



## DÖNEL ÇARKLI BİR DOLAYLI EVAPORATİF SOĞUTMA SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Sena Özlem ARICA\* ve İlhami HORUZ\*\*

\*Çevre ve Şehircilik Bakanlığı, Yapı İşleri Genel Müdürlüğü

06650 Çankaya, Ankara, senaarica@gmail.com, ORCID: 0000-0003-4620-7878

\*\* Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü

06570 Maltepe, Ankara, ilhamihoruz@gazi.edu.tr, ORCID:0000-0002-5519-8136

(Geliş Tarihi: 14.03.2020, Kabul Tarihi: 11.04.2021)

**Özet:** Bu çalışmada dolaylı evaporatif soğutma sistemi kullanılarak bir mekanın soğutulmasını sağlayan bir sistemin geliştirilmesi ve deneysel analizi yapılmıştır. Dış ortamdan fan ile üflenmiş taze ve sıcak hava, iç ortamdan fan yardımıyla emilen serin iç hava ile belli oranlarda karıştırılarak, özgün olarak tasarımı yapılmış olan dönel çarkın dışına üflenmektedir. İç ortamdan gelen iç ortam havası dönel çarkın içine girmeden önce nemlendiriciler vasıtasıyla nemlendirilerek doğrudan evaporatif soğutma vasıtasıyla nemlendirilerek soğutulmaktadır. Dolayısıyla dönel çark; içinden geçen iç ortam havası ile dışından geçen taze hava arasında bir eşanjör görevi görerek iki havanın karışmadan aralarında ısı transferi gerçekleşmesini sağlar. Dönel çarkın dışından soğuyarak geçen karışım havası, çapraz akışlı hava eşanjörüne girerek, ikinci kez nemlendirilerek soğuyan iç ortam havası ile tekrar soğutulur. Bu sayede odanın konfor koşullarına gelmesi sağlanır. Yapılan deneyler sonucunda; en yüksek COP değerinin % 20 taze hava, % 80 iç ortam havası karışımı yapılması durumunda elde edilebileceği gözlemlenmiş olup, 2,72 değerine ulaşılmıştır. Ulaşılan COP değeri teorik olarak hesaplanan değerden düşük olsa da sızdırmazlık ve yalıtım tam anlamıyla sağlanabilirse COP değerinin çok daha yüksek olacağı açıktır.

**Anahtar Kelimeler:** Soğutma, Evaporatif Soğutma, Dolaylı Evaporatif Soğutma, İklimlendirme Sistemleri

## DEVELOPMENT AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A ROTARY WHEEL INDIRECT EVAPORATIVE COOLING SYSTEM

**Abstract:** In this study, the system which provides cooling of a place by using indirect evaporative cooling system is developed and experimentally analyzed. Fresh and hot air blown by fan from outside environment and cool indoor air are mixed in certain proportions and blown to the rotary wheel's exterior surface. The indoor air is cooled by the humidifiers before entering the rotary wheel via direct evaporative cooling. So the rotary wheel works as a heat exchanger between the indoor and outside air without mixing. By cooling the outside of the rotary wheel, the cool air enters the cross flow heat exchanger. It is allowed to cool again with the indoor air passing through the rotating wheel and being moisturized twice. In this way the room is kept comfortable. According to the results of the experiments, it is observed that the highest COP value of 2,72 is obtained when mixing 20 % fresh air and 80 % indoor air. Although this value is lower than the theoretically calculated, if leakproofing and insulation can be managed perfectly, it is clear that COP value can be much higher.

**Keywords:** Cooling, Evaporative Cooling, Indirect Evaporative Cooling, HVAC Systems

### SEMBOLLER ve KISALTMALAR

$A_x$	Çiğ Noktası Koşulları	$h_3$	Dönel çarkın çıkışındaki taze hava entalpisi (kJ/kg)
I	İç Ortam Koşulları	$h_9$	Dönel çarkın çıkışındaki iç ortam hava entalpisi (kJ/kg)
B	Üfleme Hava Koşulları	$h_7$	Eşanjöre girmeden önceki iç ortam hava entalpisi (kJ/kg)
D	Dış Ortam Koşulları	$h_5$	Egzoz hava entalpisi (kJ/kg)
İH	İç ortam havası (°C)	$h_9$	Eşanjöre girmeden önceki taze hava entalpisi (kJ/kg)
$h_2$	Dönel çarkın girişindeki iç ortam hava entalpisi (kJ/kg)	$h_6$	Odaya üflenmiş hava entalpisi (kJ/kg)
$h_8$	Dönel çarkın girişindeki taze hava entalpisi (kJ/kg)	K	Karışım noktası

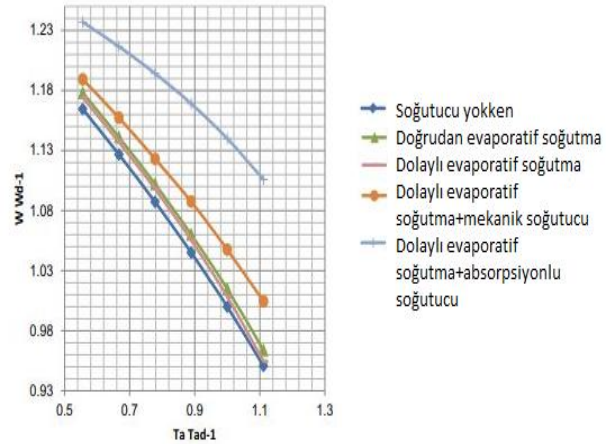
$\dot{m}_2$	Dönel çarkın girişindeki iç ortam hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{m}_8$	Dönel çarkın girişindeki taze hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{m}_3$	Dönel çarkın çıkışındaki taze hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{m}_9$	Dönel çarkın çıkışındaki iç ortam hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{m}_7$	Eşanjöre girmeden önceki iç ortam hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{m}_5$	Egzoz hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{m}_9$	Eşanjöre girmeden önceki taze hava debisi (m <sup>3</sup> /h)
$\dot{m}_6$	Odaya üflenen havanın debisi (m <sup>3</sup> /h)
COP <sub>01</sub>	% 20 TH, % 80 İH durumunda elde edilen COP değeri
COP <sub>02</sub>	% 80 TH, % 20 İH durumunda elde edilen COP değeri
COP <sub>03</sub>	% 50 TH, % 50 İH durumunda elde edilen COP değeri
Q <sub>0,1</sub>	% 20 TH, % 80 İH durumunda odayı soğutmada elde edilen soğutma gücü (kW)
Q <sub>0,2</sub>	% 80 TH, % 20 İH durumunda odayı soğutmada elde edilen soğutma gücü (kW)
Q <sub>0,3</sub>	% 50 TH, % 50 İH durumunda odayı soğutmada elde edilen soğutma gücü (kW)
TH	Taze hava
W <sub>COP,1</sub>	COP <sub>01</sub> 'deki yüzde hata oranı (%)
W <sub>COP,2</sub>	COP <sub>02</sub> 'deki yüzde hata oranı (%)
W <sub>COP,3</sub>	COP <sub>03</sub> 'deki yüzde hata oranı (%)

## GİRİŞ

Enerji verimliliği ve verimli sistemlerin kullanımı enerji maliyetlerinin artması nedeniyle günümüzde önem kazanmıştır. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri, yaygın olarak kullanılan, diğer alternatif sistemlere göre enerji tüketimi daha fazla olan sistemlerdir. Enerji tüketimini azaltmak için birçok soğutma sistemi denenmekte ve uygulanmaktadır (Florides *vd.*, 2002). Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri elektrik enerjisini kullanarak kompresörde soğutucu akışkan buharını sıkıştırmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde elektrik tüketimi iş akışkanının pompalanmasında kullanılmaktadır. Evaporatif soğutma sistemlerinde ise elektrik tüketimi hava hareketini sağlayan fan sisteminde ve sirkülasyon pompasında olmaktadır. Aynı soğutma kapasitesi için ele alınan bu üç alternatif soğutma sürecinde birim soğutma için en fazla enerji tüketimi buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminde olmaktadır.

Elektrik enerji tüketiminin fazla olması, elektrik üretiminde kullanılan yakıt debisini etkileyecek olup, yakıt debisinin artması CO<sub>2</sub> salınımını artıracaktır. Dolayısıyla, buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri yerine kullanım yeri ve kapasitesine bağlı olarak çeşitli alternatif süreçler denenerek elektrik enerjisinin daha verimli kullanımı ve CO<sub>2</sub> salınımının azaltılması

sağlanabilir. Evaporatif soğutma, diğer soğutma tekniklerine göre çok daha ucuz ilk yatırım maliyeti gerektirir ve daha az enerji tüketir. Buna karşın, evaporatif soğutma daha çok kurak ve nemsiz iklimlerde daha verimlidir. Temel olarak bulundukları yapısal farklılıklar nedeniyle evaporatif soğutma cihazlarının, kompresörlü iklimlendirme cihazlarına göre avantajları ve dezavantajları vardır.



Şekil 1. Ortam Sıcaklığına Göre Pompanın Gücü (Najjar ve Abubaker, 2015)

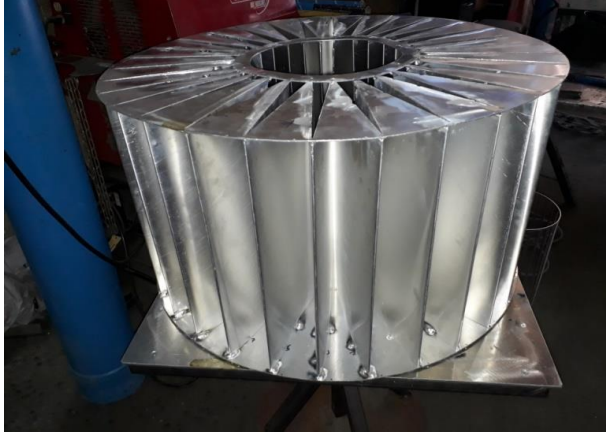
Evaporatif soğutma sistemleri; doğrudan evaporatif soğutma sistemleri, doğrudan/dolaylı evaporatif soğutma sistemleri ve dolaylı evaporatif soğutma sistemleri olmak üzere 3 çeşittir.

Evaporatif soğutma teorisinin en basit örneği doğrudan evaporatif soğutma sistemleridir. Sisteme giren hava, mahale gönderilecek olan üfleme havasını da temsil eder ve hava içerisinde suyun doğrudan buharlaştırılması vasıtasıyla soğutulur. Psikometrik diyagramda giren taze havanın yaş termometre sıcaklığı sabit bir değerde kalırken, hava ve su arasındaki eş zamanlı gizli ve duyu ısı transferi gerçekleşir. Bu sebepten, kuru termometre sıcaklığında bir düşüş meydana gelirken havadaki nem oranında artış görülmektedir (İdiz *vd.*, 2017).

Kümes ve sera gibi kapalı tarımsal üretim yapıları için doğrudan evaporatif soğutma sistemleri önerilmektedir. Poroz yapılı pedler bu sistemde yer almaktadır ve yapının çatı veya duvarları üzerine yerleştirilir. Günümüzde ped yapımında kullanılan en uygun malzemelerden birisi Aspen ağacı talaşı veya yongasıdır, bunun nedeni ped malzemelerinin suyun yüzey üzerinde dağılımını kolaylaştıracak özellikte olması istendiğindedir (Bedir, 2016). Üst taraflarındaki delikli borularla damlatılan su ile pedler sürekli ıslak tutulur. Belirli açılarla konumlandırılmış memelerden su püskürtülerek de bazen pedler ıslatılabilir.

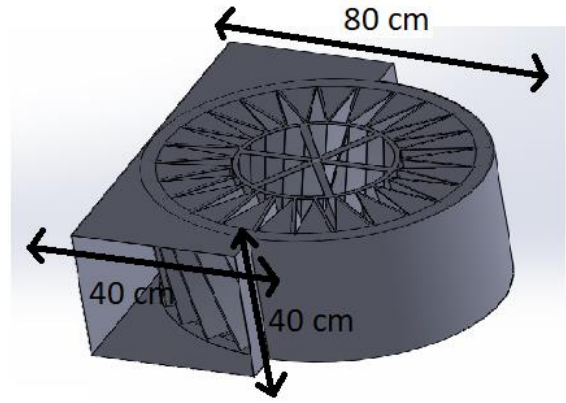
Hijyen açısından evaporatif pedlerin verimli bir şekilde soğutma yapabilmeleri için sürekli nemli olmaları gerektiğinden dolayı belli periyotlarla değiştirilmesi gereklidir. Doğrudan evaporatif soğutmanın yapıldığı

kısımda tasarımı yapılan ve deneyleri gerçekleştirilecek olan sistemde evaporatif pedler kullanılmayacaktır. Suyun pulverize şekilde basınçlı bir şekilde püskürtülerek küçük damlacıklar haline ayrılması evaporatif pedler yerine orta basınçlı sisleme nozulları kullanılarak sağlanır ve bu sayede evaporatif pedlerin kullanılmasına gerek kalmaz. Diğer evaporatif soğutma sistemlerine göre bu sayede deneyleri gerçekleştirilecek olan sistem hem daha verimli hem de daha hijyenik olacaktır.



Şekil 2. Dönel çark

Bu yöntemi esas alan bu çalışmada tasarlanan sistem; Şekil 2’de görüldüğü şekliyle dolaylı evaporatif soğutma yapan bir çark ve çarka kanallar yardımıyla monte edilmiş bir eşanjörden oluşmaktadır. Sistemde fan yardımıyla dış ortamdan alınan hava bir miktar iç hava ile karıştırıldıktan sonra özgün bir tasarım olan dönel çarkın dış kanatlarına çarpar. İç ortamdan gelen hava ise çarkın içine girmeden önce sisleme nozulları ile nemlendirilerek ısı transferiyle çarkın dış kanatları üzerinde akan dış havanın soğumasını sağlar. Dış ortamdan alınan ve bir miktar iç hava ile karıştırılan taze hava dönen çarkta bir miktar soğuduktan sonra mahalin konforu için yeterli sıcaklık ve nem şartlarını sağlaması için bir hava-hava ısı eşanjöründe ikinci kez nemlendirilen ve sıcaklığı düşürülen iç hava yardımıyla bir kez daha soğutulur ve iç ortama verilir. Bu sayede hem çarktan hem de eşanjörden elde edilen dolaylı evaporatif soğutma yardımıyla iç ortamın konfor koşullarında tutulması sağlanarak mahalin soğutma ve gerekli taze hava gereksinimi sağlanacaktır.



Şekil 3. Dönel Çarkın Kanal İçindeki Gösterimi

Şekil 3’te dönel çarkın kanal içindeki gösterimi ve dönel çarkın ebatları yer almaktadır. Dönel çarkın imalatında 1 mm kalınlığında 1 500 x 3 000 ‘lık alüminyum levhalar alınarak büküm makinasında akordeon şeklinde bükülerek çark şeklinde çember elde edilmiş ve plakaların punto kaynak yardımıyla kaynatılması yöntemiyle imal edilmiştir.

Dönel çarklı dolaylı evaporatif soğutma sistemi sayesinde bilinen evaporatif soğutma sistemlerindeki pedlere gerek kalmaz. Bu sayede evaporatif pedlerin değiştirme maliyetinden ve pedlerin sebep olduğu bakterilerin neden olduğu hastalıklardan kurtulunmuş olur. Sistem bu yönüyle hali hazırda var olan sistemlere göre daha sağlıklı ve çevrecidir.

## LİTERATÜR TARAMASI

Antonellis vd. çalışmalarında dolaylı çapraz akışlı evaporatif soğutma sistemini test etmişlerdir. Sistem minimum su harcayacak şekilde tasarlanmış olup püskürtülen su debisi, ikincil hava debisinin % 0,4 ile % 4’ü olacak şekilde ayarlanmıştır. Çalışmalarında farklı çalışma koşullarını kapsayan toplamda 112 deney yapmışlar. Püskürtülen su debisi, nemlendirme nozullarının yeri, ikincil hava sıcaklığı, su püskürtme miktarı, nemlilik ve akış oranının etkilerini detaylı bir şekilde incelemiştir. Sonuç olarak, verimin nozul sayısından ve genişliğinden az ancak püskürtülen suyun debisinden önemli ölçüde etkilendiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca nozulların havaya karşı karşılıklı bir şekilde yerleştirildiklerinde paralel şekilde yerleştirmeye göre verimi arttırdığı gözlemlenmiş olup, ıslak termometre veriminin % 50 ile % 85 arasında arttığı gözlemlenmiştir (Antonellis vd., 2016).

Porumb vd. çalışmalarında dolaylı evaporatif soğutma sisteminin teori, çalışma prensipleri, akış ve imalatını anlatmışlardır. Farklı akış şemaları dış ve iç havanın hem birincil hem de ikincil hava olarak kullanılmasına olanak sağlamaktadır (Porumb vd., 2016).

Liberati vd. çalışmalarında dolaylı evaporatif soğutma sisteminin verimini değerlendirmişlerdir. Isı değiştiricisine püskürtülen suyun çok düşük akış

oranlarında bile sistemin soğutma kapasitesini önemli ölçüde arttırdığını gözlemlemişlerdir (Liberati vd., 2017).

Hasan, çalışmasında buharlı sıkıştırma olmadan, dolaylı evaporatif soğutma ile havanın ıslak termometre sıcaklığının altında olmasını sağlayan bir yöntem geliştirmiştir. Asıl amaç, dolaylı olarak ön soğutmadan geçen havanın son olarak soğutulup dağıtılmadan önce soğutucuya yönlendirilmesidir. Isı ve kütle transferi için bir model geliştirmiştir. Çalışmasında 4 soğutucu tipini incelemiştir. Bunlar; üç tane iki aşama soğutucu (ters akış, paralel akış ve kombine paralel-rejeneratif akış) ve tek aşama ters akış rejeneratif soğutucudur. Dolaylı evaporatif soğutma için önerilen yöntem, soğuyan havayı ortam yaş termometre sıcaklığından daha düşük sıcaklıklara düşürebilmektir. Böyle bir sistem için son sıcaklık ortam havasının çığ nokta sıcaklığıdır. Sistemin verimi, iki aşamalı ters akış için 1,26, paralel akış için 1,09 ve kombine paralel rejeneratif soğutucu için 1,31'dir. Tek aşama ters akış rejeneratif soğutucu için ise verim 1,16 bulunmuştur (Hasan, 2010).

Bishoyi ve Sudhakar (2017) çalışmalarında, gerçek iklim verilerinde iki ayrı soğutma pediyile elde edilen deneysel sonuçları göstermektedir. Analiz için aynı dikdörtgen kesit alanındaki bal peteği ve aspen soğutma pedleri incelendi. Sonuçlar; aynı yüzey alanı için harcanan güç, enerji verimliliği analitik ve deneysel olarak ölçüldüğünde enerji verimlilik oranı ve soğutma kapasitesinin balpeteği soğutma pedinin; aspen soğutma pedinden daha iyi sonuç verdiğini göstermiştir. Balpeteği soğutma pedli evaporatif soğutucunun sıcak ve kuru, kompozit iklim bölgesi için daha uygun olduğu gözlenmiştir.

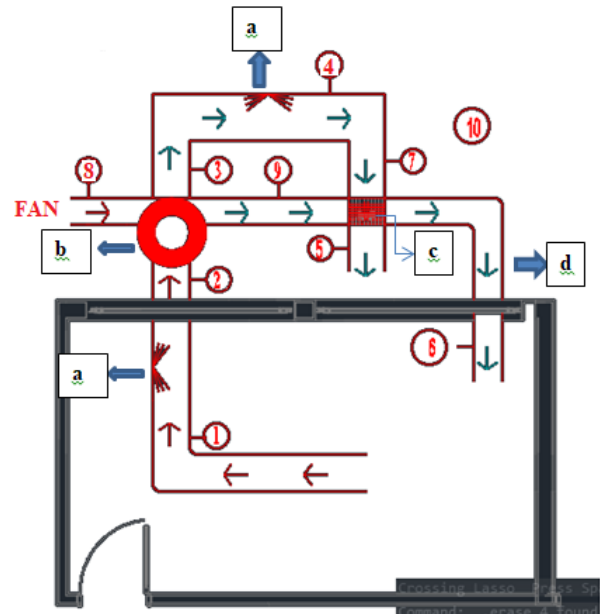
Al Malaki (2017) çalışmasında, küçük ve büyük cezaevi tesislerini, split klima, merkezi soğutma ve doğrudan/dolaylı evaporatif soğutma sistemlerini güvenilirlik ve verimlilik yönünden deneysel açıdan incelemiştir. Bu çalışmanın sonunda iki kademeli soğutucu sistemin gerekli enerji tüketimini yılda toplamda yaklaşık %40 oranında azaltmaya katkıda bulunduğunu gözlemlemiş olup, aylık enerji tüketim maliyetinin ise her hapisane için düşük sıcaklıklardaki mevsimlerde yaklaşık 25 ABD doları ve yüksek sıcaklıktaki mevsimlerde ise yaklaşık 43 ABD doları olarak daha düşük olduğunu gözlemlemiş olup, taze hava sağlama bakımından diğer sistemlere göre 3 kat daha fazla hava sağladığından ötürü hapisane salonlarında doğru havalandırma sağlamak için büyük bir avantaj sağlamaktadır.

Özdemir vd. (2016) çalışmalarında, iklimlendirme amaçlı bir evaporatif soğutucu ile soğuk sulu bir soğutma serpantininden oluşan hibrid bir soğutma sistemi tasarlamış ve incelenmişlerdir. Tasarlanan soğutma sistemini, termodinamiğin I. ve II. yasalarına göre analiz edip verim değerlerini ortaya koymuşlardır. Çalışmalarında, maksimum verime ulaşmak için ön

soğutmanın serpantinle mi yoksa evaporatif soğutucu ile mi yapılması gerektiğini ve sistemin hangi iklim bölgelerinde kullanılabileceğini irdelemişlerdir. Sistemde sulu serpantin yerine, doğrudan genleşmeli soğutma sisteminin evaporatörü de kullanılabilir. Bu hibrid soğutma sisteminin su soğutma grubu (chiller) kapasitesindeki azalmaya etkisi de analiz edilmiştir. Bu konuda yapılan araştırmalar ve uygulamalar ile ülkemizde de enerji verimliliği açısından uygulanabilirliğini araştırmışlardır.

## DENEYSEL ÇALIŞMA

Deney düzeneği gerçeği en iyi şekilde temsil etmek üzere Şekil 4'deki gibidir. Şekil 4'te kurulmuş olan deney düzeneği görülmekte olup, a ile numaralandırılan nemlendirici, b ile numaralandırılan dönel çark, c ile numaralandırılan eşanjör, d ile numaralandırılan ise kanaldır. 1 numarada iç ortam havası emildikten sonra, hava orta basınçlı sisleme nozulları ile nemlendirilerek, 2 numarada bağıl nemi yüksek ve sıcaklığı azalmış iç ortam havası elde edilir. 8 numara ile dönel çarkın dışını dolaşan taze ve sıcak hava, 2 numara ile dönel çarkın içine giren bağıl nemi yüksek ve sıcaklığı azalmış olan iç ortam havası ile ısı alışverişi yapar ve 9 numara ile serinlemiş olarak çıkar. 2 numaradaki iç ortam havasının ise sıcaklığı artarak 3 numara ile dönel çarkın dışına sıcaklığı artmış olarak çıkar. 3 numarada sıcaklığı artmış olan hava orta basınçlı sisleme nozulları ile tekrar nemlendirilerek 4 numarada serinlemiş ve bağıl nemi arttıktan sonra 7 numara ile eşanjöre girer. 9 numara ile eşanjöre giren taze hava ile 7 numara ile eşanjöre giren iç ortam havası ısı alışverişi yaparak serinlemiş olan taze hava 6 numara ile odaya üflenir.



Şekil 4. Deney odasının üzerinde dönel çark ve eşanjörün yerleşiminin gösterimi

Tablo 1'de ölçüm noktalarında ölçümü yapılan fiziki değerler işaretlenmiştir.

**Tablo 1.** Ölçüm noktalarında ölçümü yapılan fiziki değerler

Veri Noktaları	Sıcaklık (°C)	Bağıl Nem (%)	Hız (m/s)	Basınç (Pa)
1	X	X	X	
2	X	X	X	
3	X	X	X	
4	X	X	X	
5	X	X	X	
6	X	X	X	X
7	X	X	X	
8	X	X	X	X
9	X	X	X	X
10	X	X		

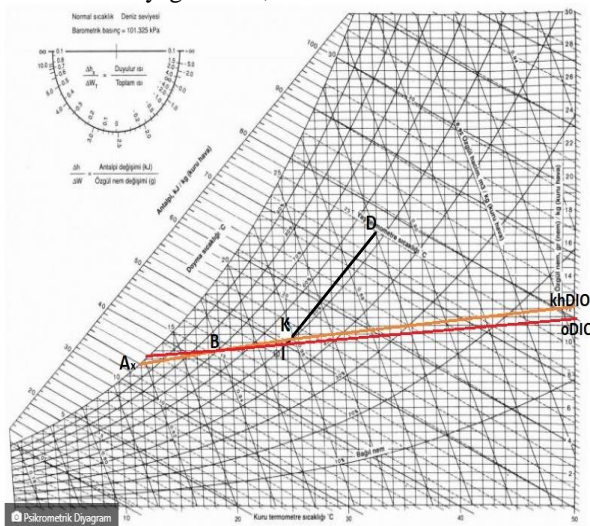
### Sistem bazında deney sonuçları

Bu bölümde sistem bazında deney sonuçları verilmiş olup sırasıyla; % 20 taze hava % 80 iç ortam havası, % 50 taze hava % 50 iç ortam havası ve % 20 iç ortam havası ve % 80 taze hava karıştırılması durumu için elde edilen dış ortam sıcaklığı teorik olarak hesaplanmış olup deneylerde girdi olarak kullanılmıştır. Deneylerde zaman ve mekan sorunu olduğundan dolayı taze hava ve iç ortam havası mekanik olarak karıştırılmamıştır.

%20 taze hava %80 iç ortam havası karışması durumunda elde edilen deney sonuçlarına göre; deney odasının üzerinde dönel çark ve eşanjörün yerleşimi Şekil 1'de görülmekte olup, Tablo 2'de görülen 1 noktasındaki sıcaklığın % 80'i ve 10 noktasındaki sıcaklığın % 20'si hesaba katılarak 8 noktasındaki hava sıcaklığı ve bağıl nem aritmetik olarak hesaplanmıştır.

Eşitlik 1 ve eşitlik 2'den  $T_8 = 26,2 \text{ } ^\circ\text{C}$  ve  $\phi_8 = \% 47$  olarak hesaplanmıştır. Bu durum için deneysel çalışma sonunda elde edilen veriler Tablo 2'de verilmiştir.

Birincil nemlendiricide buharlaşan su miktarı Psikometrik diyagramdan;

**Şekil 5.** %20 TH, %80 İH olması durumunda psikometrik diyagram

Şekil 5'te  $A_x$  çığ noktası k oşullarını, I iç ortam, K karışım noktasını, D dış ortamı, B üfleme havası koşullarını göstermektedir.  $A_x$  11 °C KT, % 100 bağıl nem, K ise 25,5 °C KT, % 50 bağıl neme denk gelmektedir.

$$T_1 = 24,5 \text{ } ^\circ\text{C}, w_1 = 7 \text{ gr nem/kg kuru hava}, \phi_1 = \% 37$$

$$T_2 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}, w_2 = 12,5 \text{ gr nem/kg kuru hava}, \phi_2 = \% 82$$

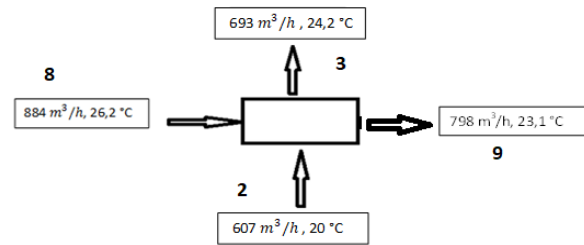
Eşitlik 3'ten buharlaşan su miktarı  $\dot{m}_{w,1} = 65 \text{ g/dak}$  olarak hesaplanmıştır.

Şekil 6'da görüldüğü üzere dönel çarkın girişinde üflenen karışım havasının bir kısmı, iç ortamdaki emilen havaya karışmaktadır. İkinci kez yapılan deneylerde dönel çarktaki sızdırmazlığı sağlamak için dönel çarkın üst kapağına kapı altı fırçası kesilerek monte edilmiş olup, dönel çarktaki debi kaçağı azaltılmaya çalışılmıştır ancak tamamen engellenememiştir.

**Tablo 2.** %20 taze hava, %80 iç ortam havası karışması durumunda elde edilen veriler

Veri Noktaları	Sıcaklık (°C)	Bağıl Nem (%)	Hız (m/s)	Basınç (Pa)
1	24,5	37	2,4	
2	20	82	2,4	
3	24,2	60	1,6	
4	18,8	89	1,2	
5	21,6	74	2,76	
6	21,4	42	3,15	43,5
7	18,7	89	1,2	
8	26,2	47	1,64	20
9	23,1	57,7	1,39	30,9
10	33	50		

Dönel çarkta kütle ve enerji dengesi

**Şekil 6.** Dönel çarkın giriş ve çıkışındaki debi ve sıcaklıkların gösterimi

Dönel çarktaki kütle korunumu eşitlik (4) ile verilmiştir.  $1491 \text{ m}^3/\text{h} = 1491 \text{ m}^3/\text{h}$

Dönel çarktaki enerji korunumu eşitlik (5) ile verilmiştir.

$$24,63 \text{ kW} \cong 25,63 \text{ kW}$$

Enerji korunumu yaklaşık olarak sağlanmakta olup sistemde yalıtımdan kaynaklı enerji kaçaklarının olduğu varsayılmaktadır.

Dönel çarkın etkenliği eşitlik (6) ile verilmiştir.

$$E_{\text{çark}} = \% 49$$

İkincil nemlendiricide buharlaşan su miktarı

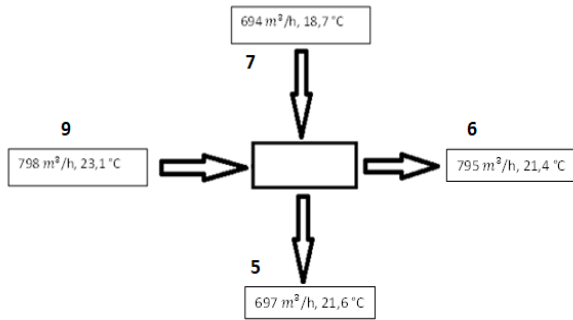
Psikometrik diyagramdan;

$$T_3 = 24,2 \text{ } ^\circ\text{C}, w_3 = 11 \text{ gr nem/kg kuru hava}, \phi_3 = \% 60$$

$$T_4 = 18,8 \text{ } ^\circ\text{C}, w_4 = 12,5 \text{ gr nem/kg kuru hava}, \phi_4 = \% 89$$

Eşitlik (7)'den;

Buharlaşan su miktarı  $\dot{m}_{w,2} = 20,25 \text{ g/dak}$   
Eşanjördeki kütle korunumu ve enerji dengesi



Şekil 7. Eşanjörün giriş ve çıkışındaki debi ve sıcaklıkların gösterimi

Eşanjörde kütle korunumu eşitlik (8) ile sağlanırsa;

$$1492 \text{ m}^3/\text{h} = 1492 \text{ m}^3/\text{h}$$

Eşanjördeki enerji korunumu eşitlik (9) ile sağlanırsa;

$$23,83 \text{ kW} \approx 22,21 \text{ kW}$$

Eşanjör etkenliği eşitlik (10) ile verilmiştir.

$$E_{\text{şanjör}} = E = \% 66$$

Tablo 3. %80 taze hava, %20 iç ortam havasının karışması durumunda elde edilen veriler

Veri Noktaları	Sıcaklık (°C)	Bağıl Nem (%)	Hız (m/s)	Basınç (Pa)
1	28,4	49	2,99	
2	23,3	82	2,99	
3	27,1	71	1,88	
4	23,6	89	1,41	
5	25,7	64	3,24	
6	25,8	51	2,44	39,4
7	23,6	89	1,41	
8	33	35	1,26	19
9	29	45	1,07	28,6
10	34	50		

$$\dot{Q}_{o,1} = 1,59 \text{ kW}$$

$$COP_{o,1} = 2,72$$

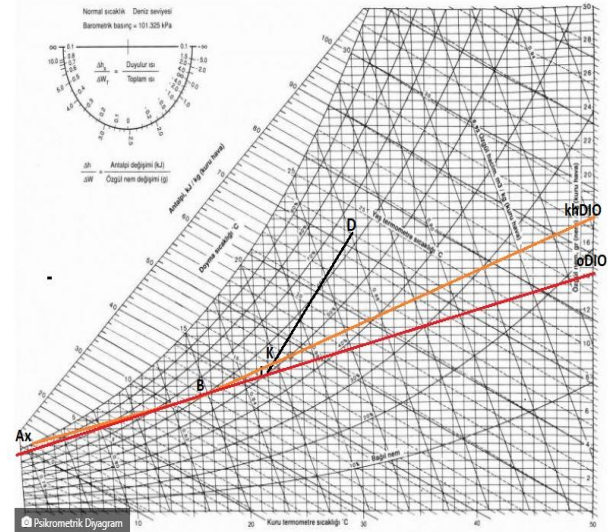
Odayı soğutmada elde edilen toplam soğutma gücü ve sistemin COP hesabı sırasıyla eşitlik (11) ve eşitlik (12) ile verilmiştir.

% 80 taze hava % 20 iç ortam havasının karışması durumunda elde edilen deney sonuçlarına göre; deney odasının üzerinde dönel çark ve eşanjörün yerleşimi Şekil 7'de görülmekte olup, Tablo 3'de görülen 1 noktasındaki sıcaklığın % 80'i ve 10 noktasındaki sıcaklığın % 20'si hesaba katılarak 8 noktasındaki hava sıcaklığı ve bağıl nem aritmetik olarak hesaplanmıştır.

Eşitlik (12) ve eşitlik (13)'ten sırasıyla  $T_8 = 32,8 \text{ } ^\circ\text{C}$  ve  $\phi_8 = \% 38$  olarak hesaplanmıştır.

Basınç kaybının düşük çıkmasının nedeni; dönel çarkı döndürmek için motor kullanılmasından kaynaklanmaktadır. Bu sayede dönel çarkın giriş ve çıkış noktalarında elde edilen basınç kaybı büyük oranda azaltılmıştır. Farklı hava karışımları için harcanan motor gücü miktarları COP hesaplarında görülmektedir.

Birincil nemlendiricide buharlaşan su miktarı  
Psikometrik diyagramdan;



Şekil 8. %80 TH, %20 İH olması durumunda psikometrik diyagram

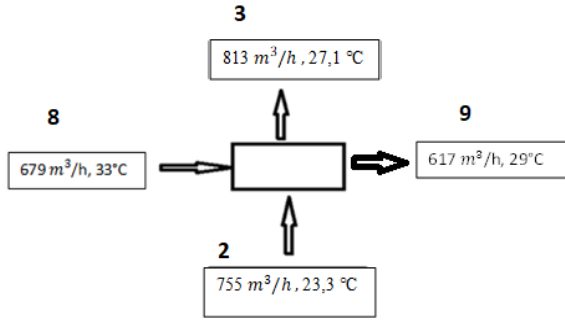
Şekil 8'de  $A_x$  çiğ noktası koşullarını, I iç ortam, K karışım noktası, D dış ortamı, B üfleme havası koşullarını göstermektedir.  $A_x$  1 °C KT, % 100 bağıl nem, K ise 23 °C KT, % 50 bağıl neme denk gelmektedir.

$$T_1 = 28,4 \text{ } ^\circ\text{C}, w_1 = 11,5 \text{ gr nem/kg kuru hava}, \phi_1 = \% 49$$

$$T_2 = 23,3 \text{ } ^\circ\text{C}, w_2 = 15 \text{ gr nem/kg kuru hava}, \phi_2 = \% 82$$

Eşitlik (3)'ten,  $\dot{m}_{w,1} = 52,5 \text{ g/dak}$  olarak hesaplanmıştır.

Dönel çarktaki kütle ve enerjinin korunumu



Şekil 9. Dönel çarkın giriş ve çıkışındaki debi ve sıcaklıkların gösterimi

Şekil 9'da görüldüğü üzere dönel çarkın girişinde üflenen karışım havasının bir kısmı, iç ortamdan emilen havaya karışmaktadır. Ancak, debi Şekil 5' dekinde göre daha az olduğu için debi kaçığında daha azdır.

Dönel çarkta kütle korunumu için eşitlik (4) uygulanırsa;

$$1\,434\,m^3/h \cong 1\,430\,m^3/h$$

Dönel çarkta enerji korunumu için eşitlik (5) uygulanırsa;

$$29,77\,kW \cong 30,18\,kW$$

Dönel çarkın etkenliği için eşitlik (6) uygulanırsa;

$$E_{\text{çark}} = \% 41$$

İkincil nemlendiricide buharlaşan su miktarı

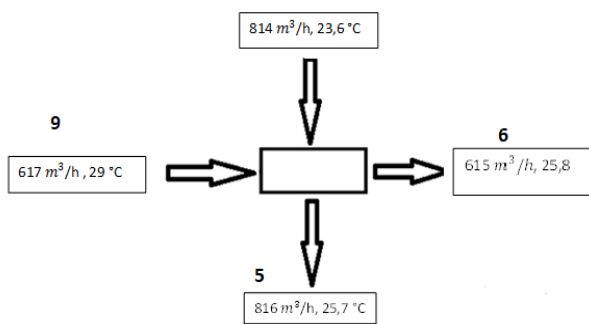
Psikometrik diyagramdan;

$$KT_3 = 27,1\,^{\circ}C, w_3 = 15\,gr\,nem/kg\,kuru\,hava,$$

$$\phi_3 = \%71, KT_3 = 23,6\,^{\circ}C, w_4 = 16\,gr\,nem/kg\,kuru\,hava$$

$\phi_4 = \%89$ , Eşitlik (7)'den;  $\dot{m}_{w,2} = 18,06\,g/dak$  olarak hesaplanmıştır.

Eşanjördeki kütle, enerjinin korunumu ve verimlilik



Şekil 10. Eşanjörün giriş ve çıkışındaki debi ve sıcaklıkların gösterimi

Eşitlik (8) uygulanırsa;

$$1\,431\,m^3/h \cong 1\,431\,m^3/h$$

Eşanjördeki enerji korunumu eşitlik (9) ile sağlanırsa;

$$28,51\,kW \cong 26,73\,kW$$

Eşanjör etkenliği eşitlik (10) 'dan:

Eşanjörün Etkenliği =  $E = \% 45$  olarak hesaplanmıştır.

Odayı soğutmada elde edilen toplam soğutma gücü ve COP sırasıyla eşitlik 11 ve eşitlik 12'den:

$$\dot{Q}_{o,2} = 1,1\,kW$$

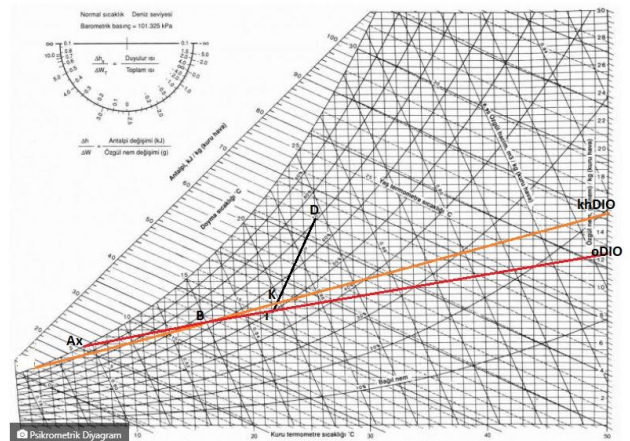
$$COP_{0,2} = \frac{\text{Toplam Soğutma Gücü}}{\text{Toplam Harcanan Güç}} = \frac{1,1\,kW}{0,558\,kW} = 1,99$$

% 50 taze hava % 50 iç ortam havası olması durumunda elde edilen deney sonuçlarına göre; deney odasının üzerinde dönel çark ve eşanjörün yerleşimi Şekil 5'te görülmekte olup, Tablo 4'te görülen 1 noktasındaki sıcaklığın % 80'i ve 10 noktasındaki sıcaklığın % 20'si hesaba katılarak 8 noktasındaki hava sıcaklığı ve bağıl nem aritmetik olarak hesaplanmıştır. Eşitlik (15) ve eşitlik (16)'dan:  $T_8 = 29,5\,^{\circ}C$ ,  $\phi_8 = \% 43$  olarak hesaplanmıştır.

Birincil nemlendiricide buharlaşan su miktarı Psikometrik diyagramdan;

Tablo 4. Ölçüm noktalarında elde edilen deneysel verilerin gösterimi

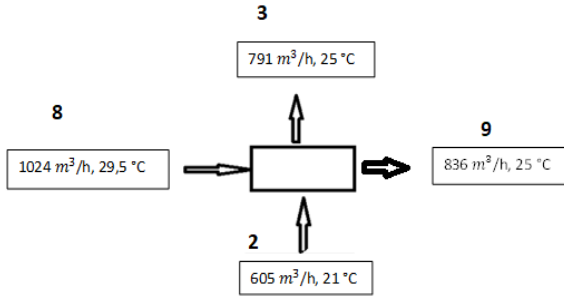
Veri Noktaları	Sıcaklık (°C)	Bağıl Nem (%)	Hız (m/s)	Basınç (Pa)
1	25,8	49	2,39	
2	21	83	2,4	
3	25	60	1,83	
4	21,3	84	1,375	
5	23,2	72	3,15	
6	24,1	56,7	3,31	83,6
7	21,3	84	1,375	
8	29,5	45	1,89	45
9	25	52,8	1,45	64,7
10	33	50		



Şekil 11. % 50 TH, % 50 İH olması durumunda psikometrik diyagram

Şekil 11'de  $A_x$  çiğ noktası koşullarını, I iç ortam, K karışım noktası, D dış ortamı, B üfleme havası koşullarını göstermektedir.  $A_x$  7 °C KT, % 100 bağıl nem, K ise 23 °C KT, % 50 bağıl neme denmektedir.  $T_1=25,8\,^{\circ}C$ ,  $w_1=9,5\,gr\,nem/kg\,kuru\,hava$ ,

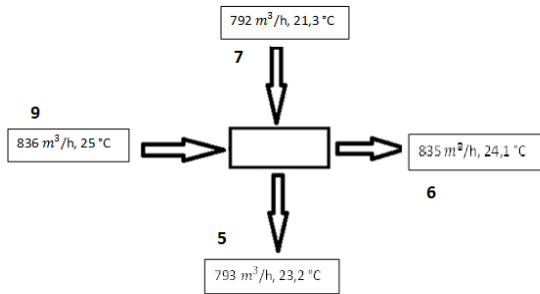
$\phi_1 = \% 49$ ,  $T_2 = 21 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $w_2 = 13 \text{ gr nem/kg kuru hava}$ ,  $\phi_2 = \% 83$ , Eşitlik (3)'ten  $\dot{m}_{w,1} = 42,6 \text{ g/dak}$  olarak hesaplanmıştır.



**Şekil 12.** Dönel çarkın giriş ve çıkışındaki debi ve sıcaklıkların gösterimi

Şekil 12’de görüldüğü üzere dönel çarkın girişinde üflenen karışım havasının bir kısmı, iç ortamdan emilen havaya karışmaktadır. Ancak, sızan debi Şekil 10’dakine göre daha fazla olduğu için debi kaçağı da daha fazladır.

Dönel çarkta kütle korunumu için eşitlik 4 uygulandığında  $1\ 629 \text{ m}^3/\text{h} \cong 1\ 627 \text{ m}^3/\text{h}$  olduğu görülmekte olup; dönel çarkta enerji korunumu için eşitlik 5 uygulandığında  $32,04 \text{ kW} \cong 33,38 \text{ kW}$ . Dönel çarkın etkenliği için eşitlik 6 uygulandığında  $E_{\text{çark}} = \% 36$  olarak ikincil nemlendiricide buharlaşan su miktarı ise Psikometrik diyagramdan;  $T_3 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $w_3 = 12 \text{ gr nem/kg kuru hava}$ ,  $\phi_3 = \% 60$ ,  $T_4 = 21,3 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $w_4 = 13,5 \text{ gr nem/kg kuru hava}$ ,  $\phi_4 = \% 84$ . Eşitlik 7’den  $\dot{m}_{w,2} = 23,58 \text{ g/dak}$  olarak hesaplanmıştır.



**Şekil 13.** Eşanjörün giriş ve çıkışındaki debi ve sıcaklıkların gösterimi

Eşitlik 8 uygulandığında  $1\ 628 \text{ m}^3/\text{h} \cong 1\ 628 \text{ m}^3/\text{h}$  olduğu görülmektedir. Eşanjördeki enerji korunumu eşitlik 9 ile sağlandığında  $30,56 \text{ kW} \cong 28,4 \text{ kW}$ . Eşanjör etkenliği eşitlik 10 ile verilmiştir.  $E = \% 51$ . Odayı soğutmada elde edilen toplam soğutma gücü

arasıyla eşitlik 11 ve eşitlik 12 ile verilmiştir.  $\dot{Q}_{o,3} = 1,58 \text{ kW}$ ,  $\text{COP}_{o,3} = 2,2$

### Farklı Karışım Oranlarına Göre Dönel Çarkın Etkenlik ve COP Değeri

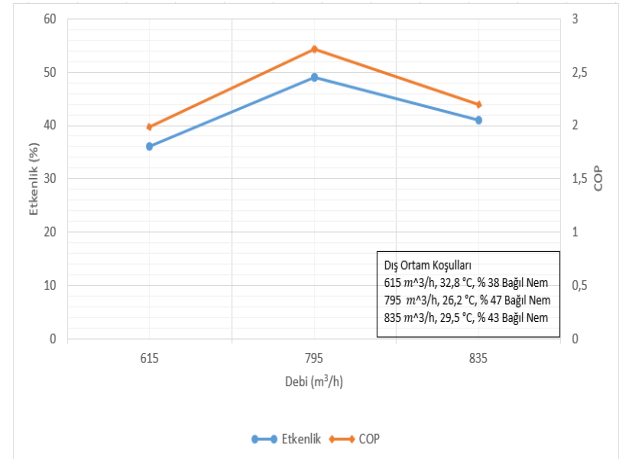
Tablo 5’te çeşitli karışım havaları için % 20 TH, % 80 İH, % 80 TH, % 20 İH ve % 50 TH, % 50 İH olması

durumları için dönel çarkın ve eşanjörün etkenliği verilmiştir. Dönel çarkın etkenliğinin e n fazla karışımın % 20 TH, % 80 İH olması durumunda elde edildiği gözlemlenmiş olup, eşanjör ise en etkin % 20 TH, % 80 İH olması durumunda elde çalışmaktadır.

**Tablo 5.** Dönel çarkın etkenliği ve eşanjörün verimliliği

% Karışım	Çarkın Etkenliği	Eşanjörün Etkenliği
% 20 Taze Hava, % 80 İç Ortam Havası	% 49	% 66
% 80 Taze Hava, % 20 İç Ortam Havası	% 36	% 45
% 50 Taze Hava, % 50 İç Ortam Havası	% 41	% 51

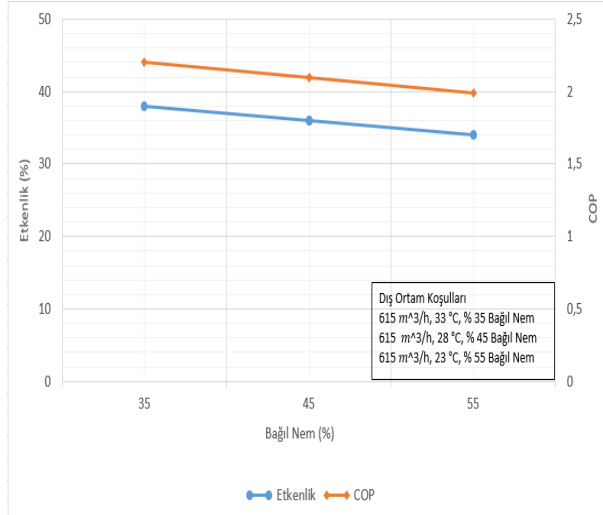
Üfleme debisinin değişimine göre dönel çarkın etkenlik ve COP değerleri



**Şekil 14.** Karışım yüzdesine göre dönel çark etkenlik ve COP değerleri

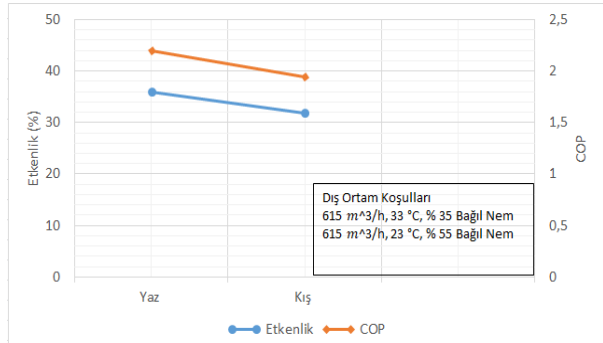
Şekil 14’te üflenen debi miktarı, sıcaklık ve bağıl nem şartlarına göre dönel çarkın etkenliği ve sistemin COP değerleri görülmektedir. Sistemin COP’nin en yüksek % 20 TH, % 80 İH durumunda elde edildiği görülmüştür. Dönel çark etkenliğinin ise COP ile doğru orantılı olarak değiştiği gözlemlenmiş olup, COP değerinin en yüksek olduğu % 20 TH, % 80 İH durumunda dönel çark etkenliğinin de yüksek olduğu görülmüştür.





**Şekil 15.** Bağlı nem değişiminin dönel çarkın etkenlik ve COP değerlerine olan etkisi

Şekil 15'te sırasıyla % 35, % 45 ve % 55 bağıl nem koşullarında dönel çark etkenliği ve sistemin COP değerleri görülmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere bağıl nem oranı arttıkça sistemin COP değerinin azaldığı gözlemlenmiş olup, bu durum evaporatif soğutma sistemlerinin kuru iklim şartlarında daha performanslı bir şekilde çalışması ile açıklanabilir.



**Şekil 16.** Yaz ve kış şartlarına göre çarkın etkenlik ve COP değerleri

Şekil 16'da yaz ve kış şartlarına göre aynı debi değeri için dönel çarkın etkenlik ve sistemin COP değerleri görülmektedir. Dönel çark yazın, kışa göre etkenliğinin ve sistemin COP değerinin azaldığından dolayı, sistem yazın daha verimli çalışmaktadır (Arıca, 2019).

### Eşitlikler

$$T_{10} \times 0,2 + T_1 \times 0,8 = T_8 \quad (1)$$

$$\phi_{10} \times 0,2 + \phi_1 \times 0,8 = \phi_8 \quad (2)$$

$$m_{w,1} = m_1 \cdot (w_2 - w_1) \quad (3)$$

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_8 \cong \dot{m}_3 + \dot{m}_9 \quad (4)$$

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad (5)$$

$$E_{\text{çark}} = \dot{m}_9 \times (T_8 - T_9) / \dot{m}_{\text{min}} \times (T_8 - T_2) \quad (6)$$

$$\dot{m}_{w,2} = \dot{m}_3 \cdot (w_4 - w_3) \quad (7)$$

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_9 \cong \dot{m}_5 + \dot{m}_6 \quad (8)$$

$$\dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_9 \cdot h_9 \cong \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (9)$$

$$E = \dot{m}_7 \cdot (t_5 - t_7) \cdot m_{\text{min}} (t_9 - t_7) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_6 \cdot (h_1 - h_6) \quad (11)$$

$$COP_0 = \frac{\text{Toplam Soğutma Gücü}}{\text{Toplam Harcanan Güç}} \quad (12)$$

$$T_{10} \times 0,8 + T_1 \times 0,2 = T_8 \quad (13)$$

$$\phi_{10} \times 0,8 + \phi_1 \times 0,2 = \phi_8 \quad (14)$$

$$T_{10} \times 0,5 + T_1 \times 0,5 = T_8 \quad (15)$$

$$\phi_{10} \times 0,5 + \phi_1 \times 0,5 = \phi_8 \quad (16)$$

### Deneylerde Kullanılan Ölçüm Aletleri ve Hassasiyetleri

Deneyde kullanılan basınç, hız, sıcaklık ve bağıl nem ölçüm problemlerinin tip ve ölçüm aralıkları aşağıda yer aldığı şekildedir.

Testo 465: Çarkın dakikadaki devir sayısını ölçmek için kullanılmıştır. -1 ile 99999 dev/dak aralığını  $\pm 0,02$  doğrulukla ölçer. Testo 480 ile kanal içi sıcaklık, bağıl nem ve hız ölçülmüştür.

a) Testo 06369743 Probe

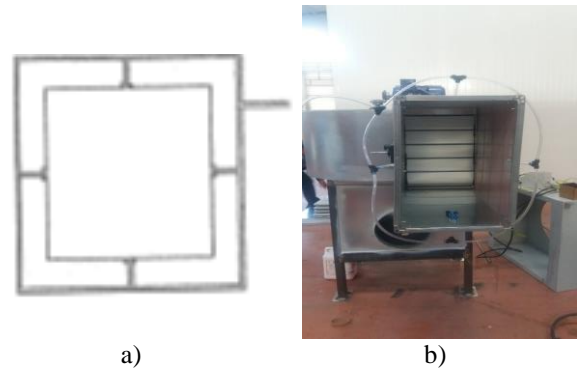
Bu prob yardımıyla sıcaklık; -20 ve 70 derece aralığını  $\pm 0,15$  doğrulukla, bağıl nem ise 0-100 bağıl nem aralığını  $\pm \%1$  doğrulukla ölçülmektedir.

b) Testo 06359542 Probe

- 10 ve 70 derece aralığında 0,6-50 m/s aralığında  $\pm 0,2$  m/s doğrulukla ölçer.

Kanal içindeki basınç ölçülürken Piezo Ring Yöntemi uygulanmış olup, Şekil 17'de görüldüğü gibi 4 tane manifold kullanılmış olup ortalama basınç manifoldunda bağlı olduğu tek manifolddan ölçülmüştür. Bu tip basınç ölçme sistemine Piezoring sistemi denilmektedir.

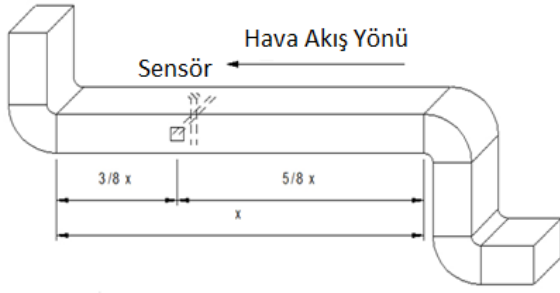
Dönel çark giriş çıkışı ile eşanjör giriş çıkışı ve sistemin toplam basınç farkı ölçülerek basınç farkı bulunmuştur. Piezo Ring Yöntemi ANSI/AHRI STANDARD 210/240-2008 gözetilerek uygulanmıştır.



**Şekil 17.** a) Piezometre metodunun kanal üzerinde uygulanışı b) Piezometre yüzüğü manifoldu

Kanal içi hız ölçüm noktaları hava kanalına mekanik olarak montajı sırasında hava kanalının en uzun düz noktası bulunmuş ve düz olan kanalın hava akış yönüne

göre 5/8 öncesinde ve 3/8 sonrasında boşluk kalacak şekilde monte edilmiştir.



Şekil 18. Kanal içi hız ölçüm metodunun kanal üzerinde uygulanma yöntemi

Kanal içindeki hız 3 ayrı noktadan ölçülmüş olup her ölçülen noktada 3 ayrı hız değeri elde edilmiş olup toplamda 9 değer elde edilmiş olup elde edilen hız değerlerinin ortalaması alınmıştır.

### DeneySEL Hata Analizi

Deneyler sırasında sistemde çeşitli noktalarda yapılan sıcaklık ölçümlerinden kaynaklanan hatalar (Kavak Akpınar, 2005)

- (a1) Dijital termometreden kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (b1) Bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (c1) Dönel çark girişinde sıcaklık ölçülmesinde yapılabilecek hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (d1) Dönel çark çıkışında sıcaklığın ölçülmesinde yapılabilecek hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (e1) Nemlendiriciye giriş sıcaklığının ölçülmesinden kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (f1) Nemlendiriciden çıkış sıcaklığının ölçülmesinden kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (h1) Eşanjöre giriş sıcaklığının ölçülmesinden kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (j1) Eşanjörden çıkış sıcaklığının ölçülmesinde kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (k1) Çevre ya da deney ortam sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek hata =  $\pm 0.1$  °C
  - (l1) Odadan emilen veya üflenen sıcaklığın ölçülmesinde yapılabilecek hata =  $\pm 0.1$  °C
- Hız ölçümünden kaynaklanan hatalar;  
Hava hızının belirlenmesinde ortaya çıkabilecek hatalar;  
(a4) Hız ölçerin hassasiyetinden kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  m/s  
(b4) Debi kaçaklarından kaynaklanan hata =  $\pm 0.1$  m/s şeklinde sıralanabilir.  
 $W_v = \pm 0,14$  m/s

Havanın bağıl neminin ölçümünden kaynaklanan hatalar; (a5), Termohigrometrenin hassasiyetinden kaynaklanan hata =  $\pm 0,1$  RH(b5), Havanın bağıl neminin okunmasından kaynaklanan hata =  $\pm 0,01$  RH'dir.

Tablo 6'da deneyde yapılan hataların türleri ve tablosu verilmiştir.

Tablo 6. Hata türleri ve tablosu

Hata oluşturan parametreler	Birim	Toplam hata
Sıcaklık ölçümündeki toplam hata		
WT <sub>1</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>2</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>3</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>4</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>5</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>6</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>7</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>8</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>9</sub>	°C	$\pm 0,2$
WT <sub>10</sub>	°C	$\pm 0,2$
Hız ölçümündeki toplam hata $W_v$	m/s	$\pm 0,14$
Havanın bağıl neminin ölçümündeki toplam hata $W_\phi$	RH	$\pm 0,1$
Debi ölçümünden kaynaklanan hata $W_m$	m <sup>3</sup> /s	$\pm 0,2$
Güç ölçümünden kaynaklanan hata $W_P$	kW	$\pm 0,2$

Karışım havasının %20 taze hava %80 iç ortam havasından oluşması durumunda elde edilen deneysel veriler sonucunda elde edilen COP'deki % hata:

$$COP_{01} = \frac{\dot{m}_6 \times (h_1 - h_6)}{P_{top1}}$$

$$W_{COP,1} = \left[ \left( \frac{\partial COP_{01}}{\partial h_1} \right) w_{h_1}^2 + \left( \frac{\partial COP_{01}}{\partial h_6} \right) w_{h_6}^2 + \left( \frac{\partial COP_{01}}{\partial \dot{m}_6} \right) w_{\dot{m}_6}^2 + \left( \frac{\partial COP_{01}}{\partial P_{top1}} \right) w_P^2 \right]^{1/2}$$

$$= \left[ \left( \frac{\dot{m}_6}{\partial P_{top1}} \right)^2 \times w_{h_1}^2 - \left( \frac{\dot{m}_6}{\partial P_{top1}} \right)^2 \times w_{h_6}^2 + \left( \frac{(h_1 - h_6)}{P_{top1}} \right)^2 \times w_{\dot{m}_6}^2 - P_{top1} \times [\dot{m}_6 \times (h_1 - h_6)]^2 \times w_P^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{COP,1} = \left[ \left( \frac{0,265}{0,584} \right)^2 \times 0,72^2 - \left( \frac{0,265}{0,584} \right)^2 \times 0,72^2 + \left( \frac{44-38}{0,584} \right)^2 \times 0,2^2 - 0,584 \times 1,59^2 \times 0,2^2 \right]^{1/2}$$

$$= (0,107 - 0,107 + 4,22 - 0,66)^{1/2} = 2,04$$

$$W_{COP,1} = \%2,04$$

Karışım havasının % 80 taze hava, % 20 iç ortam havası olması durumunda elde edilen deneysel veriler sonucunda elde edilen COP'deki % hata:

$$COP_{02} = \frac{\dot{m}_6 \times (h_1 - h_6)}{P_{top2}}$$

$$W_{COP,1} = \left[ \left( \frac{\partial COP_{o2}}{\partial h_1} \right) w_{h_1}^2 + \left( \frac{\partial COP_{o2}}{\partial h_6} \right) w_{h_6}^2 + \left( \frac{\partial COP_{o2}}{\partial \dot{m}_6} \right) w_{\dot{m}_6}^2 + \left( \frac{\partial COP_{o1}}{\partial P_{top_2}} \right) w_P^2 \right]^{1/2}$$

$$= \left[ \left( \frac{\dot{m}_6}{P_{top_2}} \right)^2 \times w_{h_1}^2 - \left( \frac{\dot{m}_6}{P_{top_2}} \right)^2 \times w_{h_6}^2 + \left( \frac{(h_1 - h_6)}{P_{top_2}} \right)^2 w_{\dot{m}_6}^2 - P_{top_2} \times [\dot{m}_6 \times (h_1 - h_6)]^2 \times w_P^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{COP,2} = \left[ \left( \frac{0,2}{0,558} \right)^2 \times 0,72^2 - \left( \frac{0,2}{0,558} \right)^2 \times 0,72^2 + \left( \frac{57,6 - 52}{0,558} \right)^2 \times 0,2^2 - 0,558 \times [0,2 \times (57,6 - 52)]^2 \times 0,2^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{COP,2} = [0,066 - 0,066 + 4,028 - 0,14]^{1/2} = 1,97$$

$$W_{COP,2} = \% 1,97$$

Karışım havasının % 50 taze hava, % 50 iç ortam havası olması durumunda elde edilen deneysel veriler sonucunda elde edilen COP'deki % hata:

$$COP_{03} = \frac{\dot{m}_6 \times (h_1 - h_6)}{P_{top_3}}$$

$$W_{COP,3} = \left[ \left( \frac{\partial COP_{o3}}{\partial h_1} \right) w_{h_1}^2 + \left( \frac{\partial COP_{o3}}{\partial h_6} \right) w_{h_6}^2 + \left( \frac{\partial COP_{o3}}{\partial \dot{m}_6} \right) w_{\dot{m}_6}^2 + \left( \frac{\partial COP_{o3}}{\partial P_{top_3}} \right) w_P^2 \right]^{1/2}$$

$$= \left[ \left( \frac{\dot{m}_6}{P_{top_3}} \right)^2 \times w_{h_1}^2 - \left( \frac{\dot{m}_6}{P_{top_3}} \right)^2 \times w_{h_6}^2 + \left( \frac{(h_1 - h_6)}{P_{top_3}} \right)^2 w_{\dot{m}_6}^2 - P_{top_3} \times [\dot{m}_6 \times (h_1 - h_6)]^2 \times w_P^2 \right]^{1/2}$$

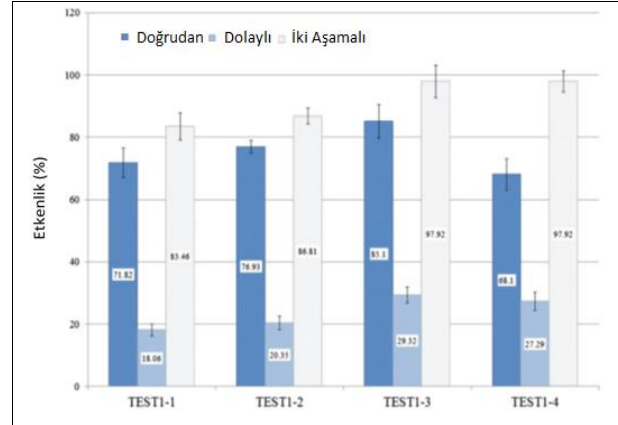
$$W_{COP,3} = \left[ \left( \frac{0,277}{0,449} \right)^2 \times 0,72^2 - \left( \frac{0,277}{0,449} \right)^2 \times 0,72^2 + \left( \frac{54,2 - 50,1}{0,449} \right)^2 \times 0,2^2 - 0,449 \times [0,277 \times (54,2 - 50,1)]^2 \times 0,2^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{COP,3} = [0,196 - 0,196 + 2,97 - 0,102]^{1/2} = 1,69$$

$$W_{COP,2} = \% 1,69$$

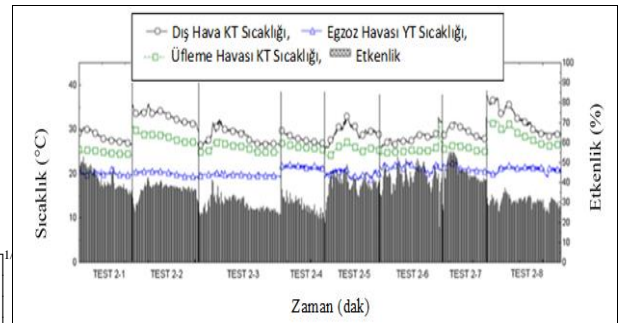
## LİTERATÜRDEKİ DİĞER ÇALIŞMALAR İLE KARŞILAŞTIRMA

Bu bölümde literatürde yapılan diğer çalışmalarla karşılaştırma yapılarak dönele çarkın etkenliği karşılaştırılmıştır.



Şekil 18. Pilot olarak seçilen bir kampüs binasında % 100 dış hava ile çalışan dolaylı ve doğrudan evaporatif soğutma sisteminin ara mevsimdeki etkenlik değerleri [14]

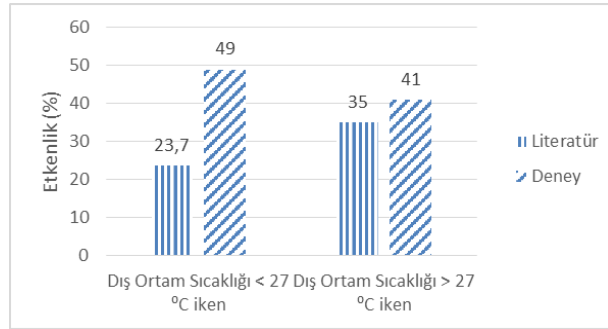
Pilot olarak seçilen bir kampüs binasında % 100 dış hava ile çalışan dolaylı ve doğrudan evaporatif soğutma sisteminin ara mevsimdeki etkenlik değerleri Şekil 13'te görülmekte olup, test 1 ara mevsimdeyken yapılmış. Test 1 'deki ölçüm verilerine göre 2 aşamalı dolaylı ve doğrudan evaporatif soğutma sisteminin etkenliği % 84 ile % 98 arasında değişirken etkenliğin dış ortam nemliliğinden fazla etkilenmediği gözlemlenmiştir. Bununla birlikte dolaylı evaporatif soğutma sisteminin etkenliği % 30'dan daha az ve doğrudan evaporatif soğutma sisteminin etkenliğinin ise % 67 ile % 84 arasında değişkenlik gösterdiği görülmüştür. Doğrudan evaporatif soğutma sistemlerinin, bahar mevsimleri sırasında daha önemli bir rol oynadığı sonucuna varılmıştır.



Şekil 19. Dolaylı evaporatif soğutmada yaz dönemindeki etkenlik değerleri (%) (Kim ve Jeong, 2013)

Literatüre göre (Kim ve Jeong, 2013), Test 2, dış hava sıcaklığı 27 °C'nin üstündeyken ve nemlilik % 45-80 arasındayken yapılmıştır. Şekil 19'da dolaylı evaporatif soğutma sisteminin verimi % 30,7- 41,6 arasında değişirken, egzoz hava debisi artırılınca (Test 2-5, Test 2-7) verimin % 39,6 - 44,2 arasında değiştiği gözlemlenmiştir. Üfleme hava debisinin egzoz hava debisinden yüksek olduğu durumda ise (Test 2-8), dolaylı evaporatif soğutma sisteminin etkenliği % 31,2'ye düşmüştür. Buradan da anlaşılacağı üzere atık

yani egzoz hava debisi arttıkça dolaylı evaporatif soğutma sisteminin etkenliği artmaktadır.



**Şekil 20.** Dolaylı evaporatif soğutma sisteminin etkenliğinin karşılaştırılması

Şekil 20’de dış ortam sıcaklığının 27 °C’nin altında ve üstünde olması durumlarında Kim ve Jeong’un (2013) pilot olarak seçilen bir kampüs binasında % 100 dış hava ile çalışan dolaylı evaporatif soğutma sisteminin etkenlik değeriyle deneyde elde edilen veriler karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak her iki durumda da döneç çarklı dolaylı evaporatif soğutma sisteminin daha etkin çalıştığı görülmüştür.

## SONUÇ

Deneylede zaman ve mekan sorunu nedeniyle taze hava ve iç ortam havası mekanik olarak karıştırılamamıştır. Yapılan deneyler sonucunda en yüksek COP değeri % 20 TH, % 80 İH durumunda elde edildiği gözlemlenmiş olup 2,72 değerine ulaşılmıştır. Elde edilen COP değeri teorik olarak hesaplanan değerden düşük çıkmasının nedeni deneylerde % 90 bağıl neme ulaşılammış olmasından ve sızdırmazlık ve yalıtımın deney koşullarında tam olarak sağlanamamasından kaynaklanmaktadır. Döneç çarkın etkenliği % 20 TH, % 80 İH olması durumunda % 49, % 80 TH, % 20 İH olması durumunda % 36 ve % 50 TH, % 50 İH olması durumunda etkenlik % 41 olarak hesaplanmıştır. Döneç çarkın COP değeri % 20 TH, % 80 İH olması durumunda 2,72, % 80 TH, % 20 İH olması durumunda 1,99 ve %50 TH, %50 İH olması durumunda COP değeri 2,2 olarak hesaplanmıştır

## KAYNAKLAR

Al Malaki, F. A. M. K., 2017, *Reduction of energy consumption in HVAC systems of prison halls in Iraq*, Yüksek Lisans Tezi, Türk Hava Kurumu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Antonellis, S., Joppolo, C., M., Liberati P., Milani S. ve Molinaroli L., 2016, Experimental analysis of a cross flow indirect evaporative cooling system, *Energy and Buildings 121*, 130-138.

Arıca S. Ö., 2019, *Bir Dolaylı Evaporatif Soğutma Sisteminin Geliştirilmesi ve Analizi*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Bedir O, T., 2016, *Ev Tipi Evaporatif Soğutucu Performans Karakteristiklerinin İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir.

Bishoyi D., and Sudhakar K., 2017, Experimental performance of a direct evaporative cooler in composite climate of India, *Energy and Buildings 153*, 190-200.

Florides, G.A., Tassou, S.A., Kalogirou, S.A. ve Wrobel, L.C., 2002, Review of solar and low energy cooling technologies for buildings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews 6*, 557-572.

Hasan, A., 2010, Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature, *Applied Thermal Engineering 30*, 2460-2468.

İdiz A., Koçak Y. C., Özdemir F., Akdemir Ö. ve Güngör A., 2017, İklimlendirme Sistemlerinde Evaporatif Soğutma Sistemi Uygulamaları, *13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 1761- 1776, İzmir.

Kavak Akpınar, E., Deneysel Çalışmalardaki Hata Analizine Bir Örnek: Kurutma Deneylerindeki Hata Analizi, *Mühendis ve Makine Dergisi Cilt 46* , Sayı: 540, syf : 41-48.

Kim M-H. ve Jeong J-W., 2013, Cooling Performance of a %100 outdoor air system integrated with indirect and direct evaporative coolers. *Energy 52*, 245-257.

Liberati P., Antonellis S., D., Leone C., Joppolo C., M. ve Bawa Y, 2017, Indirect evaporative cooling systems, modelling and performance analysis, *Energy Procedia 140*, 475- 485.

Najjar Y., ve Abubaker A, 2015, Indirect evaporative combined inlet air cooling with gas turbines for green power technology, *International Journal of Refrigeration 59*, 235-250.

Özdemir F., Yaşar E., ve Güngör A., 2016, Evaporatif ve Sulu Bir Hava Soğutma Sisteminin Termodinamik İncelenmesi, *Soğutma Dünyası 71*, 55 - 64.

Porumb B., Ungureşan P., Tutunaru L., F., Şerban A. ve Balan M., 2016, A Review of indirect evaporative cooling technology, *Energy Procedia 85*, 461-471.