www.dergipark.gov.tr
ISSN:2148-3736
El-Cezerî Fen ve Mühendislik Dergisi
Cilt: 7, No: 3, 2020 (1074-1087)

El-Cezerî Journal of Science and Engineering
Vol: 7, No: 3, 2020 (1074-1087)
DOI :10.31202/ecjse.718035

ECJSE

Makale / Research Paper

Karşı Akışlı Dolaylı bir Evaporatif Soğutucunun Soğutma Performansının Sayısal Analizi

Ekrem ÖZDEN[1a], Hacı PARLAMIŞ[1b], Mahmut Sami BÜKER[2c]

[1]Necmettin Erbakan Üniversitesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Konya, Türkiye
[2]Necmettin Erbakan Üniversitesi, Enerji ve Yarı-iletkenler Araştırma Grubu, BITAM, Konya, Türkiye
[a]msbuker@erbakan.edu.tr

Received/Geliş: 10.04.2020 **Accepted/Kabul:** 07.07.2020

Öz: Bu çalışmada, geleneksel mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerine alternatif olabilecek, karşı akışlı M-çevrimi prensibiyle çalışan dolaylı bir evaporatif soğutucunun sayısal analizi ele alınmıştır. Tasarlanan evaporatif soğutucunun farklı parametrelerdeki soğutma etkinlik değerlerini bulmak için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçlarına göre, soğutma etkinliklerinin, büyük oranda hava kanallarının boyutlarına, giriş havasının hızına ve çalışma-giriş hava oranına bağlı olduğu görülürken, besleme suyu sıcaklığının etkisinin ise çok az olduğu gözlemlenmiştir. Konya ilinde soğutma ihtiyacının en fazla olduğu Temmuz ayı hava koşulları (32,2°C ve %28 bağıl nem) göz önünde bulundurularak, 1 m kanal uzunluğu, 10 mm kanal yüksekliği, 0,5 çalışma-giriş hava oranı ve 1 m/s hava giriş hızı için yapılan analiz sonuçlarında, sistemin yaş termometre etkinliği 1,15, çiğlenme noktası etkinliği ise 0,80 olarak bulunmuştur. Ayrıca aynı parametreler kullanılarak Konya'dan daha nemli olan İstanbul kenti için analizler yapılmış ve nem farkının soğutma etkinliklerine etkisi değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Karşı akışlı evaporatif soğutucu, M-çevrimi, Sayısal analiz, EES

Numerical Study on Cooling Performance of a Counter-flow Indirect Evaporative Cooler

Abstract: In this study, numerical analysis of an M-cycle counter-flow indirect evaporative cooler, is performed and the results are discussed. Simulations were performed to determine the cooling effectiveness of the analysed evaporative cooler with respect to size of the air ducts, the speed of the inlet air and the ratio of working-inlet air and effect of the feed water temperature. It was observed that the cooling effectiveness values were mainly dependent on the size of the air ducts, the speed of the inlet air and the ratio of working-inlet air, while the effect of the feed water temperature was found to be miniscule. Simulations were performed under prevailing weather conditions of Konya city, in the month of July when the need for space cooling is the highest (32.2°C of outside temperature and 28% of relative humidity). Analyses were performed for 1 m of channel length, 10 mm of channel height, 0.5 of working-inlet air ratio and 1 m/s of air inlet speed. Results showed that the wet thermometer efficiency of the system was found to be 1.15 while the dew point efficiency was 0.80. In addition, using the same parameters, analyses were performed for the city of Istanbul, which is more humid than Konya, and the effect of the humidity difference on the cooling activities was evaluated.

Keywords: Counter flow evaporative cooler, M-cycle, Numerical analysis, EES

1. Giriş

Günümüzde yaşam standartlarının yükselmesiyle iklimlendirme sistemlerinin kullanımı yaygınlaşmıştır. Bu durum iklimlendirme sistemlerinin toplam enerji tüketimindeki payını

Bu makaleye atıf yapmak için
Büker, M. S., Özden, E., Parlamış, H., "Karşı Akışlı Dolaylı bir Evaporatif Bir Soğutucunun Soğutma Performansının Sayısal Analizi" El-Cezerî Fen ve Mühendislik Dergisi 2020, 7(3); 1074-1087.

How to cite this article
Büker, M. S., Özden, E., Parlamış, H., "Numerical study on cooling performance of a counter-flow indirect evaporative cooler" El-Cezerî Journal of Science and Engineering, 2020, 7(3); 1074-1087.
ORCID: [a]0000-0002-4798-6124, [b]0000-0002-2997-4381, [c]0000-0002-0896-2293

artırmıştır. Buna bağlı olarak ısıtma ve soğutma alanında daha verimli ve çevreci proseslerin kullanımına yönelik araştırmalar son yıllarda oldukça hız kazanmıştır [1].

Soğutma alanında yapılan çalışmalar, evaporatif soğutucuların halen dünya genelinde yaygın olarak kullanılmakta olan mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerine kıyasla daha avantajlı olduğunu kanıtlamıştır [2]. Evaporatif soğutucular geleneksel soğutuculara göre hem daha enerji tasarruflu hem de kloroflorokarbon gibi kimyasalları içermediği için daha çevre dostu sistemlerdir [3]. Konut iklimlendirmesinde kullanımı gittikçe artmakta olan evaporatif soğutucular ayrıca nemli havaya ihtiyaç duyulan dökümhane tesisleri gibi endüstriyel uygulamalarda, hayvan çiftliklerinde ve seralarda sıkça kullanılmaktadır [4].

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 [5].

Doğrudan evaporatif soğutucu sistemlerde giren hava, su ile temas halinde olduğu için yaş termometre etkinlikleri %80-90 seviyelerine kadar çıkabilmektedir [6]. DEC sistemlerde genellikle oluklu selüloz pedler kullanılmaktadır. Bu pedlerin verimleri yüksek olmasına rağmen üretim maliyetleri yüksektir. Bu nedenle son zamanlarda doğrudan evaporatif soğutucuların daha çevresel, ekonomik ve uygulanabilir olması için selüloz pedlerin yerine kullanılabilecek doğal malzemeler araştırılmaktadır [7]. DEC sistemlerin genel olarak verimleri fazla olsa da, ortam neminin fazla olduğu durumlarda soğutma yapılacak mahallin bağıl nemini %60-80 seviyelerine kadar çıkarabilir [8]. Bu nem artışı, malzemelerin paslanmasına neden olacağı ve insan konfor şartları sınırları üzerinde olacağı için doğrudan evaporatif soğutucuların sıcak ve kurak iklimlerde kullanılması daha uygundur [9].

Dolaylı evaporatif soğutucu (IEC) sistemler DEC sistemlerden farklı olarak ürün havasına nem eklemeden havanın soğutulmasını sağlayabilir [5]. Bu nedenle IEC sistemlerin nemli bölgelerde kullanımı daha uygundur. Fakat yaş termometre etkinlikleri DEC sistemlerden daha düşük ve %55-65 arasındadır [6]. IEC sistemlerin verimliliklerini artırmak için eşanjörlerin yapısı değiştirilerek ürün havasını yaş termometre sıcaklığının altında, çiğlenme noktasına yakın sıcaklıklara kadar soğutabilen bir sistem tasarlanmıştır [10-11]. Bu yeni tasarım literatüre Maisotsenko çevrimi (M-çevrimi) olarak girmiş ve bunun üzerine birçok çalışma yapılmıştır [12-14].

Bu çalışmalardan bazılarına göz atıldığında, Zhan ve ark. [15] 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. Zhao ve ark. [16] 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. Riangvilaikul ve ark. [17] benzer şekilde tasarlanan 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. Wang ve ark. [18] karşı akışlı 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

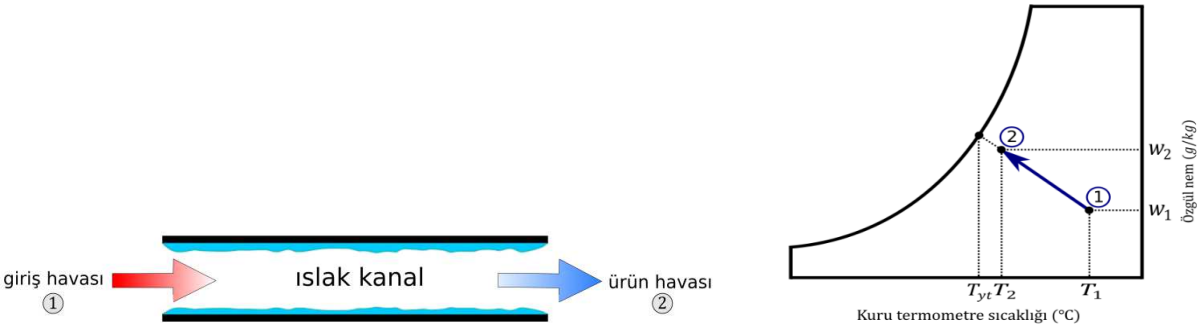
noktası etkinlikleri ve ekserji verimlilikleri değerlendirilmiştir. Araştırma, kanal uzunluğunun artırılması ve kanal kesit alanının azaltılması ile soğutma etkinliklerinin arttığını fakat ekserji yıkımının azaldığını göstermektedir. Çin ve İngiltere'nin farklı bölgelerinde yapılan çalışmalarla, bağıl nemi %70'in altında olan bölgelerde M-çevrimli evaporatif soğutucunun kullanılabilirliği gösterilmiştir [19]. 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 [20-21]. Karami ve ark. [22], sıcak ve nemli iklim koşullarında, güneş destekli, kurutuculu M-çevrimli bir evaporatif soğutucunun dönüş havasının iç ve dış ortamdan alınma oranlarındaki farklılığın soğutma kapasitesine ve besleme havasının sıcaklığına etkisini incelemişlerdir. Yapılan çalışmada dönüş havasının tamamı iç ortamdan alındığında sistemin soğutma kapasitesinin önemli bir seviyede artacağı gösterilmiştir. Nemli iklim bölgelerindeki evaporatif soğutucularda kurutucunun sistem performansına etkisini araştıran Aydin ve ark. [23], çalışmalarında, ortam havası bağıl neminin %50'nin üzerinde olması durumunda, kurutuculu sistemin kurutucusuz sisteme kıyasla %40 daha fazla özgül soğutma kapasitesi sunduğunu göstermişlerdir.

Bu makalede Konya iklim şartlarında, karşı akışlı Maisotsenko çevrimli dolaylı evaporatif bir soğutucunun farklı boyut ve çalışma koşullarında performansı sayısal olarak değerlendirilmiştir. Bu sayısal analiz, akışkan kanalları geometrisinin, hava hızının, çalışma-giriş hava oranının ve besleme suyu sıcaklığının etkilerini kapsamaktadır. EES programında geliştirilen model ile ıslak ve kuru kanallar arasındaki ısı/kütle transferi hesapları yapılmıştır. Bu hesaplama, soğutma etkinliği (çiğ noktası ve yaş termometre) ve diğer parametreler arasındaki ilişkilerin kurulmasını sağlamıştır. Ayrıca bu çalışma, bağıl nem seviyesinin sistem performansına etkisini incelemek için kurak (Konya) ve nemli (İstanbul) koşullarda yapılan analizleri içermesi ve ülkemizdeki soğutma teknolojileri alanında gelişmelere katkı sağlayacak olması açısından önemlidir.

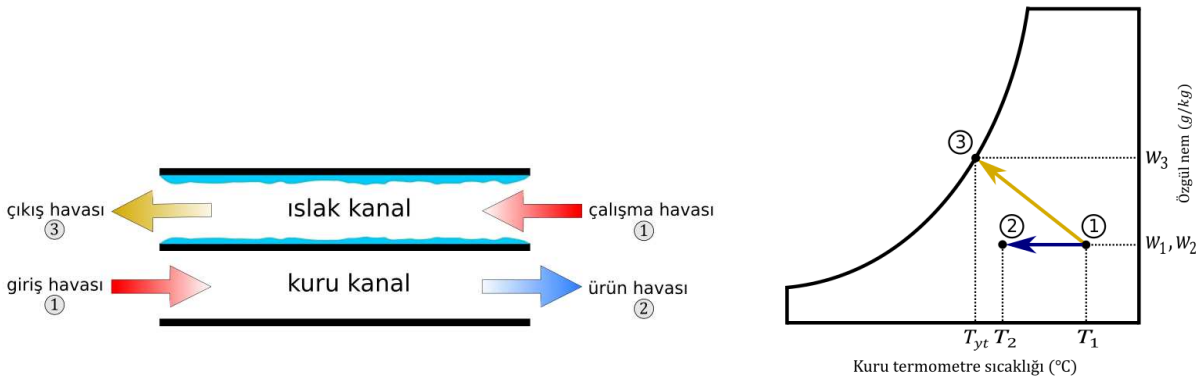
2. Materyal ve Metot

2.1. Maisotsenko Çevrimli Evaporatif Soğutucu ve Çalışma Prensibi

Evaporatif soğutucu sistemler, suyun buharlaşması için gerekli olan gizli ısıyı havanın duyulur ısısından alarak havanın soğumasını sağlayan sistemlerdir. Bu sistemler temel olarak doğrudan (DEC) ve dolaylı (IEC) evaporatif soğutucular olmak üzere ikiye ayrılır. Şekil 1'de görüldüğü gibi doğrudan evaporatif soğutucularda giren hava, su ile temas halinde olduğu için soğutma işleminin sonucunda ürün havası giren havadan daha soğuk ve nemli olur. Şekil 2'de görülen dolaylı evaporatif soğutucular, DEC sistemlerden farklı olarak kuru kanal adı verilen ilave bir ısı değişim kanalına sahip olduğu için havaya nem eklemeden havanın soğutulmasını sağlayabilmektedir. Fakat IEC sistemlerin soğutma performansları nispeten daha düşüktür. Bu nedenle IEC sistemlerde daha iyi bir soğutma performansı elde etmek için M-çevrimi adı verilen yeni bir dolaylı evaporatif soğutucu tasarımı geliştirilmiştir [10].

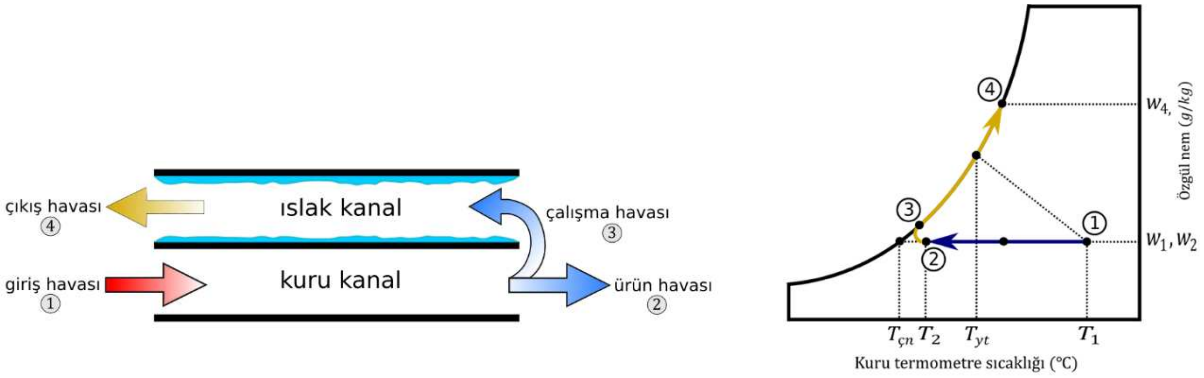


Şekil 1. Doğrudan evaporatif soğutucu



Şekil 2. Dolaylı evaporatif soğutucu

M-çevrimli evaporatif soğutucu sistemlerde kuru kanaldan akan hava, Şekil 3'te 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 çiğlenme noktası etkinlikleri elde edilebilir [16].



Şekil 3. M-çevrimli evaporatif soğutucu

M-çevrimli evaporatif soğutucuların sistem performanslarını değerlendirmek için yaş termometre ve çiğlenme noktası etkinlik değerlerine bakılmaktadır. Bu etkinlik değerleri sisteme giren ve çıkan havanın sıcaklık değerlerine göre hesaplanır.

Yaş termometre etkinliği, Denklem 1'de görüldüğü gibi, giriş ve çıkış havasının kuru termometre sıcaklıkları farkının, giriş kuru termometre sıcaklığı ile giriş yaş termometre sıcaklık farkına oranıdır [24].

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

Çiğlenme noktası etkinliği ise, Denklem 2'de görüldüğü gibi, giriş ve çıkış havasının kuru termometre sıcaklıkları farkının, giriş kuru termometre sıcaklığı ile giriş çiğlenme termometre sıcaklık farkına oranıdır [24].

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

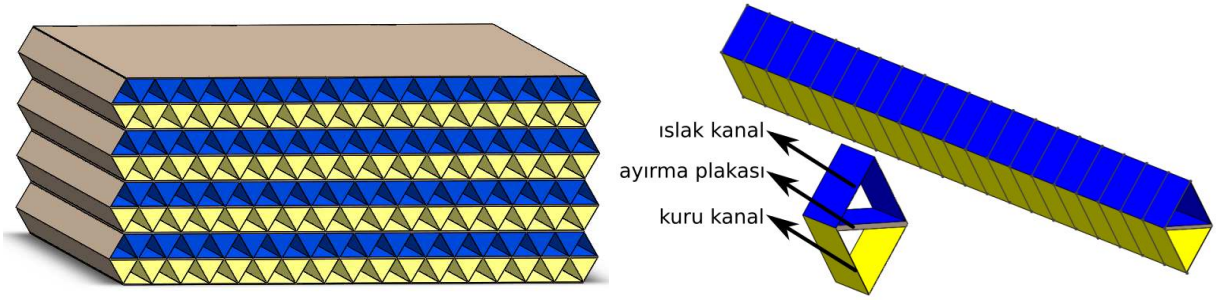
2.2. Sistemin Yapısı

Sistemin yapısı Şekil 4a'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 [25]. Bu sebeple bu çalışmada da eşkenar üçgen kanallar tercih edilmiştir. Her bir kanalın farklı noktalarındaki sıcaklık ve nem değerlerini elde edebilmek için kanal boyunca hücreler tanımlanmıştır. Bir hücre Şekil 4b'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 sıkıştırılamaz bir gaz olarak kabul edilir [26],
- Ayırma plakasının kalınlığı çok düşük olduğundan, ayırma plakasının kuru ve ıslak yüzeylerinin sıcaklık farkı ihmal edilebilir [27].



Şekil 4. a) Soğutucu sistemin yapısı b) Hücre ve akış kanalı

2.3. 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 [24];

$$h_1 A\left(t_{h,a1} - t_{y1}\right) = \dot{m}(H_{giriş} - H_{çıkış}) \tag{3}$$

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, $\dot{m}$ kütlesel 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 [24];

$$h_2 A\left(t_{y2} - t_{h,a2}\right) + \dot{m}H_{giriş} + h_m A\left(\rho_{y,h2} - \rho_{h,a2}\right)\gamma = \dot{m}H_{çıkış} \quad (4)$$

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 [24];

$$D_h = \frac{4\left(\frac{ab}{2}\right)}{3a} \quad (5)$$

Bu denklem de a üçgen kanalın kenar uzunluğunu, b ise üçgen kanalın yüksekliğini göstermektedir. Kanallardaki Reynold sayısının hesaplanması ise şu formülle gerçekleştirilir [24];

$$Re = \frac{uD_h}{v} \quad (6)$$

Bu denklemde u ile gösterilen hava akış hızı, v ise kinematik viskozitedir. Laminer akışta ısıl giriş uzunluğu [24];

$$l = 0.05\, RePrD_h \quad (7)$$

Bu eşitlikteki Pr ile gösterilen Prandtl sayısıdır. Gelişen laminer akış durumunda ortalama Nusselt değeri [24];

$$Nu = 1.86\, x\, \left(\frac{Re\,\mathrm{Pr}\,D_h}{l}\right)^{1/3} \left(\frac{n_{h,a}}{n_{y,h}}\right)^{0.14} \quad (8)$$

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 [24];

$$Nu = 2.47 \quad (9)$$

Islak kanaldaki hava akışı ile kanalın ıslak yüzeyi arasındaki konvektif kütle transferi katsayısı aşağıdaki denklem ile hesaplanır [24];

$$h_m = \frac{h}{\rho c_p Le^{2/3}} \quad (10)$$

3. Bulgular ve Tartışma

Tasarlanan evaporatif soğutucu sistemin performans analizi, Konya ili meteorolojik verilerine göre ortam soğutma ihtiyacının en fazla olduğu Temmuz ayına göre yapılmıştır. EES platformunda matematiksel modellemesi yapılan sistem, hava giriş hızı, kanal yüksekliği, çalışma-giriş oranı, besleme suyu sıcaklığı ve ortam havasının sıcaklık değerleri gibi Tablo 1'de verilen teknik parametrelere göre analiz edilmiştir. Bu bölümde farklı geometrik boyutlar ve çalışma koşullarının sisteme etkisini incelemek için yapılan çalışmalar ve elde edilen bulgular sunulmaktadır. Bölüm 3.1- 3.9 arasında yapılan hesaplamalar, değerlendirilmesi yapılan değişken dışındaki tüm

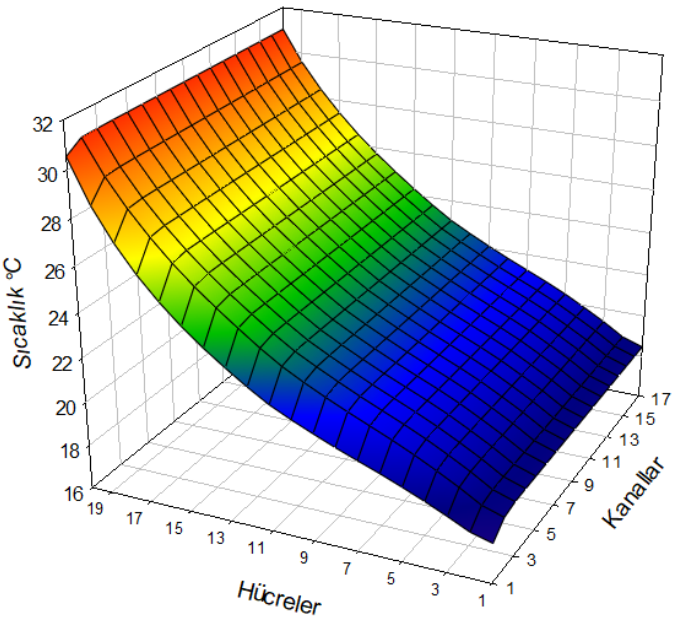
parametreler sabit tutularak yapılmıştır. Tablo 1'deki sistem parametreleri, etkinlik ve soğutma kapasitesi üzerinde yapılan analizler ve literatürdeki incelemeler sonucunda belirlenmiştir.

Tablo 1. Analizi yapılan soğutma ünitesine ait teknik parametreler

Kuru Termometre Sıcaklığı	Yaş Termometre Sıcaklığı	Kanal Uzunluğu	Kanal Yüksekliği	Hücre Sayısı	Emme-Çalışma Hava Oranı	Giriş Hızı	Su Sıcaklığı
32.2 °C	20.3 °C	1 m	10 mm	20	0.5	1 m/s	17 °C

3.1. Akış Sıcaklık Profili

Kuru kanallardaki sıcaklık değişimlerinin daha iyi anlaşılması için Tablo 1'deki değerler üzerinden yapılan hesaplamalar ile her bir hücredeki sıcaklık değerleri bulunmuş ve akış sıcaklık profilleri oluşturulmuştur.

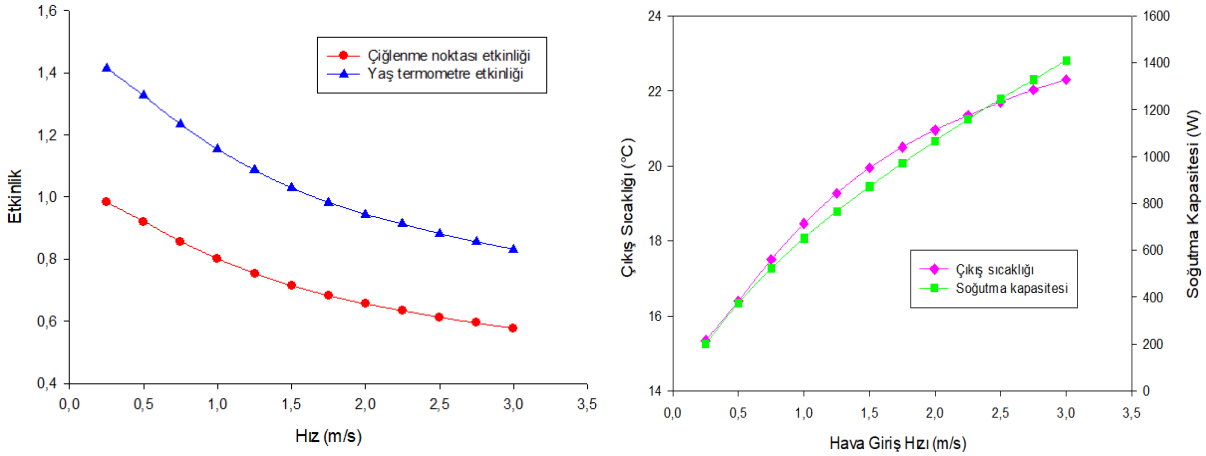


Şekil 5. Hücrelerdeki sıcaklık diyagramı

Kuru kanal giriş sıcaklığı 32,2 °C olması durumunda çıkan havanın sıcaklığı yaklaşık olarak 18,5 °C olarak bulunmuştur. Bu Şekil 5'te görüldüğü gibi kanal boyunca hava sıcaklığının etkili biçimde düşürüldüğünü ve etkin bir soğutmanın gerçekleştiğini göstermektedir.

3.2. Hava Giriş Hızının Etkisi

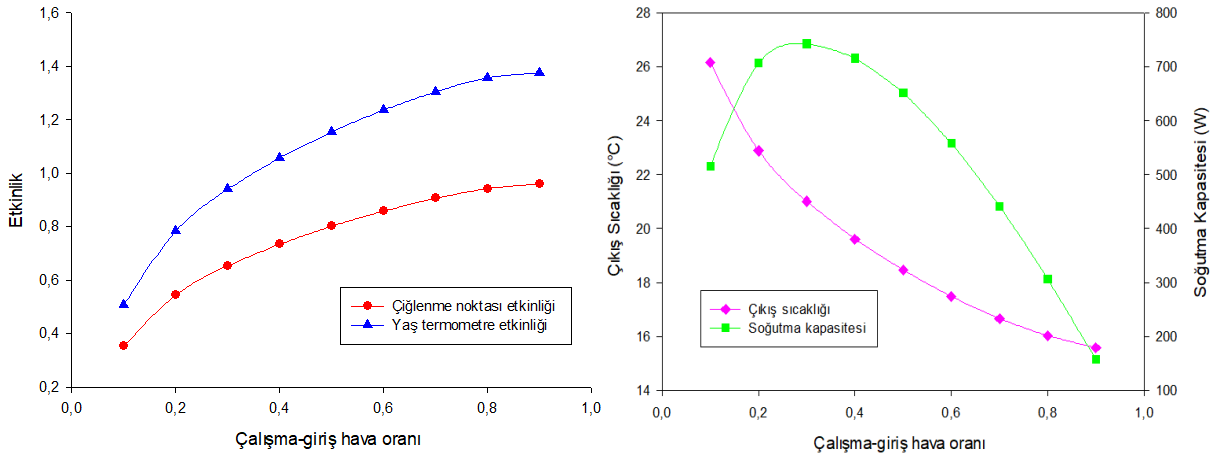
Şekil 6, hava giriş hızındaki değişimin sistemin soğutma etkinliğine ve çıkan havanın sıcaklık değerlerine etkisini göstermektedir. Hava giriş hızının artması ısı ve kütle transfer süresini kısalttığı için yaş termometre ve çiğlenme noktası etkinliklerini azaltacak, çıkan havanın sıcaklık değerini ise 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 6. Hava giriş hızının (a) soğutma etkinliğine (b) çıkan havanın sıcaklığına ve soğutma kapasitesine etkisi

3.3. Çalışma Giriş Hava Oranının Etkisi

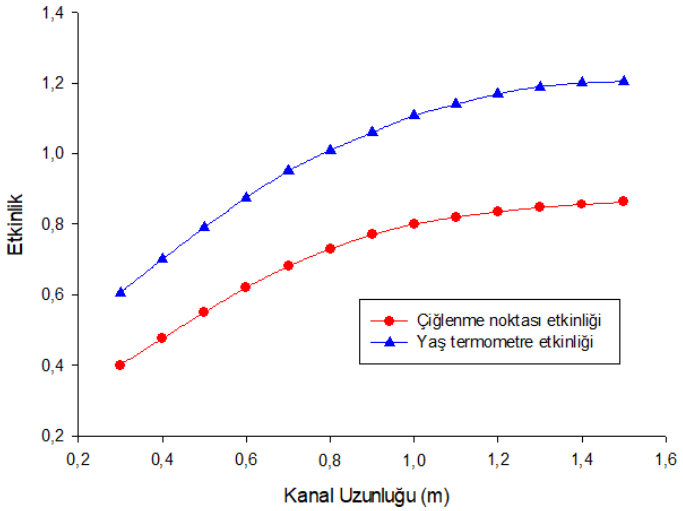
Yapılan analizler sonucunda çalışma-giriş hava oranının (fraksiyon) soğutma etkinliği ve çıkan havanın sıcaklık değerine etkisi incelenmiştir. Şekil 7'de görüldüğü üzere çalışma-giriş hava oranı arttıkça soğutma etkinlik değerleri artmakta, çıkan havanın sıcaklık değeri ise azalmaktadır. Ayrıca soğutma kapasitesinin, çalışma-giriş hava oranının yaklaşık 0,3 olduktan sonra düştüğü görülmektedir. Yapılan analizler sonucunda çalışma-giriş oranı 0,1 iken; 0,51 yaş termometre etkinliği ve 26,1°C çıkış sıcaklığı elde edilmiş, 0,9 olması durumunda ise 1,39 yaş termometre etkinliği ve 15,6°C çıkış sıcaklığı elde edilmiştir.



Şekil 7. Çalışma-giriş hava oranının (a) soğutma etkinliğine (b) çıkan havanın sıcaklığına ve soğutma kapasitesine etkisi

3.4. Kanal Uzunluğunun Etkisi

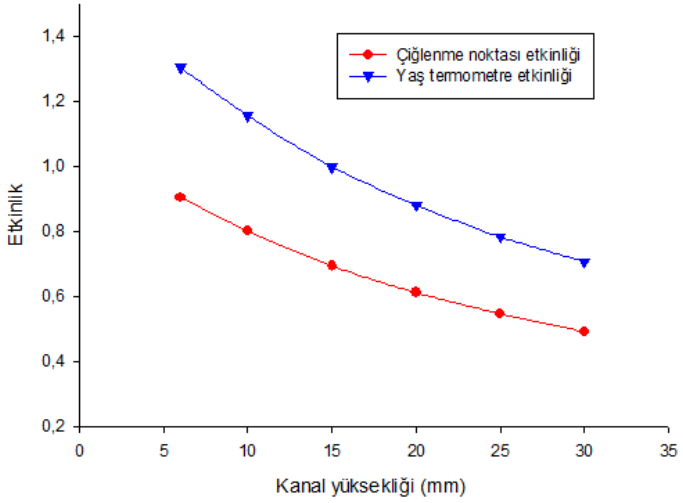
Kanal uzunluğunun sistem performansına etkisi incelenmiştir. Kanal uzunluğunun artırılması, sistemde ısı transferi gerçekleşen yüzey alanını ve ısı transferi süresini artıracaktır. Sonuç olarak Şekil 8'de görüldüğü üzere kanal uzunluğun artması çiğlenme noktası ve yaş termometre etkinliğini artıracaktır. Fakat yaklaşık 1 metreden sonra artış miktarının da azaldığı görülmektedir. Dolayısıyla, kanal boyunun 1 metreden fazla olması etkinliği önemli ölçüde etkilemeyecektir.



Şekil 8. Kanal uzunluklarına ait soğutma etkinlik değerleri

3.5. Kanal Yüksekliğinin Etkisi

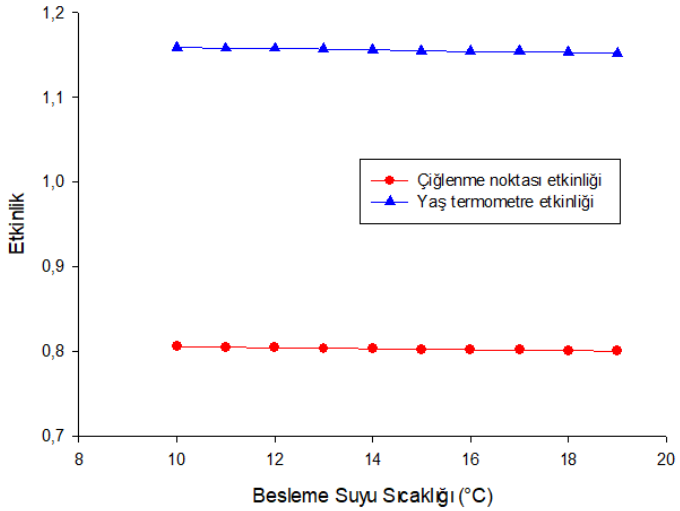
Kanal yükseklikleri üzerine yapılan analizler, Şekil 9'da da görüldüğü gibi kanal yüksekliği ile soğutma etkinliklerinin ters orantılı olduğunu göstermektedir. Fakat kanal yüksekliği değerinin çok düşük seçilmesi soğutma kapasitesini olumsuz etkileyecektir. Yapılan çalışma, 10 mm kanal yüksekliği için 1,15 olarak bulunan yaş termometre etkinliğinin, 20 mm kanal yüksekliği için 0,88 olduğunu göstermiştir.



Şekil 9. Kanal yüksekliklerine ait soğutma etkinlik değerleri

3.6. Su Giriş Sıcaklığının Etkisi

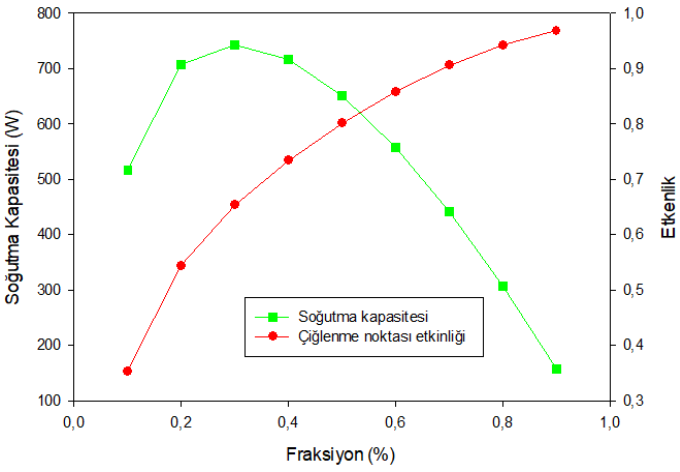
Su giriş sıcaklığındaki değişimin sistem performansına etkisini değerlendirmek için yapılan analizler sonucunda, soğutma etkinliklerine en az etki eden değişkenin su giriş sıcaklığı olduğu görülmüştür. Şekil 10'da görüldüğü gibi su giriş sıcaklığının artışı çiğlenme noktası ve yaş termometre etkinliğini azaltmaktadır. Fakat bu değişim ihmal edilebilecek seviyededir. Besleme suyu sıcaklığındaki 9°C'lik bir fark, yaş termometre etkinliğinde yalnızca %1 değişime neden olmaktadır.



Şekil 10. Besleme suyu sıcaklıklarına ait soğutma etkinlik değerleri

3.7. Çalışma-Giriş Hava Oranının Etkinliğe ve Soğutma Kapasitesine Etkisi

Çalışma-giriş hava oranının etkinlik ve soğutma kapasitesi değerlerine etkisini görebilmek adına yapılan hesaplamalar sonucunda Şekil 11'de görüldüğü üzere bu oranın optimum değeri 0,5 olarak bulunmuştur. Çalışma-giriş hava oranının artırılması ile çiğlenme noktası etkinliğinin arttığı, soğutma kapasitesinin ise yaklaşık olarak 0,3 değerinden sonra azaldığı görülmüştür. Bir başka ifadeyle sisteme alınan toplam havanın büyük çoğunluğunun çalışma kanalına yönlendirilmesi etkinlik değerini artırırken, ortama verilen havann azalması ise soğutma kapasitesini düşürmektedir.

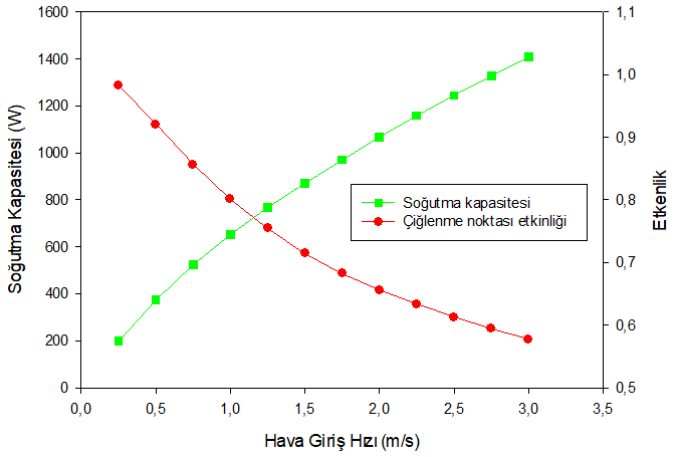


Şekil 11. Çalışma-giriş hava oranına ait soğutma kapasitesi ve etkinlik değerleri

3.8. Hava Giriş Hızının Etkinliğe ve Soğutma Kapasitesine Etkisi

Hava giriş hızının etkinlik ve soğutma kapasitesine etkilerini görebilmek adına yapılan hesaplamalar sonucunda Şekil 12'de de görüldüğü üzere optimum değer yaklaşık olarak 1 m/s bulunmuştur. Hava giriş hızının artırılması ile çiğlenme noktası etkinliğinin azaldığı, soğutma kapasitesinin ise arttığı görülmüştür. Hava giriş hızı arttıkça ıslak ve kuru kanal arasındaki ısı

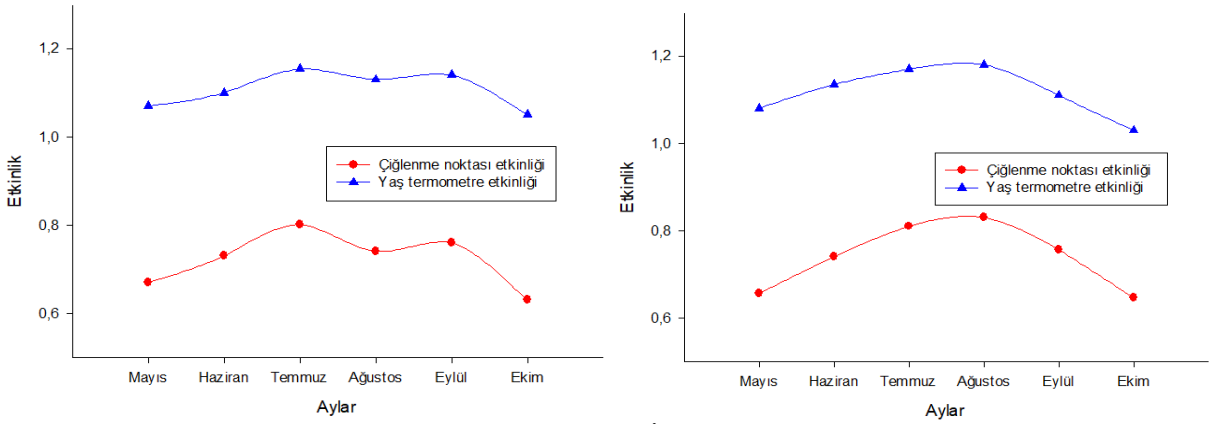
transferi süresi kısalacağı için etkinlik değeri azalırken, debinin artmasından dolayı soğutma kapasitesi artmaktadır.



Şekil 12. Hava giriş hızına ait soğutma kapasitesi ve etkinlik değerleri

3.9. Konya ve İstanbul için Aylara Bağlı Etkinlik Değerleri

Soğutma ihtiyacının olduğu Mayıs-Ekim ayları arasında, Konya ve İstanbul için meteorolojik verilere ve Tablo 1'de gösterilen çalışma parametrelerine göre ulaşılan çiğlenme noktası ve yaş termometre etkinlik değerleri Şekil 13'te gösterilmiştir.



Şekil 13. Mayıs-ekim aylarında a) Konya b) İstanbul'un soğutma etkinlik değerleri

Tablo 2. Konya'nın aylara bağlı sıcaklık, nem ve etkinlik değerleri

	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim
Sıcaklık (°C)	23	25,9	32,2	29,8	29,5	21
Bağıl Nem (%)	41	37	28	29	37	42
Yaş Termometre etkinliği	1,07	1,10	1,15	1,13	1,14	1,05
Çiğlenme noktası etkinliği	0,67	0,71	0,80	0,73	0,76	0,63

Tablo 3. İstanbul'un aylara bağlı sıcaklık, nem ve etkinlik değerleri

	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim
Sıcaklık (°C)	21	24,5	29	30	25,5	21
Bağıl Nem (%)	57	57	54,6	56,6	62,6	58,5
Yaş Termometre etkinliği	1,08	1,14	1,17	1,18	1,11	1,05
Çiğlenme noktası etkinliği	0,66	0,74	0,81	0,83	0,76	0,65

Konya için en yüksek soğutma etkinlik değerleri, çalışmayı doğrular biçimde, soğutma ihtiyacı en fazla olan Temmuz ayında elde edilmiş olup, sistemin yaş termometre etkinliği 1,15, çiğlenme noktası etkinliği ise 0,80 olarak bulunmuştur. İstanbul'un en fazla soğutma ihtiyacı olduğu ağustos ayında ise sistemin yaş termometre etkinliği 1,18, çiğlenme noktası etkinliği ise 0,83 olarak tespit edilmiştir.

4. Sonuç ve Öneriler

Bu makalede, EES programı yardımıyla M-çevrimli bir evaporatif soğutucunun matematiksel modellemesi yapılmış ve evaporatif soğutucunun Konya ili için mekânsal soğutma ihtiyacının olduğu Mayıs-Ekim ayları arasında, özellikle soğutma ihtiyacının en çok hissedildiği Temmuz ayında, verimli bir şekilde kullanılabilirliği gösterilmiştir. Ayrıca, i) giriş havasının sıcaklık ve nem değerlerine, ii) giren havanın hızına, iii) çalışma-giriş hava oranına, iv) kanal yüksekliğine, v) kanal uzunluğuna ve vi) besleme suyu sıcaklık değerlerinin evaporatif soğutma sisteminin performansına etkisi incelenmiştir. Çalışma sonucunda yapılan tespitler şu şekildedir;

1) 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.
2) Besleme suyu sıcaklığındaki değişim sistemin etkinlik değerlerini en az etkileyen parametredir. Besleme suyu sıcaklığındaki 9°C'lik artış sistem performansında yaklaşık %1'lik bir değişime sebep olduğu için daha düşük besleme suyu sıcaklıklarının sistem performansına kayda değer bir katkısı olmayacaktır.
3) Hava giriş hızının artmasıyla soğutma kapasitesi ve çıkış havası sıcaklığı artarken, çiğlenme noktası ve yaş termometre etkinlik değerleri azalmaktadır. İdeal bir soğutma elde etmek için hava giriş hızının 0,75-1,25 m/s arasında olması gerekmektedir.
4) Çalışma-giriş oranının artmasıyla çiğlenme noktası ve yaş termometre etkinlik değerleri artarken soğutma kapasitesi yaklaşık 0,3 seviyesinden sonra azalmaya başlamaktadır. İdeal çalışma-giriş oranı 0,4-0,6 arasındadır.
5) Kanal uzunluğunun artması, çiğlenme noktası ve yaş termometre etkinliğini artıracaktır. 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.
6) Konya ilinde soğutma ihtiyacının en fazla olduğu Temmuz ayına göre yapılan hesaplamalar sonucunda; yaş termometre etkinliği 1,15, çiğlenme noktası etkinliği 0,80 olarak bulunmuştur. Tasarlanan sistem, yaş termometre etkinlik değerleri %55-65 arasında olan dolaylı evaporatif soğutuculara kıyasla daha verimlidir.
7) Bağıl nemi Konya'dan fazla olan İstanbul'da ulaşılan etkinlik değerleri daha yüksek olmasına rağmen, sistemden alınan çıkış havası sıcaklıkları istenilen seviyede değildir.

Yapılan analizler sonucunda bu soğutma uygulamasının, Konya gibi sıcak ve kurak iklim koşullarında kullanılabileceği öngörülmektedir. Nemli iklim bölgelerinde ise sisteme bir nem alma cihazı entegre edilerek kullanıma uygun hale getirilebilir.

Teşekkür

Bu çalışma Necmettin Erbakan Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimince 201216001 numaralı projeyle desteklenmiştir. Bu çalışmanın ortaya çıkmasında verdiği destekten ötürü Necmettin Erbakan Üniversitesi'ne teşekkür ederiz.

Kaynaklar

[1]. Buker, Mahmut Sami; Riffat, Saffa B. Recent developments in solar assisted liquid desiccant evaporative cooling technology—A review. Energy and Buildings, 2015, 96: 95-108.

[2]. Buker, Mahmut Sami; Mempouo, Blaise; Riffat, Saffa B. Experimental investigation of a building integrated photovoltaic/thermal roof collector combined with a liquid desiccant enhanced indirect evaporative cooling system. Energy Conversion and Management, 2015, 101: 239-254.

[3]. Bom, G. J., Foster, R., Dijkstra, E., Tummers, M., Evaporative air-conditioning: applications for environmentally friendly cooling, The World Bank, 1999

[4]. Osma E., Evaporatif Soğutma Sistemlerinin Mekanik Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sistemleri İle Termodinamik Ve Ekonomik Bakımdan Karşılaştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tekirdağ, 2011.

[5]. Duan, Z., Zhan, C., Zhang, X., Mustafa, M., Zhao, X., Alimohammadisagvand, B., Hasan, A., Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16(9): 6823-6850

[6]. El-Refaie, M. F., Kaseb, S., Speculation in the feasibility of evaporative cooling, Building and Environment, 2009, 44(4): 826-838.

[7]. Doğramacı, P. A., & Aydın, D., Comparative experimental investigation of novel organic materials for direct evaporative cooling applications in hot-dry climate. Journal of Building Engineering, 2020, 30, 101240.

[8]. Xuan, Y. M., Xiao, F., Niu, X. F., Huang, X., Wang, S. W, Research and application of evaporative cooling in China: A review (I)–Research, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16(5): 3535-3546.

[9]. Yang, Y., Cui, G., Lan, C. Q., Developments in evaporative cooling and enhanced evaporative cooling-A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2019,113, 109230.

[10]. Maisotsenko, V., Gillan, L. E., Heaton, T. L., Gillan, A. D, 2003, Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office U.S., Patent No. 6,581,402.

[11]. Dizaji, H. S., Hu, E. J., Chen, L., Pourhedayat, S, Development and validation of an analytical model for perforated (multi-stage) regenerative M-cycle air cooler, Applied Energy, 2018, 228: 2176-2194.

[12]. Pandelidis, Demis; Pacak, Anna; Anisimov, Sergey. Energy Saving Potential by Using Maisotsenko-Cycle in Different Applications. International Journal of Earth & Environmental Sciences, 2018, 2018.

[13]. Pandelidis, D., Anisimov, S., Drąg, P., Sidorczyk, M., & Pacak, A., Analysis of application of the M-Cycle heat and mass exchanger to the typical air conditioning systems in Poland. Energy and Buildings, 2018, 158: 873-883.

[14]. Pandelidis, D., Anisimov, S., Worek, W. M., & Drąg, P., Numerical analysis of a desiccant system with cross-flow Maisotsenko cycle heat and mass exchanger. Energy and Buildings, 2016, 123: 136-150.

[15]. Zhan, C., Zhao, X., Smith, S., Riffat, S. B., Numerical study of a M-cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling, Building and Environment, 2011, 46(3): 657-668.

[16]. Zhao, X., Li, J. M., Riffat, S. B., Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling, Applied Thermal Engineering, 2008, 28(14-15): 1942-1951.

[17]. Riangvilaikul, B., Kumar, S., Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system, Energy and Buildings, 2010, 42(11): 2241-2250.

[18]. Wang, L., Zhan, C., Zhang, J., Zhao, X., The energy and exergy analysis of counter-flow regenerative evaporative cooler, Thermal Science, 2018, (00): 304-304.

[19]. Buker, Mahmut Sami; Riffat, Saffa B. Performance analysis of a combined Building Integrated PV/T Collector with a liquid desiccant enhanced dew point cooler. Energy Procedia, 2016, 91: 717-727.
[20]. Zhao, X., Duan, Z., Zhan, C.,Riffat, S. B., Dynamic performance of a novel dew point air conditioning for the UK buildings, International Journal of Low-Carbon Technologies, 2009, 4(1): 27-35.
[21]. Zhao, X., Yang, S., Duan, Z., Riffat, S. B., Feasibility study of a novel dew point air conditioning system for China building application, Building and Environment, 2009, 44(9): 1990-1999.
[22]. 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.
[23]. Aydin, D., Charidi, M., & Khosravi, N., 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, 2020, 234(1): 70-82.
[24]. Çengel Y.A. , Ghajar A. J., Zorlanmış İç Taşınım, Isı ve Kütle Transferi Esaslar ve Uygulamalar, Palme Yayıncılık, Ankara, 2019
[25]. Zhan, C., Zhao, X., Duan, Z., Riffat, S. B., Numerical study on indirect evaporative cooling performance comparison between counterflow and crossflow heat exchangers, International Journal of Low-Carbon Technologies, 2011, 6(2): 100-106.
[26]. Çengel Y.A., Cımbala J.M., Giriş ve Temel Kavramlar, Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, Güven Kitabevi, Ankara, 2008
[27]. Zhao, X., Liu, S.,Riffat, S. B., Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems, Building and Environment, 2008, 43(11): 1902-1911.