



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN
ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



KARŞI AKIŞLI DOLAYLI BİR EVAPORATİF
SOĞUTUCUNUN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ

EKREM ÖZDEN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Ekim-2022
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KARŞI AKIŞLI DOLAYLI BİR EVAPORATİF SOĞUTUCUNUN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Ekrem ÖZDEN

Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Mahmut Sami BÜKER

2022, 50 sayfa

Jüri

Dr. Öğr. Üyesi Mahmut Sami BÜKER

Dr. Öğr. Üyesi Fatih AKKURT

Doç. Dr. Muhammet Hüseyin ÇETİN

Binalarda iklimlendirme sistemlerinin kullanımı yaşam standartlarının yükselmesiyle birlikte yaygınlaşmıştır. Fakat günümüzde yaygın olarak kullanılan mekanik buhar sıkıştırırmalı sistemler iklim değişikliği gibi birçok çevresel sorunu beraberinde getirmektedir. Bu tez çalışmasında, geleneksel mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerine kıyasla daha verimli soğutma yapabilen, M-çevrime sahip bir dolaylı evaporatif soğutucunun sayısal ve deneysel çalışması sunulmuştur. M-çevrimli evaporatif soğutucunun matematiksel modellemesi EES programında yapılmıştır. Modelde, sıcaklık ve nem değerleri, giren havanın hızı, çalışma-giriş hava oranı, kanal yüksekliği, kanal uzunluğu ve besleme suyu sıcaklık değerlerinin evaporatif soğutma sisteminin performansına etkisi incelenmiştir. Sayısal çalışmadan alınan sonuçlara göre bir evaporatif soğutucu prototipi tasarlanmış, üretilmiş ve deneysel çalışmalar yapılmıştır.

Üretilen prototip, farklı şartlar altında laboratuvar ortamında testlere tabii tutulmuştur. 15°C, 20°C su sıcaklıkları, 25°C, 30°C hava giriş sıcaklıkları ve 9g/kg, 13g/kg hava giriş nemleri için sekiz farklı test yapılmıştır. Test verileri doğrultusunda sistemin, soğutma kapasitesi, etkinlik değerleri, enerji verimlilik oranları ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Gerçekleştirilen analizler, M-çevrimli dolaylı evaporatif soğutucunun, en yüksek yaş termometre etkinliği ve çiğlenme noktası etkinliğinin sırasıyla 0,91 ve 0,62, ve EER değerinin ise 0,77 olduğunu göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: Deneysel, evaporatif soğutucu, ısı değiştirici, sayısal analiz

ABSTRACT

MS/Ph.D THESIS

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A COUNTERFLOW EVAPORATIVE COOLING SYSTEM

Ekrem ÖZDEN

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN ENERGY SYSTEMS
ENGINEERING

Advisor: Asst. Prof. Dr. Mahmut Sami BÜKER

2022, 50 paper

Jury

Asst. Prof. Dr. Mahmut Sami BÜKER

Asst. Prof. Dr. Üyesi Fatih AKKURT

Assoc. Prof. Dr. Muhammet Hüseyin ÇETİN

The use of air conditioning systems in buildings has become widespread with the rise in living standards. However, mechanical vapour compression systems, which are widely used today, bring many environmental problems such as climate change. In this thesis, numerical and experimental study of an indirect evaporative cooler with M-cycle, which can provide more efficient cooling compared to conventional mechanical vapour compression cooling systems, is presented. The mathematical modelling of the M-cycle evaporative cooler was performed in the EES program. In the model, the effects of temperature and humidity values, inlet air velocity, working-inlet air ratio, duct height, duct length and feed water temperature values on the performance of the evaporative cooling system were investigated. According to the results obtained from the numerical study, an evaporative cooler prototype was designed, manufactured and experimental studies were carried out.

The prototype was subjected to tests in the laboratory environment under different conditions. Eight different tests were performed for water temperatures of 15°C and 20°C, air inlet temperatures of 25°C and 30°C and air inlet humidity of 9g/kg and 13g/kg, respectively. In line with the test data, the cooling capacity, efficiency values, energy efficiency ratios and exergy efficiencies of the system were calculated. The analyses performed have shown that the M-cycle indirect evaporative cooler has yielded the highest wet bulb efficiency and dew point efficiency of 0.91 and 0.62, and the EER value of 0.77, respectively.

Keywords: Evaporative cooler, experimental, heat exchanger, numerical study

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans programında hazırlanmış ve Necmettin Erbakan Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi 201216001 numaralı proje ile desteklenmiştir. Bu tez çalışmasının ortaya çıkmasında verdiği destekten ötürü Necmettin Erbakan Üniversitesi'ne teşekkür ederim

Bu tezin gerçekleştirilmesinde, tezin fikir aşamasından sonuçlanmasına kadar geçen süreçte her an bilimsel yönlendirmeleriyle büyük yardımlarını gördüğüm danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Mahmut Sami BÜKER'e ve çalışmalarına katkı sağlamış olan Hacı PARLAMIŞ'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Öğrenim hayatım boyunca benden maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, bugünlere gelmemde büyük pay sahibi olan anne ve babama teşekkürü bir borç bilirim.

Ekrem ÖZDEN
KONYA-2022

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	iv
ÖNSÖZ	iv
İÇİNDEKİLER	v
SİMGELER VE KISALTMALAR	vii
1. GİRİŞ	1
2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ	2
2.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi	3
2.2. Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi	4
2.3. Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi	5
2.4. Evaporatif Soğutma	6
2.4.1. Evaporatif soğutma yapısal elemanları	8
2.4.1.1. Malzeme cinsi	8
2.4.1.2. Malzeme yüzey alanı ve kalınlığı	9
2.4.1.3. Kanal içerisindeki hava hızı	9
2.4.1.4 Kanal içerisindeki su akışı	10
2.5. Tezin Amacı ve İçeriği	10
3. KAYNAK ARAŞTIRMASI	12
4. MATERYAL VE YÖNTEM.....	16
4.1. Materyal	16
4.1.1. Sayısal Modelleme	16
4.1.1.1. Isı ve kütle transferi – matematiksel hesaplama	17
4.1.2. M-Çevrimli karşı akışlı dolaylı evaporatif	19
4.1.3. Deneylede kullanılan veri toplama ekipmanları	22
4.2. Yöntem	25
4.2.1. Enerji analizi.....	25
4.2.2. Ekserji analizi	26
4.2.3. Belirsizlik Analizi.....	27
4.2.4. Test Metodu.....	28
5. DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME.....	29
5.1. Sayısal Çalışmada Elde Edilen Sonuçlar	29
5.1.1. Hava giriş hızının etkisi.....	29
5.1.2. Çalışma giriş hava oranının etkisi	30
5.1.3. Kanal uzunluğunun etkisi	31

5.1.4. Kanal yüksekliğinin etkisi	32
5.2. Deneysel Sonuçlarda Elde Edilen Veriler	33
5.2.1. 15 °C su sıcaklığında yapılan testlere ait veriler	33
5.2.2. 20 °C su sıcaklığında yapılan testlere ait veriler	36
5.2.3. Yaş termometre ve çığlenme noktası etkinlikleri	38
5.2.4. Soğutma kapasitesi ve EER değerleri	40
5.2.5. Ekserji verimlilikleri	42
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	44
6.1. Sonuçlar	44
6.2. Öneriler	45
7. KAYNAKLAR	47
ÖZGEÇMİŞ	51



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	Isı transfer alanı, m^2
a	Üçgen kanalın kenar uzunluğu, m
b	Üçgen kanalın yüksekliği, m
c_p	Havanın özgül ısısı, $J/kg^\circ C$
D_h	Hidrolik çap, m
ε	Etkinlik
e	Ekserji, J/kg
H	Havanın entalpisi, J/kg
h	Taşınım kat sayısı, $W/m^2^\circ C$
h_m	Konvektif kütle transferi katsayısı, m/s
I	Ekserji yıkımı, W
i	Entalpi, J/kg
l	Kanal uzunluğu, m
Le	Lewis sayısı
\dot{m}	Kütleli debi, kg/s
Nu	Nusselt sayısı
n	Havanın vizkozitesi
P	Tüketilen güç, W
Pr	Prandtl sayısı
\dot{Q}	Tüketilen güç, W
R	Gaz sabiti, kJ/kgK
Re	Reynold sayısı
T	Sıcaklık, $^\circ C$
u	Hava akış hızı, m/s
\dot{V}	Hacimsel debi, m^3/s
ν	Kinematik vizkozite, m^2/s
W	Özgül nem, g/kg
ρ	Havanın yoğunluğu, kg/m^3

γ	Suyun gizli buharlaşma ısısı, J/kg
φ	Bağıl nem

Alt indisler

a	Hava akışı
ch	Kimyasal
çn	Çiğlenme noktası
da	Kuru hava
kt	Kuru termometre
me	Mekanik
t	Toplam
th	Termal
w	Su
y	Yüzey
yt	Yaş termometre
y,h	Yüzeydeki hava
0	Ölü nokta
1	Kuru taraf
2	Islak taraf

Kısaltmalar

BİTAM	Bilim ve Teknoloji Araştırma Uygulama Merkezi
DEC	Doğrudan Evaporatif soğutma
IEC	Dolaylı Evaporatif soğutma
EES	Engineering Equation Solver

1. GİRİŞ

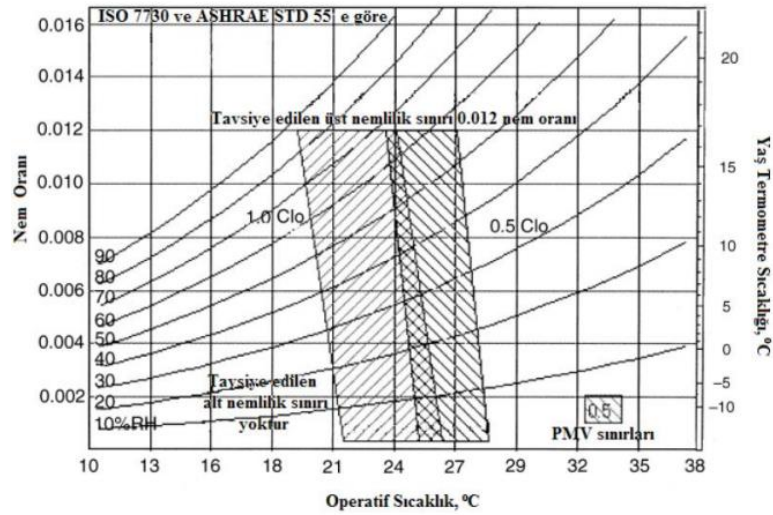
Tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde de enerji tüketiminde önemli bir paya sahip olan konut sektöründe enerjiyi verimli kullanmak; dışa bağımlılığın azaltılması, iklim değişikliği ile mücadelenin artırılması ve çevrenin korunması için oldukça önemlidir. Sürdürülebilir enerjinin öneminin gittikçe arttığı günümüzde, enerji verimliliğine yönelik çalışmaların değeri de aynı oranda artmaktadır. Dünyada binalardaki enerji tüketimi, toplam enerji tüketiminin yaklaşık % 30-40 iken ülkemizde % 30,01' ine karşılık gelmektedir (Kaplan, ve ark.,2019). Bina sektöründe kullanılan bu enerjinin ise neredeyse %50'si iklimlendirme sistemleri tarafından tüketilmektedir.

Günümüzde yaşam standartlarının yükselmesiyle birlikte binalardaki iklimlendirme sistemlerinde kullanımı yaygınlaşmıştır. Bu durum iklimlendirme sistemlerinin toplam enerji tüketimindeki payını artırmıştır. Bu nedenle iklimlendirme sistemlerinde enerjinin verimli kullanılması her geçen gün daha çok önem kazanmaktadır (Buker ve ark, 2015). Günümüzde yaygın olarak kullanılan mekanik buhar sıkıştırırmalı sistemler iklim değişikliği gibi bir çok çevresel sorunu beraberinde getirdiği için alternatif iklim sistemlerinin arayışı hızlanmıştır (Buker ve ark, 2015). Bu sistemlerden evaporatif soğutucular mekanik buhar sıkıştırırmalı sistemlere göre hem daha enerji tasarruflu hem de kloroflorokarbon gibi kimyasalları içermediği için çevre dostu sistemlerdir. Bu nedenle, iklimlendirme sistemlerinde evaporatif soğutucuların kullanımı her geçen gün artmaktadır (Bom, ve ark.,1999). Konut iklimlendirme sistemlerinde kullanımı gittikçe artmakta olan evaporatif soğutucular ayrıca nemli havaya ihtiyaç duyulan dökümhane tesisleri gibi endüstriyel uygulamalarda, hayvan çiftliklerinde ve seralarda da sıkça kullanılmaktadır (Osma, 2011).

2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

İnsanların konfor standartları için büyük önem arz eden sıcaklık, nem ve hava kalitesinin istenilen koşullarda muhafaza edilmesi işlemine "iklimlendirme" denir. İklimlendirmenin temel amacı, insan için ideal bir ortam havası oluşturmaktır. İdeal bir ortam havası, hem canlı hem de cansız varlıklar için oldukça önemlidir. Ortam havasının çok yüksek olduğu durumlar ciddi sorunlara yol açmaktadır. Havanın çok fazla nemli olması malzemelerde rutubet ve küf oluşumuna sebep olur. Rutubet ve küf ise; eşyaların kullanılamaz hale gelmesine, elektronik cihazların bozulmasına, binanın yapı elemanlarında çeşitli hasarların meydana gelmesine, ortamda istenmeyen mikroorganizmaların çoğalmasına ve dolayısıyla insan sağlığının bozulmasına sebebiyet verir. Bu sebeple bir ortamdaki kabul edilebilir sıcaklık ve nem seviyeleri ISO 7730, ASHRAE STD 55 gibi standartlarda belirtilmiştir(ANSI/ASHRAE Standard 55; ISO 7730). Isıl konfor standartları olarak belirtilen, kabul edilebilir sıcaklık ve nem seviyeleri Şekil 2.1.'de grafik olarak sunulmuştur. Grafik incelendiğinde; 19-28 °C sıcaklıkları arasında tavsiye edilen üst nemlilik sınırının 12 g/kg olduğu görülmektedir. Yukarıda bahsedilen sorunlara sebebiyet verebileceği için sıcaklık ve nem kontrolü oldukça önemlidir. Bu kontrollerin sağlanması için kullanılan iklimlendirme üniteleri ısıtma, soğutma, nem alma, nemlendirme, hava temizleme ve hava sirkülasyon gibi işlemlerin birini veya birkaçını aynı anda ekonomik olarak gerçekleştirmek için tasarlanır. İklimlendirme sistemlerinde ki ekipmanların tasarımlarında da en önemli konu diğer tüm mühendislik dallarında olduğu gibi belirli bir kapasite için optimum parametrelerin tespit edilmesidir. Uygun parametrelerin belirlenmesi için gerçekleştirilen kapsamlı çalışmalar, yalnızca uygun sistem tasarımının tespitinde değil sistem performansının en üst düzeye ulaştırılmasını sağlar. Bu sıcaklık ve nem kontrolü çeşitli iklimlendirme ekipmanları ile sağlanmaktadır. İklimlendirme ekipmanlarının altı temel işlevi vardır. Bunlar ısıtma, soğutma, nem alma, nemlendirme, hava temizleme ve hava sirkülasyonudur (Osma, 2011).

Bir önceki paragrafta bahsedilen bu altı temel fonksiyondan en önemlilerinden birisi de soğutmadır. Bilinen en eski soğutma yöntemi, soğuk bölgelerde doğal olarak bulunan kar ve buzun muhafaza edilerek sıcak veya ısıyı emmesi gereken yerlere yerleştirilmesiyle gerçekleştirilmesidir. Bu doğal sistemden yola çıkılarak günümüzde birçok sistem geliştirilmiştir. Bu sistemlerden en yaygın olanları şu şekilde sıralanabilir;

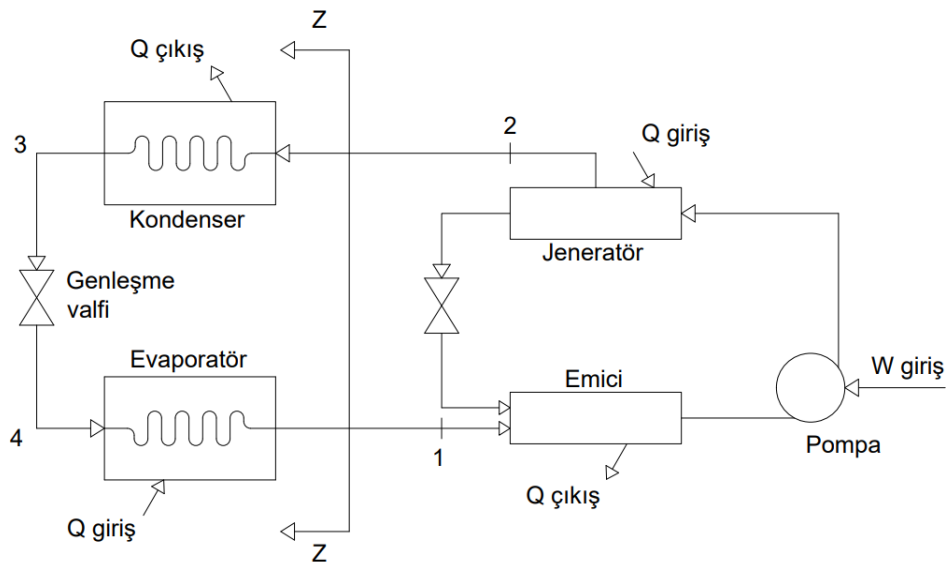


Şekil 2.1. İç ortamda sıcaklık ve nem için ideal aralıklar (ANSI/ASHRAE Standard 55).

2.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi

Absorpsiyonlu soğutma sistemi; mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın basıncının artırılması amacıyla kullanılan kompresörün yerine, termal bir mekanizmayla soğutucu akışkanın basıncının artırılması prensibine dayanmaktadır. Genellikle absorpsiyon soğutma sistemlerinde, çözünürlüğü iyi olan maddelerin yüksek sıcaklıklarda daha az, düşük sıcaklıklarda ise daha fazla çözünür olması istenir. Bu soğutma sistemlerinde yoğun olarak kullanılan maddelerden birisi de amonyaktır. Amonyak suda çok hızlı çözünen bir maddedir. Amonyak ve su karışımı yaklaşık 140 °C ısıtıldığında amonyak sudan tamamen ayrışır. Absorpsiyon prensibi ilk olarak Michael Faraday tarafından bir asırdan fazla bir süre önce amonyakın yoğunlaşma deneylerinde keşfedilmiştir.

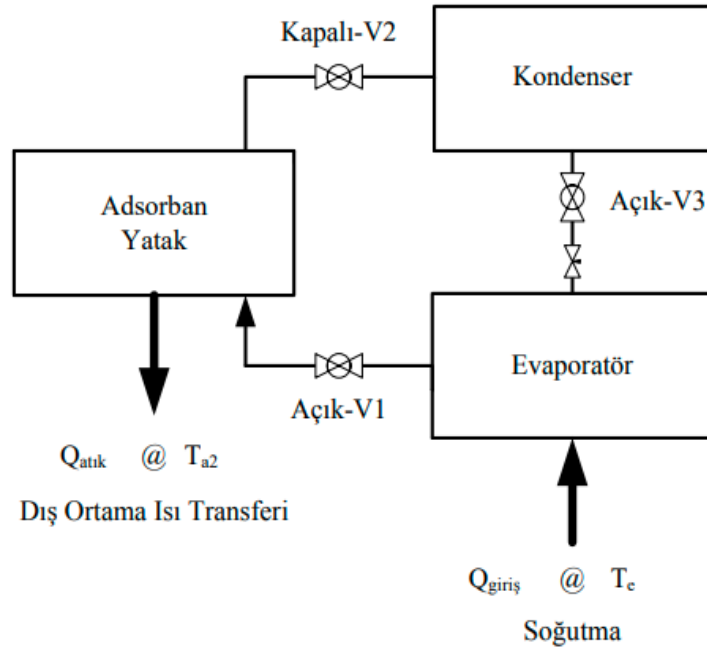
Absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri arasındaki tek fark kompresördür. Absorpsiyonlu sistemde kompresör, bir kazan ve bir absorberden oluşan bir ısı değiştiricisi grubu tarafından gerçekleştirilir. Her iki sistemde de kondenser, kısılma vanası ve evaporatör bulunur ve bunlara ek olarak absorpsiyonlu sistemde, absorber, pompa ve kazan bulunmaktadır. Evaporatörden çıkan soğutucu akışkan buharı, içinde absorbent bulunan bir hücreye girerek absorbent tarafından emilir. Soğutucu akışkan daha yüksek bir basınca buharlaştırılır. Absorbent zayıf eriyik durumunda tekrar absorbere döner ve soğutucuyu emme görevini tekrarlar (Akdemir ve Güngör, 2001).



Şekil 2.2. Adsorpsiyonlu soğutma sistemi prensip şeması (Güney ve ark, 2017).

2.2. Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemi

Adsorpsiyon, bir fazdaki iyonların veya moleküllerin, başka bir fazın yüzeyinde yoğunlaşması, konsantre bir hale gelmesiyle birlikte bir fazın yüzeyinde görülen yapışmasına denir. Sıvıyı adsorbe eden katı yüzeye “adsorban”, adsorbanın yüzeyinde adsorbe edilen sıvıya “adsorbat” denir. Adsorpsiyonlu soğutma sistemleri genellikle dört bileşenden oluşur. Bunlar adsorpsiyon yatakları, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genleşme valfleridir. Çalışma prensibi basittir, tıpkı adsorpsiyonlu soğutma sisteminde olduğu gibi bu sistemde de bir termal enerji kullanılmaktadır. Soğutma sırasında adsorbat, evaporatörde soğutulmakta olan ortamdaki ısıyı emerek buharlaşır. Daha sonra adsorbat kuru fazda bulunan adsorbent tarafından adsorblanmak üzere adsorbent yatağına gönderilir. Adsorpsiyon işleminden sonra adsorbat kondensere geçer ve burada adsorbatın adsorbent yüzeyinden uzaklaştırılması yolu ile çevreye ısı vererek yoğunlaşır. Kondenserde yoğunlaşma işleminden sonra adsorbat, genleşme valfi vasıtasıyla evaporatöre girer. Adsorpsiyon işleminde, adsorban yatağındaki sıcaklık düşer; diğer yandan konsantrasyon ve basınç artar. Bununla birlikte, adsorplanan moleküller, adsorpsiyonun ters işlemi olan desorpsiyon işlemi ile adsorbandan uzaklaştırılabilir (Esen, 2007).

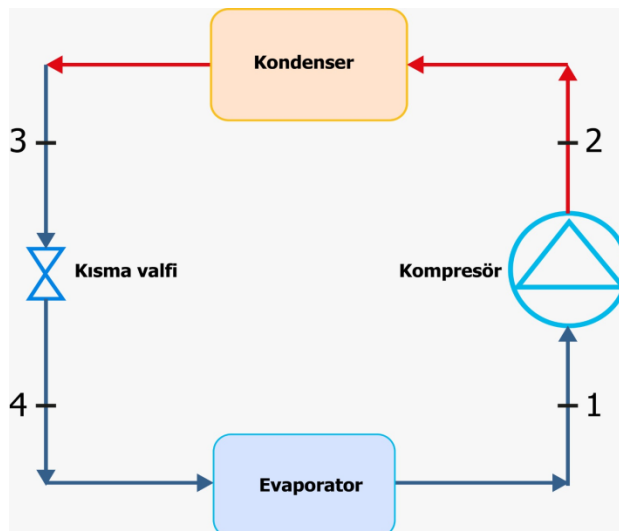


Şekil 2.3. Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi prensip şeması (Solmuş ve ark, 2014).

2.3. Mekanik Buhar Sıkıştırma Soğutma Sistemi

Günümüzde en yaygın kullanılan soğutma sistemidir ve buhar sıkıştırma çevrimine dayanmaktadır. Çevrim kompresör, buharlaştırıcı (evaporatör), kısılma valfi, yoğuşurucu (kondenser) gibi ana ekipmanlardan oluşur. Filtre, gözetleme camı, sıvı tankı, kurutucu ve bağlantı ekipmanları yardımcı bileşenleridir (Ekren 2009). Çevrimde kullanılan soğutucu gaz sayesinde düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısı alıp daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama vererek soğutma işlemini gerçekleştirilir.

Mekanik buhar sıkıştırma sistemlerde bulunan kompresör sistemin en önemli parçasıdır. Kompresör sayesinde soğutucu akışkan yüksek basınca sıkıştırılır ve kızgın buhar olarak kondensere aktarılır. Kondenserde ortama ısı vererek yoğuşur ve daha sonra bir kısılma vanasında düşük basınca kısıılır ve ıslak buhar halinde evaporatöre girer. Evaporatörde etrafındaki ortam sıcaklığından daha düşük sıcaklığa sahip soğutucu akışkan, ortamdaki ısıyı alarak doymuş buhar halinde kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim tamamlanmış olur.

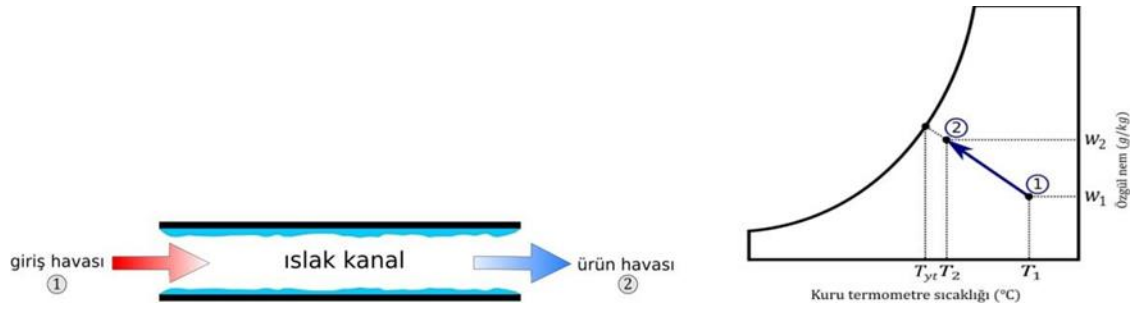


Şekil 2.4. Mekanik Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sistemi prensip şeması (Yılmaz ve ark, 2014).

2.4. Evaporatif Soğutma

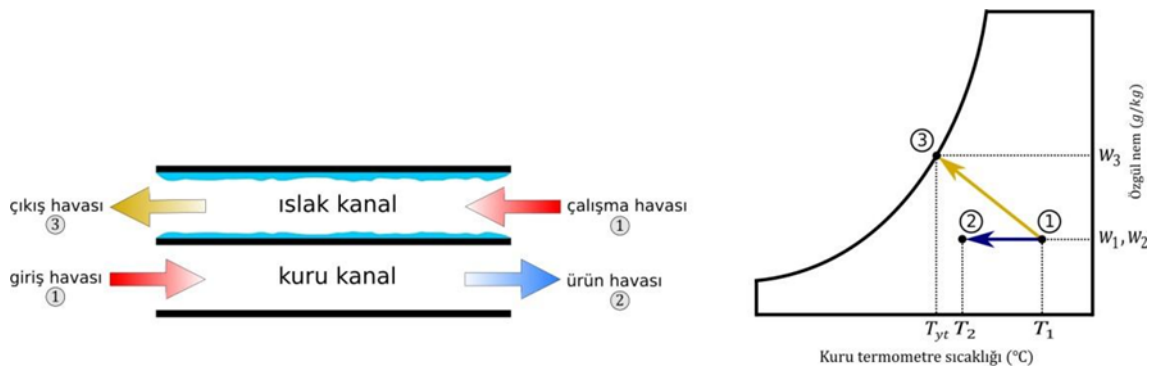
Evaporatif soğutma sistemleri, hava içine verilen suyun buharlaşmasına dayanan basit bir prensibe sahiptir. Bu sistemlerde suyun buharlaşması için gerekli olan buharlaştırma gizli ısısı, havanın duyulur ısısından alınır. Havanın sıcaklığında düşüşe sebep olan bu ısı ve kütle transferi sayesinde soğutma işlemi yapılmış olur. Evaporatif soğutma sistemleri, ürün havasının suyla temas edip etmeme durumuna göre doğrudan evaporatif soğutma (DEC) ve dolaylı evaporatif soğutma (IEC) olmak üzere ikiye ayrılır (Duan ve ark, 2012).

Doğrudan evaporatif soğutucu sistemlerde giren hava aynı zamanda odaya aktarılacak olan üfleme (ürün) havasını da temsil eder ve hava içerisinde suyun direkt olarak buharlaştırılması vasıtasıyla soğutulur (Şekil 2.5.). Havaya nem eklendiğinden, üfleme havasının özgül nemi artar ve genellikle belirli bir miktar nem gerektiren ortam ve uygulamalarda kullanılır. Doğrudan evaporatif soğutucu sistemlerde giren hava, su ile temas halinde olduğu için yaş termometre etkinlikleri %80-90 seviyelerine kadar çıkabilmektedir (El-Refaie ve ark 2009). DEC sistemlerin verimleri fazla olsa da, ortam neminin fazla olduğu durumlarda soğutma yapılacak mahalın bağıl nemini %60-80 seviyelerine kadar çıkarabilir (Xuan ve ark, 2012). Bu nem artışı, malzemelerin paslanmasına ve insan sağlığına zarar verebileceği için doğrudan evaporatif soğutucuların sıcak ve kurak iklimlerde kullanılması daha uygundur (Yang ve ark 2019).



Şekil 2.5. Direkt evaporatif soğutucu

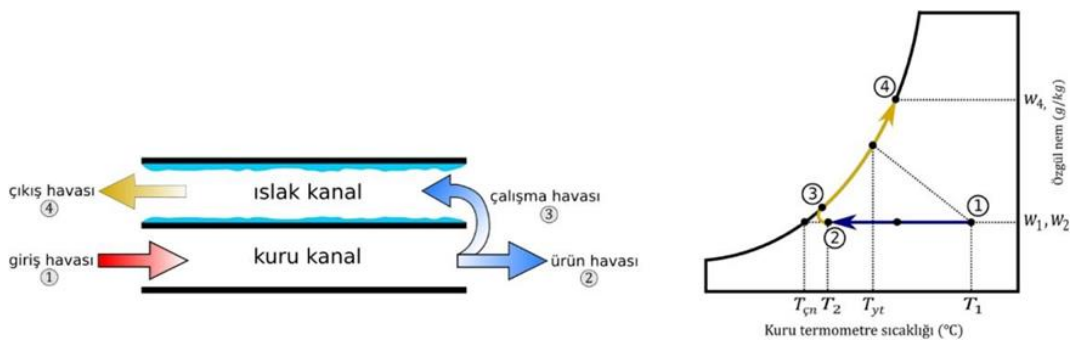
Şekil 2.6.' da görülen dolaylı evaporatif soğutucular, DEC sistemlerden farklı olarak kuru kanal adı verilen ilave bir ısı değişim kanalına sahip olduğu için havaya nem eklemekten havanın soğutulmasını sağlayabilmektedir. Bu nedenle IEC sistemlerin nemli bölgelerde kullanımı daha uygundur. Dolaylı evaporatif soğutucular ürün havası ve çalışma havası olmak üzere iki farklı havadan söz edilir. Ürün havası kuru kanaldan geçerek odaya aktarılacak taze havadır. Çalışma havası ise ıslak kanaldan geçerken suyun buharlaşma gizli ısısından faydalanarak ürün havasının soğutulmasını sağlar. Fakat IEC sistemlerin soğutma performansları nispeten daha düşük ve %55-65 arasındadır (El-Refaie ve ark 2009). Bu nedenle IEC sistemlerin verimliliklerini artırmak için çalışmalar yapan Prof. Valeriy S.Maisotsenko, IEC sistemlerin eşanjörlerin yapısını değiştirerek ürün havasını yaş termometre sıcaklığının altında, çiğlenme noktasına yakın sıcaklıklara kadar soğutabilen bir sistem tasarlamıştır (Doğramacı ve ark, 2020; Pandelis ve ark, 2012).



Şekil 2.6. Dolaylı evaporatif soğutucu

M-çevrimli evaporatif soğutucu sistemlerde kuru kanaldan akan hava, Şekil 2.7.'de görüldüğü gibi kanalın sonunda çalışma ve ürün havası olmak üzere ikiye ayrılır. Ürün havası doğrudan soğutma yapılacak ortama verilirken, çalışma havası da soğutma

etkinliğini arttırmak için bitişik olan ıslak kanala yönlendirilir. Giriş havasına ters yönde akan çalışma havası, ıslak kanal yüzeyindeki suyu buharlaştırarak kanal duvarından ısının emilmesini sağlar ve sistemden çıkış havası olarak atılır. Sonuç olarak çalışma havası ıslak kanala girmeden önce kuru kanalda soğutulduğu için %85 seviyelerine ulaşan çığlenme noktası etkinlikleri elde edilebilir (Zhao ve ark).



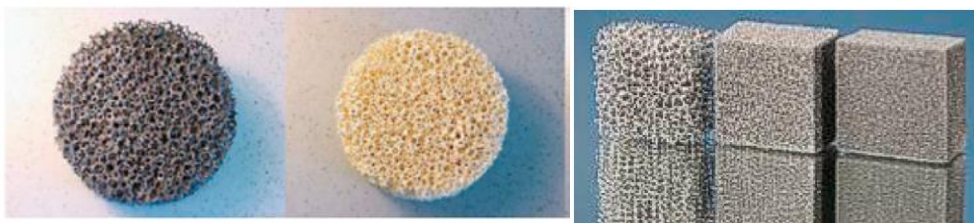
Şekil 2.7. M Çevrimli dolaylı evaporatif soğutucu

2.4.1. Evaporatif soğutma yapısal elemanları

Evaporatif soğutma sisteminin performansı, kuru ve ıslak yüzey malzemesinin türüne, yüzey alanına, havanın kütleli debisine, su hacmine, ıslak ve kuru kanallardan geçen havanın nem ve sıcaklığı gibi faktörlerden doğrudan etkilenir.

2.4.1.1. Malzeme cinsi

Evaporatif soğutma sistemleri genellikle cam, metal, mineral, ahşap ve kağıt gibi malzemelerden yapılırken son yıllarda plastik ve çimento katkılı malzemelerinin kullanımı da artmıştır (Şekil 2.8.). Tercih edilen bu malzemeler, yüzeyinde suyun dağılımını kolaylaştıracak özellikte ve paslanmaya karşı dayanıklı olması gerekmektedir (Bedir, 2016).





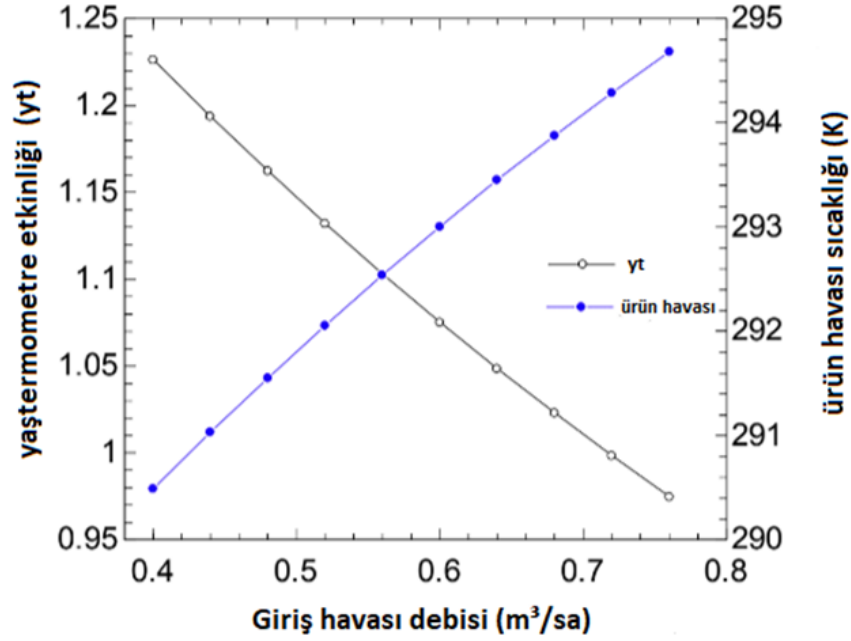
Şekil 2.8. Evaporatif soğutucuda kullanılan malzemeler (Zhao ve ark, 2008 ve Doğramacı ve ark, 2020)

2.4.1.2. Malzeme yüzey alanı ve kalınlığı

Bir evaporatif soğutma sisteminin tasarımında dikkate alınması gereken en önemli husus, akış kanallarında kullanılacak malzemenin yüzey alanının doğru şekilde seçilmesidir. Yüzey alanının düşük seçilmesi, geçen havanın hızını artırıp sistem verimliliğini azaltacak ve basınç kayıplarını artıracaktır. Basınç kayıplarından dolayı sistemde kullanılan fanlar daha fazla güç tüketeceği için soğutma sisteminin verimini düşürecektir. Malzemenin kalınlığının artırılması dolaylı evaporatif soğutucularda akış kanallarında ki ısı transfer sürecini zorlaştıracak ve sistem veriminin düşmesine neden olacaktır (Altay, 2019).

2.4.1.3. Kanal içerisindeki hava hızı

Hava hızı, kanal içerisinde akan havanın kanal yüzeyleri ile temas süresini ve dolayısıyla ısı transfer sürecini doğrudan etkiler. Çok düşük hızlarda hava akışı laminardır. Bu tip akışta ıslak kanal yüzeyi ile temas eden havanın çok az bir kısmı nem alma fırsatı yakalar. Hava hızı arttırıldığında laminar akım tabakaları kırılarak akım türbülans karakter kazanır. Böylece havanın ıslak kanal yüzeyinden nem alma fırsatı artar. Bir başka ifade ile hava hızı arttıkça akımın karakteri türbülansa döner ve ıslak kanal yüzeyinde buharlaşma hızı artar. Fakat hava giriş hızının artması ısı ve kütle transfer süresini kısaltacağı için optimum bir hava akış hızının tespit edilmesi gerektiği unutulmamalıdır (Eser , 2015).



Şekil 2.9. Hava giriş hızının soğutma etkinliğine ve çıkan havanın sıcaklığına etkisi (Duan ve ark, 2017).

2.4.1.4. Kanal içerisindeki su akışı

Kanalların yüzeyindeki su akış hızının yetersiz olması durumunda tüm su buharlaşacağı için sistem verimi azalacaktır. Kanal yüzeyindeki su akış hızının fazla olması, yüzeylerin su ile kaplanmasına ve temas yüzeyinin şekil olarak düzleşmesine neden olur. Dolayısıyla toplam kanal yüzey alanında azalma meydana gelir. Kanal gözenekleri birbirine yakın olan ve küçük deliklere sahip malzemelerinde sirkülasyon halindeki su gözenekler arasını doldurarak köprüler oluşmasına neden olur ve böylece hava ile temas eden yüzey alanı azaltır. Bu durum, sistemin soğutma etkinliğinin azalmasına ve toplam soğutma kapasitesinin düşmesine sebep olması dolayısıyla olumsuz bir etkidir (Eser, 2015).

2.5. Tezin Amacı ve İçeriği

Bu tez çalışmasının amacı, kloroflorokarbon gibi çevreye zararlı kimyasallar içeren mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerine alternatif olarak kullanılabilen çevre dostu ve enerji tasarruflu bir soğutma sisteminin tasarlanması, üretilmesi ve test edilmesidir. Tez çalışmaları kapsamında üretimi gerçekleştirilen ve test edilen M-Çevrimli karşı akışlı dolaylı evaporatif soğutucu üzerine yapılan araştırmaların ülkemizde oldukça az olması bu çalışmanın gerçekleştirilmesindeki bir başka gerektirir.

Bu tez çalışmasında; M-Çevrimli karşı akışlı dolaylı evaporatif soğutucu sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan sayısal çalışmada EES platformunda M-

Çevrimli karşı akışlı dolaylı evaporatif soğutucunun kanal uzunluğu, hava giriş hızı, kanal yüksekliği, çalışma-giriş oranı gibi teknik parametreler belirlenerek evaporatif soğutucu üretilmiştir. Evaporatif soğutucu üzerinde; referans deney giriş havası sıcaklıkları 30 °C - 25 °C ve özgül nem değerleri 9 g/kg- 13 g/kg seçilmiştir. Daha sonra deneysel olarak M-Çevrimli karşı akışlı dolaylı evaporatif soğutucudan çıkan havanın kuru termometre ve bağıl nem değerlerine bakılarak sistemin, yaş termometre etkinliği, çiğlenme noktası etkinliği, EER, soğutma kapasitesi ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucunda elde edilen bulgular doğrultusunda sistemin performansı değerlendirilmiştir.



3. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Zhao ve diğerleri 2008, çiğlenme noktası sıcaklıklarına yakın seviyelere kadar soğutabilecek, karşı akışlı bir dolaylı evaporatif soğutucunun sayısal analizini yapmıştır. Yapılan araştırmada, İngiltere yaz mevsimi şartlarında sistemin yaş termometre etkinliğinin 1,3, çiğlenme noktası etkinliğinin ise 0,9 seviyelerine ulaştığı bulunmuştur. Ayrıca sistemin soğutma etkinlik değerlerinin büyük oranda, hava giriş hızı, çalışma-giriş hava oranı ve akış kanallarının boyutlarına bağlı olduğunu göstermişlerdir.

Zhao ve diğerleri 2009, Çin ve İngiltere'nin farklı bölgelerinde yapılan çalışmalarla, bağıl nemi %70'in altında olan bölgelerde M-Çevrimli evaporatif soğutucunun kullanılabilirliği gösterilmiştir. Şebeke suyu sıcaklığının sistem için kullanıma uygun olduğu belirlenmiş ve su tüketim miktarı, sistemin uygulandığı şehirlere bağlı olarak değişmekle beraber, 2-3 l/kWh olarak bulunmuştur.

Riangvilaikul ve diğerleri 2010, dolaylı bir evaporatif soğutucu üzerinde yaptıkları sayısal çalışmada, farklı sıcaklık ve nem değerlerine göre soğutma etkinliklerindeki değişimleri göstermişlerdir. Ortam hava sıcaklığı 35°C, nem oranı 26,4 g/kg iken yaş termometre etkinliğini 1,09, çiğlenme noktası etkinliğini ise 0,86 olarak hesaplamışlar ve elde ettikleri sonuçları deneysel verilerle doğrulamışlardır.

Zhan ve diğerleri 2011, yaptıkları sayısal çalışmada, M- Çevrimli çapraz akışlı bir soğutucu ile geleneksel çapraz akışlı bir dolaylı evaporatif soğutucunun karşılaştırmasını yapmışlardır. M-Çevrimli sistemin, yaş termometre etkinliğinin %16,7 soğutma kapasitesinin ise %15,7 daha yüksek olduğunu göstermişlerdir.

Uçkan ve diğerleri 2011, Çukurova Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Laboratuvarında kurdukları kurutuculu-evaporatif soğutma sisteminin Adana gibi sıcak ve nemli bir iklim bölgesi için uygulanabilirliğini göstermişlerdir. Çevre hava sıcaklığının 32 ° C olduğu durumunda yaklaşık olarak 20-21 °C'ye kadar düşülerek soğutulan mahalın sıcaklığını 26 ° C seviyelerinde tutmayı başarmışlardır.

Caliskan ve diğerleri 2011, yaptıkları çalışmada geleneksel dolaylı bir evaporatif soğutucu ile M-Çevrimli evaporatif soğutucunun -5 °C ile 50 °C arasında değişen on iki farklı ölü nokta şartları için ekserji verimlerini ve yaş termometre etkinlik değerlerini karşılaştırmıştır. Geleneksel evaporatif soğutucu ve M-Çevrimli evaporatif soğutucunun maksimum yaş termometre etkinlik değerlerini sırasıyla 0,62 ve 1,04 olarak bulmuşlardır. M-Çevrimli soğutucunun 50 °C ölü nokta şartı için ekserji verimi % 60,329 hesaplanırken geleneksel evaporatif soğutucunun enerji verimini % 35,866 olarak hesaplamışlardır.

Jradi ve diğeri 2014, binaların iklimlendirme uygulamalarında kullanılan çiğlenme noktası sıcaklıklarına yakın seviyelere kadar soğutabilecek bir soğutucunun MATLAB programı üzerinde sayısal modellemesini yapmışlardır. Havanın 30 °C sıcaklık, %50 bağıl nemde ve ısı değiştiricisinin kanal uzunluğu 500 mm, kanal yüksekliği 5mm, çalışma-giriş hava akış oranı 0,33 olduğu durumda yaş termometre etkinliği 1,12, çiğlenme noktası etkinliği ise 0,78 bulunmuştur. Ayrıca deneysel bir düzenek kurularak, sayısal modelleme ile karşılaştırma yapılarak doğrulamasını yapmışlardır.

Anisimov ve diğeri 2014, M-çevrimli çapraz akışlı bir evaporatif soğutucunun kurak ve nemli iklim koşullarında sistem performansını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Sayısal modelden elde edilen simülasyon sonuçlarını deneysel veriler ile doğrulamışlardır. M-çevrimli soğutucunun, yaş termometre etkinliğinin 0,85-1,15, çiğlenme noktası etkinliğinin ise 0,15-0,78 iken soğutma kapasitesini 1 ile 19 kW aralığında bulunmuştur. Ayrıca kurak iklimin M-çevrimli soğutucu için en uygun iklim olduğunu belirtmişlerdir.

Khalid ve diğeri 2016, farklı iklim koşullarının M-çevrimli dolaylı bir evaporatif soğutucunun sistem performansına etkisini araştırmışlardır. Alınan sonuçlara göre farklı hava giriş koşulları için yaş termometre etkinliği 0,20-0,92 arasında değişirken, çiğlenme noktası etkinliğinin 0,62-0,85 arasında değiştini bulmuşlardır. Ayrıca çevre hava sıcaklığının 25 °C'nin üzerinde ve hava giriş hızının düşük olması durumunda yaş termometre etkinliğini % 100'ün üzerinde bulmuşlardır.

Bishoyi ve Sudhakar 2017, yaptıkları deneysel çalışmada evaporatif soğutucularda genellikle kullanılan selüloz pedler yerine aynı dikdörtgen kesit alanına sahip bal peteği ve (aspen) bodur ağacından yapılmış pedlerin enerji verimliliklerini karşılaştırmışlardır. Bal peteği soğutma pedi kuru termometre sıcaklığını 8 °C düşürebilirken aspen soğutma pedi kuru termometre sıcaklığını 5 °C düşürebilmektedir. Çalışmada sıcak ve kurak iklim koşullarında bal peteği pedli soğutucunun soğutma kapasitesinin daha iyi olduğu belirtilmiştir.

Wang ve diğeri 2018 karşı akışlı dolaylı bir rejeneratif evaporatif soğutucuda meydana gelen ısı ve kütle transferinin daha iyi anlaşılması için termodinamik temellere dayanan yeni bir matematiksel model geliştirmiştir. Geliştirilen model ile sistemin farklı geometrilerdeki çiğlenme noktası etkinlikleri ve ekserji verimlilikleri değerlendirilmiştir. Araştırma, kanal uzunluğunun artırılması ve kanal kesit alanının azaltılması ile soğutma etkinliklerinin arttığını fakat ekserji yıkımının azaldığını göstermektedir.

Shahzad ve diğeri 2018, çalışmalarında kurutucu entegreli çapraz akışlı M-çevrimli bir evaporatif soğutucu ile geleneksel kurutuculu evaporatif soğutucu sistemlerin performans karşılaştırmasını araştırmışlardır. Ayrıca ortam sıcaklığı, nem oranı ve rejenerasyon sıcaklığı gibi parametrelerin sistem performansına etkisi analiz edilmiştir. Düşük rejenerasyon sıcaklıklarında, M-çevrimli soğutucu sistemin geleneksel evaporatif soğutucu sisteme kıyasla %60-65 daha verimli çalıştığı gözlemlenmiştir.

Baakeem ve diğeri 2018, çalışmalarında Arabistan'ın Riyad şehrinin sıcak ve kurak iklim şartları için doğrudan bir evaporatif soğutucunun ekserji, enerji ve maliyet analizi için teorik bir model geliştirmişlerdir. Ayrıca önceden yaptıkları deneysel ve teorik sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Doğrudan evaporatif soğutucunun, ortam havası sıcaklığı arttıkça ekserji veriminin azaldığını bulmuşlardır. Evaporatif soğutucunun yaş termometre etkinlik değeri 0,7 olduğunda ekserji verimini % 0,16 ile %17,7 arasında, enerji verimini ise %70 ile %90 arasında bulmuşlardır.

Alı ve diğeri 2018, yaptıkları deneysel çalışmada M-çevrimli çapraz akışlı bir dolaylı bir evaporatif soğutucunun farklı çalışma koşullarında yaş termometre etkinliği ve çiglenme noktası etkinlik değerlerini analiz etmişlerdir. Isı kütle değiştirici yapısı alüminyum levhadan yapılmış 8 adet kuru kanal ve 7 adet ıslak kanaldan oluşturulmuştur. M-çevrimli soğutucu, havanın sıcaklığı 20-55 °C, havanın özgül nemi 12,7 g/kg - 18 g/kg ve hava giriş hızı 0,88 - 1,50 m/s çalışma koşullarında maksimum çiglenme noktası etkinliğini 0,93, yaş termometre etkinliğini ise 1,30 olarak bulmuşlardır.

Taylan 2019, Ankara'da bulunan bir hastaneye ait veri merkezinin iklimlendirmesi için kurulacak olan mekanik buhar sıkıştırımlı sistem ile evaporatif bir soğutma sistemini enerji sarfiyatları açısından karşılaştırmıştır. Elde edilen sonuçlara göre mekanik buhar sıkıştırımlı sistemin oldukça fazla güç tükettiği bulunmuştur. Ayrıca bu sistemlerin hem ilk yatırım maliyeti hem de işletme maliyetleri açısından evaporatif soğutma sistemlerine kıyasla oldukça yüksek olduğunu hesaplamıştır. Evaporatif sistem kullanımı mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemiyle kıyaslandığında geri ödeme süresi 1 yıldan daha az bir sürede kendini tamamladığı görülmüştür.

Nada ve diğeri 2019, çalışmalarında, arı kovanı yapısındaki selüloz kağıtlardan yapılmış evaporatif bir soğutucu sistemin performansı üzerine kapsamlı bir deneysel çalışma sunmuşlardır. Yüzey alanı $0,335 \times 0,390$ m olan soğutma pedinin dört farklı kalınlığı için (35, 70, 105 ve 140 mm) değerlendirmeler yapılmıştır. Sonuç olarak, ped kalınlığı ve su akış hızı arttıkça pedin doygunluk verimliliğinin arttığı ve 140 mm kalınlıkta doygunluk verimliliğini %84 olarak bulmuşlardır. Hava hızı ve soğutma pedi

kalınlığının artması ile hava basıncının düştüğünü gözlemlemişlerdir. Hava hızı 3 m/s ped kalınlığı 140 mm' de maksimum basınç düşüşünü 46 Pa olarak bulmuşlardır.

Karami ve diğerleri 2020, sıcak ve nemli iklim koşullarında, güneş destekli kurutuculu M-çevrimli bir evaporatif soğutucunun dönüş havasının iç ve dış ortamdaki alınma oranlarındaki farklılığın soğutma kapasitesine ve besleme havasının sıcaklığına etkisini incelemişlerdir. Yapılan çalışmada dönüş havasının tamamı iç ortamdaki alındığında sistemin soğutma kapasitesinin önemli bir seviyede artacağı gösterilmiştir.

Raza ve diğerleri 2020a, Pakistan'ın Multan şehri iklim koşullarında çiftlik hayvancılığı için farklı iklimlendirme sistemlerin kıyaslamasını yapmışlardır. Yaptıkları deneysel çalışmada kurutuculu evaporatif soğutucu ile kurutuculu M-çevrimli evaporatif soğutucu sistemlerin yaş termometre etkinliklerini sırasıyla 0,51 ve 0,62 bulmuşlardır. Ayrıca kurutuculu evaporatif soğutucu sistemin Mart-Haziran, kurutuculu M-çevrimli evaporatif soğutucunun ise Mart-Eylül aylarında çiftlik hayvanlarının konfor standartlarını sağlayabileceğini göstermişlerdir.

Raza ve diğerleri 2020b, Pakistan'ın Multan şehrinde tarımsal ürün depolama alanını soğutmak için yapılan çalışmada 3 farklı evaporatif soğutucu kullanmışlardır. Çalışmada, doğrudan evaporatif soğutucunun ortam havasını yaklaşık 8,5°C, dolaylı evaporatif soğutucunun 6,8°C, M-çevrimli evaporatif soğutucunun ise 8,9°C düşürdüğünü göstermişlerdir. DEC, IEC ve MEC sistemlerinin yaş termometre etkinlik değerlerini ise sırasıyla 0,85–0,99, 0,55–0,56 ve 0,85–0,98 aralığında bulmuşlardır. DEC sisteminin aşırı nem nedeniyle tarımsal ürün depolama uygulamalarında istenilen koşulları sağlayamadığını IEC sistemin ise yeterli seviyede soğutma yapmadığı için kullanılmasının uygun olmadığını göstermişlerdir.

Aydin ve diğerleri 2020, nemli iklim bölgelerindeki evaporatif soğutucularda kurutucunun sistem performansına etkisini araştırmışlardır. Çalışmalarında, ortam havası bağıl neminin %50'nin üzerinde olması durumunda, kurutuculu sistemin kurutucusuz sisteme kıyasla %40 daha fazla özgül soğutma kapasitesi sunduğunu göstermişlerdir.

Doğramacı ve diğerleri 2020, çalışmalarında evaporatif soğutucularda genellikle kullanılan selüloz pedler yerine doğal malzemeler olan okaliptüs lifleri, seramik borular, sarı taş (YS), kuru sepet ve Kıbrıs mermeri kullanmışlardır. Sıcak-kuru iklim (RH < % 20) koşullarında ve 0,1 - 1,2 m / s hava hızlarında okaliptüs lifleri ve seramik borular için etkililik değerlerini sırasıyla %33-72 ve %26-68 aralığında bulmuşlardır. Ayrıca soğutma kapasitelerini okaliptüs lifleri ve seramik borular için sırasıyla 0,13 – 0,71 kW ve 0,12 – 0,55 kW aralığında bulmuşlardır.

4. MATERYAL VE YÖNTEM

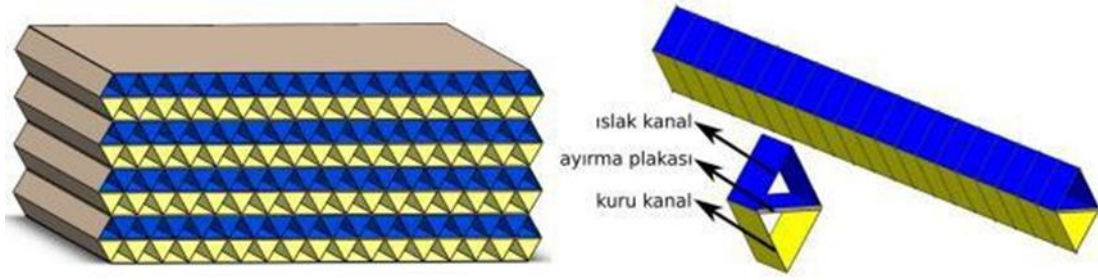
4.1. Materyal

Bu bölümde, farklı koşullar altında test edilen dolaylı evaporatif soğutucu ve testler esnasında kullanılan veri toplama ekipmanları açıklanmıştır. Sistemin Engineering Equation Solver (EES) programında matematiksel modellenmesi yapılmış ve kanal uzunluğu, kanal yüksekliği, çalışma-giriş hava oranı, hava giriş hızı, besleme suyu sıcaklığı gibi parametreleri göz önünde bulundurarak tasarımı gerçekleştirilmiştir.

4.1.1. Sayısal Modelleme

Sistemin yapısı Şekil 4.1a'da gösterildiği gibi ıslak ve kuru kanalların bir bütün haline getirilmesinden oluşmaktadır. Akış kanallarının geometrisi üzerine yapılan çalışmalar, eşkenar üçgen kanal yapılı evaporatif soğutucuların soğutma etkinliklerinin birçok kanal geometrisine göre daha iyi olduğunu göstermektedir (Zhan, ve diğerleri 2011b). Bu sebeple tasarlanan M-çevrimli dolaylı evaporatif soğutucuda da eşkenar üçgen levhalar tercih edilmiştir. Her bir kanalın farklı noktalarındaki sıcaklık ve nem değerlerini elde edebilmek için kanal boyunca hücreler tanımlanmıştır. Bir hücre Şekil 4.1b'de görüldüğü gibi; bir kuru kanal, bir ıslak kanal ve ısı/kütle transferi plakasından meydana gelmektedir. Engineering Equation Solver (EES) programında her bir hücre üzerinde ayrı ayrı uygulanan ısı ve kütle transferi denklemleri sonucunda, her hücredeki havanın sıcaklık ve nem değerleri hesaplanmıştır. Ulaşılan değerler sayesinde her kanal içindeki sıcaklık ve nem değişimleri nümerik olarak analiz edilmiştir. Bir hücre üzerinden yapılan basitleştirilmiş matematiksel hesaplamalardaki kabuller şunlardır;

- Isı, ayırma plakası boyunca dikey olarak transfer edilmektedir,
- Kanal boyunca hava akış hızı eşittir,
- Kanalların ıslak yüzeylerinde daima su vardır,
- Hava akış hızının Mach sayısı 0,3'den küçük olduğu için hava sıkıştırılmaz bir gaz olarak kabul edilir (Çengel ve diğerleri 2008).
- Ayırma plakasının kalınlığı çok düşük olduğundan, ayırma plakasının kuru ve ıslak yüzeylerinin sıcaklık farkı ihmal edilebilir (Zhao ve diğerleri 2008).



Şekil 4.1. a) Soğutucu sistemin yapısı b) hücre ve akış kanalı

4.1.1.1. Isı ve kütle transferi – matematiksel hesaplama

Sistemin performans karakteristiklerini hesaplayabilmek için literatürde mevcut olan matematiksel denklemler kullanılarak eşitlikler oluşturulmuştur. Eşitliklerin çözümlenebilmesi için gerekli olan su ve havanın termodinamik özellikleri EES kütüphanesinde mevcut olduğu için sistem modellemesi ve çözümlenmesi EES programında yapılmıştır. Matematiksel modellemede kullanılan temel denklemler şunlardır;

Kuru kanallardaki zorlanmış taşınım ile meydana gelen ısı ve kütle transferinin bir hücre için enerji dengesi aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Çengel ve diğerleri 2019).

$$h_1 A (T_{h,a1} - T_{y1}) = \dot{m} (H_{giriş} - H_{çıkış})$$

Burada h_1 kuru taraftaki havayla taşınım ısı transfer katsayısını, $T_{h,a1}$ kuru tarafta akan havanın sıcaklığını, T_{y1} kuru taraf kanal yüzey sıcaklığını, \dot{m} kütleli debiyi ve $H_{giriş}$ ve $H_{çıkış}$ sırasıyla giriş çıkış entalpilerini göstermektedir.

Islak kanallardaki zorlanmış taşınım ile meydana gelen ısı ve kütle transferinin bir hücre için enerji dengesi şu şekilde yazılabilir (Çengel ve diğerleri 2019).

$$h_2 A (T_{y2} - T_{h,a2}) + \dot{m} H_{giriş} + h_m A (\rho_{y,h2} - \rho_{h,a2}) \gamma = \dot{m} H_{çıkış}$$

Burada h_2 ıslak taraftaki entalpiyi, T_{y2} ıslak taraftaki yüzey sıcaklığını, $T_{h,a2}$ ıslak tarafta akan havanın sıcaklığını, h_m konvektif kütle transfer katsayısını, A ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanını, $\rho_{y,h2}$ ıslak yüzeydeki havanın yoğunluğunu, $\rho_{h,a2}$ ıslak tarafta akan havanın yoğunluğunu ve γ ise suyun gizli buharlaşma ısısını göstermektedir.

Kanallardaki hidrolik giriş çapının, D_h hesaplanması şu yöntemle gerçekleştirilir

$$D_h = \frac{4\left(\frac{ab}{2}\right)}{3a}$$

Bu denklem de a üçgen kanalın kenar uzunluğunu, b ise üçgen kanalın yüksekliğini göstermektedir.

Kanallardaki Reynold sayısının hesaplanması ise şu formülle gerçekleştirilir;

$$Re = \frac{uD_h}{\nu}$$

Bu denklemde u ile gösterilen hava akış hızı, ν ise kinematik viskozitedir.

Laminer akışta ısı giriş uzunluğu;

$$l = 0,05 RePrD_h$$

Bu eşitlikte Pr ile gösterilen Prandtl sayısıdır.

Gelişen laminer akış durumunda ortalama Nusselt değeri;

$$Nu = 1,86 x \left(\frac{RePrD_h}{l}\right)^{1/3} \left(\frac{n_{h,a}}{n_{y,h}}\right)^{0,14}$$

Bu formüldeki $n_{h,a}$ ve $n_{y,h}$ sırasıyla akan hava ve yüzeydeki havanın viskozitelerini vermektedir.

Eşkenar üçgen geometrisindeki borularda tam gelişmiş laminer akış bölgeleri için Nusselt değeri ise;

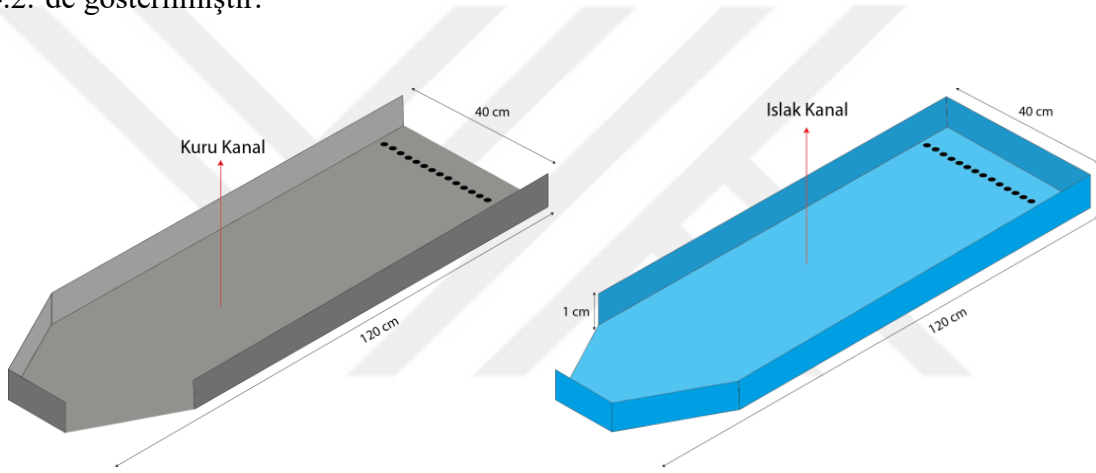
$$Nu = 2,47' \text{ dir.}$$

Islak kanaldaki hava akışı ile kanalın ıslak yüzeyi arasındaki konvektif kütle transferi katsayısı aşağıdaki denklem ile hesaplanır;

$$h_m = \frac{h}{\rho c_p Le^{2/3}}$$

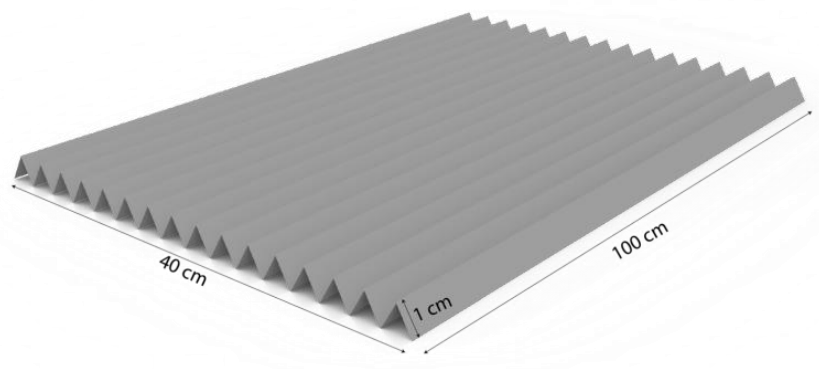
4.1.2. M-çevrimli karşı akışlı dolaylı evaporatif

Prototip üretimi gerçekleştirilmiş M-çevrimli karşı akışlı dolaylı evaporatif soğutucu 30 adet kuru kanal ve 31 adet ıslak kanaldan meydana gelmektedir. Soğutma verimini artırmak için ıslak ve kuru kanallar arasına 60 adet eşkenar üçgen plakalar yerleştirilmiştir. Kullanılan eşkenar üçgen levha, kuru ve ıslak kanalların boyutları Şekil 4.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.2a. Islak kanal

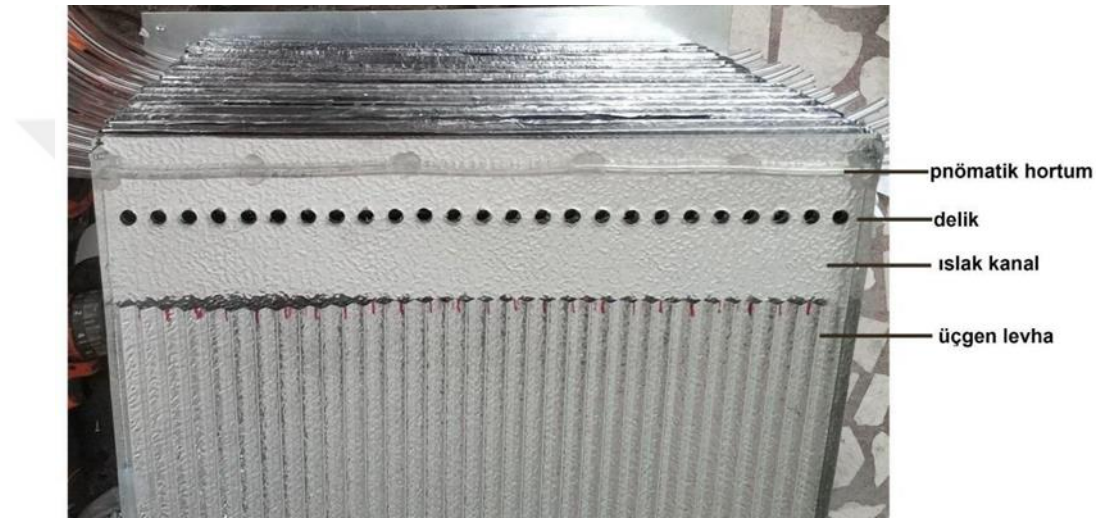
Şekil 4.2b. Kuru kanal



Şekil 4.2c. Üçgen plaka

Islak ve kuru kanalların kenarlarındaki kıvrımlar sayesinde kanallar üst üste istiflenmiştir. Plakalar arasında akış sızdırmazlığının sağlanması için ıslak ve kuru kanalların birleşim noktaları silikonla kapatılmıştır (Şekil 4.3.).

Çalışma havasını kuru kanaldan ıslak kanala aktarmak için her kanalın sonunda 10 mm çapında delikler açılmıştır. Tüm ıslak kanal yüzeylerinin ıslak kalabilmesi için kanal sonuna 8 mm çapında pnömomatik hortum yerleştirilmiş ve bu hortuma açılmış olan 3 mm büyüklüğündeki delikler sayesinde ıslak kanalların yüzeyinin daima ıslak kalması sağlanmıştır (Şekil 4.4.).



Şekil 4.3. Evaporatif soğutucunun iç görünümü



Şekil 4.4. Evaporatif soğutucunun dış görünümü

Daha sonra dolaylı evaporatif soğutucu, çevreye olan ısı kayıplarını ve olası hava sızıntısını en aza indirmek için yalıtım malzemesi ile kaplanmıştır. Dolaylı evaporatif soğutucunun, doğru pozisyonda durabilmesi için özel olarak dizayn edilen demir konstrüksiyonun içerisine yerleştirilmiştir (Şekil 4.5.)

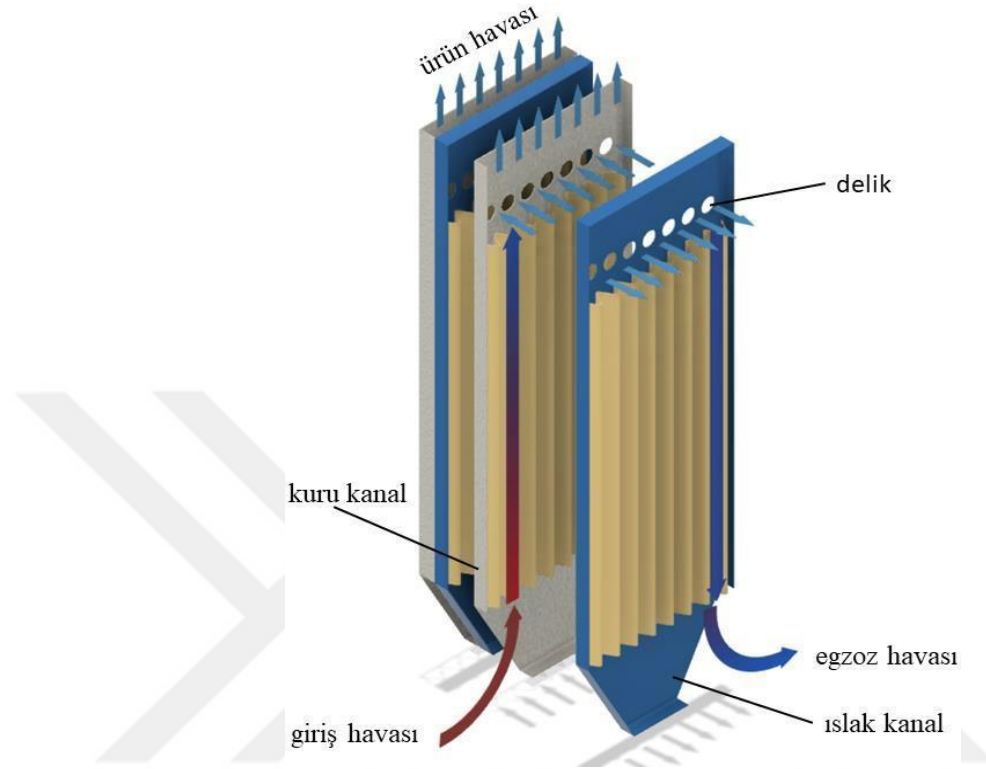


Şekil 4.5. Evaporatif Soğutucu

Dolaylı evaporatif soğutucuya montaj edilen fan sayesinde giriş havasının (ortam havası) kuru kanallara aktarılması sağlanmıştır. Ayrıca sistemde bulunan diğer fan, kuru kanallardaki giriş havasının bir kısmını deliklerden ıslak kanala geçmesini ve egzoz havası olarak atılmasını sağlamaktadır. Sistemdeki 3 devirli pompa, haznede bulunan suyun ıslak kanallara sirkülasyonunu sağlamaktadır. Sirküle edilen suyun toplanması için 25 litre kapasiteli bir hazne kullanılmıştır.

Dolaylı evaporatif soğutucudaki ıslak ve kuru kanallar içerisindeki akış, ve soğutucunun şematik çizimi gösterilmiştir (Şekil 4.6.). Şekilde görüldüğü gibi eşanjörünün sol alt tarafından giren hava kuru kanal boyunca hareket etmekte ve havanın bir kısmı her kanalın sonundaki (çalışma havası) ıslak kanallara geçmektedir. Böylece çalışma havası ıslak kanala girmeden önce kuru kanalda soğutulduğu için çiğlenme noktası etkinliğine kadar soğutulabilir. Sistem verimini artırmak için ıslak kanala geçen

çalışma havası, giriş havasına ters yönde akar ve eşanjörün sağ alt tarafından egzoz havası olarak çıkmaktadır. Sisteme giren ve ıslak kanala geçmeyen giriş havası, iklimlendirilen alana ürün havası olarak aktarılır.



Şekil 4.6. M-çevrimli dolaylı evaporatif soğutucunun çalışma prensibi

4.1.3. Deneylerde kullanılan veri toplama ekipmanları

Önerilen dolaylı evaporatif soğutucu, proses hava girişi için maksimum 520 m³/h ve egzoz havası için 410 m³/h debi ve 80 W gücünde bir fan kullanılmıştır. Su sirkülasyonu için 3 m³/h debili bir pompa ve su akışını ölçmek için 100–3000 l/saat ölçüm aralığına sahip bir VFA şamandıra tipi akış ölçer kullanılmıştır. Ayrıca proses, ürün ve egzoz havasının sıcaklık ve nem değerlerini ölçmek için Enda ESHT102 nem ve sıcaklık sensörü kullanılmıştır (Şekil 4.7). %0-%100 bağıl nem aralığı ve -40°C-125°C sıcaklık ölçüm aralıklarına sahip olan sensör, %0-%100 bağıl nem aralığında %4 hassasiyete, 0°C-70°C sıcaklık aralığında ise ±1° sıcaklık hassasiyetine sahiptir (Enda, 2022). Soğutucuya giren ve çıkan hava hızları için Cem DT-619 anemometre kullanılmıştır (Şekil 4.6). Ölçüm aralığı 0,4-30 m/s olan anemometre, ±0,20 m/s hassasiyete sahiptir (Özdisan, 2022). İlgili tüm veriler, her biri 8 analog ve dijital kanallı Novus veri kaydedici tarafından 10 saniyelik bir örnekleme hızında kaydedilmiştir. Verileri Excel elektronik

tablosuna kaydetmek ve dışa aktarmak için veri kaydedici ve PC arasında doğrudan bir bağlantı sağlanmıştır. Kullanılan bileşenlerin ve ölçüm cihazlarının teknik detayları Tablo 1.'de sunulmuştur.

Tablo 1. Sistem ekipmanı ve sensörlerin teknik parametreleri

Blower fan (egzoz havası için)	Güç	80 W
	Voltaj	220 V
	Dakikada devir sayısı	2325
	Maksimum Hacimsel Debi	410 m ³ /h
Fan (giriş havası için)	Güç	210 W
	Voltaj	220 V
	Dakikada devir sayısı	2800
	Maksimum Hacimsel Debi	520 m ³ /h
Sirkülasyon Pompası	Maksimum Güç	750 W
	Voltaj	220 V
	Maksimum Hacimsel Debi	3 m ³ /h
Anemometre	Aralık	0.4-30 m/s
	Hassasiyet	± 0.20 m/s
Sıcaklık ve Nem Sensörü	Sıcaklık	-40 °C to +125 °C
	Aralık	± 1 (0-+70 °C)
	Nem	±0.5 (20-+40 °C)
	Hassasiyet	2% RH



Şekil 4.7. Anemometre



Şekil 4.8. Nem ve sıcaklık sensörü



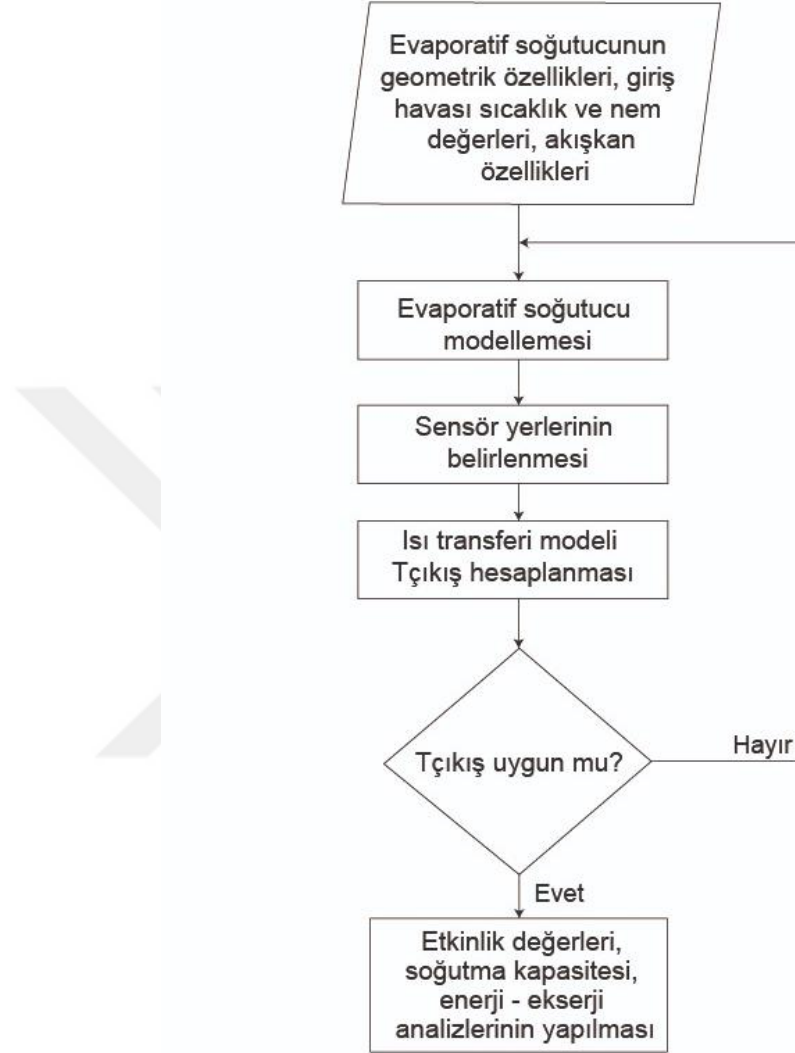
Şekil 4.9. Şamandıralı debimetre



Şekil 4.10. Veri kayıt cihazı

4.2. Yöntem

Bu bölümde, sistem performansının analiz edilebilmesi için deneylerden toplanan verilerle yapılan hesaplamalarda kullanılan denklemler ve test metodu sunulmuştur.



Şekil 4.11. Hesaplama metotları şeması

4.2.1. Enerji analizi

M-çevrimli evaporatif soğutucuların sistem performansını değerlendirmek için etkinlik değerleri oldukça önemlidir. Bu etkinlik değerleri sisteme giren ve çıkan havanın sıcaklık ve nem değerlerine göre hesaplanır. Yaş termometre etkinliği, giriş ve çıkış havasının kuru termometre sıcaklıkları farkının, giriş kuru termometre sıcaklığı ile giriş yaş termometre sıcaklık farkına oranıdır.

$$\varepsilon_{yt} = \frac{t_{kt,1} - t_{kt,2}}{t_{kt,1} - t_{yt,1}}$$

Çiğlenme noktası etkinliği ise, giriş ve çıkış havasının kuru termometre sıcaklıkları farkının, giriş kuru termometre sıcaklığı ile giriş çiğlenme termometre sıcaklık farkına oranıdır.

$$\varepsilon_{\text{çn}} = \frac{t_{kt,1} - t_{kt,2}}{t_{kt,1} - t_{\text{çn},1}}$$

Evaporatif soğutucunun soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır. Burada $c_{p,a}$ giren havanın özgül ısısı, ρ_a havanın yoğunluğu, v havanın hacimsel debisi, $t_{\text{giriş}}$ ise giriş havasının sıcaklığı ve $t_{\text{çıkış}}$, proses havasının çıkış sıcaklığıdır (Karami ve ark, 2020).

$$Q_{\text{soğutma kapasitesi}} = \frac{c_{p,a} \rho_a v (t_{\text{giriş}} - t_{\text{çıkış}})}{3.6}$$

Evaporatif soğutucunun Enerji Verimlilik Oranı (EER) aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır. EER, soğutma kapasitesinin soğutucunun toplam anlık güç tüketimine oranıdır. EER'nin hesaplanabilmesi için sistemde bulunan fan ve su pompası gibi güç tüketen cihazların anlık olarak enerji tüketimlerinin ölçülmesi gerekir (Karami ve ark, 2020)

$$EER = \frac{Q_{\text{soğutma kapasitesi}}}{P_{\text{toplam}}}$$

Burada P_{toplam} , sistemdeki her cihazın anlık olarak tükettiği toplam enerjidir ve ölçülerek belirlenir.

4.2.2. Ekserji analizi

Ortam şartları ile ısı, mekanik ve kimyasal dengeye ulaşan iklimlendirme prosesindeki ekserji şu şekilde yazılabilir (Wang ve diğerleri 2019).

$$e_t = e_{th} + e_{me} + e_{ch}$$

Hava ve su, evaporatif soğutucuda yer alan iki tür akışkandır. Nemli hava, kuru hava ve su buharından oluşan ideal gazların bir karışımı olarak düşünülebilir. Nemli hava ve suyun ekserjisi şu şekilde yazılabilir: (Wang ve diğerleri 2019).

$$e_a = (c_{da} + Wc_v)T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + (1 + 1.608W)R_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} + R_a T_0 \left[(1 + 1.608W) \ln \frac{1+1.608W_{00}}{1+1.608W} + 1 + 1.608W \ln \frac{W}{W_{00}} \right]$$

$$e_w = [i_w(T) - i_w(T_0)] - T_0[s_w(T) - s_w(T_0)] - R_v T_0 \ln \varphi_0$$

Ölü hal koşulunun seçimi ve tanımı ekserji analizi için çok önemlidir. Genellikle, referans olarak kararlı atmosfer şartları seçilir. Bununla birlikte, atmosfer koşullarında neme doymayan hava kullanılabilir enerjiye sahiptir. Bu nedenle, ölü durum çalışmada doymuş dış hava olarak tanımlanmıştır. Bu durumun ekserjisi şu şekilde ifade edilir: (Wang ve diğerleri 2019).

$$(m_1 e_{1,a} + m_{w,i} e_{w,i}) = (m_f e_{2,a} + m_3 e_{3,a}) + I$$

Isı ve kütle transferi sürecinde, havaya eklenen nem, giren su miktarı olarak kabul edilir. İkinci yasa ekserjisi, soğutma performansını değerlendirmek için önemli bir kriterdir ve ekserji verimliliği şu şekilde tanımlanır (Wang ve diğerleri 2019);

$$\eta_e = 1 - \frac{1}{(m_1 e_{1,a} + m_{w,i} e_{w,i})}$$

4.2.3. Belirsizlik Analizi

Testlerden elde edilen sıcaklık ve nem verilerine dayalı olarak verim ve soğutma kapasitesi hesaplamalarındaki bağıl belirsizlik analizi aşağıdaki formülle hesaplanabilir;

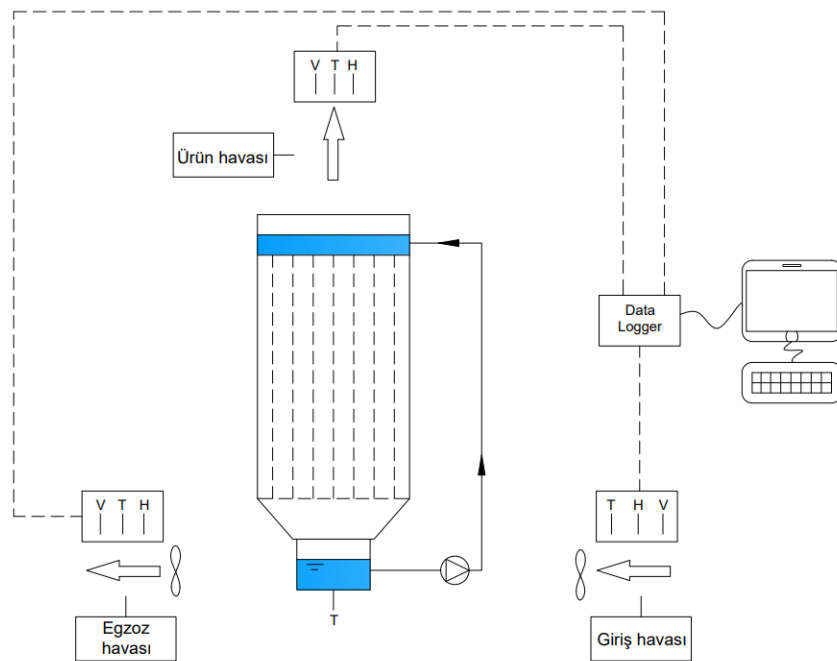
$$\frac{\Delta x}{y} = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial x_i}{y} \right)^2}$$

Burada x ve y, doğrudan ölçülen ve hesaplanan parametreleri ifade eder. Hesaplamalar sonucunda yaş termometre ve çiğlenme noktası etkinliğinin belirsizliği %7, soğutma kapasitesinin belirsizliği ise %9,1 olarak bulunmuştur. Verimi ve soğutma

belirsizliğini etkileyen ana parametrenin ölçümlerde kullanılan sıcaklık sensörlerinin hassasiyeti olduğu belirtilmektedir. Ölçme ve değerlendirmede yüksek hassasiyete sahip ekipmanların kullanılması, bu çalışmada elde edilen belirsizlik değerlerini önemli ölçüde azaltacaktır. Ancak sonuçlar literatürdeki benzer çalışmalarla karşılaştırıldığında belirsizlikler makul bulunmuştur (Liu ve diğerleri).

4.2.4. Test Metodu

Tasarlanan ve prototip üretimi gerçekleştirilen evaporatif soğutucu farklı sıcaklık ve nem değerlerinde test edilmiştir. Ünite şekil 4.6. görüldüğü üzere ısı ve kütle eşanjörü, giriş havası ve egzoz havası fanı, su haznesi, pompa, debimetreden oluşmaktadır. Teste başlamadan önce farklı noktalara sıcaklık ve nem sensörleri yerleştirilmiştir. Bu noktalarda ölçümü gerçekleştirilen parametreler sırasıyla şunlardır: 1) giriş havası 2) ürün havası 3) egzoz havası 4) su sıcaklığı. Evaporatif soğutucunun teste hazır hale getirilmesinin ardından, evaporatif soğutucuya girecek olan ortam havasının sıcaklık ve nem değerleri ve sistemi besleyen su sıcaklığı istenilen seviyelere getirilerek testler gerçekleştirilmiştir. Testlerden elde edilen bulgular, test öncesinde gerçekleştirilen sayısal çalışmadan elde edilen sonuçlar ve literatürle karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar neticesinde bulguların uygunluğu kontrol edildikten sonra sistemin etkinlik değerleri, soğutma kapasitesi, EER ve ekserji değerleri hesaplanmıştır.



Şekil 4.12. Sistemin test metodu

5. DENEYSSEL VE SAYISAL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu bölümde sayısal ve deneysel olarak çalışması yapılan M-çevrimli karşı akışlı dolaylı evaporatif soğutucudan elde edilen bulgular değerlendirilmiştir. Sistemin sayısal modellemesi EES yazılımında yapılmıştır. Deneysel çalışması ise Necmettin Erbakan Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Araştırma ve Uygulama Merkezinde (BİTAM) gerçekleştirilmiştir.

5.1. Sayısal Çalışmada Elde Edilen Sonuçlar

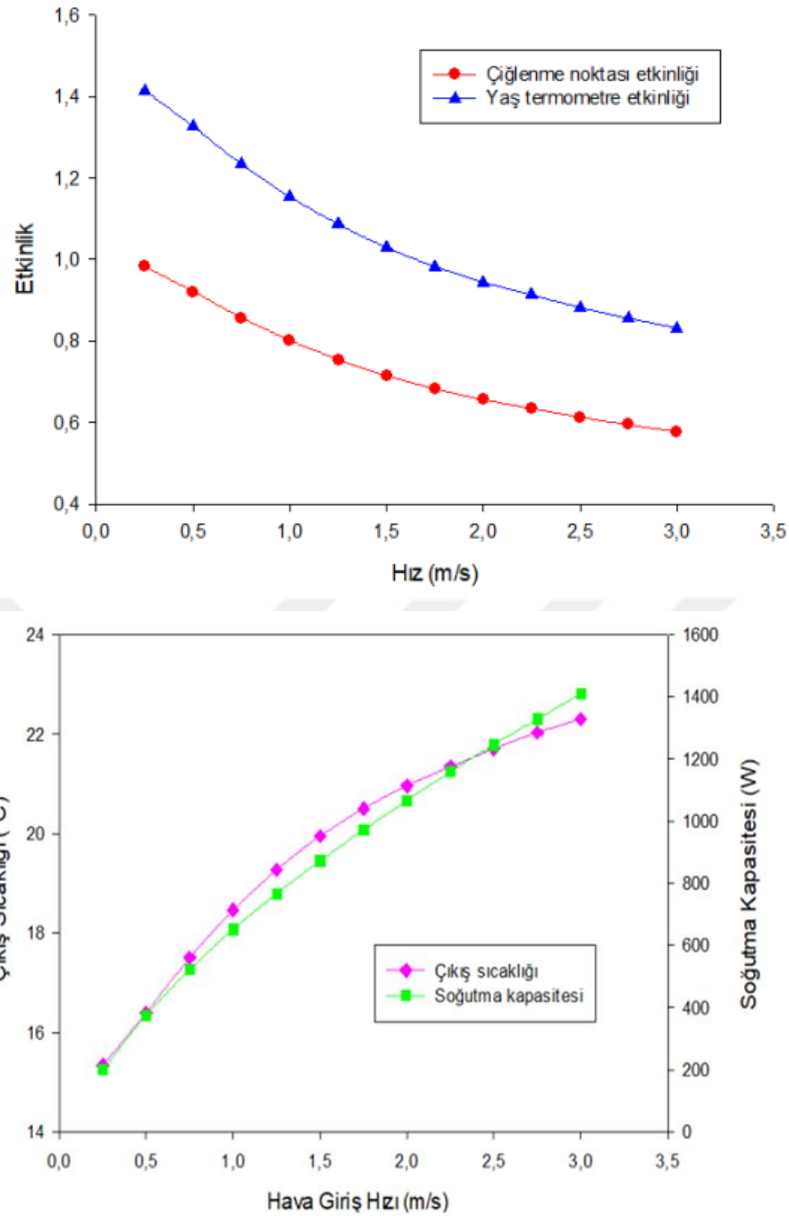
Sayısal çalışmada EES platformunda matematiksel modellemesi yapılan sistem, kanal uzunluğu, hava giriş hızı, kanal yüksekliği, çalışma-giriş oranı, besleme suyu sıcaklığı ve ortam havasının sıcaklık değerleri gibi Tablo 2’de verilen teknik parametrelere göre analiz edilmiştir.

Tablo 2. Sayısal çalışması kullanılan parametreler

Kuru termometre sıcaklığı	Bağıl nem	Kanal uzunluğu	Kanal yüksekliği	Hücre sayısı	Çalışma giriş hava oranı	Giriş hızı	Su sıcaklığı
32,2 °C	%28	1 m	10 mm	20	0,5	1 m/s	15 °C

5.1.1. Hava giriş hızının etkisi

Şekil 5.1’ de, hava giriş hızındaki değişimin sistemin soğutma etkinliğine, soğutma kapasitesine ve çıkan havanın sıcaklık değerlerine etkisini göstermektedir. Hava giriş hızının artması ısı ve kütle transfer süresini kısalttığı için yaş termometre ve çiğlenme noktası etkinliklerini azaltacak, çıkan havanın sıcaklık değerini ise artıracaktır. Bununla birlikte hava giriş hızının artırılması ile soğutma etkinliğinden ödün verilerek soğutma kapasitesinde artış sağlanabilir. Yapılan analizler sonucunda 0,25 m/s hava giriş hızı için; 1,41 yaş termometre etkinliği ve 15,3°C çıkış sıcaklığı elde edilirken, 3 m/s hava giriş hızı için 0,83 yaş termometre etkinliği 22,3°C çıkış sıcaklığı elde edilmiştir.

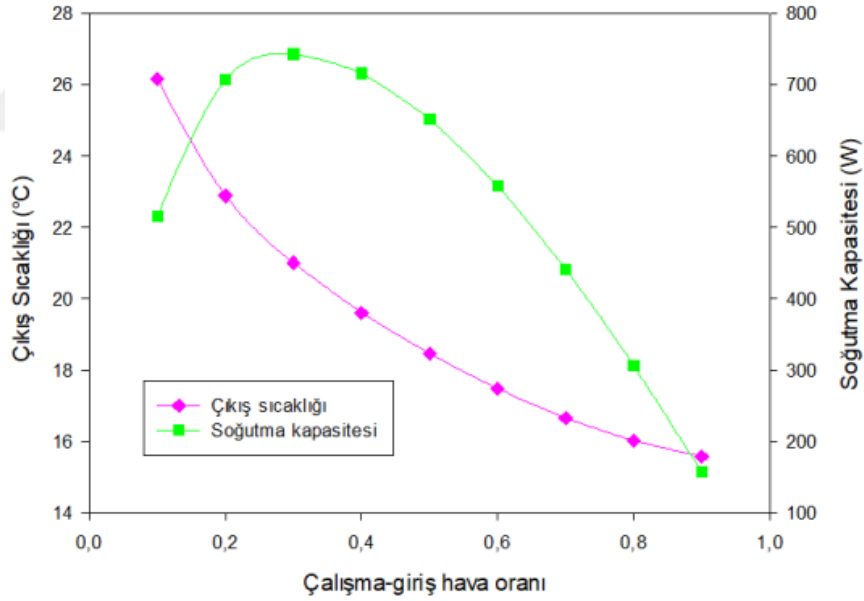
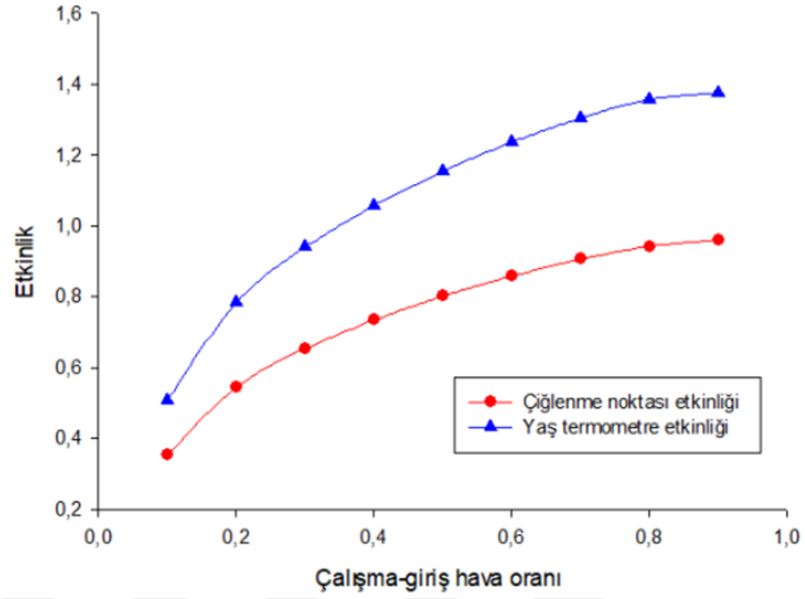


Şekil 5.1. Hava giriş hızının soğutma etkinliğine, çıkan havanın sıcaklığına ve soğutma kapasitesine etkisi

5.1.2. Çalışma giriş hava oranının etkisi

Yapılan sayısal çalışma sonucunda çalışma-giriş hava oranının (fraksiyon) yaş termometre etkinliğine, çiglenme noktası etkinliğine, soğutma kapasitesine ve çıkan havanın sıcaklık değerine etkisi değerlendirilmiştir. Şekil 5.2’de görüldüğü üzere çalışma-giriş hava oranı arttıkça soğutma etkinlik değerleri artmakta, çıkan havanın sıcaklık değeri ise azalmaktadır. Ayrıca soğutma kapasitesinin, çalışma-giriş hava oranının yaklaşık 0,3 olduktan sonra düştüğü görülmektedir. Yapılan analizler sonucunda çalışma-giriş oranı 0,3 iken; 0,62 çiglenme noktası etkinliği ve 21,2°C çıkış sıcaklığı elde

edilmiş, 0,8 olması durumunda ise 0,81 çiglenme noktası etkinliği ve 16,1°C çıkış sıcaklığı elde edilmiştir.

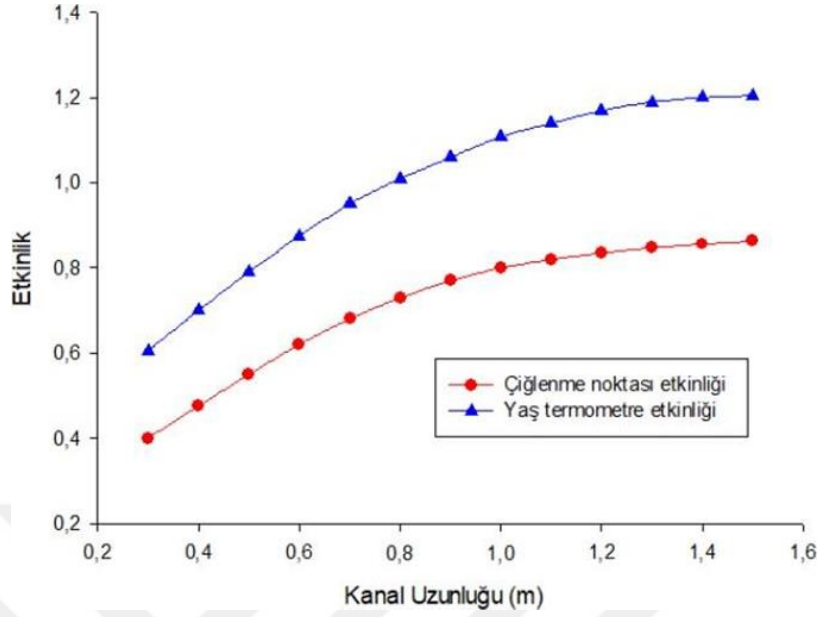


Şekil 5.2. Çalışma-giriş hava oranının (a) soğutma etkinliğine (b) çıkan havanın sıcaklığına ve soğutma kapasitesine etkisi

5.1.3. Kanal uzunluğunun etkisi

Kanal uzunluğunun sistem performansına etkisi incelenmiştir. Kanal uzunluğunun artırılması, sistemde ısı transferi gerçekleşen yüzey alanını ve ısı transferi süresini artıracaktır. Sonuç olarak Şekil 5.3'te görüldüğü üzere kanal uzunluğunun artması çiglenme noktası ve yaş termometre etkinliğini artıracaktır. Fakat yaklaşık 1 metreden

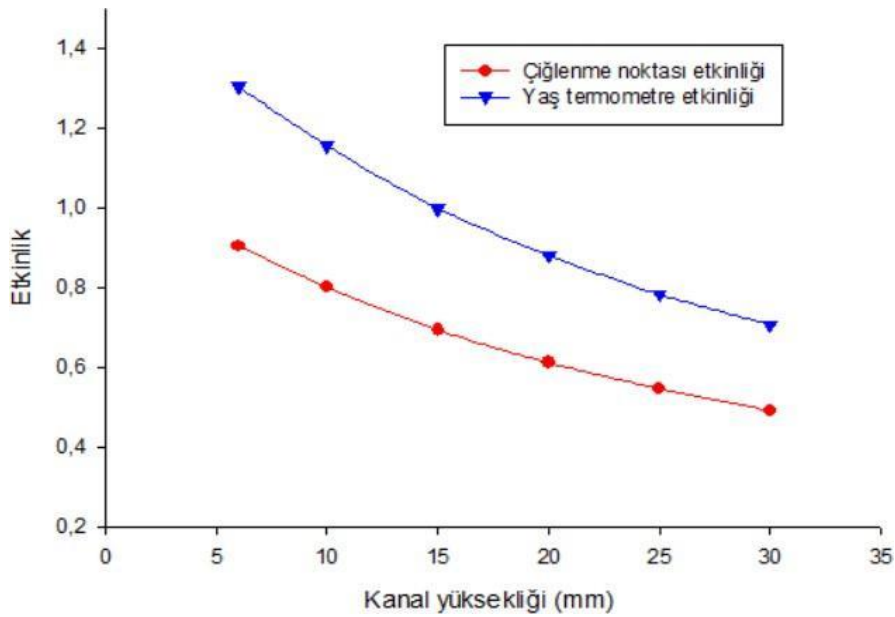
sonra artış miktarının da azaldığı görülmektedir. Dolayısıyla, kanal boyunun 1 metreden fazla olması etkinliği önemli ölçüde etkilemeyecektir.



Şekil 5.3. Kanal uzunluklarına ait soğutma etkinlik değerleri

5.1.4. Kanal yüksekliğinin etkisi

Kanal yükseklikleri üzerine yapılan analizler, Şekil 5.4'te de görüldüğü gibi kanal yüksekliği ile soğutma etkinliklerinin ters orantılı olduğunu göstermektedir. Fakat kanal yüksekliği değerinin çok düşük seçilmesi soğutma kapasitesini olumsuz etkileyecektir. Yapılan çalışma, 5 mm kanal yüksekliği için 0,92 olarak bulunan çiğlenme noktası etkinliğinin, 25 mm kanal yüksekliği için 0,61 olduğunu göstermiştir.



Şekil 5.4. Kanal yüksekliklerine ait soğutma etkinlik değerleri

5.2. Deneysel Sonuçlarda Elde Edilen Veriler

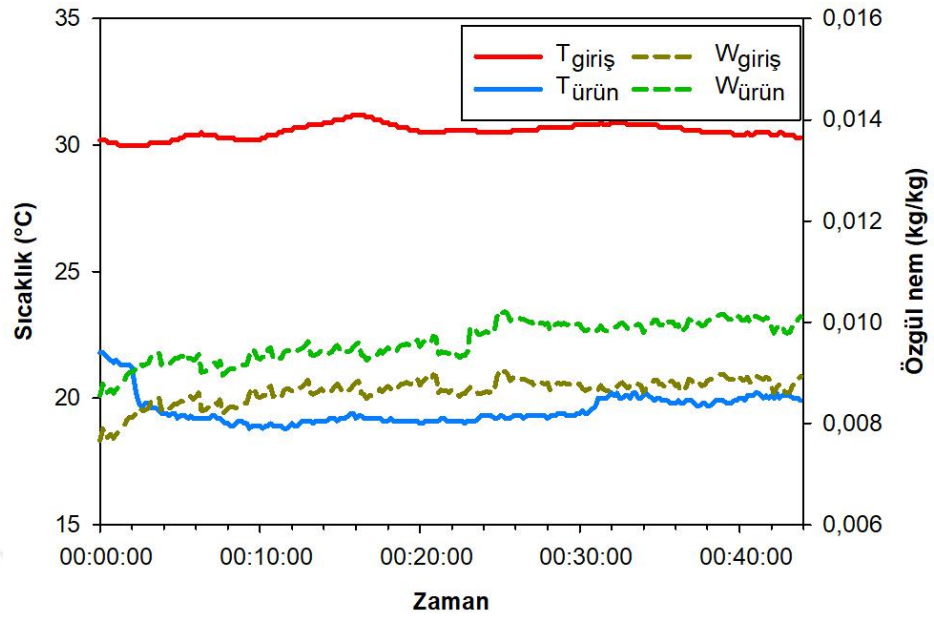
Deneysel çalışmalar, Necmettin Erbakan Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Araştırma ve Uygulama Merkezi'nin (BİTAM) Düşük Karbon Teknolojisi Laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen deneysel çalışmalar kapsamında, M-çevrimli karşı akışlı dolaylı evaporatif soğutucu sistem, 15 °C ve 20 °C su sıcaklıklarında, 25 °C ve 30 °C hava giriş sıcaklıklarında ve, 9g/kg ve 13g/kg hava giriş nemlerinde test edilmiştir. Tablo 3'de test koşulları detaylı şekilde gösterilmiştir. Test süresince her 10 saniyede bir kaydedilen verilerle sisteme ait, yaş termometre etkinliği, çiglenme noktası etkinliği, EER, soğutma kapasitesi ve ekserji değerleri hesaplanmış ve bu hesaplamalara bağlı olarak değerlendirilmeler yapılmıştır.

Tablo 3. Test koşulları

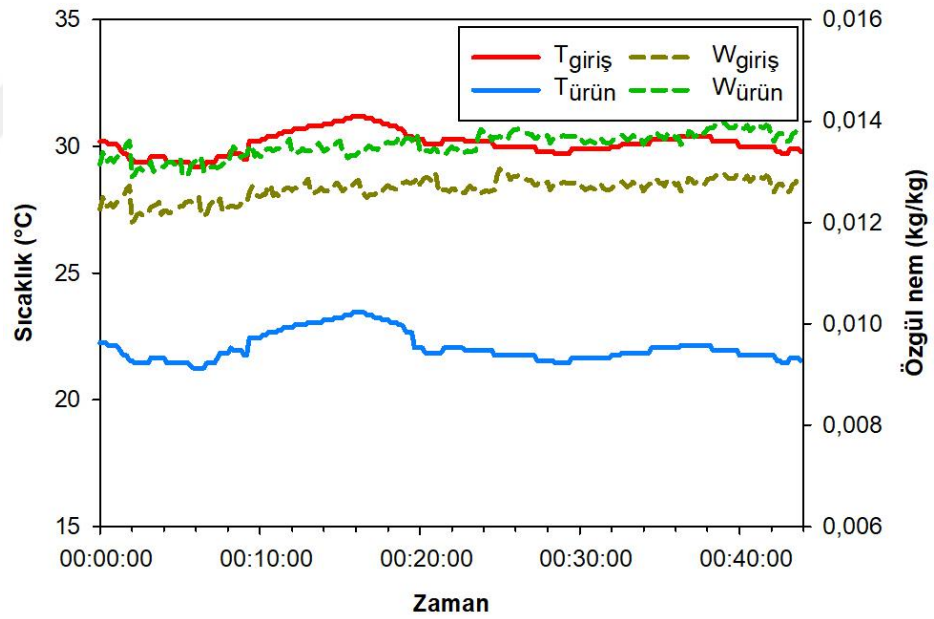
	<i>Giriş havası debisi (m³/h)</i>	<i>Su sıcaklığı (°C)</i>	<i>Giriş havası sıcaklığı (°C)</i>	<i>Giriş havası özgül nemi (g/kg)</i>	<i>Hava çalışma-giriş oranı</i>
1. deney	350	15	30	9	0,5
2. deney	350	15	30	13	0,5
3. deney	350	15	25	9	0,5
4. deney	350	15	25	13	0,5
5. deney	350	20	30	9	0,5
6. deney	350	20	30	13	0,5
7. deney	350	20	25	9	0,5
8. deney	350	20	25	13	0,5

5.2.1. 15 °C su sıcaklığında yapılan testlere ait veriler

Şekil 5.5.'te, sistemin 15°C su sıcaklığı ve 30°C hava giriş sıcaklığında gerçekleştirilen testlere ait sonuçları gösterilmiştir. Su sıcaklığı ve hava giriş sıcaklıklarının sabit tutulduğu durumlarda hava giriş nem değerleri 9 g/kg ve 13 g/kg olarak değiştirilmiş ve elde edilen bulgular sırasıyla Şekil 5.5a. ve Şekil 5.5b'de sunulmuştur. Giriş havasının 9g/kg neme sahip olduğu testte 30 °C olarak giren havanın sıcaklığı çıkışında yaklaşık 9°C düşerken, nem miktarı yaklaşık 1g/kg artmaktadır. Giriş havasının 13g/kg neme sahip olduğu testte ise hava yaklaşık 7°C soğutularak 23°C' ye düşerken, nem seviyesi 1g/kg kadar artarak sistemden ürün havası olarak çıkmaktadır.



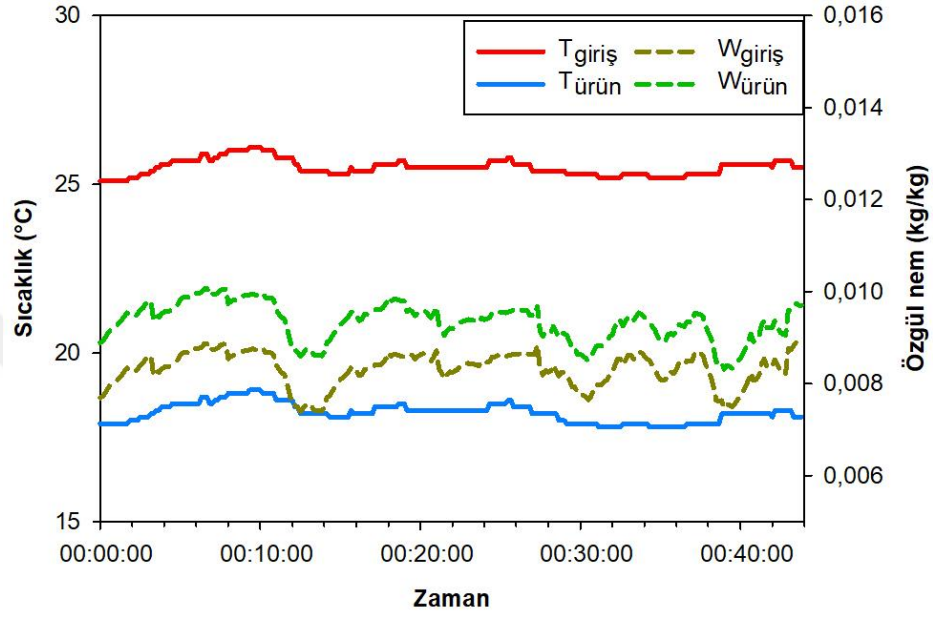
Şekil 5.5.a Su sıcaklığı 15°C 30°C 9 g/ kg giriş havası



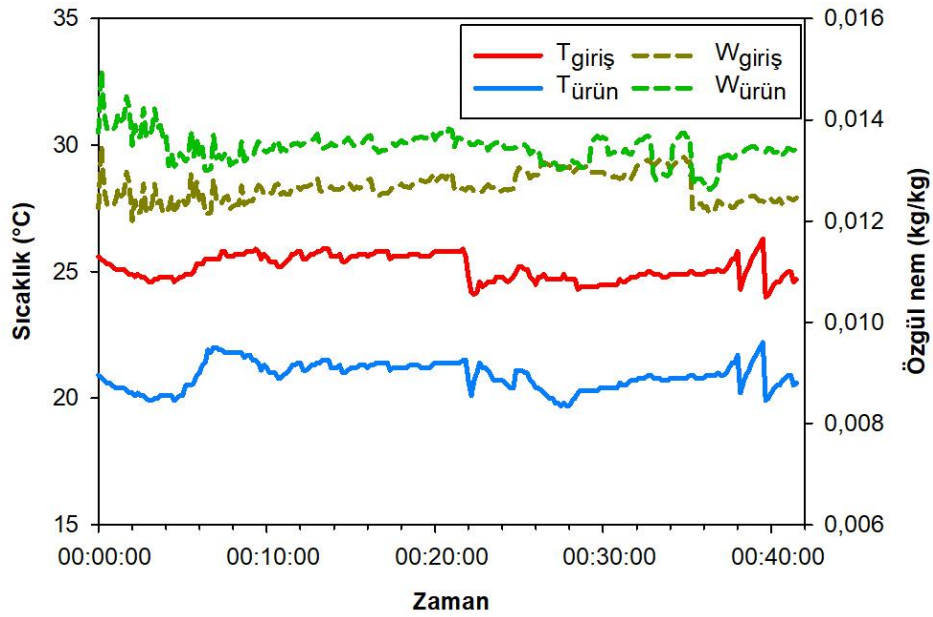
Şekil 5.5.b Su sıcaklığı 15°C 30°C 13 g/kg giriş havası

Su sıcaklığının 15°C, hava giriş sıcaklığının ise 25°C olduğu durumda, farklı nem (9 g/kg, 13g/kg) seviyeleri için iki adet test gerçekleştirilmiştir. Sistemin giriş-çıkışındaki sıcaklık ve nem değerlerine ait değerler Şekil 5.6.'da sunulmuştur. 9g/kg hava giriş nemi için gerçekleştirilen teste 25°C sıcaklıkta giren hava yaklaşık 6.5°C soğutulurken 13g/kg hava giriş nemi için gerçekleştirilen teste yaklaşık 5°C soğutulmuştur. Nem seviyeleri

her iki test içinde yaklaşık olarak 1g/kg kadar artış göstermiştir. 25°C ve 30°C hava giriş sıcaklığında gerçekleştirilen testlerden elde edilen bulgular karşılaştırıldığında, 30°C hava giriş sıcaklığında gerçekleştirilen testlerdeki hava giriş-çıkış sıcaklık farklarının daha yüksek olduğu görülmektedir. Ancak nem seviyesi her iki hava giriş sıcaklıkları için gerçekleştirilen testlerde de yaklaşık 1g/kg artmaktadır.



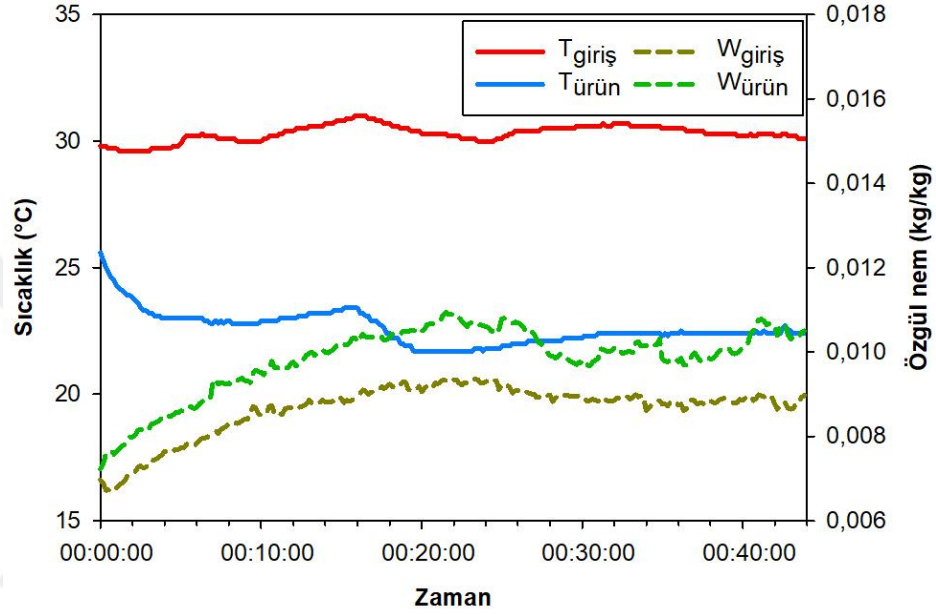
Şekil 5.6.a Su sıcaklığı 15°C 25°C 9 g/ kg giriş havası



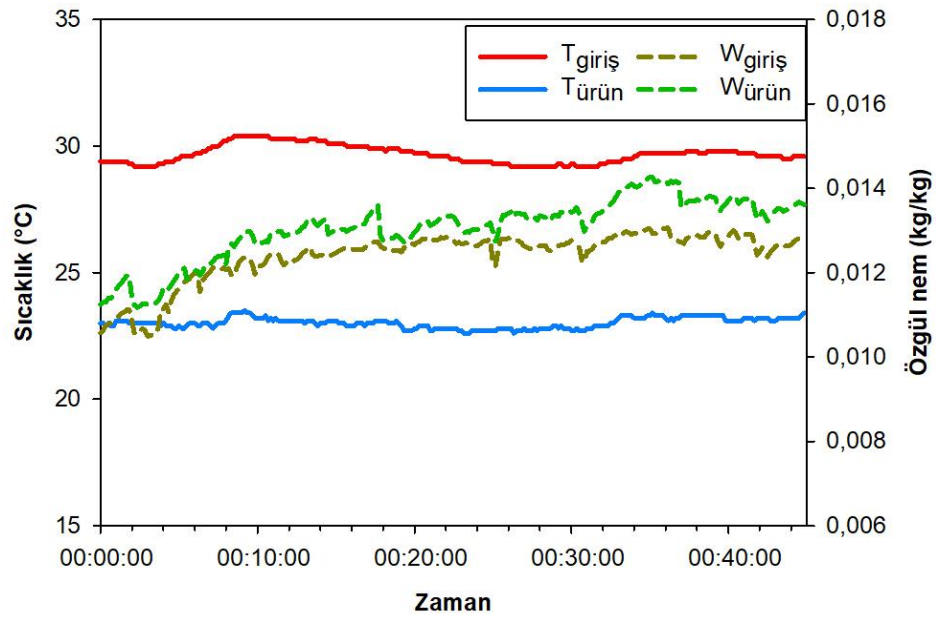
Şekil 5.6.b Su sıcaklığı 15°C 25°C 13 g/ kg giriş havası

5.2.2. 20 °C su sıcaklığında yapılan testlere ait veriler

Sistemde dolaşan su sıcaklığının 20°C, evaporatif soğutucuya giren hava sıcaklığının 30°C ve farklı nem değerlerindeki testlerden elde edilen sonuçlar sırasıyla Şekil 5.7a ve Şekil 7b'de gösterilmektedir. Hava giriş sıcaklığının 30 °C, hava giriş neminin ise 9 g/kg ve 13g/kg olduğu durumlarda giriş havası sırasıyla 8 °C ve 6,5 °C soğutulmuştur. Her iki testte de giren hava yaklaşık 1g/kg nemlenerek çıkmıştır.

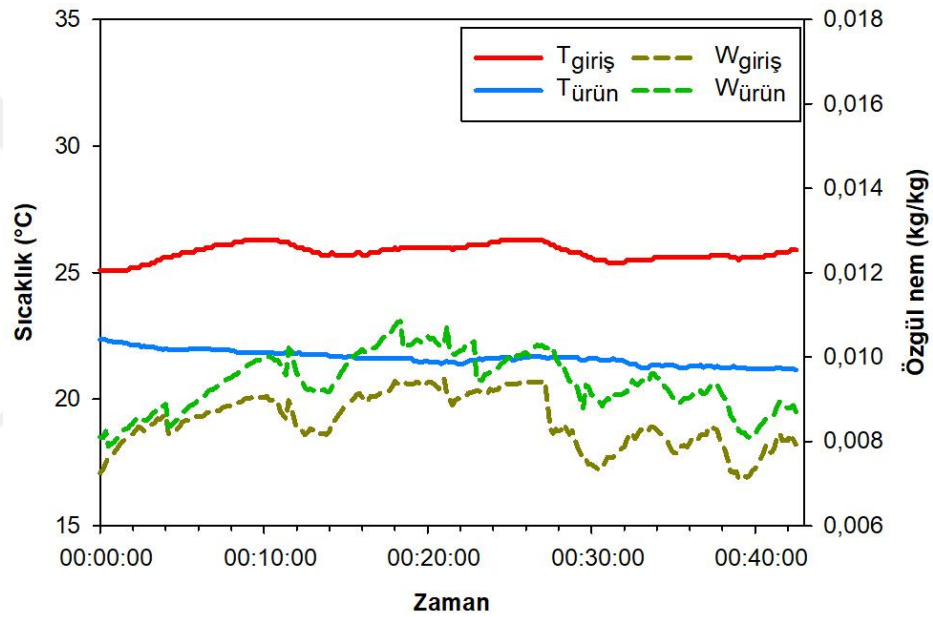


Şekil 5.7.a Su sıcaklığı 20°C 30°C 9 g/ kg giriş havası

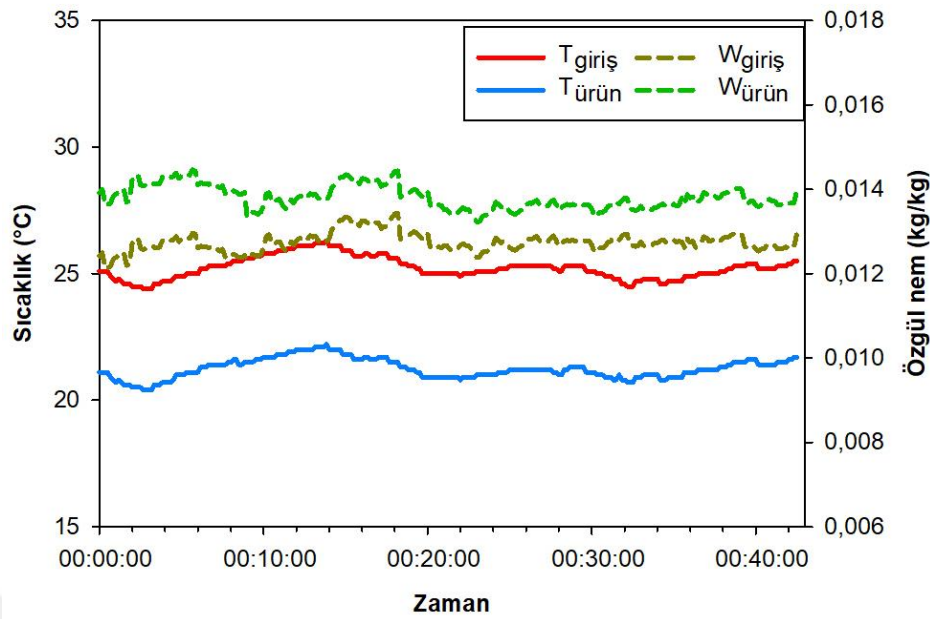


Şekil 5.7.b Su sıcaklığı 20°C 30°C 13 g/ kg giriş havası

Şekil 5.8.'de, sistemin 20°C su sıcaklığı ve 25°C hava giriş sıcaklığında gerçekleştirilen testlere ait sonuçları gösterilmiştir. Su sıcaklığı ve hava giriş sıcaklıklarının sabit tutulduğu durumlarda hava giriş nem değerleri 9 g/kg ve 13 g/kg olarak değiştirilmiş ve elde edilen bulgular sırasıyla Şekil 5.8a. ve Şekil 5.8b'de sunulmuştur. Giriş havasının 9g/kg neme sahip olduğu testte 25 °C olarak giren havanın sıcaklığı çıkışında yaklaşık 4,2°C düşerken, nem miktarı yaklaşık 1g/kg artmaktadır. Giriş havasının 13g/kg neme sahip olduğu testte ise hava yaklaşık 3,5°C soğutularak 21°C düşerken, nem seviyesi 1g/kg kadar artarak sistemden ürün havası olarak çıkmaktadır.



Şekil 5.8.a Su sıcaklığı 20°C 35°C 9 g/ kg giriş havası



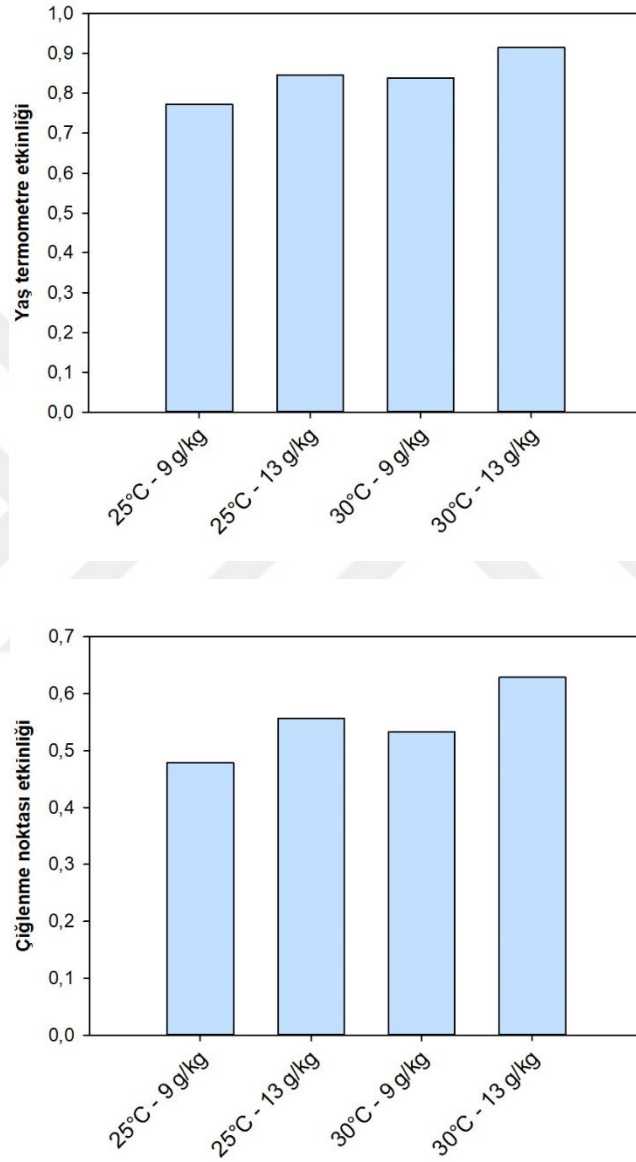
Şekil 5.8.b Su sıcaklığı 20°C 25°C 13 g/ kg giriş havası

Şekillerde görüleceği üzere 15°C su sıcaklığında gerçekleştirilen testlerde giriş havası daha iyi soğutulmaktadır. Fakat her mevsimde doğrudan 15°C su sıcaklığına erişimin olmadığı için bu bölgelerde suyu soğutmak için harcanan enerji sistemin verimini düşürecektir. Yüksek soğutma kapasitesine ihtiyaç duyulduğu durumlarda, su sıcaklığının düşürülmesi için bir miktar daha enerji harcanarak ve sistem veriminden taviz verilerek daha düşük sıcaklıklarda ürün havası elde edilebilir.

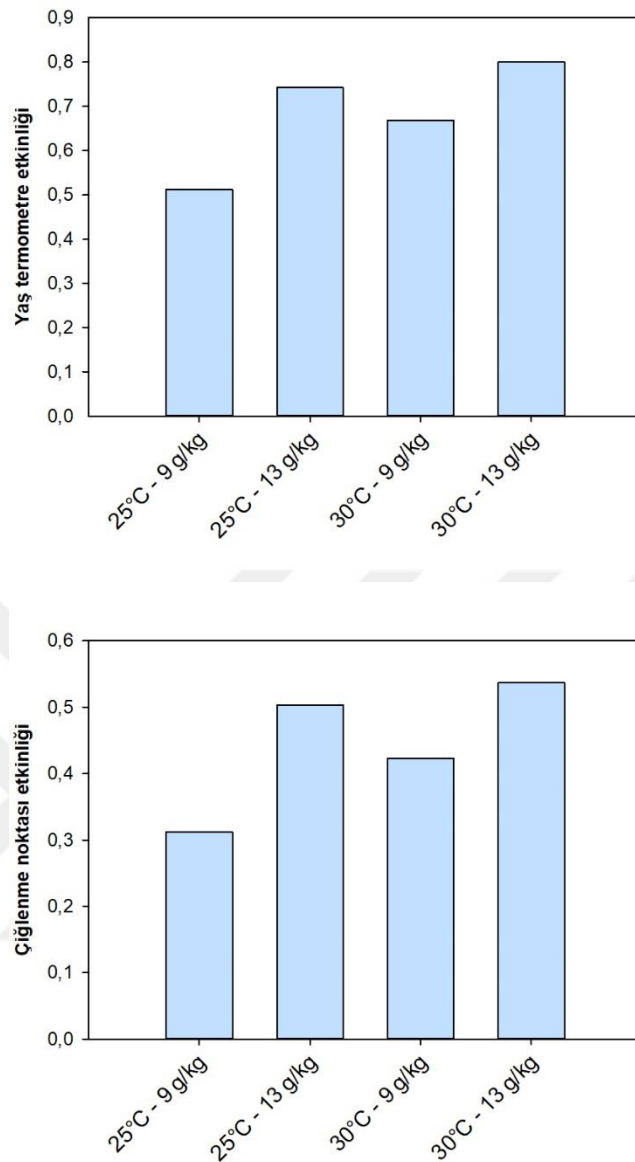
5.2.3. Yaş termometre ve çığlenme noktası etkinlikleri

Çığlenme noktası ve yaş termometre etkinliği evaporatif soğutma sistemlerinde performansın değerlendirilmesi açısından oldukça önemlidir. Yaş termometre ve çığlenme noktası etkinliği, çıkış havası sıcaklığına (ürün havası) ve giriş havası sıcaklık ve nem değerlerine bağlıdır. Yaş termometre ve çığlenme noktası etkinliği ne kadar yüksek olursa, çıkış havası sıcaklığı, giriş havasının yaş termometre ve çığlenme noktası sıcaklığına o kadar yaklaşır. Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da görüldüğü üzere giriş havasının sıcaklığı ve nem miktarı arttıkça yaş termometre ve çığlenme noktası etkinliğinin arttığı görülmektedir. Su sıcaklığının arttığı durumlarda ise yaş termometre ve çığlenme noktası etkinliklerinin azaldığı görülmektedir. 15°C su sıcaklığında gerçekleştirilen testlerde en yüksek yaş termometre (0,91) ve çığlenme noktası etkinlik (0,62) değerlerine, giriş havası sıcaklığının 30°C ve özgül neminin 13 g/kg olduğu testte ulaşılmıştır. 20°C su

sıcaklığında gerçekleştirilen testlerde de en yüksek yaş termometre (0,80) ve çiglenme noktası etkinlik (0,53) değerlerine, giriş havası sıcaklığının 30°C ve özgül neminin 13 g/kg olduğu testte ulaşılmıştır. Görüldüğü üzere giriş havası sıcaklık ve nem değerleri soğutma etkinliklerini oldukça etkilerken, su sıcaklığı çok daha az etkilemektedir.



Şekil 5.9 15°C su sıcaklığında a) yaş termometre b) çiglenme noktası etkinliği

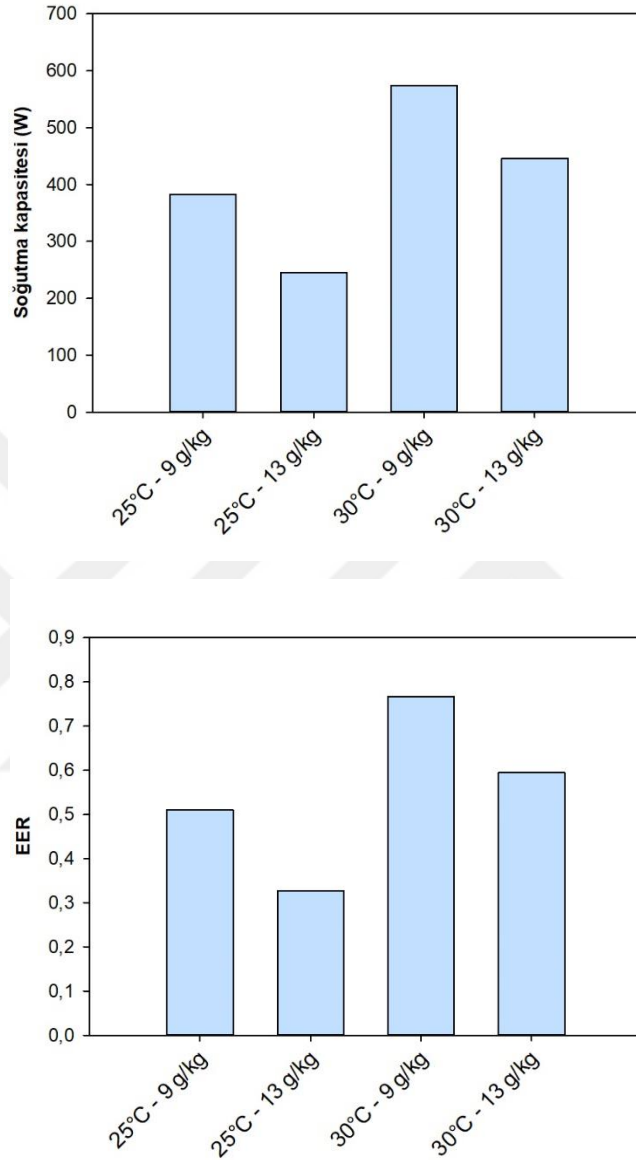


Şekil 5.10 20°C su sıcaklığında a) yaş termometre b) çiğlenme noktası etkinliği

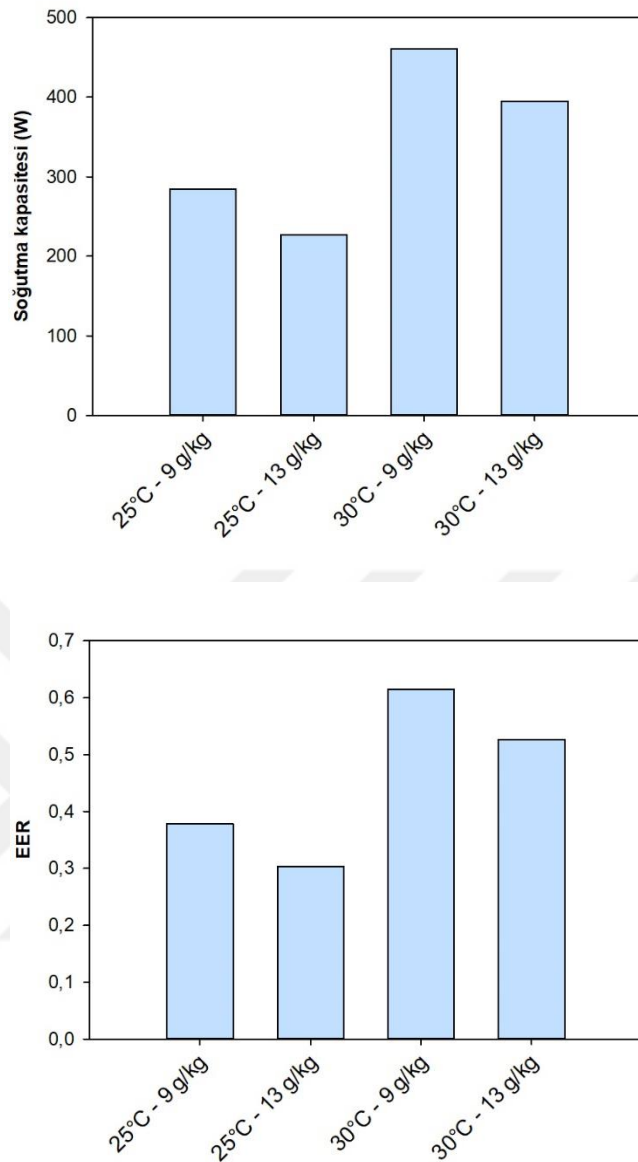
5.2.4. Soğutma kapasitesi ve EER değerleri

Evaporatif soğutucu sistemlerde soğutma etkinlik değerleri gibi soğutma kapasitesi ve EER de oldukça önemlidir. Bir soğutucunun soğutma kapasitesi, sistemin kurulacağı mahaldeki ısı kazanımlarını karşılayacak düzeyde olmalıdır. EER ise sistemin ne kadar verimli çalıştığını göstermektedir. 15°C ve 20°C su sıcaklığında gerçekleştirilen testlerde en yüksek soğutma kapasitesine (574,5-460,8W) ve EER'ye (%77,6-%61,4) 30°C giriş havası sıcaklığında 9 g/kg özgül nemdeki testte ulaşılrken, en düşük soğutma kapasitesine (245,3-227,4W) ve EER'ye (%32,7-%30,3) 25°C giriş havası sıcaklığında 13 g/kg özgül nemdeki testte ulaşılmıştır. Görüldüğü üzere su sıcaklığının ve özgül nem

değerinin artmasıyla soğutma kapasitesi ve EER değerleri düşmekte, giriş hava sıcaklığının artmasıyla artmaktadır. Ancak su sıcaklığının düşürülmesi için ekstra bir enerji gerekmesi durumunda sistemin EER'sinin düşeceği unutulmamalıdır.



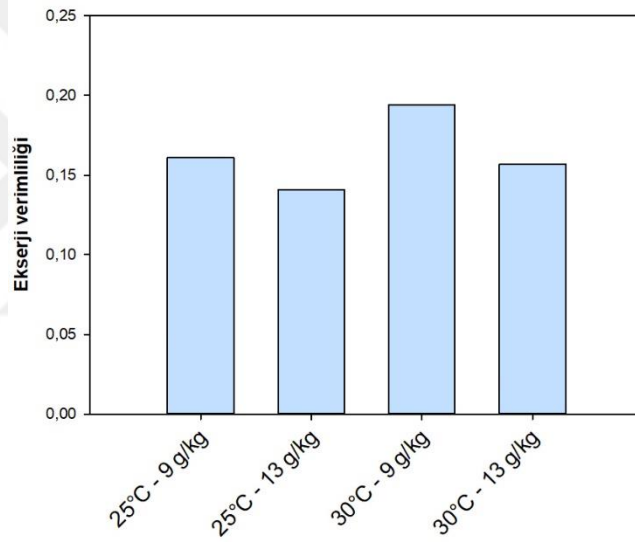
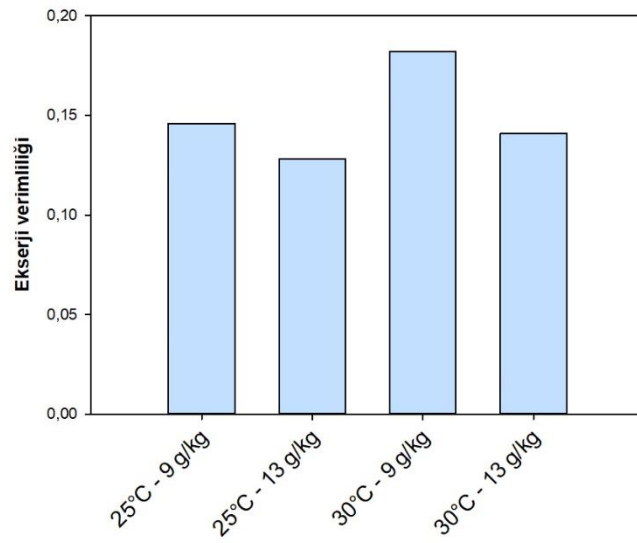
Şekil 5.11. 15°C su sıcaklığında a) soğutma kapasitesi b) EER



Şekil 5.12. 20°C su sıcaklığında a) soğutma kapasitesi b) EER

5.2.5. Ekserji verimlilikleri

Farklı sıcaklıktaki su ve hava giriş şartları için gerçekleştirilen 6 farklı testten alınan veriler doğrultusunda yapılan ekserji hesaplamaları sonucunda ulaşılan değerler Şekil 5.13'te gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü üzere hava giriş sıcaklığı arttıkça ekserji verimliliği artarken, giriş nemi arttıkça azalmaktadır. Elde edilen sonuçlarda en yüksek ekserji verimliliği, 30°C hava giriş sıcaklığında, 9 g/kg hava giriş neminde %19,4 olarak bulunurken, en düşük ekserji verimliliği ise 25°C hava giriş sıcaklığında 13 g/kg hava giriş neminde %12,8 olarak bulunmuştur.



Şekil 5.13 Ekserji verimlilikleri - a) 15°C ve b) 20°C su sıcaklığı

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar

Bu tez çalışmasında M-çevrimli bir evaporatif soğutucu sayısal ve deneysel olarak çalışılmış ve elde edilen verilen doğrultusunda sonuçları değerlendirilmiştir. Sayısal çalışmada EES platformunda, deneysel çalışma ise Necmettin Erbakan Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Araştırma ve Uygulama Merkezi (BİTAM) Düşük Karbon Teknolojisi Laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir.

Matematiksel modellemesi yapılan sistem, hava giriş hızı, kanal yüksekliği, çalışma-giriş oranı, besleme suyu sıcaklığı ve ortam havasının sıcaklık değerleri gibi verilerin teknik parametrelere göre analiz edilmiştir. Deneysel çalışmada ise simülasyonu yapılan ve prototip üretimi gerçekleştirilen evaporatif soğutucunun farklı su sıcaklıkları (15°C, 20°C) ve farklı hava giriş koşulları altında (25°C, 30°C - 9g/kg, 13g/kg) testleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen testlerden elde edilen bulgular ve performans hesaplamaları sonucunda yapılan değerlendirmeler şu şekildedir:

- i. Giriş havası sıcaklık ve nem değerleri, giren havanın hızı, çalışma-giriş hava oranı ve kanal geometrisi sistem performansını en çok etkileyen parametreler olarak karşımıza çıkarken, besleme suyu sıcaklığının etkisi oldukça azdır.
- ii. Hava giriş hızının artmasıyla soğutma kapasitesi ve çıkış havası sıcaklığı artarken, çiğlenme noktası ve yağ termometre etkinlik değerleri azalmaktadır. İdeal bir soğutma elde etmek için hava giriş hızınının 0,75-1,25 m/s arasında olması gerekmektedir.
- iii. Çalışma-giriş oranının artmasıyla çiğlenme noktası ve yağ termometre etkinlik değerleri artarken soğutma kapasitesi yaklaşık 0,3 seviyesinden sonra azalmaya başlamaktadır. İdeal çalışma-giriş oranı 0,4-0,6 arasındadır.
- iv. Kanal uzunluğunun artması, çiğlenme noktası ve yağ termometre etkinliğini artıracaktır.
- v. Kanal uzunluğunun 1 metreden uzun olması durumunda sistemin performansında önemli seviyede artış görülmemektedir. Etkinlik değerleri ile birlikte sistem maliyeti ve sürtünme kayıpları da dikkate alınması gerektiğinden optimum kanal uzunluğu yaklaşık 1 metre olmalıdır.
- vi. 15°C su sıcaklığı, 30°C hava giriş sıcaklığında 9g/kg ve 13g/kg için gerçekleştirilen testlerde sırasıyla hava yaklaşık 9°C ve 7°C soğutulmaktadır.

- vii. 15°C su sıcaklığı, 25°C hava giriş sıcaklığında 9g/kg ve 13g/kg için gerçekleştirilen testlerde sırasıyla hava yaklaşık 6,5°C ve 5°C soğutulmaktadır.
- viii. 20°C su sıcaklığı, 30°C hava giriş sıcaklığında 9g/kg ve 13g/kg için gerçekleştirilen testlerde sırasıyla hava yaklaşık 8°C ve 7°C soğutulmaktadır.
- ix. 20°C su sıcaklığı, 25°C hava giriş sıcaklığında 9g/kg ve 13g/kg için gerçekleştirilen testlerde sırasıyla hava yaklaşık 4,2°C ve 3,5°C soğutulmaktadır.
- x. Su sıcaklığının yaş termometre ve çiğlenme noktası etkinliğine çok fazla etki etmediği, fakat ürün havası çıkış sıcaklığını yaklaşık olarak 2-3°C değiştirdiği tespit edilmiştir.
- xi. Giriş havası sıcaklığı yaş termometre ve çiğlenme noktası etkinliğini artırırken, giriş havası nem değeri arttıkça etkinlik değerleri azalmaktadır.
- xii. Gerçekleştirilen 8 teste de hava giriş neminin yaklaşık 1 g/kg arttığı görülmüştür. Bu nem artışı direk evaporatif soğutuculardaki nem artışı ile kıyaslanamayacak kadar düşük bir seviyededir.
- xiii. Sistemden elde edilen en yüksek yaş termometre ve çiğlenme noktası etkinlikleri 30°C hava giriş sıcaklığında 13g/kg hava giriş neminde gerçekleştirilen testlere aittir. 15°C ve 20°C su sıcaklıklarında en yüksek yaş termometre etkinlikleri sırasıyla %91,5 ve %80 olarak bulunurken, en yüksek çiğlenme noktası etkinlikleri sırasıyla %62,8 ve %53,6 olarak bulunmuştur.
- xiv. Yapılan hesaplamalar neticesinde ulaşılan en yüksek EER değeri 15°C su sıcaklığı, 30°C hava giriş sıcaklığı ve 9 g/kg hava giriş neminde, %76,6 olarak tespit edilmiştir.
- xv. Yapılan ekserji verimlilik hesaplamaları sonucunda ise en yüksek ekserji verimliliğine(%19,4) 20°C su sıcaklığı, 30°C hava giriş sıcaklığı ve 9 g/kg hava giriş neminde ulaşılrken, en düşük ekserji verimliliğine (%12,8) ise 15°C su sıcaklığı, 25°C hava giriş sıcaklığı ve 13 g/kg hava giriş neminde ulaşılmıştır.

6.2. Öneriler

Bu bölümde, tez çalışmasında deneysel olarak test edilen karşı akışlı dolaylı bir evaporatif soğutucunun performansını iyileştirmek için önerilerde bulunulmuştur. Çalışmadan elde edilen bulgular neticesinde sunulan bu öneriler şu şekilde sıralanabilir;

- i. Karşı akışlı dolaylı evaporatif soğutucu malzemesi ve geometrisinde iyileştirmeler yapılabilir. Bu sayede evaporatif soğutucudan çıkan ürün havasının sıcaklığı ve buna bağlı olarak soğutma etkinlik değerleri artırılabilir.

- ii. Evaporatif soğutucuda yer alan ıslak ve kuru kanal arasındaki sızdırmazlık iyileştirilerek ürün havasındaki nem artışı azaltılabilir.
- iii. Islak kanallarda yer alan deliklerin çapı büyütülerek basınç kaybı azaltılabilir.
- iv. Evaporatif soğutucuda yer alan yalıtım malzemesinin kalınlığı artırılarak soğutma etkinlik değerleri artırılabilir.
- v. Islak kanal yüzeyi suyu absorbe edici malzeme ile kaplanılarak ıslak kanal yüzeyleri daima ıslak tutulabilir.
- vi. Frekans kontrollü pompa seçilerek sistemde dolaşan suyun debisi daha hassas ayarlanabilir.
- vii. İntertörlü fanlar seçilerek mahal ısıtmanın ihtiyacına göre evaporatif soğutucu çalıştırılabilir.
- viii. Yapılan testler sonucunda M- çevrimli evaporatif soğutucunun, sıcak ve kurak iklim koşullarında kullanılabilceği de öngörülmektedir. Nemli iklim bölgelerinde ise sisteme bir nem alma cihazı entegre edilerek kullanıma uygun hale getirilebilir.

7. KAYNAKLAR

- Ali, M., Sheikh, N. A., Khalid, O., Manzoor, S., & Ali, H. M. (2018). Parametric investigation of a counter-flow heat and mass exchanger based on Maisotsenko cycle. *Thermal Science*, 22(6 Part B), 3099-3106.
- Anisimov, S., Pandelidis, D., Jedlikowski, A., & Polushkin, V. (2014). Performance investigation of a M (Maisotsenko)-cycle cross-flow heat exchanger used for indirect evaporative cooling. *Energy*, 76, 593-606.
- Akdemir, Ö., & Güngör, A. (2001). Absorpsiyonlu soğutma sistemleri; verimlerini artırmak için geliştirilen çevrimler. V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 99-102.
- ANSI / ASHRAE Standard 55 – 2004, “Thermal environmental conditions for human occupancy”, 2004.
- Aydin, D., Charidi, M., & Khosravi, N. (2020). Synthesis and experimental investigation of V-CaCl₂ composite desiccant for performance enhancement in evaporative cooling applications. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 234(1), 70-82.
- Baakeem, S. S., Orfi, J., & Bessadok-Jemai, A. (2018). Thermodynamic and economic analysis of the performance of a direct evaporative cooler working under extreme summer weather conditions. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 32(4), 1815-1825.
- Bedir, O. T. (2016). Ev tipi evaporatif soğutucu performans karakteristiklerinin incelenmesi (Master's thesis, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Bishoyi, D., & Sudhakar, K. (2017). Experimental performance of a direct evaporative cooler in composite climate of India. *Energy and Buildings*, 153, 190-200.
- Bom, G. J. (Ed.). (1999). *Evaporative air-conditioning: applications for environmentally friendly cooling* (Vol. 23). World Bank Publications.
- Buker, M. S., Mempoou, B., & Riffat, S. B. (2015). Experimental investigation of a building integrated photovoltaic/thermal roof collector combined with a liquid desiccant enhanced indirect evaporative cooling system. *Energy Conversion and Management*, 101, 239-254.
- Çengel Y.A., Cimbala J.M. (2008) Giriş ve Temel Kavramlar, Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, Güven Kitabevi, Ankara.
- Çengel Y.A. , Ghajar A. J. (2019) Zorlanmış İç Taşınım, Isı ve Kütle Transferi Esaslar ve Uygulamalar, Palme Yayıncılık, Ankara.

- Caliskan, H., Hepbasli, A., Dincer, I., & Maisotsenko, V. (2011). Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle. *international journal of refrigeration*, 34(4), 980-990.
- Dizaji, H. S., Hu, E. J., Chen, L., & Pourhedayat, S. (2018). Development and validation of an analytical model for perforated (multi-stage) regenerative M-cycle air cooler. *Applied Energy*, 228, 2176-2194.
- Doğramacı, P. A., Riffat, S., Gan, G., & Aydın, D. (2019). Experimental study of the potential of eucalyptus fibres for evaporative cooling. *Renewable Energy*, 131, 250-260.
- Doğramacı, P. A., & Aydın, D. (2020). Comparative experimental investigation of novel organic materials for direct evaporative cooling applications in hot-dry climate. *Journal of Building Engineering*, 30, 101240.
- Duan, Z., Zhan, C., Zhang, X., Mustafa, M., Zhao, X., Alimohammadisagvand, B., & Hasan, A. (2012). Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials. *Renewable and sustainable energy reviews*, 16(9), 6823-6850.
- Duan, Z., Zhao, X., & Li, J. (2017). Design, fabrication and performance evaluation of a compact regenerative evaporative cooler: Towards low energy cooling for buildings. *Energy*, 140, 506-519
- El-Refaie, M. F., & Kaseb, S. (2009). Speculation in the feasibility of evaporative cooling. *Building and Environment*, 44(4), 826-838.
- Altay E. (2019) Farklı İklim Bölgelerinde Evaporatif Nemlendiricili Kuru Soğutucuların Performanslarının Karşılaştırılması Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
- Enda, 2022. <https://enda.com/automation/humidity-temperature/esht102-w/>
- Esen, D. Ö. (2007). Adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinin motorlu taşıtlarda kullanılabilirliği. *Mühendis ve Makine Dergisi*, 49, 22-25.
- Güney, M., & Güler, B. (2017). Isıl enerji tahrikli soğutma sistemleri. *Karadeniz Fen Bilimleri Dergisi*, 7(1), 41-52
- Jradi, M., & Riffat, S. (2014). Experimental and numerical investigation of a dew-point cooling system for thermal comfort in buildings. *Applied Energy*, 132, 524-535.
- KAPLAN, M., & BÜKER, M. S. (2019). Konutlarda Paket Tipi Kojenerasyon İle Yerde Enerji Üretimi–Konya Şartlarında Uygulama. *Konya Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 7(4), 749-767.
- Karami, M., Delfani, S., & Noroozi, A. (2020). Performance characteristics of a solar desiccant/M-cycle air-conditioning system for the buildings in hot and humid areas. *Asian Journal of Civil Engineering*, 21(2), 189-199.

- Khalid, O., Ali, M., Sheikh, N. A., Ali, H. M., & Shehryar, M. (2016). Experimental analysis of an improved Maisotsenko cycle design under low velocity conditions. *Applied Thermal Engineering*, 95, 288-295.
- Nada, S. A., Fouda, A., Mahmoud, M. A., & Elattar, H. F. (2019). Experimental investigation of energy and exergy performance of a direct evaporative cooler using a new pad type. *Energy and Buildings*, 203, 109449.
- Eser, S. (2015). *Evaporatif Soğutmanın Havanın Psikrometrik Özelliklerine Etkisinin İncelenmesi 2015 Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi*
- Solmuş, İ., & Yıldırım, C. (2014). Adsorpsiyonlu bir soğutma sisteminin performansının farklı çalışma çiftleri için teorik analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 34(2), 29-37.
- Osma E., 2011, *Evaporatif Soğutma Sistemlerinin Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri İle Termodinamik Ve Ekonomik Bakımdan Karşılaştırılması*, Yüksek Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tekirdağ
- Özkoç N. (1999). *Uygulamalı Soğutma Tekniği*. TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları No. 115, 709s Ankara.
- Özdisan. (2022). <https://ozdisan.com/industrial-products/test-and-measurement-deces/measurement-devices/TERMO-ANEMOMETRE>
- Pandelidis, D., Pacak, A., & Anisimov, S. (2018). Energy saving potential by using Maisotsenko-cycle in different applications. *International Journal of Earth & Environmental Sciences*, 2018.
- Pandelidis, D., Anisimov, S., Drağ, P., Sidorczyk, M., & Pacak, A. (2018). Analysis of application of the M-Cycle heat and mass exchanger to the typical air conditioning systems in Poland. *Energy and Buildings*, 158, 873-883.
- Raza, H. M., Ashraf, H., Shahzad, K., Sultan, M., Miyazaki, T., Usman, M., ... & Ahmad, R. (2020). Investigating applicability of evaporative cooling systems for thermal comfort of poultry birds in Pakistan. *Applied Sciences*, 10(13), 4445.
- Raza, H. M., Sultan, M., Bahrami, M., & Khan, A. A. (2021). Experimental investigation of evaporative cooling systems for agricultural storage and livestock air-conditioning in Pakistan. In *Building Simulation* (Vol. 14, No. 3, pp. 617-631). Tsinghua University Press.
- Riangvilaikul, B., & Kumar, S. (2010). Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings*, 42(11), 2241-2250.
- Shahzad, M. K., Chaudhary, G. Q., Ali, M., Sheikh, N. A., Khalil, M. S., & Rashid, T. U. (2018). Experimental evaluation of a solid desiccant system integrated with cross flow Maisotsenko cycle evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 128, 1476-1487.

- Taylan B. (2019). Klima Sistemlerinde Evaporatif Soğutma Desteğinin Ekonomikliğinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Üniversitesi, İstanbul
- Uçkan, İ., Yılmaz, T., Büyükalaca, O., & Hürdoğan, E. (2011). Desisif-evaporatif soğutma sisteminin deneysel olarak incelenmesi, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı, Sayfa, 1331-1343.
- Wang, L., Zhan, C., Zhang, J., Zhao, X. (2018). The energy and exergy analysis of counter-flow regenerative evaporative cooler, *Thermal Science*, (00): 304-304.
- Wang, L., Zhan, C., Zhang, J., & Zhao, X. (2019). The energy and exergy analysis on the performance of counter-flow heat and mass exchanger for M-cycle indirect evaporative cooling. *Thermal Science*, 23(2 Part A), 613-623
- Xuan, Y. M., Xiao, F., Niu, X. F., Huang, X., & Wang, S. W. (2012). Research and application of evaporative cooling in China: A review (I)–Research. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(5), 3535-3546.
- Yang, Y., Cui, G., & Lan, C. Q. (2019). Developments in evaporative cooling and enhanced evaporative cooling-A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 113, 109230.
- Yılmaz, F., Selbaş, R., & Üçgül, İ. (2014). Ejektörlü soğutma sisteminin teorik olarak incelenmesi. *Yekarum*, 2(2).
- Zhan, C., Zhao, X., Smith, S., & Riffat, S. B. (2011). Numerical study of a M-cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling. *Building and Environment*, 46(3), 657-668.
- Zhan, C., Zhao, X., Duan, Z., & Riffat, S. B. (2011). Numerical study on indirect evaporative cooling performance comparison between counterflow and crossflow heat exchangers. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 6(2), 100-106.
- Zhao, X., Li, J. M., & Riffat, S. B. (2008). Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling. *Applied Thermal Engineering*, 28(14-15), 1942-1951.
- Zhao, X., Duan, Z., Zhan, C., & Riffat, S. B. (2009). Dynamic performance of a novel dew point air conditioning for the UK buildings. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 4(1), 27-35.
- Zhao, X., Yang, S., Duan, Z., & Riffat, S. B. (2009). Feasibility study of a novel dew point air conditioning system for China building application. *Building and Environment*, 44(9), 1990-1999.
- Zhao, X., Liu, S., & Riffat, S. B. (2008). Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. *Building and Environment*, 43(11), 1902-1911.