

# MAKALE

## EVAPORATİF SOĞUTUCU TASARIMI

*Evaporative Cooler Design*

**Talip ÇELEBİ, Hasan BEDİR, Olgun SÖNMEZ**

### HAKEMLER\*

A. İbrahim ATILGAN, Yrd. Doç. Dr.  
Abdülvahap YİĞİT, Prof. Dr.  
Ahmet CAN, Prof. Dr.  
Ali GÜNGÖR, Prof. Dr.  
Arif HEPBAŞLI, Prof. Dr.  
Aytunç EREK, Prof. Dr.  
Bedri YÜKSEL, Prof. Dr.  
Dilek KUMLUTAŞ, Prof. Dr.  
Fikret PAZIR, Prof. Dr.  
Hüsamettin BULUT, Prof. Dr.  
İlhan Tekin ÖZTÜRK, Prof. Dr.  
İsmail KARAÇALI, Prof. Dr.  
M. Barış ÖZERDEM, Prof. Dr.  
M. Turhan ÇOBAN, Doç. Dr.  
Macit TOKSOY, Prof. Dr.

Mehmet KANOĞLU, Prof. Dr.  
Moghtada MOBEDİ, Doç. Dr.  
Muhsin KILIÇ, Prof. Dr.  
Mustafa ACAR, Prof. Dr.  
Olca KINCAI, Prof. Dr.  
Orhan BÜYÜKALACA, Prof. Dr.  
Ramazan KÖSE, Prof. Dr.  
Rasim KARABACAK, Prof. Dr.  
Recep YAMANKARADENİZ, Prof. Dr.  
Selami KESLER, Yrd. Doç. Dr.  
Serhan KÜÇÜKA, Prof. Dr.  
Y. Onur DEVRES, Prof. Dr.  
Tuncay YILMAZ, Prof. Dr.  
Yunus ÇERÇİ, Prof. Dr.

\*Alfabetik olarak sıralanmıştır. Makale/Makaleler, kurulda yer alan ve değerlendirme yapmak üzere seçilen hakemler tarafından incelenmiştir.

# EVAPORATİF SOĞUTUCU TASARIMI

## *Evaporative Cooler Design*

Talip ÇELEBİ, Hasan BEDİR, Olgun SÖNMEZ

### ÖZET

Bu çalışmada evaporatif soğutucu sistemi tasarım ve prototip deneme aşamaları raporlanmıştır. Isı değiştirici yüzeyleri için alüminyum malzeme kullanılmış ve düz satıh preslenerek türbulansı artıran ve kanal yapısını oluşturacak yüzey şekilleri verilmiştir. Isı değiştirici yüzeyleri için ısı transfer katsayısı hesaplamalı akışkanlar mekaniği yazılımı kullanılarak hesaplanmıştır. Isı eşanjörünün termodinamik modeli oluşturulmuş ve model kullanılarak eşanjör boyutlandırması yapılmıştır. Evaporatif soğutma sistemi tasarlanmış ve akış şeması sunulmuştur. Evaporatif soğutma sistemi prototipi üretilerek performans testleri yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** *Evaporatif soğutucu, ısı geri kazanımı, cfd.*

### ABSTRACT

In this study, evaporative cooler system design and prototype trial stages are reported. Aluminum material is used for heat exchanger surfaces and flat surface is pressed to increase turbulence and form the channel structure. The heat transfer coefficient for the heat exchanger surfaces was calculated using computational fluid mechanics software. Thermodynamic model of heat exchanger was formed and heat exchanger sizing was done by using model. Evaporative cooling system is designed and its flow diagram is presented. Evaporative cooling system prototype is produced and performance tests are performed.

**Key Words:** *Evaporative cooler, heat recovery, cfd.*

### 1. GİRİŞ

Evaporatif soğutmada havaya su buharı eklenerek sıcaklık düşürülür. Sıvı fazında basınç altında püskürtülen suyun buharlaşması için gereken ısı havadan alınır ve soğutma gerçekleşir. Evaporatif soğutma sistemleri direk ve dolaylı olmak üzere iki tipe ayrılır. Direk evaporatif soğutma sistemlerinde su havaya eklenir, soğuyan havanın nem oranı artar. Dolaylı evaporatif soğutma sistemlerinde ise su ikinci bir hava akımına püskürtülerek bu akımın soğutulması sağlanır [1] Soğutulan hava ısı eşanjöründen geçerken birinci hava akımının sıcaklığını nem oranını değiştirmeden düşürür.

İklimlendirme ve soğutma sistemleri evaporatif soğutmanın kullanıldığı temel uygulamalardır. Hava soğutmalı yoğuşturucular bu sistemlerde kullanılmakta ve soğutma prosesinin verimi yoğuşturucudaki ısı değişiminden etkilenmektedir. Özellikle kuru ve sıcak iklim koşullarında yoğuşturucu girişinde havaya su püskürtülerek sıcaklığının düşürülmesi yoğuşturucudaki ısı geçişini artırarak soğutma sisteminin veriminin artışı sağlanmaktadır [2].

Evaporatif soğutma kullanımının başka örnekleri mimari uygulamalarda görülebilir. Binaların tasarımında iç ve dış ortamlarda ısı konforun sağlanması önemli hedeflerden biridir. Su püskürtme ile yapılan evaporatif soğutma diğer mikro iklimlendirme yöntemlere kıyasla çevreye zararlı akışkan kullanımının bulunmaması ve ekonomikliği nedenleri ile avantajlı bir alternatiftir. Bu yöntemin kullanımı inovatif proje tasarımlarına imkan vermekte ve tasarımda esneklik sağlamaktadır [3]. Enerji sektöründe su püskürtme ile evaporatif

soğutma gaz turbini ve soğutma kulesi ön soğutma prosesi olarak kullanılmaktadır. Gaz türbinlerinde yüksek dış ortam sıcaklıklarında güç üretimi kompresöre giren havanın düşük yoğunluğu nedeni ile azalmaktadır. Kompresör girişine su püskürtülerek havanın sıcaklığının düşürülmesi, hava yoğunluğunun ve debinin artmasına neden olmakta ve türbinin güç üretimi artmaktadır [4]. Bu yöntemin yanısıra aşırı püskürtme ıslak sıkıştırma ve giriş havasının mekanik olarak soğutulması da benzer etkiyi gösteren yöntemler olmakla birlikte su püskürtülerek soğutma düşük maliyeti ve yüksek verimi ile tercih edilen yöntemdir [5].

## 2. EVAPORATİF SOĞUTUCU ÜNİTESİ TASARIMI

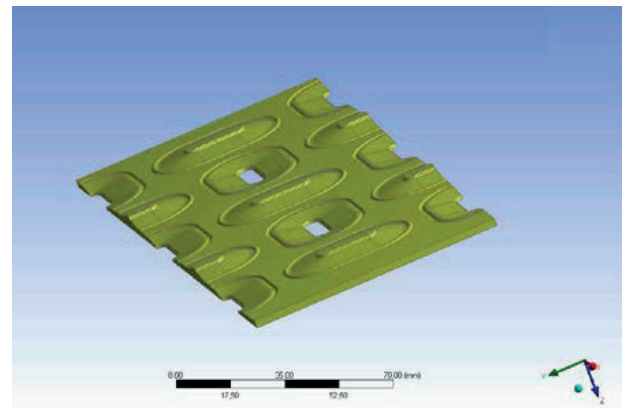
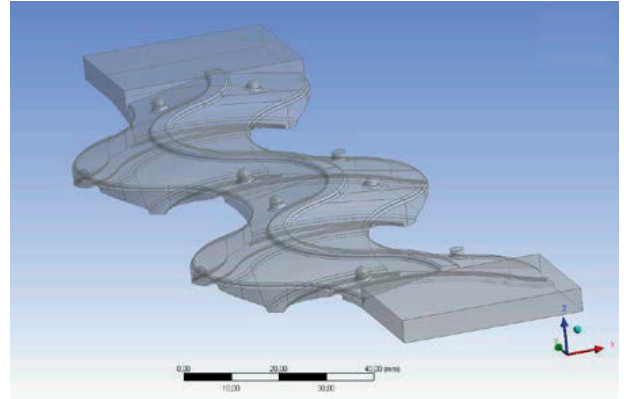
Direk ve dolaylı soğutmanın birlikte kullanıldığı bir evaporatif soğutucu ünitesi plakalı ısı eşanjörü, fan, ve santrifüj nemlendirici içerir. Fan ve santrifüj nemlendirici ünitesi Şekil 1 de gösterilmiştir. Dış ortamdan alınan sıcak ve kuru hava plakalı ısı eşanjöründen geçer ve bir miktar soğur ve santrifüj nemlendirici ünitesi üzerinden akar. Santrifüj nemlendiricide iki disk arasında döner çark ile hızlandırılan su filmi disklerin arasından çıkarken mekanik etki ile damlacıklara parçalanır. Damlacıklar fan ile ısı eşanjöründen çekilen havanın içinde buharlaşarak bu hava akışını soğutur ve bağıl nemini artırır. Soğutulan yüksek bağıl nemli hava ısı eşanjörünün diğer kanalından geçerken giriş havasını soğutur ve ısınarak bağıl nemi düşer.



Şekil 1. Fan ve santrifüj nemlendirici.

Isı değiştirici yüzeyleri için alüminyum malzeme kullanılmış, düz satıh preslenerek türbulansı artıran ve kanal yapısını oluşturacak yüzey şekilleri verilmiştir. İki farklı yüzey şekli için hava akış alanı ızgarası oluşturulmuş ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı kullanılarak akış basınç düşüş değeri ve ısı transfer hesaplanmıştır.

Şekil 2 kullanılan iki farklı yüzey tasarımını göstermektedir. Hesaplamalarda yüzey sıcaklığı 47°C, giriş hava sıcaklığı ise 27°C olarak alınmıştır. Hesaplanan basınç düşüşü ve ısı transfer hız değerleri Tablo 1 de sunulmuştur. Hesaplama yapılan yüzeylerden Yüzey (a) yüksek miktarda basınç düşüşüne sebep olduğu için elenmiş ve bu yüzey şekli üzerinde çalışmalar devam ettirilmemiştir. Basınç kaybı kabul edilebilir seviyede olan ikinci yüzey için ısı transfer korelasyonu hesaplamaları yapılmış ve ısı değiştirici yüzeyin etkinliği denklemi elde edilmiştir.



Şekil 2: Plakalı ısı değiştirici yüzeyleri Yüzey (a) ve Yüzey (b).



Tablo 1.Yüzey ısı transfer ve basınç kaybı analizi sonuçları.

Yüzey Tipi	Akış Hızı	Basınç düşüşü	Isı Transferi
Yüzey (a)	2.0 m/s	33 Pa	7.9 W
	2.5 m/s	49 Pa	9.4 W
	3.0 m/s	64 Pa	10.8 W
Yüzey (b)	2.0 m/s	11 Pa	8.5 W
	2.5 m/s	16 Pa	10.0 W
	3.0 m/s	20 Pa	11.0 W

Plakalı ısı değiştiricide kullanılacak yüzeyin ısı transfer sayısal analizlerden türetilen ısı transfer etkinlik denklemleri aşağıda verilmiştir.

$$\varepsilon = 0.25 \ln(NTU) + 0.5 \quad (1)$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad U = \frac{1}{RA} \quad (2)$$

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3)$$

Isı eşanjöründe kullanılan yüzey için Nusselt sayısını Reynolds sayısına bağlayan korelasyon, Prandtl sayısı 0.7 kabul edilerek, Colburn analoğisi ile yapılan hesaplardan türetilmiştir.

$$Nu = 0.044 Re^{1.14} \quad (4)$$

Seçilen yüzey ile oluşturulan ısı eşanjörlerinin performansları verilen denklemler ile hesaplanmış ve evaporatif soğutucu için eşanjör boyutları belirlenmiştir.

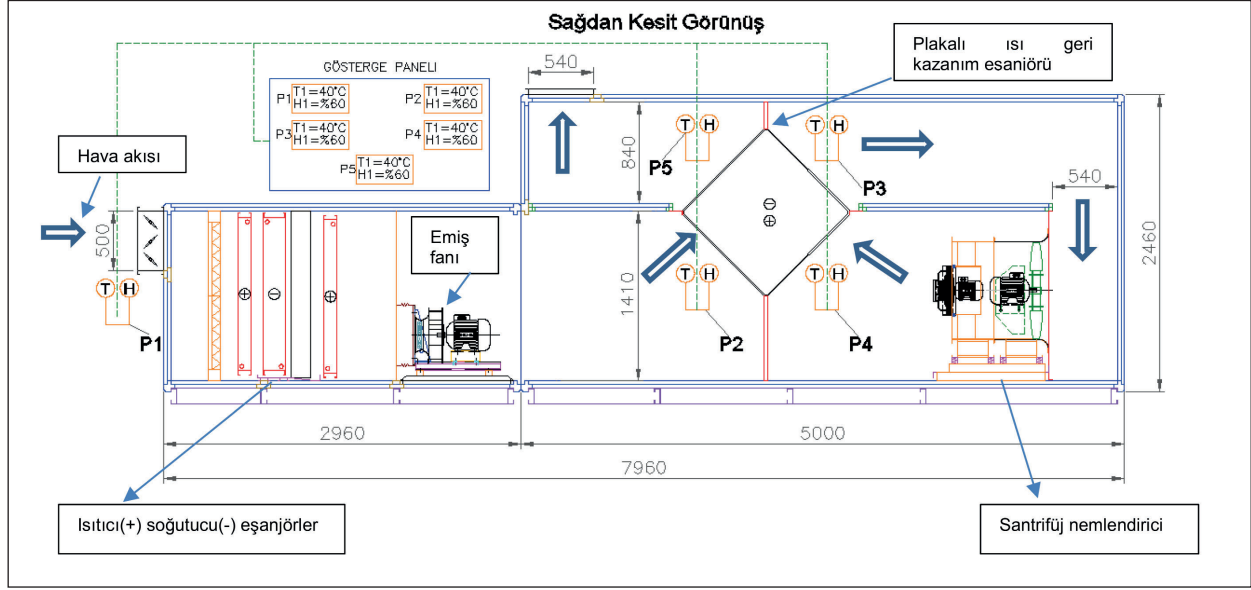
### 3. DENEY DÜZENEGİ

Evaporatif soğutucunun performans testleri yapılabilmesi için bir test düzeneği geliştirilmiştir. Test düzeneğinde sıcak kuru hava akışı sağlayan bir şartlandırma ünitesi ve evaporatif soğutucu bulunmaktadır. Düzeneğin genel görünüşü ve test akış şeması ise şekil 3 de gösterilmektedir. şekil 3 de P1 noktasından giriş yapan dış ortam havası ısıtıcı ve soğutucu eşanjörler üzerinden geçerek istenen sıcaklığa getirildikten sonra P2

noktasına gelir. Isı geri kazanım eşanjörünün sıcak tarafından geçerek P3 noktasından çıkar ve santrifüj nemlendiricide nemi artırılır ve sıcaklığı düşer, P4 noktasında ısı geri kazanım eşanjörünün soğuk tarafından girer ve P5 noktasına gelir ve dışarı atılır.

Siemens QFM 2160 sensörü ile P1-P5 noktalarında sıcaklık ve nem ölçümleri yapılmıştır, hava akış debisi fan motorunun frekans değerinden hesaplanmıştır. Deney sırasında sistemin rejime giresi için yeterli süre beklendikten sonra ölçümler alınmıştır.





Şekil 3. Evaporatif soğutucu deney düzeneği

Test düzeneğinde en 40°C'ye varan sıcaklıklara ısıtılan hava ile evaporatif soğutucunun performans deneyleri yapılmıştır.

Deneylerde farklı hava debi ve sıcaklıkları kullanılmıştır. Evaporatif soğutucu verimliliği için aşağıdaki denklem kullanılmıştır.

$$\eta = \frac{T_{giriş,kuru} - T_{çıkış,kuru}}{T_{giriş,kuru} - T_{giriş,yaş}} \quad (5)$$

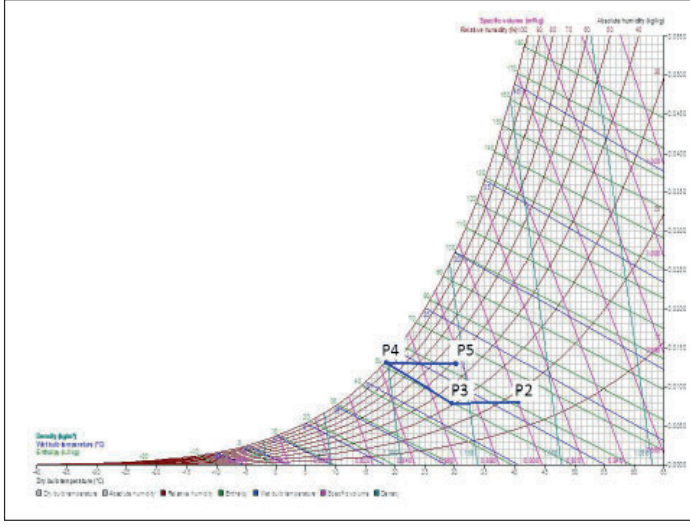
Tablo 2, deneylerde ölçülen performans değerlerini ve Şekil 4 ise bir deney için eşanjör giriş çıkışlarında ölçülen sıcaklık ve nem değerlerini psikometrik diyagramda göstermektedir. Testlerin çoğunda giriş sıcaklığı 40°C seviyesinde ayarlanmıştır, soğutucu verimliliği debi arttıkça düşüş göstermektedir. Santrifüj nemlendirici performansı ve havanın P2 noktasında taşıyabildiği su miktarı cihazın verimini direkt etkilemektedir. Düşük debilerde havaya santifüj

nemlendiricinin kattığı su ile hava yaş termometre sıcaklığına kadar soğumakta ve bir miktar su sis halinde hava ile taşınarak eşanjör ve çıkış hattında hava sıcaklığı değişirken buharlaşmaktadır. Yüksek hava debilerinde ise P2 noktasında hava yaş termometre sıcaklıklarına kadar soğumamakta ve soğutma verimi düşmektedir. Giriş sıcaklığı düşürüldüğünde soğutma verimi yükselmektedir.

Tablo 2. Evaporatif soğutucu deney giriş, çıkış sıcaklık değerleri.

Giriş Kuru Termometre Sıcaklığı [C] (P1)	Giriş Yaş Termometre Sıcaklığı [C] (P1)	Çıkış Kuru Termometre Sıcaklığı [C] (P4)	Çıkış Yaş Termometre Sıcaklığı [C] (P4)	Debi (m <sup>3</sup> /saat)	$\eta$
41.7	21.2	27.4	22.3	5900	70%
39.0	20.6	28.5	22.3	7600	57%
40.0	21.1	30.8	22.3	10000	49%
39.7	21.5	31.5	22.5	17000	45%
28.8	17.5	22.4	18.8	10000	57%





Şekil 4. Performans deney ölçümü, hava akış hızı 10000 m<sup>3</sup>/saat.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen çalışmalar üniversite-sanayi işbirliği kapsamında Boğaziçi Üniversitesi-Can Klima Teknik AR-GE Merkezi bünyesinde gerçekleştirilmiştir. 7151259 no'lu "Evaporatif Soğutucu Sistemi Geliştirilmesi Projesi" başlıklı TÜBİTAK-TEYDEB Projesi'nin 01.06.2016 – 31.05.2017 tarihleri arasında desteklenmesinden ötürü TÜBİTAK'a teşekkürlerimizi sunarız.

## KAYNAKLAR

- [1] McDowall, R. 2006. Fundamentals of HVAC Systems, Elsevier, USA, Chap. 2.
- [2] Tissot, J., vd., 2012. "Experimental study on air cooling by spray in the upstream flow of a heat exchanger", International Journal of Thermal Sciences. 60(0): p. 23-31.
- [3] Montazeri, H., Blocken, B., Hensen, J.L.M., 2015a. "CFD analysis of the impact of physical parameters on evaporative cooling by a mist spray system", Applied Thermal Engineering. 75(0): p. 608-622.
- [4] Khan, J.R., 2009. Fog cooling, wet compression and droplet dynamics in gas turbine compressors, in Engineering and Applied Science, University of New Orleans.
- [5] Chaker, M., Meher-Homji, C.B., 2011a. "Gas Turbine Power Augmentation: Parametric Study Relating to Fog Droplet Size and Its Influence on Evaporative Efficiency", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 133(9): p. 092001-10.

## SONUÇ

Evaporatif soğutucu ünitesi tasarımı yapılmış ve performansı ölçülmüştür. Ünite fan, santifüj nemlendirici ve ısı eşanjöründen oluşmaktadır. Eşanjör boyutlandırması öncesinde transfer yüzeyi şekillendirilmiş ve ısı transfer modeli kurulmuştur. Soğutucu üretilerek performansı deneysel olarak ölçülmüştür. Evaporatif soğutucu verimi test edilen şartlarda %45 ve %70 arasında değişiklik göstermiştir. Benzer giriş sıcaklıklarında hava debisi arttıkça soğutucu verimi düşmektedir. Üniteye bulunan santrifüj nemlendirici performansı tüm ünitenin veriminde direk etki etmektedir. Benzer debi değerlerinde giriş sıcaklığı düştüğünde soğutucu verimi artmaktadır. ■

## ÖZGEÇMİŞ

### Talip ÇELEBİ

1992 yılı Mardin doğumlu 2018 yılında FMV Işık Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Otomotiv Programından mezun olmuştur. Mezuniyetinden itibaren Can Klima Teknik Ltd. Şti.' de AR-GE mühendisi olarak çalışmaktadır.

### Hasan BEDİR

1969 yılı İstanbul doğumludur. 1991 yılında Boğaziçi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. Doktorasını 1998 yılında Case Western Reserve University'den almıştır. 1998 yılından bu yana Boğaziçi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde öğretim üyeliği yapmakta olup, ısıl sistemler ve termodinamik konularında dersler vermektedir.

### Olgun SÖNMEZ

1942 Ordu doğumlu. 1967 İTÜ makine mühendisliğinden mezun. 1970 yılından bu yana klima sektöründe çalışmaktadır. 1980 yılında Sönmez Metal'i kurdu. 2015 yılından bu yana Sönmez Global Yapı ve Ticaret A.Ş.'nin üretim grubunun genel müdürlüğünü yapmaktadır. Can Klima Teknik AR-GE Bölümünü yönetmektedir.

Bu makale, 17-20 Nisan 2019 tarihleri arasında gerçekleştirilen 14. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi'nde yayınlanmıştır.