

EVAPORATİF SOĞUTMANIN ÇORLU İÇİN KULLANILABİLİRLİĞİ*

Havva AKDENİZ**

*Yrd. Doç. Dr.,
Namık Kemal Üniversitesi,
Çorlu Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü,
Çorlu - Tekirdağ
hakdeniz@nku.edu.tr*

Evren OSMA

*Namık Kemal Üniversitesi,
Fen Bilimleri Enstitüsü,
Makina Müh. ABD YL öğrencisi
evrenos2003@yahoo.com*

ÖZET

Bu çalışmada evaporatif soğutmanın Çorlu ilçesi için uygun olup olmadığı incelendi. Öncelikle, Çorlu ilçesinin günlük meteorolojik verileri aracılığıyla göz önüne alınan toplantı salonu için soğutma yükleri hesaplandı. Daha sonra, evaporatif soğutma için belirlenen entalpi sınır değerleri kullanılarak evaporatif soğutmanın kullanılabileceği günler tespit edildi. Çalışmanın son aşamasında ise evaporatif soğutma ve mekanik soğutmadan oluşan hibrit sistem ile yapılan enerji tasarrufu mekanik soğutmalı sistem temel alınarak belirlendi.

Anahtar Kelimeler: Evaporatif soğutma, enerji tasarrufu, ekonomizör

The Feasibility of Evaporative Cooling For Çorlu

ABSTRACT

In this study, it has been examined whether evaporative cooling is proper or not for Çorlu Town. Firstly, cooling loads were calculated for the considered meeting room by using daily meteorological data of Çorlu. Later, the days for which evaporative cooling can be used, were determined by using limit enthalpy values determined for evaporative cooling. Finally, Energy saving of hybrid system, consisting of indirect evaporative cooling system and mechanical cooling system was determined in basis of mechanical compression cooling system.

Keywords : Evaporative cooling, energy saving, economizer

** İletişim Yazarı

* Geliş tarihi : 12.07.2011
Kabul tarihi : 05.09.2011

GİRİŞ

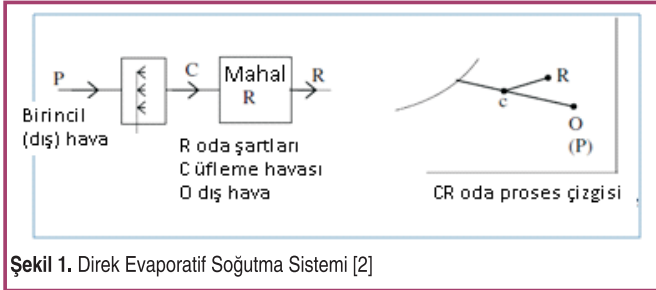
İklimlendirme için en sık kullanılan yöntem mekanik sıkıştırma soğutmadır. Bu sistem, tüm iklim şartlarında kullanılabilme, geniş bir aralıktaki soğutma kapasitelerini karşılayabilme ve mahal şartlarının kontrolüne imkan verme gibi avantajların yanı sıra çevreye zararlı gazların kullanılması ve yüksek güç tüketimi gibi dezavantajlara sahiptir [1].

Düşük enerji tüketimine sahip ve çevreye zararlı soğutucuların kullanılmadığı evaporatif soğutma, mekanik sıkıştırma soğutmanın dezavantajlarına karşı bir çözüm olmasına karşın dış ortam şartlarına mekanik sıkıştırma sistemden daha çok bağlıdır. Evaporatif soğutmanın fizibilitesi her bölge için bireysel olarak araştırılmalıdır [2].

Literatürde [2-7] çeşitli evaporatif soğutma türleri tanımlanmıştır. Bunlardan başlıcaları şu şekildedir.

Direk Evaporatif Soğutma:

Bu sistemde hava sürekli sirküle eden su ile doğrudan temas ederek soğutulmaktadır. Proses yaş termometre sıcaklığı doğrusu boyunca gerçekleşir. Yaş termometre sıcaklığı boyunca hareket eden havanın kuru termometre sıcaklığı düşerken, duyulur ısı azalmakta, diğer taraftan mutlak nemi yükselirken gizli ısı artmaktadır. Bu şekilde gelişen proseste havanın duyulur ısı kaybı ile gizli ısı kazancı aynı olduğundan entalpisi sabit kalmaktadır [3].



Şekil 1. Direk Evaporatif Soğutma Sistemi [2]

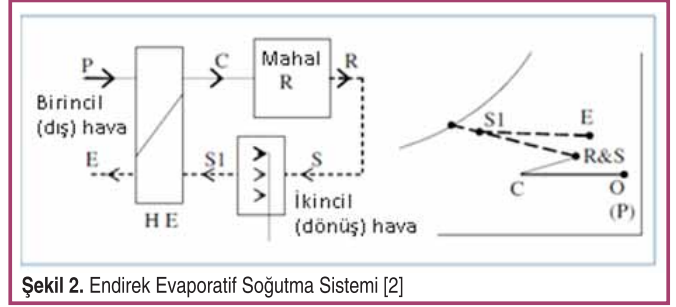
Direk evaporatif soğutucularda havanın en düşük çıkış sıcaklığı giren havanın yaş termometre sıcaklığıdır. Dolayısıyla soğutucu verimi, kuru termometre sıcaklığındaki gerçek sıcaklık düşüşünün havanın doymuş halindeki maksimum sıcaklık düşüşüne oranı şeklinde tanımlanır.

$$\varepsilon = \frac{T_p - T_c}{T_p - T_y} \quad (1)$$

Endirek Evaporatif Soğutma:

Endirek soğutma, proses havasının, evaporatif olarak soğutulmuş hava vasıtasıyla duyulur olarak soğutulmasıdır. İki hava akımı asla karışmaz ve direk temasta bulunmazlar. Kuru proses hava akımı hava-hava eşanjöründen geçerken ısı

verici akışkan olarak ıslak hava akımını kullanır. Endirek evaporatif soğutma kuru ve ılıman iklimler için uygundur. Hava sıcaklığını nemini artırmadan düşürdüğü için konfor şartları açısından direk soğutuculara göre daha çekicidir [4].



Şekil 2. Endirek Evaporatif Soğutma Sistemi [2]

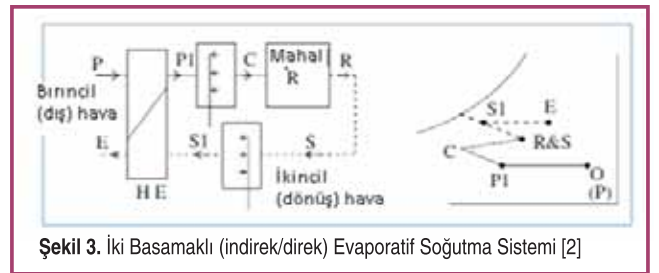
Endirek soğutma sisteminde kullanılan eşanjör için verim ifadesi denklem (2) ile endirek soğutucu için verim ifadesi denklem (3) ile tanımlıdır.

$$\xi = \frac{T_p - T_c}{T_p - T_{s1}} \quad (2)$$

$$\xi_s = \frac{T_p - T_c}{T_p - T_{ys}} \quad (3)$$

Endirek-direk Evaporatif Soğutma:

İki basamaklı evaporatif soğutma olarak adlandırılan sistem endirek soğutucu ve direk soğutucunun seri olarak bağlanmasıyla oluşur. Endirek soğutucuda nemi sabit kalarak soğuyan hava direk evaporatif soğutucuya girer. Sonuç olarak hava sıcaklığı, ön soğutma yapılmış havanın yaş termometre sıcaklığına kadar erişir. Bu sıcaklık dış havanın yaş termometre sıcaklığından düşüktür [5].



Şekil 3. İki Basamaklı (indirek/direk) Evaporatif Soğutma Sistemi [2]

Mekanik Soğutma Destekli Evaporatif Soğutma:

Yüksek yaş termometre sıcaklığına sahip iklimlerde, endirek soğutma sistemi mekanik soğutma sisteminden önce ön soğutucu birimi olarak kullanılabilir [6].

Hangi çeşit evaporatif soğutmanın kullanılacağı dış hava şartlarına göre belirlenir. Nemin düşük olduğu günlerde havayı, nem ilave ederek soğutan direk evaporatif soğutma tercih edilirken, nemin yüksek olduğu günlerde nem ilave

Tablo 1. Yapı Elemanları Özellikleri

Yapı Elemanı	Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Yüzey Alanı (m ²)
Dış Duvar	0.525	55
İç Duvar	2	57.92
Tavan	0.313	112.5
Pencere	2,9	8
Kapı	2	2

Tablo 2. Mahal İç Isı Yükleri

İç Isı Kaynağı	Isı Kazancı (W)	
	Duyulur	Gizli
İnsanlar	2400	1080
Aydınlatma	566.4	0
Bilgisayar	210	0
Projeksiyon cihazı	300	0

Tablo 3. Aylık Isı Kazancı Değerleri

AYLAR	Q _{giz} (W)	Q _{duy} (W)	Q _{top} (W)
Haziran	32400	137838	170238
Temmuz	33480	158776	192256
Ağustos	33480	167202	200682
Eylül	32400	128477	160877
TOPLAM	131760	592293	724053

Mekanik Sıkıştırma Soğutma Sistemi:

Şekil 5'te görülen Mekanik soğutmalı sistem ekonomizör, soğutma serpantini, adyabatik nemlendirici ve ısıtıcı

bölgülerinden meydana gelmiştir. Adyabatik püskürtücü dış hava özgül neminin üfleme havasınınkinden küçük olduğu durumlarda kullanılır. Nemli dış hava şartlarında soğutma serpantini soğuyup nemi alınan hava, ısıtma bölümünde üfleme havası sıcaklığına kadar ısıtılır. Ekonomizör entalpi kontrollü olup set değeri üfleme havası entalpisidir. Bu değer altında dış hava ve oda dönüş havası belirli oranlarda karıştırılarak nemlendiricide nemlendirildikten sonra mahale verilmekte, bu değer üstünde ise taze havanın girişi mahaldeki soğutma yüklerini arttıracığından minimum taze hava kullanılarak mekanik soğutmadan yararlanılmaktadır.

Üfleme havasının debisi mahal duyulur soğutma yükü kullanılarak, özgül nemi ise ortamın kazandığı gizli ısı kazancı kullanılarak hesaplanır.

$$G_{\dot{U}} = \frac{Q_{duy}}{c_p(t_D - t_{\dot{U}})} \quad (4)$$

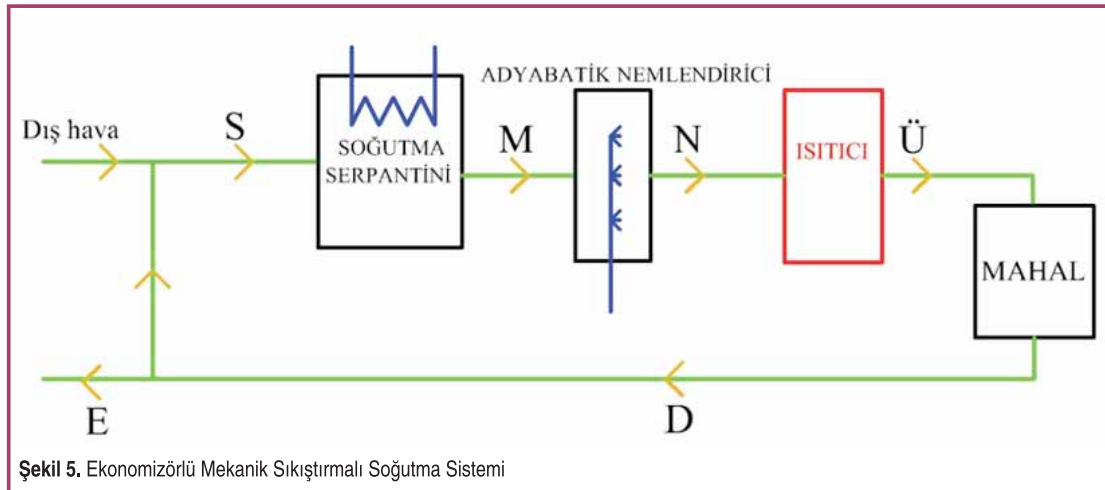
$$Q_{giz} = G_{\dot{U}}(x_D - x_{\dot{U}})h_g \quad (5)$$

Üfleme havası sıcaklığı 19 °C, nemli hava özgül ısı değeri 1.005 kJ/kgK'dir. Dış havaya ait özellikler psikrometrik tablo kullanılarak, nemli hava içindeki su buharının doyma entalpsi denklem (6) ile bulunmuştur [9].

$$h_g = 2500.9 + 1.82t \quad (6)$$

Dış hava şartları uygun olduğunda kullanılan ekonomizör çevrimi için gerekli taze hava miktarı kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal ederek ekonomizöre termodinamiğin 1. Kanunu uygulanarak bulunur.

$$G_O = G_{\dot{U}} \frac{(h_D - h_{\dot{U}})}{(h_D - h_O)} \quad (7)$$



Şekil 5. Ekonomizörlü Mekanik Sıkıştırma Soğutma Sistemi

Ekonomizörde kullanacağımız taze hava miktarı G_0 için alt limit minimum taze hava miktarı (G_{mth})'dır. Bu miktarla belirli entalpi değeri (h_{min}) soğutmaya ihtiyaç duyulan sınırı belirtir. Yani dış hava entalpi değeri, h_{min} değerinden düşük olduğunda soğutmaya gerek yoktur. Bu bölgede ısıtma yapılmalıdır. $h_{0,min}$ değeri denklem (7)'de G_0 yerine G_{mth} kullanılarak elde edilir.

$$h_{0,min} = h_D - \frac{G_{\dot{U}}}{G_{mth}}(h_D - h_{\dot{U}}) \quad (8)$$

Minimum taze hava hacimsel debisi V_{min} $0.01 \text{ m}^3/\text{s}$ [8]'dir. Nemli hava ortalama yoğunluğu $1.157 \text{ kg}/\text{m}^3$ alınarak 40 kişilik toplantı salonu için G_{mth} $0.462 \text{ kg}/\text{s}$ olarak belirlenmiştir.

Hibrit Sistem

Şekil 6'da gösterilen ve hibrit sistem olarak adlandırılan evaporatif soğutma ve mekanik soğutma sistemlerinin birlikte kullanıldığı sistem ekonomizör, iki adyabatik nemlendirici, eşanjör, soğutma serpantini ve ısıtma bölümlerinden meydana gelmiştir.

Birinci adyabatik nemlendirici, eşanjörde dış havayı soğutmada kullanılmak üzere, mahal dönüş havasını evaporatif olarak soğutmaktadır. İkinci adyabatik nemlendirici ise mahale gönderilen havayı nemlendirirken aynı zamanda sıcaklığını düşürmektedir. Ekonomizör çevriminde entalpi set değerinin üstünde mekanik soğutma kullanılır. Hibrit sistemde ise % 100 taze hava kullanan evaporatif soğutucudan yararlanır. Ancak eşanjörün kullanımında iki sınırlayıcı şart mevcuttur.

Birinci Şart: Eşanjörden çıkış entalpisi (h_L) oda dönüş havası entalpisinden (h_D) küçük olmalıdır [7]. Ayrıca dış hava entalpisinin (h_0), h_L 'den büyük olduğu düşünülerek denklem (9) elde edilir.

$$h_0 - h_L < h_0 - h_D \quad (9)$$

Eşanjörün verimi ξ gerçek ısı düşümünün maksimum ısı düşümüne oranı şeklinde tanımlanır.

$$\xi = \frac{(h_0 - h_L)}{(h_0 - h_{L,min})} = \frac{(t_0 - t_L)}{(t_0 - t_X)} \quad (10)$$

Burada $h_{L,min}$ t_X sıcaklığıyla belirli dış havanın entalpisidir. t_X değeri oda dönüş havasının eşanjöre giriş sıcaklığı olup, adyabatik püskürtücü verim ifadesi (denklem 11) kullanılarak bulunur.

$$\varepsilon = \frac{t_D - t_X}{t_D - t_Y} \quad (11)$$

$$h_{L,min} = c_p t_X + x_0(2500.9 + 1.82t_X) \quad (12)$$

Burada t_Y mahal yaş termometre sıcaklığıdır. Denklem (10-12) denklem (9)'da yerine konularak evaporatif soğutma için üst sınır entalpi değeri bulunur.

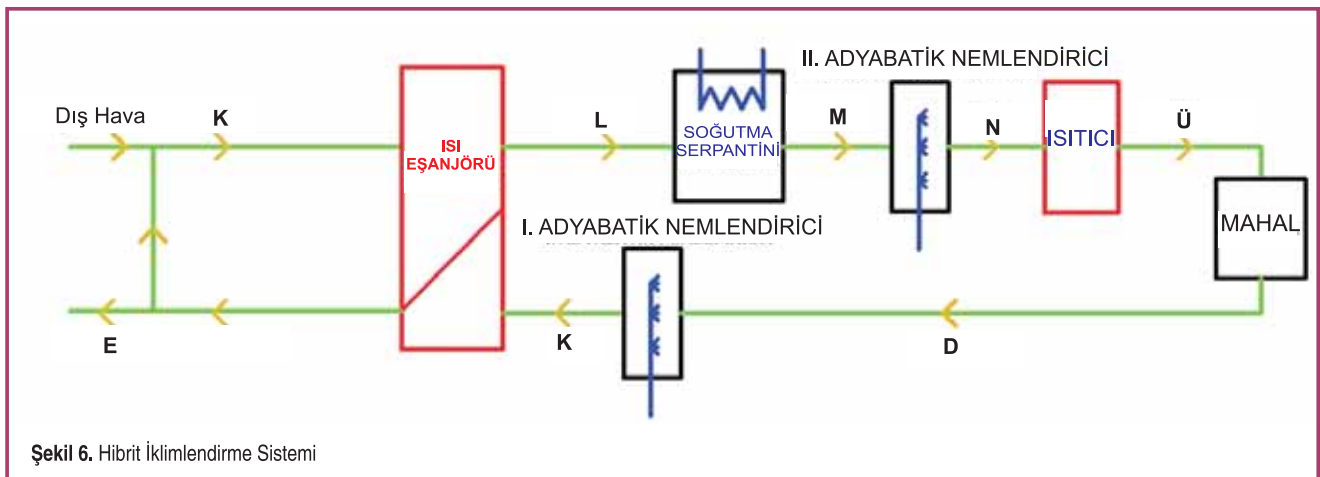
$$h_{0,max} = \frac{1}{1-\xi}(h_D - \xi h_{L,min}) \quad (13)$$

Bu değer in üstünde yalnız mekanik soğutma yapılabilir. $\varepsilon=0.9$, $\xi=0.7$, $c_p=1.005 \text{ kJ}/\text{kg K}$ ve oda şartlarının sabit olması durumunda $h_{0,max}$ sadece dış hava özgül nemine (x_0) bağlıdır.

$$h_{0,max} = 127.1 - 5914x_0 \quad (14)$$

İkinci Şart: Dış hava sıcaklığı t_0 , dönüş havasının 1. adyabatik nemlendiriciden çıkış sıcaklığı t_X değerinden küçük ise ($t_0 < t_X$) eşanjör soğutma amaçlı kullanılamaz.

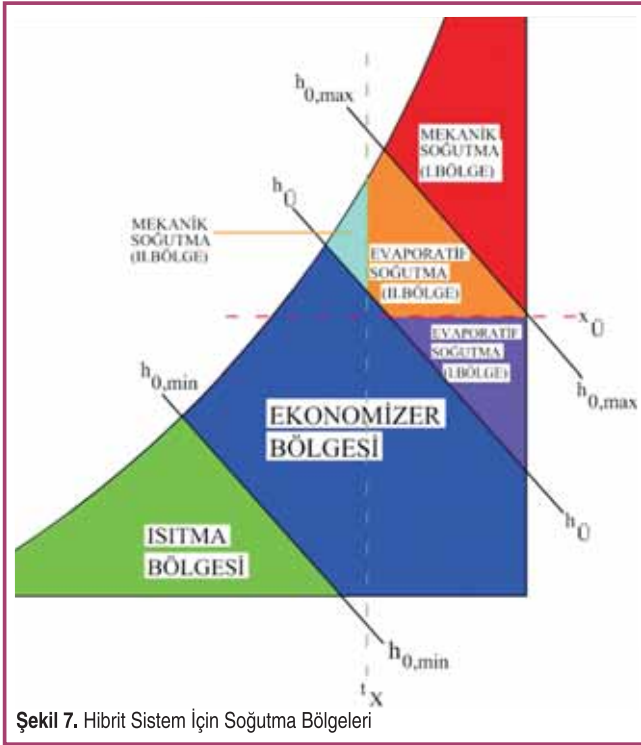
Üfleme havası özgül nemi ve yukarıda tanımlanan entalpi değerleri dikkate alınarak psikrometrik diyagram Şekil 7'de gösterildiği gibi altı bölgeye ayrılmıştır. Sıcaklığa göre belirlenen



Şekil 6. Hibrit İklimlendirme Sistemi

tek bölge $t_0 < t_s$ şartıyla belirli II. mekanik soğutma bölgesidir. Bu sınır değerlere göre belirlenen bölgeler, haziran ayı için Tablo 4'te gösterilmiştir. Aynı şekilde soğutma günlerinin tümü için entalpi değerleri bulunarak, Şekil 7'de gösterilen bölgelerde bulunan gün sayıları Tablo 5'te gösterilmiştir.

Tablo 5'e göre soğutmaya ihtiyaç olan gün sayısı 115'tir. Evaporatif soğutma II. Bölgede yani endirek soğutma ve mekanik soğutmanın birlikte kullanıldığı bölgede bulunan günler % 50.43 ve sadece mekanik soğutmadan yararlanan günler % 42.6 oranındadır. Bu durumda, çalışmanın bu aşamasında, Çorlu için endirek evaporatif soğutmanın mekanik soğutmaya destek olduğu hibrit sistem önerilebilir. Soğutma günlerinin % 6'sı ekonomizör bölgesinde bulunmaktadır. Dolayısıyla hem mekanik sıkıştırılmalı sistemde hem de hibrit sistemde, maliyeti artırması nedeniyle ekonomizörün kullanılması uygun değildir. Ayrıca soğutma günlerinin % 0.9'unun bulunduğu evaporatif soğutma I. Bölgede kullanılan havayı nemlendirerek soğutan adyabatik nemlendirici II'ye ve mekanik sıkıştırılmalı sistemde nemlendiriciye gerek yoktur.



Şekil 7. Hibrit Sistem için Soğutma Bölgeleri

ENERJİ TASARRUF MİKTARI

Evaporatif soğutmaya yapılan enerji tasarrufu minimum taze hava kullanan mekanik sıkıştırılmalı soğutma sistemiyle karşılaştırılacaktır. Enerji tasarrufu serpantin yükünde azalma olarak düşünülmüştür. Mekanik sıkıştırılmalı soğutma

sisteminde serpantin soğutma yükü minimum taze hava ile dönüş havası karışımının (h_M) entalpisi ile serpantin çıkışındaki entalpi (h_S) arasındaki farkın üfleme havası debisiyle çarpımına eşittir. Serpantin çıkış durumu üfleme havası özgül neminde doymuş halidir.

$$Q_{ser} = G_U (h_M - h_S) \quad (15)$$

Endirek evaporatif soğutma sisteminin mekanik soğutma için ön soğutucu olarak kullanıldığı hibrit sistemde, endirek evaporatif soğutucuda t_L sıcaklığına kadar soğuyan hava, mekanik soğutucuda ayrıca soğutulduktan sonra içindeki nem yoğunlaştırılır. Bu sistemle yapılan enerji tasarrufu endirek evaporatif soğutucuda yapılan duyulur soğutma miktarıdır.

$$Q_{ind} = G_U c_p (t_0 - t_L) \quad (16)$$

Endirek soğutucudan çıkış sıcaklığı denklem (10) kullanılarak bulunur.

Hibrit sistemde tamamen dış hava kullanıldığı için taze hava içindeki nemi yoğunlaştırmak için çekilen ısı miktarı (Q_{yog}), minimum taze hava kullanan mekanik soğutmalı sisteme göre daha fazladır.

$$Q_{yog} = (G_U - G_{mth})(x_o - x_D)h_b \quad (17)$$

h_b buharlaşma ısısı olup dış hava verilerinin çığ noktası aylık ortalamaları kullanılarak bulunmuştur.

Hibrit sistem ile Q_{ind} kadar tasarruf yaparken Q_{yog} kadar fazla enerji harcanmaktadır. Aradaki fark yapacağımız toplam tasarruf miktarıdır.

$$Q_{tas} = Q_{ind} - Q_{yog} \quad (18)$$

Enerji tasarruf oranı hibrit sistem ile yapılan enerji tasarrufunun, minimum taze hava kullanan mekanik soğutma sisteminde soğutma serpantininden çekilen ısı miktarına oranı olarak tanımlanır.

$$ETO = \frac{Q_{tas}}{Q_{ser}} \quad (19)$$

Tablo 6'dan görüldüğü gibi evaporatif soğutma ile yapılan enerji tasarruf miktarı eylül ayı için negatif değerdedir. Bu % 100 taze havadan nem almak için harcadığımız enerjinin endirek evaporatif soğutma ile elde edilen tasarruftan büyük olduğunu göstermektedir. Dolayısıyla eylül ayında da mekanik soğutma kullanılmalıdır. Bu durumda, üç ay için enerji tasarruf oranı % 2.2 olmaktadır.

Tablo 4. Haziran Ayı Entalpi Değerlerine Göre Bölgeler

GÜNLER	h_0 (kJ/kg)	$h_ü$ (kJ/kg)	$h_{0,min}$ (kJ/kg)	$h_{0,max}$ (kJ/kg)	Bölge
1	43,5	43,18	40,88	67,67	Mekanik Soğutma II
2	44,92	43,4	39,8	69,26	Evaporatif Soğutma II
3	41,97	43,3	40,34	73,7	Ekonomizör
4	39,81	43,22	40,7	77,07	Isıtma
5	40,19	43,09	41,25	73,7	Isıtma
6	40,64	43,25	40,55	75,83	Ekonomizör
7	42,59	43,19	40,83	70,03	Ekonomizör
8	43,42	43,18	40,9	67,73	Mekanik Soğutma II
9	43,7	43,14	41,05	66,36	Mekanik Soğutma II
10	40,45	42,99	41,63	71,39	Isıtma
11	39,79	43,15	41,02	75,71	Isıtma
12	42,89	43,38	39,87	67,96	Ekonomizör
13	45,23	43,43	39,61	69,44	Evaporatif Soğutma II
14	43,15	43,22	40,73	69,2	Ekonomizör
15	43,73	43,32	40,2	70,21	Evaporatif Soğutma II
16	47,07	43,53	38,95	68,14	Evaporatif Soğutma II
17	48,83	43,58	38,6	65,66	Evaporatif Soğutma II
18	65,6	43,87	35,93	38,92	Mekanik Soğutma I
19	51,79	43,57	38,71	58,26	Evaporatif Soğutma II
20	50,22	43,44	39,56	58,03	Evaporatif Soğutma II
21	48,99	43,51	39,11	63,59	Evaporatif Soğutma II
22	50,12	43,52	39,06	60,57	Evaporatif Soğutma II
23	46,31	43,44	39,54	67,25	Evaporatif Soğutma II
24	47,17	43,47	39,37	66,01	Evaporatif Soğutma II
25	50,47	43,57	38,67	61,52	Evaporatif Soğutma II
26	51,61	43,65	38,08	61,57	Evaporatif Soğutma II
27	52,16	43,6	38,47	58,8	Evaporatif Soğutma II
28	54,67	43,6	38,45	52,76	Mekanik Soğutma I
29	52,2	43,69	37,73	62,17	Evaporatif Soğutma II
30	51,96	43,68	37,87	61,69	Evaporatif Soğutma II

Tablo 5. Soğutma Bölgeleri Gün Sayısı

Aylar	Isıtma Bölgesi	Ekonomizör Bölgesi	Evaporatif Soğutma Bölgesi		Mekanik Soğutma Bölgesi	
			I. Bölge	II. Bölge	I. Bölge	II. Bölge
Haziran	4	5	0	16	2	3
Temmuz	0	0	0	19	12	0
Ağustos	0	0	0	5	26	0
Eylül	3	2	1	18	0	6
Toplam	7	7	1	58	40	9

Tablo 6. Aylık Enerji Tasarruf Miktarı ve Oranı

Aylar	Q_{ser} (W)	Q_{ind} (W)	$Q_{yoğ}$ (W)	Q_{tas} (W)	ETO (%)
Haziran	224158,82	25858,52	12454,24	13404,28	5,98
Temmuz	343402,98	33012,14	22058,08	10954,06	3,18
Ağustos	431977,59	9746,69	7813,91	1932,78	0,45
Eylül	195784,94	9896,53	12801,09	-2904,56	-1,48
Toplam	1195324	78513,88	55127,32	23386,56	1,95

SONUÇ VE ÖNERİLER

Soğutma sezonunun büyük bölümünde (% 50), mekanik soğutmaya destek olarak evaporatif soğutmadan faydalanılabileceği Tablo 5'ten görülmektedir. Soğutma sezonunun tümü için endirek evaporatif soğutma ile yapılan enerji tasarrufu % 6.6 olmasına rağmen sistemden elde ettiğimiz toplam enerji tasarrufu % 2.2'dir. Evaporatif soğutmalı hibrit sistemde % 100 taze hava kullanmamızdan dolayı minimum taze hava miktarının fazlasının nemini almak için harcadığımız enerji nedeniyle evaporatif soğutma ile yapılan enerji tasarruf miktarı düşmektedir. Bu nedenle, dış hava özgül nem değerinin üfleme havası özgül neminden yüksek olduğu günlerin % 87 mertebesinde olduğu Çorlu ilçesi için, %100 taze hava kullanan hibrit sistem, enerji tasarruflu bir sistem olarak görünmemektedir. Soğutma sisteminden önce havanın neminin alınması veya hibrit sistemde taze hava miktarının azaltılması gibi düzenlemelerle verimin artacağı düşünülmektedir.

SEMBOLLER

G	: Kütlevi debisi (kg/s)
h	: Entalpi (kJ/kg)
t	: Sıcaklık (°C)
Q	: Isı miktarı (W)
x	: Mutlak nem (kg/kg)
ϕ	: Bağıl nem (%)
ϵ	: Adyabatik püskürtücü verimi
ξ	: endirek eşanjör verimi

Alt indisler

Ç	: Çıkış
D	: Mahal havası
G	: Giriş
Ü	: Üfleme havası
0	: Dış hava
duy	: Duyulur
giz	: Gizli
ind	: Endirek eşanjörü

mth	: Min taze hava
ser	: Serpantin
tas	: Tasarruf
y	: Yaş termometre

KAYNAKÇA

1. **El-Dessouky, H., Ettouney, H., Al-Zeefari, A.** 2004. "Performance Analysis of Two-Stage Evaporative Coolers," Chemical Engineering Journal, vol. 102, p.255-266.
2. **El-Refaie, M. F., Kaseb, S.** 2000. "Speculation in the Feasibility of Evaporative Cooling," Building and Environment, vol. 44, p.826-838
3. **Bilge, D., Bilge, M., 1999.** "İndirek/Direk Evaporatif Soğutma Sistemleri Kombinasyonu," TMMOB MMO IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.
4. **Joudi, K. A., Mehdi, S. M.** 2000. "Application of Indirect Evaporative Cooling to Variable Domestic Cooling Load," Energy Conversion & Management, vol. 41, p.1931-1951.
5. **Al-juwayhel, F., El-Dessouky, H., Ettouney, H., Al-Qattan, M., 2004.** "Experimental Evaluation of One, Two and Three Stage Evaporative Cooling Systems," Heat Transfer Engineering, vol. 25(6), p.72-86.
6. **Heidarinejad, G., Bozorgmehr, M., Delfani, S., Esmaelian, J.** 2009. "Experimental Investigation of Two-Stage Indirect/Direct Evaporative Cooling System in Various Climatic Conditions," Building and Environment, vol. 44, p.2073-2079.
7. **Lazzarin, R. M.** 2007. "Introduction of a Simple Diagram-Based Method for Analyzing Evaporative Cooling," Applied Thermal Engineering, vol. 27, p.2011-2025.
8. **Uralcan, İ.Y.** 2003. Klima Tesisatı, MMO/296-3, TMMOB MMO yayını, İstanbul.
9. **Çengel, Y. A., Boles M. A.** 1999. Mühendislik yaklaşımıyla Termodinamik, Çev: Taner Derbentli, Literatür Yayınevi, İstanbul.