

İZMİR İLİ İÇİN EVAPORATİF SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ

Erhan ŞEN
Özay AKDEMİR
Koray ÜLGEN

ÖZET

Bu çalışmada, İzmir ilinde örnek bir konut için soğutma yükleri yaz ayları için hesaplanarak, soğutma yüklerinin mekanik soğutma ile sağlanması durumundaki enerji tüketimleri belirlenmiştir. Uygulanan evaporatif soğutma sistemleri incelenerek, bu aylar için direk ve indirek evaporatif soğutmanın uygulanabilirliği değerlendirilmiş ve enerji tüketimlerinde sağlanabilecek tasarruflar belirlenmiştir. Evaporatif soğutmanın yetersiz olduğu durumlarda klasik soğutma ile indirek evaporatif soğutmanın birlikte kullanılması incelenerek, mekanik soğutmada sağlanabilecek enerji tasarrufları hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Evaporatif soğutma, Enerji tasarrufu

ABSTRACT

In this study, cooling loads for an example house in İzmir in summer months is calculated and it is identified that energy consumptions when cooling loads are provided with mechanical cooling. While applied evaporative cooling systems are examined, the applicability of direct and indirect evaporative cooling in these months is assessed and it is identified that the savings can be provided in energy consumptions.

Key Words: Evaporative cooling, Energy saving

1. GİRİŞ

Dünyada ve ülkemizde giderek artan enerji maliyeti her alanda tasarruf önlemleri alınmasını zorunlu kılmaktadır. İklimlendirme uygulamalarında, gerek konfor gerekse endüstriyel amaçlı olsun en büyük enerji tüketimi soğutma sisteminde olmaktadır. Klasik soğutma sistemlerinin verimliliğini arttırmak için çeşitli yöntemler uygulansa da (ısı geri kazanımı, atık ısı bulunan sistemlerde absorpsiyonlu sistem kullanılması gibi) bunlar, ilk yatırım masraflarını arttırması nedeniyle yaygın olarak kullanılmamaktadırlar. Son yıllarda enerji masraflarındaki artış, iç hava kalitesindeki iyileştirme istekleri, mekanik soğutmanın (kloroflorakarbonların) yarattığı ozon tabakasındaki incelleme problemleri evaporatif soğutmaya güncel hale getirmiştir [1].

Uygun dış hava koşullarında alternatif olarak önerilen "evaporatif" hava soğutma yöntemini "direk" ve "indirek" olmak üzere iki ana grupta incelemek mümkündür.

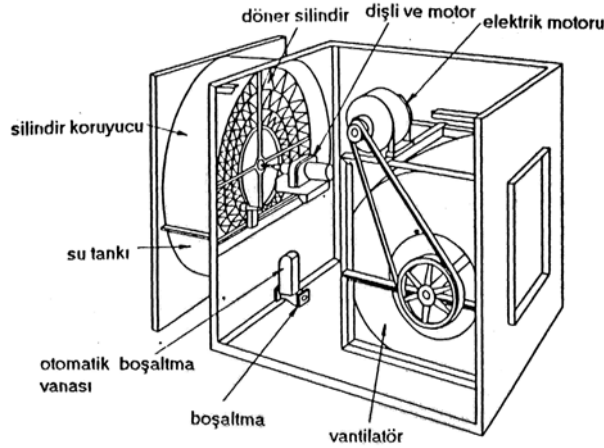
Direk evaporatif soğutmada su, doğrudan doğruya serinletilmek istenen hava içine püskürtme, damlatma veya havanın ıslak yüzeylerden geçirilmesi ile verilmektedir. İndirek soğutmada

serinletilmek istenen havaya nem verilmeyip, bu hava nemlendirilerek serinletilmiş ikinci bir hava akımı ile yüzeyli bir ısı değiştiricisinden geçirilerek, serinletilmesi yapılmaktadır [2].

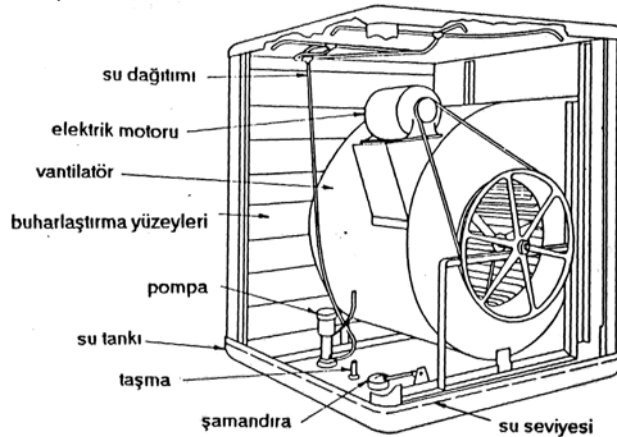
Evaporatif soğutucular sıcak ve kuru iklimlerde rahatlatıcı bir işlem yapabilmesine rağmen, gerçek bir iklimlendirme tesisatından beklenen fonksiyonları her zaman tam olarak yerine getiremezler. Havanın hem sıcaklığının hem de neminin kontrolü istenen yerlerde bu cihazlar mekanik soğutmalı sistemlerin bir ön kademesi olarak kullanılmaktadır. Kurak ve sıcak iklimlerde ise evaporatif soğutucular başarı ile konfor koşullarını sağlayabilmektedir.

2. DİREK EVAPORATİF SOğUTMA

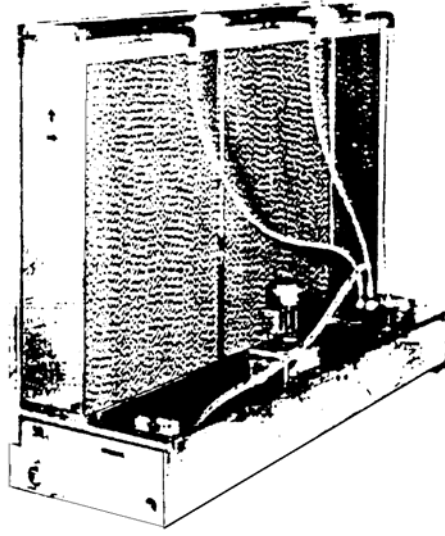
Bu sistemde hava, sürekli sirküle eden su ile doğrudan temas ederek soğutulmaktadır. Proses yař termometre sıcaklığı doğrusu boyunca gerçekleşir, teorik olarak "adyabatik doyma" şeklinde tanımlansa da pratikte "Evaporatif soğutma" olarak adlandırılmaktadır. Yař termometre sıcaklığı boyunca hareket eden havanın kuru termometre sıcaklığı dūřerken, duyulur ısı azalmakta, diğer taraftan mutlak nemi yūkselirken gizli ısı artmaktadır. Bu şekilde gelişen proste havanın duyulur ısı kaybı ile gizli ısı kazancı aynı olduğundan entalpisi sabit kalmaktadır. Bu tip hava soğutucularının: pulverizatörlü yıkayıcılar (spray-washer), döner soğutucular (rotary cooler), ıslatılmış yataklı (wetted pad), rijit ıslak ortamlı (rijit media) gibi tipleri mevcuttur. şekil 1'de döner tip, şekil 2'de ıslatılmış yataklı ve şekil 3'de rijit ıslak ortamlı evaporatif soğutucu örneklere gösterilmektedir.



şekil 1. Döner Tip Evaporatif Soğutucu [2].



şekil 2. Islatılmış Yataklı Evaporatif Soğutucu [2].

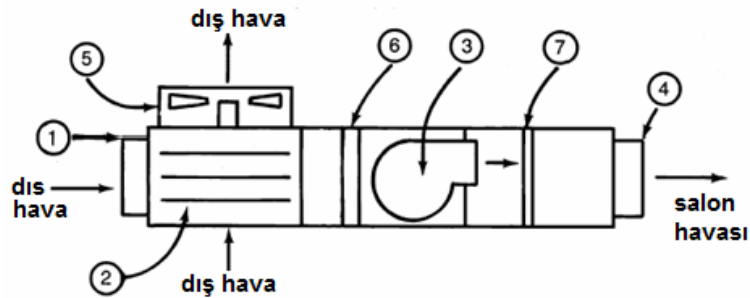


Şekil 3. Rijit Islak Ortamlı Evaporatif Soğutucu [2].

3. İNDİREK EVAPORATİF SOĞUTMA

İndirek evaporatif soğutucularda, dış hava veya şartlandırılmış hacimden atılan egzoz havası yüzeyli bir ısı değişiricinin bir tarafından geçirilir. İkinci devre havası olarak adlandırılan hava, direk evaporatif bir yöntem ile serinletilir. Isı değişiricinin diğer tarafında ise birinci devre havası olarak adlandırılan (şartlandırılmak istenen) hava, duyulur olarak serinletilir.

Görüldüğü gibi bu olayda birinci devredeki havanın soğutulması esas olarak evaporatif bir serinletme işlemi yardımı ile olmasına rağmen, bu havanın özgül neminde değişiklik olmamaktadır. Bu yüzden bu işlem indirek evaporatif soğutma olarak adlandırılır. Birinci devre havası istenirse iç hava veya dış hava ya da bu ikisinin karışımı olarak alınabilir. İşlem esnasında birinci devre havasına nem girişi olmadığından ve bu havanın entalpisi azaldığından, bu işlem entalpinin sabit olduğu direk evaporatif işleminden prensip olarak farklıdır. Şekil 4’de indirek evaporatif bir cihazın tam şartlandırma yapabilen bir iklimlendirme santralinde ön kademe olarak kullanışı verilmiştir.



- 1 Hava girişi
- 2 Doğrudan olmayan buharlaşmalı serinletici
- 3 Kuru kısım vantilatörü
- 4 Salona giden hava kanal bağlantısı
- 5 Nemli kısım vantilatörü
- 6 Soğutucu serpantin
- 7 Isıtıcı serpantin

Şekil 4. Doğrudan Olmayan Buharlaşmalı Serinleticinin, Bir İklimlendirme Santralinde Ön Kademesi Olarak Kullanılması [3].

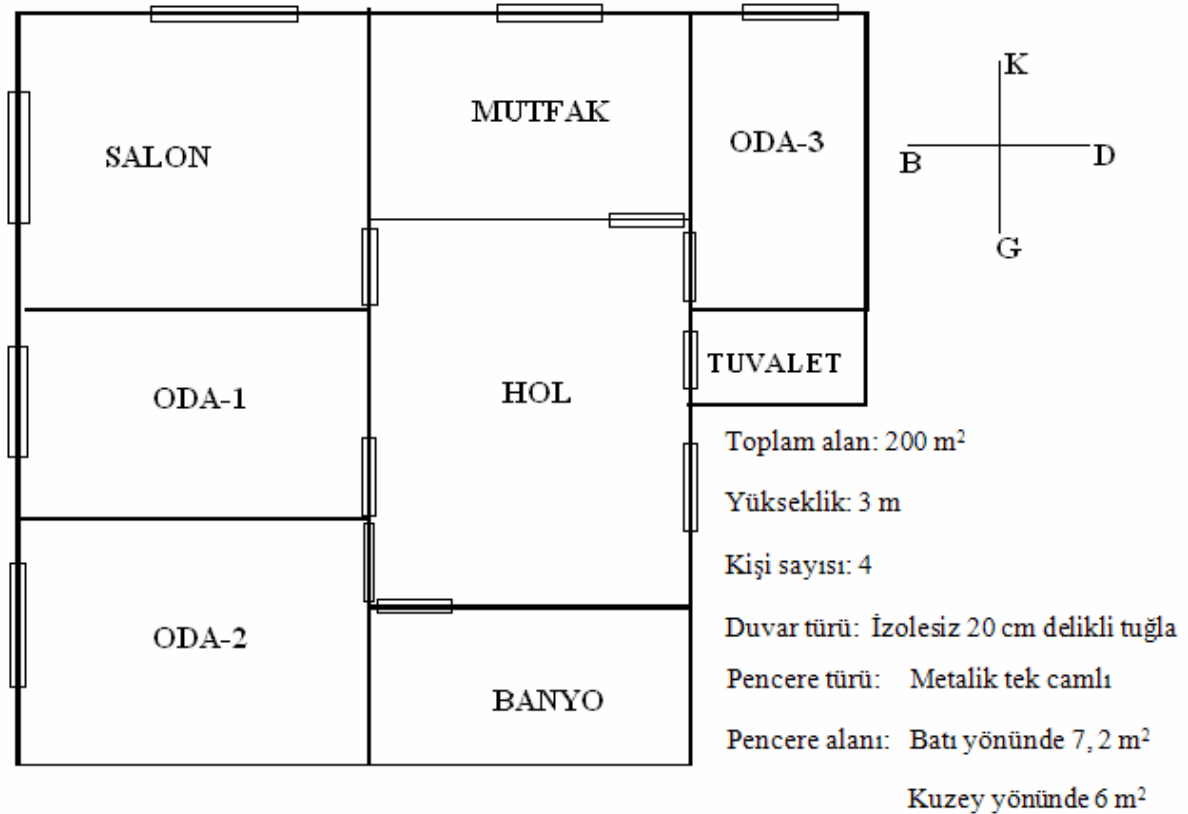
4. İZMİR İLİNDE'DE YAZ AYLARINDA EVAPORATİF SOĞUTMANIN PERFORMANS ANALİZİ

Tablo 1'de verilen 1999–2009 yılları arasındaki İzmir Meteoroloji Müdürlüğü'nden alınan sıcaklık, bağıl nem ve yaş termometre sıcaklık değerlerinin aylara göre ortalamaları kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

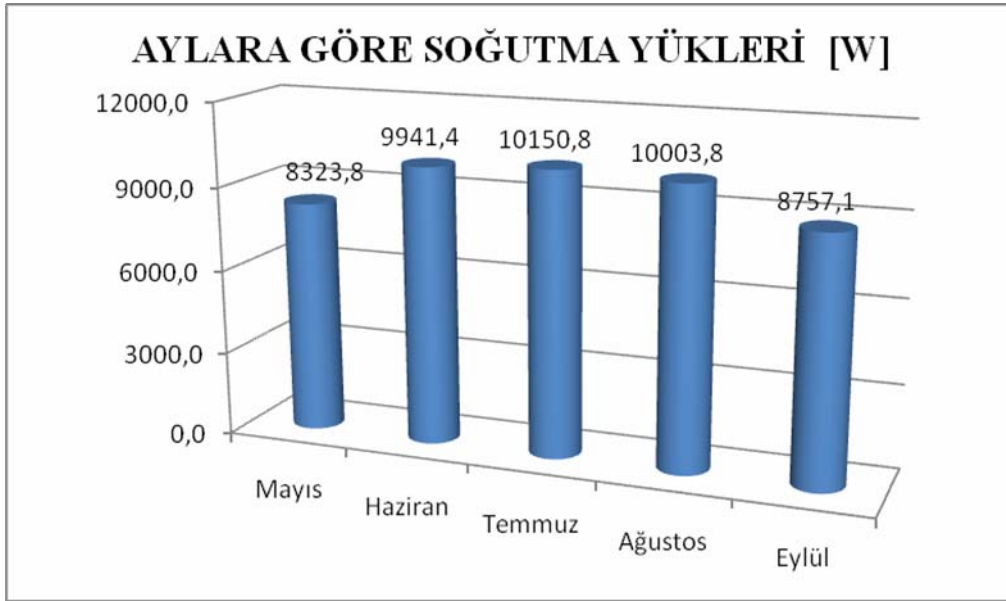
Tablo 1. 1999–2009 Yıllarının Ortalama Bağıl Nem, Kuru Termometre ve Yaş Termometre Sıcaklıkları.

	MAYIS	HAZİRAN	TEMMUZ	AĞUSTOS	EYLÜL
Ortalama Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	21.5	26.5	29	28.6	23.9
Ortalama Bağıl Nem (%)	58.8	51.9	50	52.7	59.4
Ortalama Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	16.3	19.4	21.2	21.3	18.4

İzmir ilinde bulunan Şekil 5'de verilen örnek bir hacim için soğutma yükleri [4,5] yaz ayları için hesaplanarak Şekil 6'da verilmektedir.

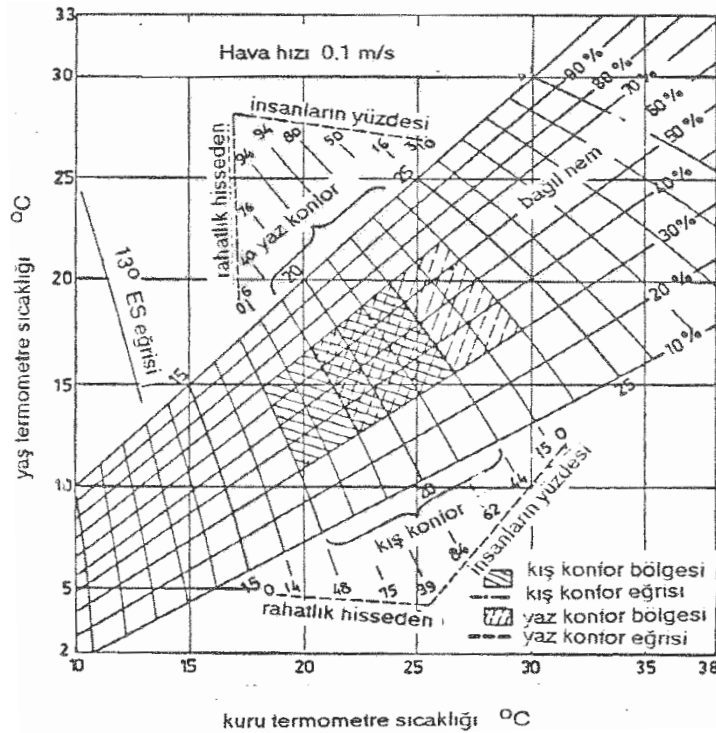


Şekil 5. İzmir ilinde İncelenen Hacim ve Yapı Özellikleri.



Şekil 6. İzmir İlinde İncelenen Hacim İçim Yaz Aylarında Soğutma Yüklerinin Değişimi.

Yazın ve kışın konfor bölgeleri Şekil 7'de verilmektedir. İncelenen çalışmada yaz için ısı konfor bölgesinde bulunan 24°C KT ve %60 bağıl nem değerleri iç mahal koşulları olarak kabul edilmiştir.



Şekil 7. Isıl Konfor Diyagramı.[2]

4.1. Direk Evaporatif Soğutmanın Enerji Tüketimi

Direk evaporatif cihazın etkinliği %90 kabulüyle çıkış kuru termometre sıcaklıkları (1) eşitliğinden bulunabilmektedir.

$$\varepsilon = \frac{t_1 - t_{2d}}{t_1 - t'} \quad (1)$$

Yaz aylar için direk evaporatif soğutucudan çıkan havanın kuru termometre sıcaklıkları ve bağıl nem değerleri Tablo 2’de verilmektedir.

Tablo 2. Aylara Göre Direk Evaporatif Soğutmadan Çıkan Havanın Kuru Termometre Sıcaklıkları ve Bağıl Nem Değerleri.

	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
KT sıcaklığı (°C)	16.82	20.11	21.98	22.03	18.95
Bağıl nem (%)	0.95	0.94	0.93	0.94	0.95

Oda ısısını karşılayabilmek için hacime gönderilecek hava miktarı eşitlik (2) kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$V_T = \frac{Q_T}{c_{pa} \cdot \rho \cdot (t_m - t)} \quad (2)$$

Direk evaporatif soğutucuda kullanılan fanın gücü, fan toplam basıncı 25 mmSS ve fan verimi %75 kabul edilerek aşağıdaki eşitlik (3)’den hesaplanabilmektedir [1].

$$N_m = \frac{V_a \cdot \Delta P \cdot 10^3}{102.3600 \cdot \eta_f} \quad (3)$$

Direk evaporatif soğutucuda kullanılan sirkülasyon pompasının gücü, pompa basma yüksekliği 30 mSS, pompa debisi soğutulacak her m³/h hava başına 0.5 kg/h su ve pompa verimi 0.7 alınarak eşitlik (4)’den hesaplanabilmektedir [1].

$$N_m = \frac{V_w \cdot H_m \cdot \gamma}{102.3600 \cdot \eta} \quad (4)$$

Direk evaporatif soğutucunun toplam enerji tüketimi, fan ve sirkülasyon pompasının güçlerini içermektedir. Çevre havası direk evaporatif soğutucudan geçirilerek hacime gönderilmesi durumunda enerji tüketim değerlerinin aylara göre değişimi Tablo 3’de verilmektedir.

Tablo 3. Direk Evaporatif Soğutmanın Enerji Tüketimi (W).

	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Direk evaporatif soğutucunun enerji tüketimi (W)	531.7	1172.0	2304.5	2328.8	795.3

Direk evaporatif soğutmaylahacim için kabul edilen konfor sıcaklığı (24°C KT) sağlanabilmektedir, fakat istenilen bağıl nem değerleri sağlanamamaktadır.

4.2. Mekanik Soğutma Sisteminin Enerji Tüketimi

Mekanik soğutmalı bir sistemin COP değeri 4 alınarak enerji tüketim değeri belirlenebilmektedir. Soğutma suyunun sirkülasyonunda kullanılan sirkülasyon pompasının gücü pompa basma yüksekliği 30 mSS, soğutma suyu çalışma rejimi Δt=5 °C seçildiğinde pompa debisi 1.42 m³/h su ve pompa verimi 0.7 alınarak (4) eşitliğinden hesaplanabilmektedir [1].

Mekanik soğutma sisteminin toplam enerji tüketimi, mekanik soğutucunun ve sirkülasyon pompasının güçlerini içermektedir. Hacimin soğutma yükü mekanik soğutma sistemiyle karşılanması durumunda enerji tüketim değerlerinin aylara göre değişimi Tablo 4’te verilmektedir.

Tablo 4. Mekanik Soğutucunun Enerji Tüketimi (W).

	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Mekanik soğutucunun enerji tüketimi (W)	2246.9	2683.6	2740.1	2700.4	2363.9

4.3. İndirek Evaporatif Soğutmanın Enerji Tüketimi

İndirek evaporatif cihazın etkinliği genellikle %60 kabul edilmektedir. Çıkış kuru termometre sıcaklıkları eşitlik (1) kullanılarak bulunabilmektedir.

Yaz aylar için indirek evaporatif soğutucudan çıkan havanın kuru termometre sıcaklıkları ve bağıl nem değerleri Tablo 5'te verilmektedir.

Tablo 5. Aylara Göre İndirek Evaporatif Soğutmadan Çıkan Havanın Kuru Termometre Sıcaklıkları ve Bağıl Nem Değerleri.

	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
KT sıcaklığı (°C)	18.38	22.24	24.32	24.22	20.6
Bağıl nem (%)	0.72	0.67	0.66	0.68	0.72

Oda ısısını karşılayabilmek için hacime gönderilecek hava miktarı (2) eşitliğiyle hesaplanabilmektedir.

İndirek evaporatif soğutucuda kullanılan fanın gücü, fan toplam basıncı 25mmSS ve fan verimi %75 kabul edilerek (3) eşitliğinden hesaplanabilmektedir [1].

İndirek evaporatif soğutucuda kullanılan sirkülasyon pompasının gücü, hava debisi 53000 m³/h olduğunda 1905 W olarak verilmiştir [1]. Bu değer değişiminin lineer olduğu kabulü yapılarak sirkülasyon pompasının gücü hesaplanmaktadır.

İndirek evaporatif soğutucunun toplam enerji tüketimi fan ve sirkülasyon pompasının güçlerini içermektedir. Çevre havası indirek evaporatif soğutucudan geçirilerek hacime gönderilmesi durumunda enerji tüketim değerlerinin aylara göre değişimi Tablo 6'da verilmektedir.

Tablo 6. İndirek Evaporatif Soğutmanın Enerji Tüketimi (W)

	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
İndirek evaporatif soğutucunun enerji tüketimi (W)	577.15	2201.09	-	-	1003.66

Temmuz ve Ağustos aylarında, indirek evaporatif soğutma istenen konfor şartlarını sağlamadığından uygun olmamaktadır.

4.4. Mekanik Soğutma ile İndirek Evaporatif Soğutmanın Birlikte Kullanımında Enerji Tüketimi

İncelemesi yapılan bu sistemde hava öncelikle indirek evaporatif sisteme girmekte, ardından da mekanik soğutma çevrimine girdikten sonra hacime gönderilmektedir. Isıl konfor için 24°C KT, %60 bağıl nem kabul edilerek, hacime giren (buhar sıkıştırılmalı soğutmadan çıkıştaki) havanın sıcaklıkları 20°C ve özgül nemi hacim içerisindeki havanın bağıl nemine eşit olarak kabul edilmektedir. İndirek evaporatif soğutucu çıkış sıcaklığı 20°C'nin altında olması durumunda hacime giriş sıcaklığı indirek evaporatif çıkış sıcaklığı olarak alınmıştır. Bu durumda sistem tek başına indirek evaporatif sistem olarak çalışmaktadır. 20°C'nin altına düşülmediği durumlarda indirek evaporatif sistemin arkasından mekanik soğutma sisteminde soğutma yapılarak hava sıcaklığı 20°C'ye indirilmektedir. Bu sistemde

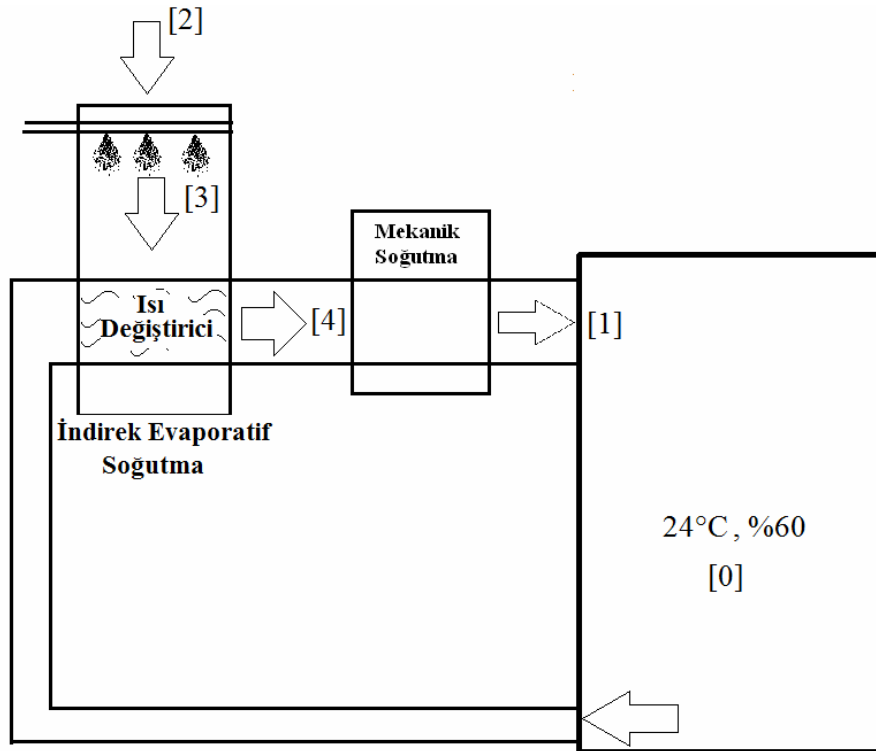
oda havası sürekli olarak sirküle edildiğinden ve indirek evaporatif sistem kullanıldığından havanın özgül nem değeri sabit kalmaktadır.

Şematik görünümü Şekil 8’de verilen sistemde, 2 halinde giren çevre havası %90 etkinlikteki direk evaporatif soğutucudan geçirilerek 3 haline getirilmektedir. Eşitlik (5) kullanılarak 3 hali hesaplanabilmektedir.

$$\varepsilon = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - (T_2)_{yt}} \quad (5)$$

3 halindeki havayla 0 halindeki hacimin havası %70 verimlilikteki ısı değıştiriciden geçirilerek indirek evaporatif soğutucu çıkış koşulları (4 hali) eşitlik (6) kullanılarak belirlenebilmektedir.

$$\eta_{ısı değıştirici} = \frac{T_0 - T_4}{0,9 \times (T_0 - T_2)} \quad (6)$$



- [0] Odanın sabit kalması gereken sıcaklık ve bağıl nemi
- [1] Odaya giren havanın şartları
- [2] Dış ortam şartları
- [3] %90 etkinlikle nemlendirmeden sonraki hava şartları
- [4] Sirküle eden havanın indirek evaporatif soğutmadan çıkışındaki hava şartları

Şekil 8. Sistemin Şematik Görünümü.

Yaz ayları için ısıl konfor koşulu olarak kabul edilen 24°C KT, %60 bağıl nem değerlerinin sağlanabilmesi için soğutma yüklerini karşılayacak indirek evaporatif soğutma ve mekanik soğutma yükleri eşitlik (7,8,9) kullanılarak belirlenebilmektedir ve sonuçlar Şekil 9’da verilmektedir.

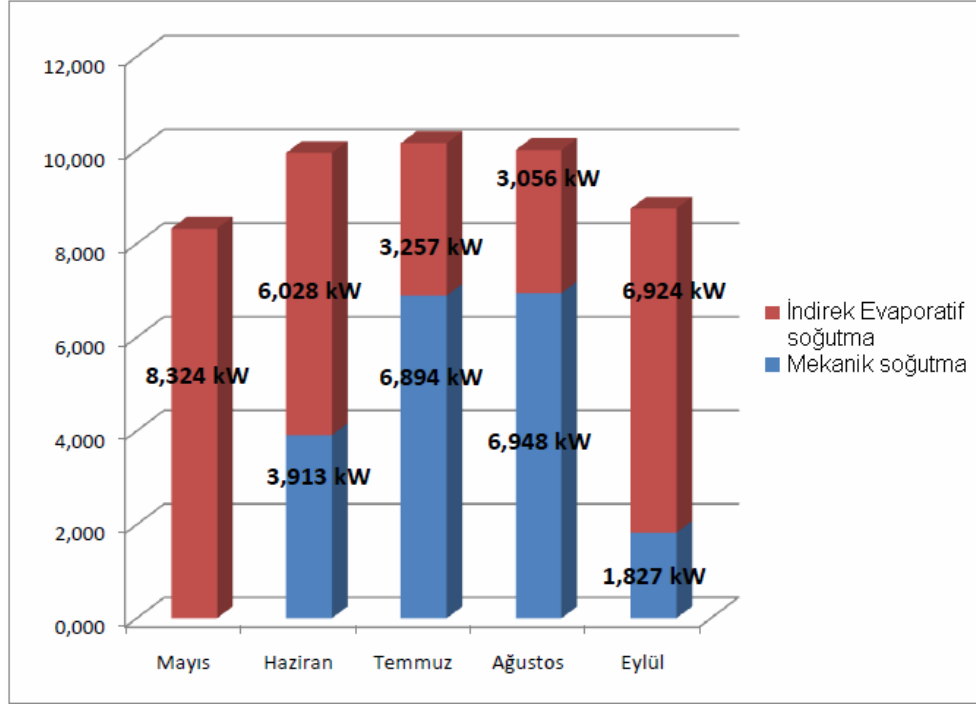
$$Q_{soğ} = \dot{m}_{kuru\ hava} \times (h_0 - h_1) \quad (7)$$

$$Q_{indirek} = \dot{m}_{kuru\ hava} \times (h_0 - h_4) \quad (8)$$

$$Q_{mekanik\ soğ} = \dot{m}_{kuru\ hava} \times (h_4 - h_1) \quad (9)$$

İncelenen sistemde mekanik soğutma ve indirek evaporatif soğutma sistemleriyle sağlanabilecek soğutma yüklerinin aylara göre değişimi Şekil 9'da verilmektedir.

Hacimin soğutma yükünün mekanik soğutma ve indirek evaporatif soğutma sistemleriyle sağlanması durumunda enerji tüketim değerlerinin aylara göre değişimi ve indirek evaporatif soğutma kullanılması durumunda sağlanacak enerji tasarruf değerleri Tablo 7'de verilmektedir.



Şekil 9. Soğutma Yüklerinin Aylara Göre Sistemdeki Paylaşımı.

Tablo 7. Mekanik Soğutma İle İndirek Evaporatif Soğutmanın Birlikte Çalışma Durumundaki Enerji Tüketimi (W)

	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
İndirek evaporatif soğutucunun enerji tüketimi (W)	1003.0	726.3	392.4	368.2	834.3
Mekanik soğutmanın enerji tüketimi (W)	0	1056.3	1861.0	1875.5	493.2
Sistemin toplam enerji tüketimi (W)	1003	1782.6	2253.4	2243.8	1327.5
Sadece mekanik soğutmanın kullanılması halinde enerji tüketimi (W)	2246.9	2683.6	2740.1	2700.4	2363.9
Enerji tasarrufu (W)	1243.9	901	486.7	456.6	1036.4

SONUÇ

Sonuç olarak, direk evaporatif sistemlerin kullanıldığı durumlarda dış havanın soğutma sonrası çıkış sıcaklığı olarak 24°C'nin altındaki sıcaklıklara düşme şartını sağladığı ancak bağıl nem olarak %90'larda değer almasından dolayı istenilen maksimum %60 bağıl nem şartının sağlanmamasında ötürü tek başına kullanımının uygun olmadığı görülmektedir.

İndirek evaporatif soğutma incelemelerinde ise, istenilen maksimum %60 bağıl nem şartının sağlandığı ancak temmuz ve ağustos aylarında istenilen 24°C'nin altındaki sıcaklıkları

sağlayamadığından ötürü temmuz ve ağustos aylarında tek başına kullanımının uygun olmayacağı görülmektedir.

Mekanik soğutma ile indirek evaporatif soğutmanın birlikte kullanıldığı sistemde konfor sıcaklık ve nem değerleri sağlanabilmektedir. İndirek evaporatif soğutmanın mekanik soğutmayla birlikte kullanılması enerji tasarrufu bakımından da avantaj sağlamaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Bilge, M., Bilge, D. “İndirek/Direk Evaporatif Soğutma Sistemleri”, Tesisat Müh. Dergisi, Nisan 1993.
- [2] ÖZGÜVEN, Genceli, O.F., “Buharlaştırma Serinletme Özellikleri ve Uygulaması”, 93 Teskon / Soğ-014.
- [3] ASHRAE Applications Handbook(SI), Chapter 51, 2003.
- [4] Cariier Hava Koşullandırma Sistem Tasarımı, Alarko Carrier Yayınları, 20, 2004.
- [5] YAMANKARADENİZ, R., HORUZ, İ., COŞKUN, S., KAYNAKLI, Ö., YAMANKARADENİZ, N., “İklimlendirme Esasları ve Uygulamaları”, Dora Yayın, 2008.

ÖZGEÇMİŞ

Erhan ŞEN

1988 yılı Manisa doğumludur. 2010 yılında Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. 2010 yılından itibaren Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitimine devam etmektedir. Poltekin firmasında Kalite Kontrol Sorumlusu olarak çalışmıştır.

Özay AKDEMİR

1975 yılı Ankara doğumlu, evli ve bir erkek çocuk babasıdır. 1997 yılında Manisa Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Yüksek Lisans eğitimini 2001 yılında Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde ve doktora eğitimini 2007 yılında Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde tamamlamıştır. 1998–2007 yılları arasında Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmıştır. Halen Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Öğretim Üyesi olarak çalışmaktadır.

Koray ÜLGEN

1965 yılı Ankara doğumludur. 1988 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik – Mimarlık Fakültesi İnşaat Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsünden 1993 yılında Enerji Yüksek Mühendisi ve 2000 yılında ise Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Güneş Enerjisi Anabilim Dalından Doktor ünvanını almıştır. 1991–2002 Yılları arasında Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsünde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmıştır. 2002 yılından beri ise Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü Enerji Teknolojisi Anabilim Dalı'nda Yrd. Doç. Dr. olarak görev yapmaktadır. Binalarda enerji verimliliği ve yönetimi ile yenilenebilir enerji teknolojileri konularında çalışmaktadır.