Tesisat Mühendisliği Dergisi
Sayı: 99, s. 66-74, 2007

Türkiye'nin Farklı İklim Bölgelerinde Tam Havalı İklimlendirme Sistemlerinin Serbest Soğutma Potansiyelleri

Mehmet Azmi AKTACİR*

Özet
Serbest soğutma, uygun dış hava koşullarında bir maha llin doğrudan dış hava ile soğulması temeline dayanmaktadır. Bir bölgenin yerel iklim özelliklerine bağlı olarak serbest soğutma potansiyelinde farklılıklar gözlenmektedir. Bu çalışmada, Türkiye'nin farklı iklim bölgelerinden seçilen İstanbul, Ankara, İzmir, Diyarbakır, Erzurum, Samsun ve Adana illerinin serbest soğutma potansiyelleri belirlenmiştir. Analizde, illerin BIN sayıları kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre; Adana ilinin soğutma potansiyeli, nisan, mayıs ve ekim gibi geçiş aylarında yüksek, temmuz ve ağustos gibi yaz aylarında ise hemen hemen hiç gözlenmemiştir. Türkiye'ye göre ekstrem dış hava şartların görüldüğü illerin (Diyarbakır ve Erzurum) serbest soğutma potansiyelleri, hesaplanan diğer illere göre daha düşüktür. En yüksek potansiyel, Samsun ilinde belirlenmiştir. Adana ilindeki bir iş merkezinin mekanik soğutma sisteminde serbest soğutma yapılması durumunda, işletme giderlerinde mayıs ayında %31, ekim ayında %28 oranında tasarruf sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: *Serbest soğutma, yapıların enerji tasarrufu, BIN sayısı.*

1. GİRİŞ

Teknoloji ve sanayinin hızla gelişmesine paralel olarak enerjiye olan talep katlanarak artmaktadır. Enerji kaynakların ın sınırlı olması ve maliyetlerinin giderek yükselmesi ile birlikte çevresel faktörler, enerji kaynaklarının etkin olarak kullanılmasını zorunlu kılmaktadır.

Yapılarda ısıl konforun sağlanması için harcanan enerjinin sınırlandırılması, enerji tasarrufu çalışmalarında önemli bir yer almaktadır. Bu amacı gerçekleştirmek için sunulan yöntemlerden biride, tam havalı iklimlendirme sistemlerinde uygulanılan ("free cooling") serbest soğutmadır. Serbest soğutma, bir maha llin doğrudan dış hava ile soğulması temeline dayanmaktadır. Ancak serbest soğutma tek başına mekanik soğutma sistemlerine alternatif bir sistem olmayıp, hibrit sistemlerin bir parçası olarak düşünülmektedir [1]. Bu uygulamalarda doğrudan dış hava kullanıldığından iç hava kalitesi artmaktadır. Bunun sonucunda iş gücünde dikkate değer artışlar gözlenir. Yüksek kalitede iç ortam havası, dünyanın bir çok bölgesinde bürolarda rastlanan orta kalitede havaya göre, %5-10 üretkenlik artışı getirebilmektedir [2]. Orta kalitedeki

* Harran Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü.

havanın neden olduğu bu şiddetteki bir yıllık iş kayıbı, çoğu zaman enerji, sermaye ve binanın işletme

ğutma sezonu boyunca saatlik serbest soğutma potansiyeli belirlenmiştir. Burada iç hava sıcaklığı ile

ybi, çoğu zaman enerji, sermaye ve binanın işletme giderlerinden çok daha fazladır.

Sistem tasarımını doğrudan etkileyen bina soğutma yükünün düşük olması, mekanik soğutma sistem kapasitesini düşürür. Bunun sonucu olarak, mekanik iklimlendirme sisteminin ilk yatırım maliyeti ile birlikte işletme ve bakım giderlerinde önemli avantajlar sağlanır. Bu avantajdan faydalanmak için yapılarda yüksek ısıl kapasiteli dış yapı elemanlarının (duvar) kullanımı artmaktadır. Geleneksel mimari özelliklere sahip yapılarda yüksek yoğunluklu yapı elamanlarına sıkça rastlanmaktadır [3, 4]. Bu özelliğe sahip binalarda gün boyunca ısı enerjisi yapı elemanında depolanarak, maha llin ısı kazancı düşürülür. Gece periyodunda ise serbest soğutma yapılarak yapı elemanında depolanan ısı enerjisi uzaklaştırılır [5, 6]. Balaras [7] bir çalışmasında, gece soğutması uygulanan bir binada, yapı elemanlarının ısıl kapasitesine bağlı olarak, binanın toplam soğutma yükünün %27-36 oranında azaltılabileceğini belirlemiştir.

Serbest soğutma sisteminde, yerel iklim özellikleri [8] ve binanın konumu, şekli ve dış kabuk yapısı gibi binanın teknik özellikleri önemli parametrelerdir. İklim özelliklerine göre bölgesel olarak serbest soğutma potansiyelinde farklılıklar görülmektedir [9, 10] Bir bölgenin serbest soğutma potansiyeli, mekanik soğutma kullanmaksızın iç konforu sağlayan havalandırma kapasitesinin ölçümünü verir [11]. Bu potansiyelinin belirlenmesi için iklim verilerinin detaylı analiz gerekir. Bu çalışmada Türkiye'nin farklı iklim bölgelerindeki illerinin serbest soğutma potansiyellerinin belirlenmesi amaçlanmıştır.

2. SERBEST SOĞUTMA POTANSİYELİNİN BELİRLENMESİ

Bu çalışmada serbest soğutma şartlarının tespitinde dış hava sıcaklığı kontrol edilmiştir. Tüm hesaplamalarda iç ortam havasının sıcaklığı 26°C sabit alınmıştır. Çalışmanın ilk bölümünde, farklı üfleme sıcaklıklarında serbest soğutma sisteminin psikrometrik analizi gerçekleştirilmiştir. İkinci bölümünde, Adana ilinin aylık BIN sayıları kullanılarak geçiş ayları ve sotansiyeli belirlenmiştir. Burada iç hava sıcaklığı ile dış havanın sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının ($\Delta T = T_{iç} - T_{dış}$) 2°C, 5°C ve 8°C olması durumları incelenmiştir. Üçüncü bölümünde, Türkiye'nin farklı iklim özellikleri gösteren büyük illeri İstanbul, Ankara, İzmir, Diyarbakır, Erzurum, Samsun ve Adana dikkate alınmıştır. Serbest soğutma analizi, yıllık BIN sayıları kullanılarak dış havanın 10 °C $T_{dış}$ 21°C durumu için yapılmıştır. 10 °C'den düşük dış hava sıcaklıklarında soğutma ihtiyacının olmadığı kabul edilmiştir. Son bölümünde, Adana ilinde tam havalı iklimlendirme sistemi ile iklimlendirilen bir iş merkezinin, belli işletme rejiminde ve ΔT'nin farklı değerlerinde serbest soğutma yapılması durumları incelenmiştir.

3 katlı ve 1628 m^2'lik kullanım alanına sahip olan iş merkezinin, toplam pencere yüzey alanı 299 m^2 olup, dış duvar alanı 668 m^2'dir. 27 bürosu bulunan iş merkezinin tüm bürolarında, 2 personelin 9^{00}-20^{00} saatleri arasında çalıştığı kabul edilmiştir. Binanın iç konfor şartları, 26°C kuru termometre sıcaklığı ve %50 bağıl nemdir. RTS soğutma yükü hesap yöntemi [12, 13] kullanılarak, bina tasarım soğutma yükü, 97.11 kW ve duyulur ısı oranı 0.97 olarak bulunmuştur. Tasarım şartlarına göre iklimlendirme sisteminin psikrometrik analizi yapılarak soğutma grubunun kapasitesi 110.57 kW olarak belirlenmiştir.

Soğutma grubunun soğutma sezonu boyunca işletme giderleri BIN yöntemi kullanılarak bulunmuştur [13]. Bu amaçla ilk olarak, kısmi yük altında soğutma grubu kompresörünün tükettiği enerji (W_{part}) eşitlik (1) ile bulmuştur.

$$W_{part} = \frac{Q_{coil_part}}{COP_{part}} \qquad (1)$$

Eşitlikteki Q_{coil_part} soğutma grubunun anlık olarak ortamdan çektiği yükü, COP_{part} ise bu kısmi yük altında soğutma grubunun etkinlik katsayısını göstermektedir. Q_{coil_part} oda soğutma yüküne eşit olup, çalışma süresince saatlik olarak, RTS soğutma yükü hesap yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır. COP_{part} soğutma sezonu boyunca sistemin çalışma saatleri

için günlük dış hava sıcaklık değerlerine göre üretici firmadan elde edilmiştir.

Soğutma sezonu boyunca elde edilen W_{part} değerleri ile hesabın yapıldığı zaman periyotu ve sıcaklık aralığındaki BIN sayıları çarpılarak toplam enerji tü

$T_{dış} < T_{iç}$) serbest soğutma bölgesi olarak adlandırılır. Bu bölgede serbest soğutma yapılması durumunda, maha llin ısıl konforunun sağlanması ortama sevk edilen dış havanın sıcaklığına (üfleme sıcaklığı: $T_{üfl}$) bağlıdır. Dış hava sıcaklığının üfleme sıcaklığının altında kalan değerlerinde ($T_{dış} < T_{üfl}$) serbest soğut-

ketimi (E, kWh) bulunmuştur.

$$E_{part} = W_{part} \times BIN \quad (2)$$

Bulunan enerji tüketim (kWh) değerleri, enerji birim fiyatıyla (YTL/kWh) çarpılarak soğutma grubunun toplam işletme gideri (YTL) elde edilmiştir.

3. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

3.1. Psikrometrik Analiz

Bir ortamın arzu edilen ısıl konforunun sağlanması için ortamın duyulur ve gizli ısısının uzaklaştırılması gerekir. Bu amaç için kullanılan serbest soğutma sistemlerinde, ortama doğrudan dış hava gönderilir. Yalnız ortama gönderilen dış havanın entalpisinin veya sıcaklığının, iç ortam havasının entalpisi veya sıcaklığından düşük olması gerekir. Bunun tespiti için, iç ortam ile dış ortam havasının entalpileri veya sıcaklıkları kontrol edilir [14, 15]. Uygulamalarda sıcaklık kontrolü, entalpi kontrolüne göre daha kolay olduğundan tercih edilmektedir. Entalpi sensörleri önce ortamın sıcaklık ve bağıl nemini tespit etmekte, sonra entalpiyi hesaplamaktadır. Bağıl nemi bulmak nispeten daha pahalı dır ve güvenirliğinde çeşitli sorunlar yaşanmaktadır [16]. Ancak son yıllarda piyasada, uygun hassasiyette entalpi sensörleri bulmak kolaylaşmıştır.

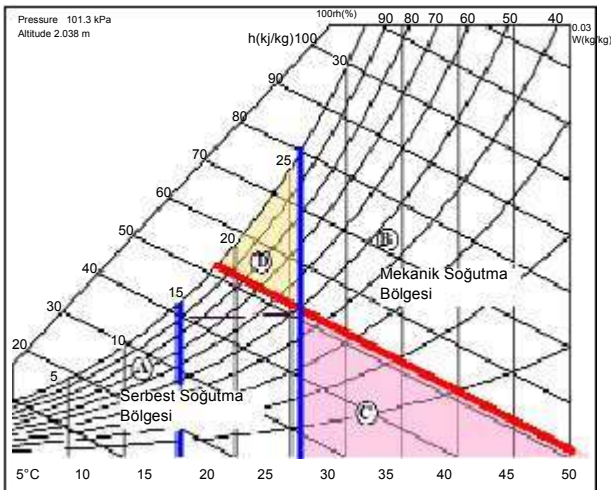
Şekil 1 'de psikrometrik diyagram üzerinde 26°C kuru termometre sıcaklık ve %50 bağıl neme sahip bir ortamın 15°C üfleme sıcaklığında iklimlendirilmesi durumunda serbest ve mekanik soğutma çalışma bölgeleri gösterilmiştir. Psikrometrik diyagramdan görüleceği gibi, sabit oda entalpi ve sıcaklık doğrularının belirlediği 4 farklı psikrometrik bölge elde edilmiştir.

A bölgesi, dış havanın entalpi ($h_{dış}$) ve sıcaklığı ($T_{dış}$) ortam havasının entalpi ($h_{iç}$) ve sıcaklığından ($T_{iç}$) düşük olmasından dolayı ($h_{dış} < h_{iç}$ ve $T_{dış} < T_{iç}$) serbest soğutma yapılmasına izin verilmelidir.

Psikrometrik diyagramda elde edilen çalışma bölgeleri iç ortam şartlarına ve üfleme sıcaklıklarına göre değişiklik gösterir. Bu çalışmada serbest soğutma için dış hava sıcaklığı ile iç hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının (ΔT) 2°C, 5°C ve 8°C olması durumları incelenmiştir. Şekil 2'de iç ortam havasının sabit 26 °C sıcaklık ve %50 bağıl nem şartları ile dış ortam havasının 18 °C, 21 °C ve 24 °C şartları psikrometrik diyagramda gösterilmiştir.

ma ile maha llin soğutma yükünün tamamı karşılanır. Dış hava sıcaklığının üfleme sıcaklığından büyük ve oda sıcaklığından küçük değerlerinde ($T_{üfl} < T_{dış} < T_{oda}$) serbest soğutma ile maha llin soğutma yükünün belli bir kısmı karşılanır. Karşılanmayan kısım için mekanik soğutma yapılması gerekir.

B bölgesinde, serbest soğutma için dış hava gerekli şartları sağlamadığından ($h_{dış} > h_{iç}$ ve $T_{dış} > T_{iç}$) mekanik soğutmaya ihtiyaç duyulur ve havalandırma için minimum oranda taze hava miktarı kullanılır. C bölgesinde dış havanın sıcaklığı oda havasından yüksek ($T_{dış} > T_{iç}$) olmasına rağmen taşıdığı enerji ($h_{dış} < h_{iç}$) daha düşüktür. Bu bölgede serbest soğutma yapılması durumunda, sadece ortamın gizli ısı kazancı karşılanır. Ortamın duyulur ısı kazancı karşılanmadığı gibi duyulur ısının artmasına sebep olur. D bölgesinde ise dış havanın sıcaklığı ortam havasının sıcaklığından düşük ($T_{dış} < T_{iç}$) ve entalpisi ($h_{dış} > h_{iç}$) yüksektir. Bu bölgede serbest soğutma yapılması durumunda, duyulur ısı kazancının bir kısmı karşılansa da ısıl konfor tam olarak sağlanamaz. Sonuç olarak A bölgesi haricinde kalan tüm bölgelerde



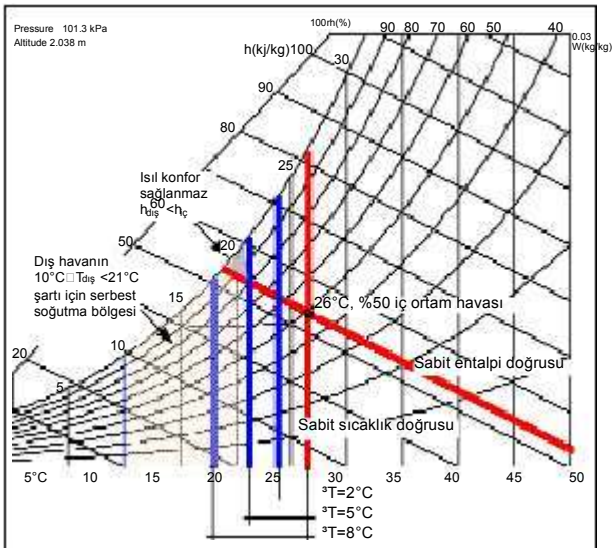
Şekil 1. *Psikrometrik diyagramda serbest ve mekanik soğutma çalışma bölgeleri*

değerleri, bazı yerel iklimlerde sıkça görülürken, bazı iklimlerde ise çok seyrek görülebilir. Bu değerlerin seyrek olarak görüldüğü yerel iklimlerde ve bağıl nemin hassasiyet arz etmediği uygulamalarda, bu bölgede sistemin serbest soğutma yapmasına izin verilebilir.

Sonuç olarak, ΔT'yi artırarak serbest soğutma bölgesini artırmak her zaman mümkün değildir. Tam havalı iklimlendirme sistemlerinden maksimum oranda enerji tasarrufu sağlamak için, tasarım aşamasında yerel

metrik diyagramda gösterilmiştir.

Şekil 2'deki psikrometrik diyagramdan görüleceği gibi, $T_{dış}$ □18 °C şartı için elde edilen serbest soğutma bölgesinin tamamında, entalpi kontrolünde $h_{dış} < h_{iç}$ olduğu için ısıl konfor sağlanır. $T_{dış}$ □21 °C şartı için elde edilen bölgenin, dış havanın $h_{dış} > h_{iç}$ olduğu değerlerin haricinde (oda sabit entalpi doğrusu ile 21 °C sıcaklık doğrusunun arasında kalan taralı küçük üçgen) serbest soğutma yapılabilir. Entalpi kontrollü sistemlerde bu bölgede serbest soğutma yapılmaz. Dış havanın $h_{dış} > h_{iç}$ olduğu bu bölgede serbest soğutma yapılması durumunda, mahallin duyulur ısı kazancının tamamı uzaklaştırılırken gizli ısısı uzaklaştırılamaz. Dolayısı ile dış havanın bu değerlerinde iç ortam konfor şartları istenilen hassasiyette sağlanamaz. $T_{dış}$ □24 °C durumunda bu bölge daha da artmaktadır. Yalnız bu bölge içinde yer alan dış hava



Şekil 2. *Psikrometrik diyagramda serbest soğutma şartlarının belirlenmesi*

ji tasarımı sağlamak için, tasarım aşamasında yerel iklim özellikleriyle birlikte sistemin çalışma sıcaklıkları tespit edilerek optimum çalışma aralıkları bulunmalıdır.

3.2. İklim Verilerinin Analizi

Tablo 1'de Adana için soğutma sezonunca 4 saatlik periyotlarla 900-2000 arasında 3°C'lik sıcaklık aralıklarında görülen BIN sayıları verilmiştir [17]. BIN sayısı; bir sıcaklık aralığının, belli bir zaman periyodundaki tekrar sayısıdır [13,17]. Tablodan görüleceği gibi, Adana ilinin Mayıs ayında 900-1200 saatleri arasında 12°C-15°C sıcaklıkları sadece 1 defa görülmüşken 24°C-27°C sıcaklıkları 35 defa görülmüştür. Soğutma sezonu, Mayıs ayından başlayıp Ekim ayı sonuna kadar devam eden 6 aylık dönemi kapsamaktadır.

Adana ilinin aylara ve soğutma sezonuna göre $T_{dış}$ □18 °C, $T_{dış}$ □21 °C ve $T_{dış}$ □24 °C şartları için serbest soğutma yapılabileceği zaman periyotları Tablo 2'de verilmiştir. Tablodan görüldüğü gibi, $T_{dış}$ □18 °C sıcaklık aralığı, sıcak ve nemli iklime sahip Adana ilinde Temmuz ve Ağustos aylarında hiç gözlemlenmediğinden, bu zaman aralığında serbest soğutma yapma imkanı yoktur. Soğutma sezonundaki diğer aylarda ise, $T_{dış}$ □18 °C sıcaklık aralığı görüldüğünden çeşitli oranlarda serbest soğutma potansiyeli vardır. Serbest soğutma yapıldığı dış hava şartlarında, sistemin soğutma grubu kapalı olup sadece fanlar çalışmakta ve sistemin enerji tüketimi azalmaktadır.

Tablo 2'den görüldüğü gibi, ³T'nin azaldığı diğer sıcaklık aralıklarında ($T_{dış}$ □21 °C, $T_{dış}$ □24 °C) serbest soğutma potansiyeli $T_{dış}$ □18 °C'e göre artmaktadır.

Tablo 1. Adana için soğutma sezonu boyunca görülen aylık BIN sayıları [17]

Sıcaklık Aralığı [°C]	BIN sayısı [h]								
	Mayıs			Haziran			Temmuz		
	09-12	13-16	17-20	09-12	13-16	17-20	09-12	13-16	17-20
12/15	1	1	2	0	0	0	0	0	0
15/18	6	3	9	0	0	0	0	0	0
18/21	17	9	25	0	1	2	0	0	0
21/24	34	18	36	6	2	14	0	0	1
24/27	35	34	28	36	10	45	4	1	11
27/30	18	29	15	52	41	42	48	6	61
30/33	8	16	6	21	49	14	58	65	43
33/36	4	10	2	4	14	2	12	44	7
36/39	1	3	1	1	3	1	2	7	1
39/42	0	1	0	0	0	0	0	1	0

	Ağustos			Eylül			Ekim		
12/15	0	0	0	0	0	0	1	0	2
15/18	0	0	0	0	0	0	6	2	11
18/21	0	0	0	0	1	2	20	7	24
21/24	0	0	0	4	1	5	28	14	37
24/27	2	0	11	20	2	43	31	25	32
27/30	40	3	58	48	15	46	23	33	13
30/33	62	47	44	39	59	19	10	26	4
33/36	18	63	9	8	32	4	4	12	1
36/39	2	9	2	1	9	1	1	5	0
39/42	0	2	0	0	1	0	0	0	0

Şekil 2'de Adana ilinin ³T=5°C için ($T_{dış}$ □21°C) serbest ve gece soğutma potansiyelleri yüzdelik olarak gösterilmiştir. Şekilden görüleceği gibi serbest soğutma potansiyeli, gece saatlerinde daha yüksektir. Ayrıca, serbest soğutma potansiyeli ilkbahar ve sonbahar aylarında (Nisan %48, Ekim %77) dikkate değer ölçüde artmakta, bunun aksine Temmuz (%1) ve Ağustos (%0) aylarında ise hemen hemen hiç gözlenmemektedir.

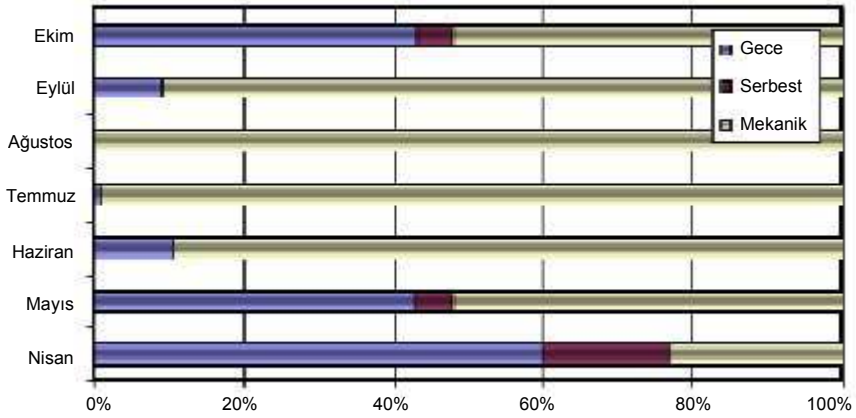
Tablo 3' te bu çalışmada dikkate alınan illerin 10°C<$T_{dış}$ □21°C şartı için serbest soğutma potansiyelleri yıllık süreçte günlük zaman periyotlarına göre saatlik ve yüzdelik olarak verilmiştir. Tablodan görüleceği gibi, en yüksek potansiyel Samsun ilinde görülmüştür. Bunu takiben sırasıyla; İstanbul, İzmir, Ankara, Diyarbakır ve Erzurum illeri gelmektedir. Sıcak iklime sahip Diyarbakır ve soğuk iklime sahip Erzurum illerinin serbest soğutma potansiyelleri diğer illere göre daha sınırlıdır. Bu durum, bu illerde gözlemlenen eks trem sıcaklık değerlerinden kaynaklanmaktadır.

Şekil 3' te dikkate alınan illerin yıl boyunca 10°C<$T_{dış}$ □21 °C şartı için toplam serbest ve gece soğutma potansiyelleri yüzdelik olarak gösterilmiştir. 17^{00}-8^{00} saatleri arası gece periyotu olarak alınmıştır. Hesaplanan iller arasında en büyük potansiyele sahip Samsun ilinin, yıllık 8760 saatlik periyotun 2395 saati (%27) gece olmak üzere toplam 3408 saatlik (%39) kısmında serbest soğutma yapma potansiyeli vardır. Türkiye'nin büyük metropollerinden olan İstanbul ve İzmir'in serbest soğutma potansiyelleri %35'in üzerindedir. En düşük potansiyele sahip Erzurum ilinin ise, yıllık olarak 8760 saatlik periyotun 1136 saati (%13) gece olmak üzere toplam 1845 saatlik (%21) kısmında serbest soğutma yapma potansiyeli tespit edilmiştir. Diğer illerde ortalama % 35'lik bir potansiyel mevcuttur.

Tablo 2. Adana ilinin aylara ve soğutma sezonuna göre serbest soğutma potansiyeli

Sıcaklık Aralığı	Aylar	Serbest Soğutma Süresi [h]					
		01-04	05-08	09-12	13-16	17-20	21-24
$T_{dış}$ □18 °C	Nisan	106	105	38	17	50	93
	Mayıs	63	51	7	4	11	36
	Haziran	5	3	0	0	0	1
	Temmuz	0	0	0	0	0	0
	Ağustos	0	0	0	0	0	0
	Eylül	4	6	0	0	0	2
	Ekim	61	67	7	2	13	40
	Soğutma Sezonu	133	127	14	6	24	79
$T_{dış}$ □21 °C	Nisan	118	117	76	45	84	113
	Mayıs	106	95	24	13	36	82
	Haziran	34	26	0	1	2	13
	Temmuz	2	2	0	0	0	1
	Ağustos	0	0	0	0	0	0
	Eylül	25	28	0	1	2	10
	Ekim	100	103	27	9	37	81
	Soğutma Sezonu	267	254	51	24	77	187

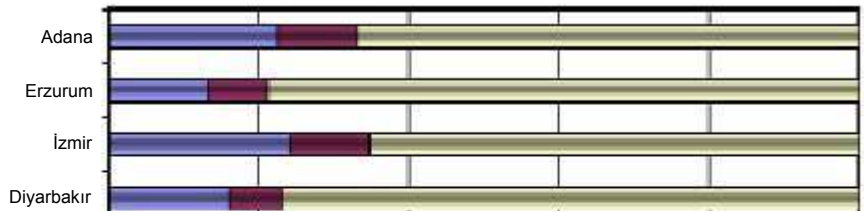
	Soğutma Sezonu	267	254	51	24	77	187
$T_{dış}$ □24 °C	**Nisan**	120	120	101	78	104	119
	Mayıs	121	117	58	31	72	113
	Haziran	101	87	6	3	16	71
	Temmuz	30	26	0	0	1	6
	Ağustos	21	24	0	0	0	4
	Eylül	85	86	4	2	7	47
	Ekim	121	118	55	23	74	115
	Soğutma Sezonu	479	458	123	59	170	356

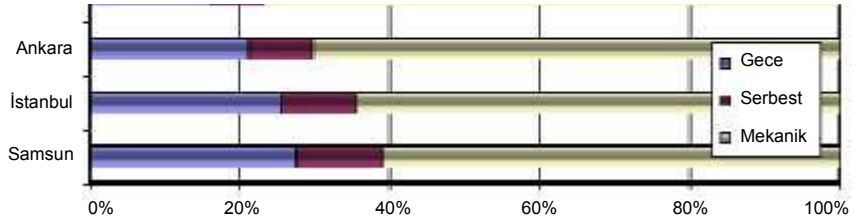


Şekil 2. *Adana ilinin aylık serbest ve gece soğutma potansiyelleri*

Tablo 3. İllerin zaman periyotlarına göre serbest soğutma potansiyeli

İller	**Samsun**		**İstanbul**		**İzmir**	
Zaman	**[h]**	**[%]**	**[h]**	**[%]**	**[h]**	**[%]**
01–04	662	45	615	42	555	38
05–08	601	41	556	38	529	36
09–12	508	35	456	31	469	32
13–16	505	35	443	30	482	33
17–20	520	36	473	32	495	34
21–24	612	42	570	39	516	35
	Ankara		**Diyarbakır**		**Erzurum**	
01–04	500	34	381	26	189	13
05–08	474	32	358	25	241	17
09–12	396	27	298	20	391	27
13–16	344	24	313	21	318	22
17–20	385	26	309	21	357	24
21–24	489	33	344	24	349	24





Şekil 3. *İllerin yıllık serbest ve gece soğutma potansiyelleri*

Çalışmanın son bölümünde, Adana ilinde bulunan tam havalı merkezi klima santrali ile iklimlendirilen bir iş merkezine serbest soğutma uygulanması durumunda işletme giderlerindeki değişim belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, ³T=8°C ($T_{dış}$ □18°C) şartı için; Mayıs ve Ekim aylarında aylık olarak toplam 360 saat çalışma süresinin 22 saatinde (%6) serbest soğutma yapılmakta ve işletme giderinde %3'lük bir azalma sağlanmaktadır. ³T=5°C ($T_{dış}$ □21°C) için; Mayıs ve Ekim aylarında işletme giderinde %13 oranında tasarruf edilmektedir. ³T=2°C ($T_{dış}$ □24°C) durumu için; Mayıs ayında işletme giderinde %31'lik, Ekim ayında %28'lik bir düşüş gözlenmektedir. Sonuçlardan anlaşılacağı gibi, işletme giderleri sistemin çalışma rejimiyle orantılıdır. Uzun çalışma periyodu gerektiren soğutma uygulamalarında ve geçiş aylarında soğutma ihtiyacı gösteren yapılarda serbest soğutma, mekanik sistem ile birleştirilerek yüksek oranda enerji tasarruf edileceği açıktır.

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, serbest soğutma sistemlerinin psikrometrik analizi gerçekleştirilerek, Adana ilinin soğutma sezonu süresince aylık serbest soğutma potansiyeli ile Türkiye'nin farklı iklime sahip illerinin yıllık serbest soğutma potansiyellerinin günlük dağılımı belirlenmiştir. Adana ilinde tam havalı iklimlendirme sistemi ile iklimlendirilen bir iş merkezinde, serbest soğutma yapılması durumunda işletme giderlerindeki tasarruf miktarı hesap edilmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre; Türkiye'ye göre ekstrem dış hava şartların görüldüğü illerin (Diyarbakır ve Erzurum) yıllık serbest soğutma potansiyelleri, diğer illere göre daha düşük bulunmuştur. Hesaplanan illerin yıllık serbest soğutma potansiyeli, bölgelere göre değişmekle birlikte ortalama olarak %35'tir. Sıcak ve nemli bir iklime sahip Adana ilinin aylık serbest soğutma potansiyeli, geçiş aylarında yüksek, Temmuz ve Ağustos aylarında ise hemen hemen hiç gözlenmemiştir. İşletme giderleri hesaplanan örnek binanın, soğutma sezonunun Mayıs ve Ekim aylarında ve geçiş aylarında enerji tasarrufu yaptığı belirlenmiştir.

Genel olarak bir bölgenin serbest soğutma potansiyeli, 24 saatlik periyot içinde gece saatlerinde (17^{00}-08^{00}) yükselmekte, dış hava sıcaklığının yükseldiği öğle saatlerinde düşmektedir. Aylar dikkate alındığında bir bölgenin serbest soğutma potansiyeli, geçiş aylarında en yüksek potansiyele ulaşmakta yaz aylarında ise azalmaktadır.

Son yıllarda ticari binalarda kullanılan cihazlardan kaynaklanan iç ısı yüklerinin artmasından dolayı soğutma sezonunun dışında bile soğutma ihtiyacı orta

$T_{iç}$ İç ortam havası sıcaklığı, °C
$T_{dış}$ Dış ortam havası sıcaklığı, °C
$T_{üfl}$ İklimlendirme cihazının mahal le gönderdiği havanın sıcaklığı, °C
¢T İç hava sıcaklığı ile dış hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı, °C
$h_{iç}$ İç ortam havası entalpisi, kJ/kg
$h_{dış}$ Dış ortam havası entalpisi, kJ/kg
BIN Bin sayısı, h
W^{part} Kısmi yük altında soğutma grubu kompresörün çektiği enerji, kW
Q_{coil_part} Soğutma grubunun anlık olarak ortamdan çektiği yük, kW
COP^{part} Kısmi yük altında soğutma grubunun etkinlik katsayısı
E^{part} Soğutma grubunun toplam enerji tüketimi, kWh
RTSIşınım zaman Serileri (Radiant Time Series)

6. KAYNAKLAR

[1] ERIK L.O., and QINYAN (YAN) C., *"Energy Consumption and Comfort Analysis for Different Low-Energy Cooling Systems in a Mild Climate"* Energy and Buildings 35 (2003) 561–571

[2] FANGER P.O. *"How to Make Indoor Air Quality One Hundred Times Better While Saving Energy"* VI. International HVAC+R Technology Symposi

ya çıkmıştır. Özellikle ilkbahar ve sonbahar gibi geçiş dönemlerinde, serbest soğutma uygulanarak önemli oranlarda enerji tasarrufu sağlanabilir.

Soğutma grubunun uzun işletme rejiminde çalıştırılması gereken yapılarda serbest soğutma ihmal edilmemelidir. Özellikle ticari binalarda gece soğutması yapılması enerji tüketimini azaltacaktır. Sonuç olarak, ülke enerji kaynaklarının etkin olarak kullanılması adına, yapıların iklimlendirme çalışmalarında serbest soğutma sistemleri ihmal edilmeyecek bir konumdadır. Bu sistemlerin uygulamaya geçirilmesiyle mevcut potansiyel kullanılarak önemli oranda enerji tasarrufu edileceği açıkça görülmektedir.

5. SEMBOLLER ve KISALTMALAR

um, Istanbul, 3-5 May, 2004.

[3] AKTACİR M.A., OKUYAN C. ve HİLALİ İ., *"Geleneksel Urfa Evlerinin İklimlendirme Açısından İncelenmesi",* 10. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi bildiriler kitabı, 623-631, Ankara, 1995.

[4] YILMAZ Z., *"Enerji Etkin Tasarımda Isıl Kütlenin etkisi",* TTMD VI. Uluslararası Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu bildiriler kitabı, Sayfa 511-518, İstanbul, 2004.

[5] KOLOKOTRONI M., and ARONIS A., *"Cooling-Energy Reduction in Air-conditioned Offices by Using Night Ventilation",* Applied Energy 63 (1999) 241-253.

[6] EICKER U., HUBER M., SEEBERGER P., and, VORSCHULZE C., *"Limits and Potentials of Office Building Climatisation with Ambient Air"* ,

Energy and Buildings 38-6 (2006):574-581.

[7] BALARAS C.A., *"The Role of Thermal Mass on the Cooling Load of Buildings. An Overview of Computational Methods"* , Energy and Buildings 24 (1996):1-10.

[8] PFAFFEROTT, J., HERKEL S., and JÄSCHKE, M., *"Design of Passive Cooling by Night Ventilation: Evaluation of a Parametric Model and Building Simulation with Measurements"* , Energy and Buildings 35 (2003) 1129–1143.

[9] GEROS V., SANTAMOURIS M., TSANGRASOULIS A., and GUARRACINO G., *"Experimental Evaluation of Night Ventilation Phenomena"* , Energy and Buildings 29_1999. 141–154.

[10] GEROS V:, SANTAMOURIS M., KARATASOU S., TSANGRASSOULIS A., and, PAPANIKOLAOU N., *"On the Cooling Potential of night Ventilation Techniques in the Urban Environment"* Energy and Buildings 37 (2005) 243–257.

[11] GHIAUS C., and ALLARD F., *"Potential for Free-Cooling by Ventilation "*, Solar Energy, 80-4, (2006):402-413.

[12] SPITLER J.D., FISHER D.E., and PEDERSEN C.O.,1997. *"The Radiant Time Series Cooling Load Calculation Procedure "*, ASHRAE Transactions 103-2 (1997):503-515.

[13] ASHRAE Fundamental-Handbook, *"American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers "*, Inc., 2001, Atlanta.

[14] KREIDER, J.F., and RABL, A., 1994. *"Heating and Cooling of Buildings "*, McGraw-Hill Inc., America, ISBN 0-07-834776-9.

[15] KÜÇÜKÇALI R., 2005. *"Enerji Ekonomisi "*, Isısan Çalışmaları No:351.

[16] http://www.laboratorytalk.com/news/sta/sta101.html, erişim:21.12.2006.

[17] BULUT H., BÜYÜKALACA O., and YILMAZ T., *"Bin Weather Data for Turkey",* Applied Energy 70 (2001) 135–155.