelendiğinde, ekonomizer bölgesindeki gün sayısının hayli az olması (7) öncelikle ekonomizer uygulamasının Çorlu ilçesi için uygun olmadığına açık bir kanıttır. Benzer şekilde aynı veriler endirekt evaporatif soğutma ile mekanik soğutmanın birlikte kullanıldığı (evaporatif soğutmanın II.bölgesi) günlerin soğutma yapılan toplam günlere oranının %50,43 olduğunu göstermektedir. Sadece mekanik soğutmadan yararlanılan günlerin oranı ise %42,6'dır. Sadece gün sayılarına ait bu veriler baz alınarak Çorlu ilçesi için tasarlanan hibrit sistemin kullanılması önerilebilir. Evaporatif soğutmanın I.bölgesine ait gün sayısı sadece 1'dir. Bu yüzden mekanik sistemde adyabatik nemlendiriciye, hibrit sistemde ise üfleme havasının nemlendirilmesinde kullanılan II. adyabatik nemlendiriciye gerek yoktur.

Hibrit sistem tamamen taze hava kullanmaktadır. Nemin fazla olduğu durumlarda nem alma işlemi için hibrit sistem ile harcanan enerji miktarı mekanik sıkıştırımlı soğutma sisteminden daha fazladır. Bu durumda hibrit sistem tarafından harcanan ve tasarruf edilen enerji miktarları ve bunların oranlarına ait veriler de göz önüne alındığında tasarlanan hibrit sistem tarafından gerçekleştirilen tasarruf miktarı çok düşük değerdedir. Hatta 18 gün evaporatif soğutmadan faydalanılabilen Eylül ayı için hibrit sistemin kullanılması enerji tasarrufu açısından negatif etkiye sahiptir. Dolayısıyla Çorlu için evaporatif soğutmadan Haziran Temmuz ve Ağustos aylarında faydalanılmaktadır. Bu üç ay için %2 mertebesinde olan enerji maliyeti tasarrufu evaporatif soğutmanın Çorlu ilçesi için uygun olmadığını göstermektedir.

Hibrit sisteme %100 oranında taze hava girmesinin enerji yönünden ve ekonomik yönden getirdiği olumsuzluğa karşın iç ortam hava kalitesi açısından bu bir olumsuzluk değil aksine bir getiridir. Çünkü % 100 taze hava ile çalışan sistemlerde kirlenen dönüş havasının sistemle bir bağı olmadığından ortam havasında kirletici bulunma olasılığı minimum düzeydedir. Bu getiri konfor uygulamasının birincil derecede önemli olduğu uygulamalarda hibrit sistemin iyi bir alternatif olduğunu göstermektedir.

Sonuç olarak tasarlanan sistemin, yüksek bağıl nem oranlarına sahip Çorlu ilçesi için enerji tasarrufu ve ekonomiklik açısından uygun bir sistem olmadığı açıkça saptanmıştır. Çorlu ilçesi gibi yüksek bağıl nem oranına sahip iklimlerde mekanik buhar sıkıştırımlı

soğutma sistemlerine alternatif olarak düşünölen evaporatif sistemler tek başına genellikle yeterli olmamaktadır. Bu durumda havanın soğutma sistemine girmeden önce neminin alındığı desisif-evaporatif sistemlerin verimin arttırılmasına ciddi bir katkı yapacağı düşünölmektedir. Bağlı nem oranlarının göreceli olarak düşük olduğu kurak iklime sahip bölgelerde hibrit sistemin kullanılma olasılığı çok daha fazladır. Nemli bölgelerde evaporatif soğutma nem alma işlemleri için düşük enerji harcanılan sistemlerle birlikte düşünölmelidir.

6. KAYNAKLAR

- Akdoğan A (2007). Bir Soğutma Sistemindeki Kondenser Kapasitesinin Değiştirilmesinin Enerji ve Ekserji Analizleri ile İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak.
- Aktacir M.A, Bulut H (2007). Kayseri İlinin Serbest Soğutma Potansiyelinin İncelenmesi. 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı 2: 860-866, Kayseri.
- Aktacir M.A, Bulut H (2008). Tam Havalı İklimlendirme Sistemlerinde Dış Hava Sıcaklık Kontrollü Serbest Soğutma ve Ekserji Analizi. TMMOB Makina Mühendisleri Odası Tesisat Mühendisliği Dergisi 104: 35-44.
- Al-Otaibi D.A, Dinçer İ, Kalyon M (2004). Thermo-economic Optimization of Vapour-Compression Refrigeration Systems. International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol.41 No:1: 95-107.
- Atikol U, Hacışevki H (2001). Lefkoşa Bölgesi İçin Evaporatif Soğutma Fizibilite Çalışması. V.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 421-425, İzmir.
- Babadağlı A (2005). Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- Bilge D, Bilge M (1999). İndirek/Direk Evaporatif Soğutma Sistemleri Kombinasyonu. IV.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 1: 197-204, İzmir.
- Coşkun V (2006). Adsorpsiyonlu Güneş Enerjili Sistemlerde Ekserji Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Çelik A.T (2007). Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemleri. Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Gebze.
- Çengel Y.A, Boles M.A (1994). Thermodynamics: An Engineering Approach, Second Edition. McGraw-Hill, Inc. 867 p, New York, USA.
- Dağtekin M, Yıldız Y (2006). Çukurova Bölgesindeki Bir Broiler Kümesinde Pedli Evaporatif Serinletme Sistemlerinin Bazı İşlevsel Özellikleri. Çukurova Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi, 21: 73-78, Adana.
- Ekren O (2009). Bir Soğutma Grubunda Kompresör Hızının ve Elektronik Genleşme Vanasının Bulanık Mantık Algoritma ile Kontrolü. Doktora Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- El-Refaie M.F, Kaseb S (2009). Speculation in the Feasibility of Evaporative Cooling. Building and Environment, 44: 826-838.
- Esen D.Ö (2007). Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Motorlu Taşıtlarda Kullanılabilirliği. Mühendis ve Makine Dergisi, 49: 22-25.
- Genceli O.F (2003). Soğutma Tesisatı. TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları No. 295, 192s İstanbul.

- Genceli O.F, Parmaksızoğlu İ.C (2008). Kalorifer Tesisatı. TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları No. 352, 411s İstanbul.
- Goralı E (2007). Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü, İstanbul.
- Güngör A, Güngör S (2005). Havalı İklimlendirme Sistemlerinde Ekonomizer Çevrimi. Tesisat Mühendisliği Dergisi. 89: 78-87.
- Karakuş C (1997). Adsorpsiyonlu Buharlaştırmalı Soğutma Sistemi. Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana.
- Kaydar Z (2007). Çukurova Bölgesinde Bir Etlik Piliç Kümesinde Bulunan Pedli Evaporatif Serinletme Sisteminin Serinletme Etkinliği ve Sağlanan Sıcaklık Düşmesi Değerlerinin Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana.
- Khan J.R, Zubair S.M (1999). Design and Performance Evaluation of Reciprocating Refrigeration Systems. Internal Journal of Refrigeration 22: 235-243.
- Kızılkın Ö (2004). Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termoeekonomik Yönden İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- Kocatürk Ü (2007). Çukurova Koşullarında Pedli Evaporatif Serinletme Sistemlerinin Farklı Hava Hızlarında Serinletme Etkinliği ve Buharlaştırılan Su Miktarı Değerlerinin Değişimi. Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana.
- Küçükçalı R (2003). Klima Sistemlerinde Enerji Ekonomisi ve Uygulama Önerileri. VI.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 1-20, İzmir.
- Kürtyan H.K (2005). Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Duman, Buhar, Gaz Kullanılarak İkinci Kanuna Göre Termoeekonomik Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Lazzarin R.M (2007). Introduction of a Simple Diagram-Based Method for Analyzing Evaporative Cooling. Applied Thermal Engineering, 27: 2011-2025.
- Maheshwari G.P, Al-Ragom F, Suri R.K (2001). Energy-saving Potential of an Indirect Evaporative Cooler. Applied Energy 69: 69-76.
- Özko N (1999). Uygulamalı Soğutma Tekniği. TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları No. 115, 709s Ankara.
- Şencan A (2004). Atık Isı ile Çalışan Absorpsiyonlu Sistemlerin Modellenmesi, Ekserji Analizi ve Optimizasyonu. Doktora Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- Tosun M.A (2006). Soğutmada Hibrit Sistemler. Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.

- Uralcan Y (2003). Klima Tesisatı. TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları No.296-3, 458s İstanbul.
- Wang S.K (2001). Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, Second Edition. McGraw-Hill, Inc., 1363 p, New York, USA.
- Yakın M (2007). Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminde Ejektör Kullanımının Performansa Etkisi. Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak.
- Yılmaz T, Büyükalaca O (1999). Desisif-Evaporatif Soğutma Sistemleri. IV.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 165-181, İzmir.

EKLER

EK 1

Haziran ayı için gizli, duyulur ve toplam soğutma yükleri

GÜNLER	T _{th} (°C)	φ _{th} (%)	Q _{giz} (W)	Q _{duy} (W)	Q _{top} (W)
1	17,83	76,57	1080	3592	4672
2	19,90	65,47	1080	4078	5158
3	18,87	64,53	1080	3836	4916
4	18,17	63,23	1080	3672	4752
5	17,13	72,00	1080	3428	4508
6	18,47	63,57	1080	3742	4822
7	17,93	73,10	1080	3615	4695
8	17,80	76,57	1080	3585	4665
9	17,50	79,80	1080	3515	4595
10	16,40	78,67	1080	3256	4336
11	17,57	67,47	1080	3531	4611
12	19,77	61,03	1080	4047	5127
13	20,27	63,80	1080	4164	5244
14	18,13	73,23	1080	3662	4742
15	19,13	67,57	1080	3897	4977
16	21,53	60,33	1080	4460	5540
17	22,20	60,33	1080	4617	5697
18	27,33	63,20	1080	5821	6901
19	22,00	68,23	1080	4570	5650
20	20,37	75,67	1080	4188	5268
21	21,23	66,10	1080	4390	5470
22	21,33	68,77	1080	4413	5493
23	20,40	65,67	1080	4195	5275
24	20,73	65,63	1080	4272	5352
25	22,07	64,80	1080	4587	5667
26	23,20	60,47	1080	4852	5932
27	22,57	65,43	1080	4679	5759
28	22,50	71,37	1080	4688	5768
29	24,03	57,00	1080	5008	6088
30	23,60	58,90	1080	4946	6026

Temmuz ayı için gizli, duyulur ve toplam soğutma yükleri

GÜNLER	T _{th} (°C)	φ _{th} (%)	Q _{giz} (W)	Q _{duv} (W)	Q _{top} (W)
1	23,70	63,33	1080	4969	6049
2	22,27	71,33	1080	4634	5714
3	21,20	68,67	1080	4383	5463
4	19,67	74,00	1080	4024	5104
5	21,00	65,20	1080	4336	5416
6	21,23	59,53	1080	4390	5470
7	21,40	65,00	1080	4430	5510
8	22,07	68,47	1080	4587	5667
9	21,73	69,90	1080	4507	5587
10	22,30	67,00	1080	4641	5721
11	23,10	70,23	1080	4828	5908
12	23,33	67,13	1080	4882	5962
13	23,23	69,80	1080	4859	5939
14	21,67	63,10	1080	4493	5573
15	20,93	67,87	1080	4319	5399
16	21,33	67,80	1080	4413	5493
17	21,50	65,43	1080	4453	5533
18	21,43	66,90	1080	4437	5517
19	22,57	63,57	1080	4704	5784
20	23,47	66,63	1080	4915	5995
21	22,20	70,20	1080	4617	5697
22	22,30	65,00	1080	4615	5695
23	22,80	68,23	1080	4733	5813
24	22,80	65,90	1080	4733	5813
25	22,50	71,03	1080	4688	5768
26	22,83	69,57	1080	4765	5845
27	23,40	66,23	1080	4899	5979
28	24,33	67,57	1080	5117	6197
29	24,50	66,67	1080	5157	6237
30	23,67	69,03	1080	4962	6042
31	23,20	73,23	1080	4852	5932

Ağustos ayı için gizli, duyulur ve toplam soğutma yükleri

GÜNLER	T _{th} (°C)	φ _{th} (%)	Q _{giz} (W)	Q _{duy} (W)	Q _{top} (W)
1	24,23	66,90	1080	5094	6174
2	24,23	64,67	1080	5094	6174
3	24,73	66,67	1080	5211	6291
4	25,67	61,80	1080	5431	6511
5	25,83	66,53	1080	5469	6549
6	24,13	76,00	1080	5067	6147
7	22,97	81,57	1080	4798	5878
8	23,20	73,47	1080	4852	5932
9	21,40	67,87	1080	4430	5510
10	22,50	69,00	1080	4688	5768
11	23,10	66,43	1080	4828	5908
12	23,53	62,43	1080	4929	6009
13	24,97	63,43	1080	5267	6347
14	26,10	65,90	1080	5532	6612
15	23,13	71,90	1080	4835	5915
16	22,67	74,33	1080	4728	5808
17	22,97	79,10	1080	4798	5878
18	23,23	73,33	1080	4859	5939
19	23,97	65,10	1080	5033	6113
20	24,60	72,70	1080	5180	6260
21	25,97	69,10	1080	5502	6582
22	25,33	71,00	1080	5326	6406
23	22,37	77,10	1080	4632	5712
24	22,10	75,33	1080	4568	5648
25	22,03	79,33	1080	4577	5657
26	23,57	74,70	1080	4939	6019
27	24,77	75,47	1080	5220	6300
28	20,80	81,77	1080	4289	5369
29	21,93	75,33	1080	4554	5634
30	22,97	74,10	1080	4798	5878
31	19,83	75,47	1080	4061	5141

Eylül ayı için gizli, duyulur ve toplam soğutma yükleri

GÜNLER	T _{th} (°C)	φ _{th} (%)	Q _{giz} (W)	Q _{duy} (W)	Q _{top} (W)
1	19,90	72,90	1080	4078	5158
2	19,80	68,23	1080	4054	5134
3	20,27	67,43	1080	4164	5244
4	19,83	72,57	1080	4036	5116
5	20,77	69,10	1080	4282	5362
6	19,33	69,57	1080	3944	5024
7	19,20	66,53	1080	3913	4993
8	18,63	68,87	1080	3780	4860
9	17,73	77,23	1080	3569	4649
10	16,73	63,87	1080	3334	4414
11	18,63	60,63	1080	3780	4860
12	17,90	64,10	1080	3608	4688
13	19,00	67,57	1080	3866	4946
14	18,83	70,37	1080	3933	5013
15	18,67	77,77	1080	3789	4869
16	18,33	84,00	1080	3709	4789
17	19,27	81,00	1080	3930	5010
18	19,93	80,57	1080	4085	5165
19	20,20	80,90	1080	4148	5228
20	18,87	84,43	1080	3836	4916
21	18,17	88,70	1080	3672	4752
22	17,93	84,33	1080	4018	5098
23	16,60	82,33	1080	3706	4786
24	19,07	80,00	1080	3857	4937
25	18,93	76,97	1080	3850	4930
26	21,23	74,03	1080	4390	5470
27	20,03	72,23	1080	4108	5188
28	19,40	75,37	1080	3960	5040
29	18,50	79,20	1080	3749	4829
30	18,07	77,90	1080	3648	4728

EK 2

Haziran ayı için h_{th} , $h_{üh}$, $h_{th, min}$, $h_{th, max}$ değerleri

GÜNLER	h_{th} (kJ/kg)	$h_{üh}$ (kJ/kg)	$h_{th, min}$ (kJ/kg)	$h_{th, max}$ (kJ/kg)
1	43,50	43,18	40,88	67,67
2	44,92	43,40	39,80	69,26
3	41,97	43,30	40,34	73,70
4	39,81	43,22	40,70	77,07
5	40,19	43,09	41,25	73,70
6	40,64	43,25	40,55	75,83
7	42,59	43,19	40,83	70,03
8	43,42	43,18	40,90	67,73
9	43,70	43,14	41,05	66,36
10	40,45	42,99	41,63	71,39
11	39,79	43,15	41,02	75,71
12	42,89	43,38	39,87	67,96
13	45,23	43,43	39,61	69,44
14	43,15	43,22	40,73	69,20
15	43,73	43,32	40,20	70,21
16	47,07	43,53	38,95	68,14
17	48,83	43,58	38,60	65,66
18	65,60	43,87	35,93	38,92
19	51,79	43,57	38,71	58,26
20	50,22	43,44	39,56	58,03
21	48,99	43,51	39,11	63,59
22	50,12	43,52	39,06	60,57
23	46,31	43,44	39,54	67,25
24	47,17	43,47	39,37	66,01
25	50,47	43,57	38,67	61,52
26	51,61	43,65	38,08	61,57
27	52,16	43,60	38,47	58,80
28	54,67	43,60	38,45	52,76
29	52,20	43,69	37,73	62,17
30	51,96	43,68	37,87	61,69

- ISITMA BÖLGESİ
- EKONOMİZER BÖLGESİ
- EVAPORATİF SOĞUTMA (I.BÖLGE)
- EVAPORATİF SOĞUTMA (II.BÖLGE)
- MEKANİK SOĞUTMA (I.BÖLGE)
- MEKANİK SOĞUTMA (II.BÖLGE)

Temmuz ayı için h_{th} , $h_{üh}$, $h_{th, min}$, $h_{th, max}$ değerleri

GÜNLER	h_{th} (kJ/kg)	$h_{üh}$ (kJ/kg)	$h_{th, min}$ (kJ/kg)	$h_{th, max}$ (kJ/kg)
1	54,41	43,68	37,69	56,15
2	53,96	43,59	38,44	53,79
3	49,71	43,51	39,01	61,12
4	47,58	43,37	39,81	62,42
5	47,72	43,49	39,11	65,26
6	45,96	43,51	38,99	69,93
7	48,71	43,52	38,90	63,90
8	52,10	43,57	38,55	57,63
9	51,74	43,55	38,73	57,63
10	52,10	43,59	38,43	58,16
11	55,96	43,64	38,01	51,13
12	55,17	43,66	37,89	53,49
13	56,15	43,65	37,94	50,95
14	48,63	43,54	38,76	64,73
15	48,63	43,48	39,15	62,95
16	49,71	43,52	38,94	61,42
17	49,17	43,53	38,85	63,07
18	49,60	43,52	38,29	61,89
19	51,31	43,61	38,29	60,65
20	55,34	43,67	37,81	53,43
21	53,25	43,58	38,48	55,26
22	51,20	43,58	38,49	60,29
23	54,12	43,62	38,22	54,67
24	53,03	43,62	38,22	57,22
25	54,52	43,60	38,32	53,02
26	54,83	43,63	38,15	53,08
27	54,94	43,66	37,85	54,20
28	58,43	43,72	37,36	48,29
29	58,49	43,73	37,27	48,58
30	57,12	43,68	37,71	49,76
31	57,70	43,65	35,95	47,28

- ISITMA BÖLGESİ
- EKONOMİZER BÖLGESİ
- EVAPORATİF SOĞUTMA (I.BÖLGE)
- EVAPORATİF SOĞUTMA (II.BÖLGE)
- MEKANİK SOĞUTMA (I.BÖLGE)
- MEKANİK SOĞUTMA (II.BÖLGE)

Ağustos ayı için h_{th} , $h_{üh}$, $h_{th, min}$, $h_{th, max}$ değerleri

GÜNLER	h_{th} (kJ/kg)	$h_{üh}$ (kJ/kg)	$h_{th, min}$ (kJ/kg)	$h_{th, max}$ (kJ/kg)
1	57,78	43,71	37,33	49,59
2	56,64	43,71	37,33	52,19
3	59,21	43,74	37,06	47,46
4	59,49	43,79	36,57	49,06
5	62,64	43,80	36,48	42,14
6	62,09	43,71	37,39	39,30
7	60,79	43,63	38,00	39,24
8	57,81	43,65	37,87	47,04
9	49,93	43,52	38,83	61,06
10	53,59	43,60	38,24	55,21
11	54,15	43,64	37,93	55,32
12	53,48	43,67	37,70	57,93
13	58,23	43,76	36,94	50,30
14	63,16	43,81	36,34	42,55
15	56,84	43,65	37,91	49,11
16	56,55	43,61	38,15	48,70
17	59,75	43,63	38,00	41,96
18	57,84	43,65	37,86	47,04
19	56,08	43,70	37,46	52,90
20	61,99	43,73	37,13	40,66
21	64,56	43,81	36,41	38,00
22	63,47	43,77	36,80	39,00
23	56,88	43,59	38,37	47,22
24	55,24	43,57	38,51	50,36
25	56,81	43,57	38,49	46,57
26	59,63	43,67	37,68	43,79
27	63,98	43,74	37,04	36,46
28	53,98	43,47	39,14	50,18
29	54,72	43,56	38,55	51,18
30	57,39	43,63	38,00	47,46
31	48,59	43,39	39,66	60,41

- ISITMA BÖLGESİ
- EKONOMİZER BÖLGESİ
- EVAPORATİF SOĞUTMA (I.BÖLGE)
- EVAPORATİF SOĞUTMA (II.BÖLGE)
- MEKANİK SOĞUTMA (I.BÖLGE)
- MEKANİK SOĞUTMA (II.BÖLGE)

Eylül ayı için h_{th} , $h_{üh}$, $h_{th, min}$, $h_{th, max}$ değerleri

GÜNLER	h_{th} (kJ/kg)	$h_{üh}$ (kJ/kg)	$h_{th, min}$ (kJ/kg)	$h_{th, max}$ (kJ/kg)
1	47,80	43,40	39,85	62,48
2	45,72	43,39	39,91	67,03
3	46,66	43,43	39,66	65,97
4	47,48	43,38	39,95	63,07
5	48,69	43,47	39,40	62,42
6	44,99	43,34	40,15	67,63
7	43,53	43,33	40,22	70,76
8	42,92	43,27	40,51	70,82
9	43,46	43,17	40,98	67,39
10	36,65	43,04	41,50	80,93
11	39,99	43,27	40,51	77,62
12	39,46	43,19	40,89	77,15
13	43,40	43,31	40,32	70,58
14	43,97	43,34	40,17	68,81
15	46,20	43,28	40,49	63,25
16	47,45	43,24	40,67	59,52
17	49,08	43,34	40,18	57,93
18	50,86	43,40	39,84	55,38
19	51,80	43,43	39,70	53,85
20	49,18	43,30	40,39	56,80
21	48,63	43,22	40,75	56,39
22	46,42	43,37	39,99	60,94
23	42,11	43,24	40,68	67,86
24	48,14	43,31	40,34	59,70
25	46,63	43,30	40,36	62,83
26	52,07	43,51	39,16	56,74
27	47,90	43,41	39,79	62,54
28	47,35	43,35	40,11	62,30
29	46,24	43,26	40,58	62,78
30	44,60	43,21	40,80	65,56

- ISITMA BÖLGESİ
- EKONOMİZER BÖLGESİ
- EVAPORATİF SOĞUTMA (I.BÖLGE)
- EVAPORATİF SOĞUTMA (II.BÖLGE)
- MEKANİK SOĞUTMA (I.BÖLGE)
- MEKANİK SOĞUTMA (II.BÖLGE)

EK 3

Haziran ayı için Q_{ser} , $Q_{end,duy}$, $Q_{end,giz}$, Q_{tas} değerleri ve yapılan tasarruf oranı

GÜNLER	Q_{ser} (W)	$Q_{end,duy}$ (W)	$Q_{end,giz}$ (W)	Q_{tas} (W)	Tas. oran (%)
1	4828,36	-	-	-	-
2	6397,17	656,56	114,37	542,19	8,47
3	4581,87	-	-	-	-
4	3258,71	-	-	-	-
5	2981,77	-	-	-	-
6	3780,53	-	-	-	-
7	4436,93	-	-	-	-
8	4774,99	-	-	-	-
9	4764,44	-	-	-	-
10	2767,25	-	-	-	-
11	2992,36	-	-	-	-
12	5386,99	-	-	-	-
13	6709,11	850,15	97,86	752,29	11,21
14	4781,24	-	-	-	-
15	5511,26	277,34	39,02	238,32	4,32
16	8107,92	1566,20	241,43	1324,77	16,34
17	9213,73	1982,23	563,54	1418,69	15,40
18	19266,63	-	-	-	-
19	10509,02	1855,42	1463,59	391,83	3,73
20	9073,05	903,91	1201,44	-297,53	-3,28
21	8868,44	1387,97	741,37	646,60	7,29
22	9443,20	1446,73	1088,69	358,04	3,79
23	7251,59	920,10	310,15	609,95	8,41
24	7795,82	1101,46	447,83	653,64	8,38
25	9936,19	1899,78	1071,64	828,14	8,33
26	10960,51	2649,19	1195,61	1453,58	13,26
27	10893,25	2210,83	1473,61	737,22	6,77
28	12074,97	-	-	-	-
29	11513,27	3219,31	1180,43	2038,87	17,71
30	11298,25	2931,33	1223,65	1707,68	15,11
Toplam	224158,82	25858,51	12454,23	13404,28	5,98

Temmuz ayı için Q_{ser} , $Q_{end,duy}$, $Q_{end,giz}$, Q_{tas} değerleri ve yapılan tasarruf oranı

GÜNLER	Q_{ser} (W)	$Q_{end,duy}$ (W)	$Q_{end,giz}$ (W)	Q_{tas} (W)	Tas. oranı (%)
1	12468,83	3002,93	2075,81	927,12	7,44
2	11613,66	-	-	-	-
3	9192,40	1370,42	1014,09	356,33	3,88
4	7547,66	539,89	702,76	-162,88	-2,16
5	8210,29	1254,55	539,22	715,33	8,71
6	7489,17	1387,97	28,22	1359,76	18,16
7	8810,46	1488,48	719,47	769,01	8,73
8	10686,55	1899,78	1561,92	337,87	3,16
9	10372,32	1687,87	1500,41	187,46	1,81
10	10776,66	2046,68	1534,21	512,47	4,76
11	12899,44	-	-	-	-
12	12657,13	-	-	-	-
13	13055,33	-	-	-	-
14	8915,26	1651,18	642,09	1009,09	11,32
15	8589,01	1214,36	782,58	431,78	5,03
16	9259,97	1446,73	996,53	450,20	4,86
17	9072,97	1548,16	823,94	724,22	7,98
18	9234,16	1506,36	954,23	552,14	5,98
19	10523,94	2222,64	1247,02	975,62	9,27
20	12775,68	-	-	-	-
21	11250,24	1982,23	1887,65	94,58	0,84
22	10306,06	2035,22	1243,10	792,11	7,69
23	11876,59	2363,34	2075,34	288,00	2,42
24	11376,93	2363,34	1729,49	633,86	5,57
25	11990,90	-	-	-	-
26	12273,27	-	-	-	-
27	12556,92	-	-	-	-
28	14571,12	-	-	-	-
29	14686,59	-	-	-	-
30	13695,61	-	-	-	-
31	14667,86	-	-	-	-
Toplam	343402,98	33012,13	22058,08	10954,06	3,18

Ağustos ayı için Q_{ser} , $Q_{end,duy}$, $Q_{end,giz}$, Q_{tas} değerleri ve yapılan tasarruf oranı

GÜNLER	Q_{ser} (W)	$Q_{end,duy}$ (W)	$Q_{end,giz}$ (W)	Q_{tas} (W)	Tas. oranı (%)
1	14237,93	-	-	-	-
2	13718,54	-	-	-	-
3	15112,93	-	-	-	-
4	15643,22	-	-	-	-
5	17161,35	-	-	-	-
6	16142,01	-	-	-	-
7	15020,07	-	-	-	-
8	13782,20	-	-	-	-
9	9373,24	1488,48	1054,76	433,72	4,63
10	11557,86	2176,79	1974,77	202,02	1,75
11	12061,45	2579,76	2086,84	492,92	4,09
12	11947,61	2881,00	1787,05	1093,95	9,16
13	14745,91	-	-	-	-
14	17499,16	-	-	-	-
15	13302,55	-	-	-	-
16	12964,36	-	-	-	-
17	14546,24	-	-	-	-
18	13811,40	-	-	-	-
19	13328,86	-	-	-	-
20	16311,33	-	-	-	-
21	18071,68	-	-	-	-
22	17262,51	-	-	-	-
23	12931,79	-	-	-	-
24	12041,74	-	-	-	-
25	12807,49	-	-	-	-
26	14902,73	-	-	-	-
27	17375,18	-	-	-	-
28	10965,83	-	-	-	-
29	11803,79	-	-	-	-
30	13471,03	-	-	-	-
31	8075,60	620,65	910,49	-289,83	-3,59
Toplam	431977,59	9746,68	7813,90	1932,78	0,45

Eylül ayı için Q_{ser} , $Q_{end,duy}$, $Q_{end,giz}$, Q_{tas} değerleri ve yapılan tasarruf oranı

GÜNLER	Q_{ser} (W)	$Q_{end,duy}$ (W)	$Q_{end,giz}$ (W)	Q_{tas} (W)	Tas. oranı (%)
1	7723,25	656,56	702,53	-45,98	-0,60
2	6701,74	605,40	296,95	308,44	4,60
3	7361,86	850,15	414,06	436,09	5,92
4	7505,52	616,84	632,22	-15,38	-0,20
5	8516,88	1124,03	802,91	321,11	3,77
6	6163,93	372,71	232,35	140,35	2,78
7	5414,22	310,43	-	310,43	5,73
8	4875,81	-	-	-	-
9	4740,68	-	-	-	-
10	1142,78	-	-	-	-
11	3513,94	-	-	-	-
12	2948,61	-	-	-	-
13	5271,65	216,50	4,61	211,88	4,02
14	5664,61	142,24	138,45	3,79	0,07
15	6421,11	66,31	510,14	-443,83	-6,91
16	6872,92	-	-	-	-
17	8032,85	343,87	987,07	-643,19	-8,01
18	9161,50	671,98	1335,48	-663,49	-7,24
19	9714,55	813,01	1538,99	-725,98	-7,47
20	7914,63	156,64	991,82	-835,19	-10,55
21	7335,49	-	-	-	-
22	6971,66	-	-	-	-
23	4383,93	-	-	-	-
24	7454,10	247,49	799,03	-551,54	-7,40
25	6736,15	184,16	567,11	-382,95	-5,69
26	10295,62	1387,97	1475,53	-87,56	-0,85
27	7838,14	723,69	711,28	12,42	0,16
28	7297,56	406,56	660,57	-254,01	-3,48
29	6378,52	-	-	-	-
30	5430,82	-	-	-	-
Toplam	195784,94	9896,54	12801,10	-2904,56	-1,48

ÖZGEÇMİŞ

Evren OSMA, 29.07.1984 tarihinde Edirne’de doğdu. 2002 yılında Edirne Anadolu Lisesi’nden mezun oldu ve ertesini yıl Trakya Üniversitesi Çorlu Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde yükseköğrenim hayatına başladı. 2007 yılında bu bölümden mezun olduktan sonra aynı yıl içerisinde AKSTA İNŞAAT PROJE TAAH. SAN. TİC. LTD. ŞTİ’nde proje mühendisi olarak görev yapmaya başladı. Evren OSMA, 2008 yılından beri Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans öğrenimini sürdürmektedir.