

# BUHARLAŞTIRMALI SOĞUTUCULARDA SERPANTİN İLE HAVA GİRİŞ AÇIKLIĞI ARASINDAKİ BÖLGEDE ISI VE KÜTLE TRANSFERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Arif Emre ÖZGÜR, Hilmi Cenk BAYRAKÇI\* ve Mehmet KUNDUZ\*\*

Makine Eğitimi Bölümü, Teknik Eğitim Fakültesi Süleyman Demirel Üniversitesi, 32260, Isparta

\*İklimlendirme-Soğutma Prog., Senirkent MYO, Süleyman Demirel Üniversitesi, 32600, Senirkent, Isparta

\*\*Makine Mühendisliği Bölümü, Müh.-Mim. Fakültesi, Süleyman Demirel Üniversitesi, 32260, Isparta

[ozgur@tef.sdu.edu.tr](mailto:ozgur@tef.sdu.edu.tr), [cenk@sdu.edu.tr](mailto:cenk@sdu.edu.tr), [mkunduz@mmf.sdu.edu.tr](mailto:mkunduz@mmf.sdu.edu.tr)

(Geliş/Received: 03.04.2008 ; Kabul/Accepted: 24.11.2008)

## ÖZET

Bu çalışmada, zorlanmış hava akışlı, buharlaştırmalı soğutucuların serpantin boruları ile hava giriş açıklığı arasında kalan bölgedeki ısı ve kütle transferi olayları incelenmiştir. Bu bölgedeki su akışının sadece damlalar şeklinde oluştuğu ve film akışının olmadığı kabul edilmiştir. Bu çalışmada kullanılan deneysel sistem karşıt akışlı bir sistemdir. İncelenen bölgede gerçekleşen ısı ve kütle transferi matematiksel olarak modellenmiştir. Su – hava ara yüzey sıcaklığı Taylor Serisi yardımıyla elde edilmiştir. Bu çalışmanın amacı, incelenen bölgedeki hacimsel ısı ve kütle transferi katsayılarının elde edilmesidir. Bu amaç için bir deney düzeneği kurulmuş, deneyler farklı su debisi, hava hızı ve çalışma bölgesi yüksekliklerinde yapılmıştır. Deneysel sonuçlar bir bilgisayar programında analiz edilmiştir. Bilgisayar programından alınan sonuçlar grafikler ve ampirik ifadeler ile verilmiştir. Ayrıca buharlaştırmalı soğutucu içindeki hava sıcaklığı ve su sıcaklığı değişimleri ile hava özgül nemi değişimi, Lewis sayısı değişimi ve suyun buharlaşma miktarı grafikler yardımıyla sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Buharlaştırmalı soğutucu, ısı ve kütle transferi, düşen damla hacmi.

## EXPERIMENTAL ANALYSIS OF HEAT AND MASS TRANSFER BETWEEN SERPENTINE AND AIR INLET

### ABSTRACT

In this study, the heat and mass transfer are investigated in the volume which is between the heat exchanger pipes and air inlet of a mechanical draft evaporative cooler. It is accepted that in the studied volume, water flow take form only as droplets and there are no film flows. The experimental system used in this study is a countercurrent system. The heat and mass transfer occurs in the studied area is mathematically modeled. The interface temperature (air – water) is obtained by the help of Taylor Series. The purpose of this study is to obtain the volumetric heat and mass transfer coefficients in the studied volume. For this purpose, an experimental system is settled up and the experiments were done at various water and air mass flow rate and various height of the volume. The experimental results are analyzed in a computer program. The results taken from the computer program are presented graphically. In addition, variation of air temperature, water temperature, air humidity, Lewis number and water evaporation rate were obtained.

**Keywords:** Evaporative cooler, heat and mass transfer, falling droplet volume.

### 1.GİRİŞ (INTRODUCTION)

Buharlaştırmalı soğutucularda gizli ve duyulur ısı transferi aynı zamanda olmaktadır. Aracı akışkan serpantin borularının içinden geçer ve bu boruların dış yüzeyine su püskürtülür. Ayrıca püskürtülen su akışının tersi yönünde bir hava akımı fanlar ile

sağlanır. Böylece suyun bir kısmı buharlaştırılırken aracı akışkandan ısı aktarılır. Ayrıca, aracı akışkan taşınım ile hava tarafından da soğutulur. Literatürde yapılan çalışmalarda, sisteme giren ve sistemden çıkan havanın sıcaklık değerleri ve özgül nem değerleri ile sisteme giren ve sistemden çıkan su sıcaklık değerleri dikkate alınmıştır. Bu değerler ve

bazı kabuller ile transfer katsayıları belirlenmiştir. Elde edilen veriler, buhar sıkıştırılmalı soğutucunun serpantinine ait değerler olarak kabul edilmiş ve bu sayede serpantin boyutlandırılmaları yapılmıştır. Fakat serpantin ile buharlaştırılmalı soğutucunun hava giriş açıklığı arasında kalan mesafede ve suyun püskürtüldüğü püskürtücüler ile serpantin arasında kalan mesafede, su ile hava arasında ısı transferi ve kütle transferi olmaktadır. Bu iki bölgede gerçekleşen olaylar, sistemdeki toplam ısı transferi ve toplam kütle transferi katsayıları içerisinde pay sahibidirler. Literatürdeki çalışmalarda bu iki bölgedeki olaylar ihmal edilerek analiz yapılmıştır. Soğutucudan çıkan hava ve sirkülasyon suyu sıcaklığının hesaplanması için serpantin ile serpantin ile soğutucuya hava giriş bölgesi arasında kalan hacimdeki ısı ve kütle transferi katsayılarının da bilinmesi gerekmektedir. Bu çalışma, belirlenen bölgedeki ısı ve kütle transferi katsayıları değerlerinin belirlenmesi için önemlidir.

Bu sistemlerde serpantin boruları üzerine su, damlalar halinde ve bütün boru dış yüzeylerini ıslatacak şekilde, püskürtülür. Bu boru demetleri üzerinden de zorunlu hava akışı sağlanır. Bu nedenle püskürtülen suyun bir kısmı buharlaştırılır. Buharlaştıran su miktarının toplam su debisi içindeki oranı yaklaşık olarak % 2'dir [1]. Buharlaştırmayla gerçekleşen gizli ısı transferi ve taşınım ile gerçekleşen duyu ısı transferi ile serpantin boruları içerisindeki akışkandan ısı çekilir. Bu tür sistemlerde toplam ısı transferinin büyük bir kısmı gizli ısı transferidir. Taşınım ile ısı transferi, toplam ısı transferi miktarı içinde az bir paya sahiptir. Buharlaştırılmalı soğutucularda çevrim akışkanından ısı, önce suya sonra havaya geçer. Bu ısı transferi hızlı bir süreçtir ve buharlaştırılmalı soğutucu içerisinde su sıcaklığının artmasına pek müsaade edilmez [2].

Literatürdeki çalışmalardan bazıları bahsedilen bölgedeki ısı ve kütle transferi olaylarının ihmal edilmesinin hatalı olacağını göstermişlerdir. Stefanovic vd., özellikle su debisinin artışı ile bu hatanın çok daha fazla olacağını belirtmişlerdir [3,4].

Bayrakçı vd., buharlaştırılmalı soğutucularda serpantin ve su püskürtücüleri arasındaki açıklık arasındaki ısı ve kütle transferini incelemek için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu deneyler sonucunda elde ettikleri ölçüm verilerini, çalışılan bölge yüksekliklerine bağlı olarak ve ayrıca düşük ve yüksek hava sıcaklığı değerleri için genel ısı ve kütle transfer denklemleri ile sunmuşlardır [5].

Thomas ve Houston (1959), soğutma kulelerinde ısı ve kütle transferini deneysel olarak incelemiştir. Kule içerisinde tahta plakalar dolgu malzemesi olarak kullanılmıştır. Isı transfer ve kütle transfer katsayıları grafik yöntem yardımıyla bulunmuştur. Thomas ve Houston bu yöntemi açıklamış ve tahmini değerler yardımıyla grafik çözüm metodunu kullanmışlardır ve

$$\alpha_s .a = 10400 G_s^{0,26} G_h^{0,72}, \quad \alpha_h .a = 3510 G_s^{0,26} G_h^{0,72},$$

$$\sigma .a = 2,95 G_s^{0,26} G_h^{0,72} \text{ ifadelerini elde etmişlerdir [6].}$$

Yao (1974) durgun bir hava akımında ivmelenen su damlalarının soğuma miktarını ölçmüştür. Çalışmasının sonucunda Ranz – Marshall eşilişkisi için bir düzeltme faktörü önermiştir. Bu düzeltme faktörü ile Ranz – Marshall eşilişkisi

$$Nu = 2 + 0,6 g_{ys} (Re)^{1/2} (Pr)^{1/3}$$

şeklinde yazılabilir. Bu ifade de  $g_{ys}$  düzeltme faktörü;  $g_{ys} = 25 (z/d)^{-0,7}$  ifadesi ile sunulmuştur.  $g_{ys}$  düzeltme faktörünün tanımında, z, su damlasının düşme yüksekliğini ve d ise su damlası çapının ifade etmektedir ve bu düzeltme faktörü  $10 < (z/d) < 600$  aralığında geçerlidir [7]. Burada Nu, Re ve Pr sayıları arayüzey sıcaklığında  $(T_i = \frac{T_s + T_h}{2})$  değerlendirilmektedir.

Erens ve arkadaşları çalışmalarının sonucunda Ranz – Marshall eşilişkisi için iki adet düzeltme faktörü ifadesi vermişlerdir. Bu ifadeler, su damlası kararlı hıza ulaşmaya kadar geçen süre için geçerlidir. Damla kararlı hıza ulaştığında Ranz – Marshall eşilişkisinin iyi sonuç verdiği Erens ve arkadaşları tarafından belirtilmiştir. Su damlasının ısıl direncinin ihmal edildiği durum için ve su damlasının ısıl direncinin dikkate alındığı durum için Erens ve diğerleri tarafından verilen ifadeler aşağıdaki gibi sırasıyla şöyledir;  $g_{ys} = 1 + 66,54 (M_z)^{0,8} (d/d_m)^{-0,1}$  ve  $g_{ys} = 1 + 4,85 (M_z)^{0,2} (d/d_m)^{0,46}$ . Burada  $M_z$  ivmelenme modülü  $M_z = \left[ \frac{ds_d}{dt} d / (w_d - w_a)^2 \right]$   $d_m$  ise maksimum sabit damla çapıdır [8] ve şu ifade ile hesaplanır;  $d_m = \sqrt{\frac{16\theta}{g(\rho_s - \rho_h)}}$ .

Kunduz (1986), buharlaştırılmalı yoğunlaştırıcıların ısı hesabı ile ilgili bir çalışma yapmıştır [9]. Çalışma ile ilgili yapılan kabullerden bir tanesi, “Püskürtülen suyun, yoğunlaştırıcı boru demetine ulaşmaya kadar ve yoğunlaştırıcı boru demetinden su havuzuna ulaşmaya kadar, hava ile aralarında gerçekleşen ısı transferi ve kütle transferi olaylarının olmadığı kabul edilmiştir.” ifadesi ile belirtilmiştir [9].

Dreyer ve Erens (1990), bir buharlaştırılmalı soğutucu için basınç düşümü, ısı transferi ve kütle transferi katsayıları için eşilişkiler vermişlerdir. Teorik analizlerinde su-hava ara yüzey sıcaklığını ( $T_i$ ), püskürtülen su sıcaklığına ( $T_s$ ) eşit olarak almışlardır ( $T_i = T_s$ ). Deneysel çalışmalardan elde ettikleri sonuçlar ile teorik analizlerden elde ettikleri sonuçların  $\mp$  %2,5 oranında farklılık gösterdiğini vurgulamışlardır. Ayrıca dik akışlı buharlaştırılmalı

soğutuculardaki ısı transferi ve kütle transferi katsayılarının karşıt akışlı buharlaştırılmalı soğutuculardaki katsayılara nazaran daha düşük değerlerde olduklarını vurgulamışlardır [10].

Blagojevic ve Bajsic (1996) hava yıkayıcılarında su damları ile hava arasında oluşan ısı transferi ve kütle transferi için teorik ifadeler vermiştir. Bu teorik ifadeler, Bajsic tarafından, başka bir çalışmadaki deneysel sonuçlara uyarlanmıştır. Bu çalışmada ısı transfer katsayısının ve kütle transfer katsayısının tespiti için Ranz – Marshall eşilişkileri (Nu ve Sh için) kullanılmıştır. Damlaların ısıl direnci ihmal edilmiş ve ara yüzey sıcaklığı  $T_i = \frac{T_s + T_h}{2}$  olarak

alınmıştır. Formüllerin geliştirilmesinde buharlaşma gizli ısı kullanılmıştır. Çalışma sonunda teorik ifadeler ile deneysel verilerin uyum gösterdiği belirtilmiştir [11].

Literatürde yapılan tüm çalışmalarda ortak amaç, buharlaştırılmalı soğutucularda ısı ve kütle transfer katsayısının daha doğru daha hassas hesaplanmasıdır. Bunun için sistemleri bölerek ayrı bölümler halinde incelemeler yapılmış, düzeltme katsayıları ve daha hassas çözüm metotları önerilmiştir. Bu çalışma sonucunda elde edilen ve önerilen denklemlerin de, bu bağlamda literatüre katkısının olacağı düşünülmektedir.

## 2. DENEYSEL YÖNTEM (EXPERIMENTAL METHOD)

Bu çalışmada ele alınan bölgede su akışı, serpantin borularından düşen damlalar şeklinde oluşmaktadır. İncelenen bölgede damlaların çarpışarak daha küçük çaplı birkaç damlaya ayrılma durumları ve iki veya daha fazla damlanın birleşerek daha büyük çaplı bir damla oluşturmaları gibi durumlar ihmal edilmiştir. Bu gibi durumlar, incelenen bölgedeki akış içerisinde çok sıklıkla karşılaşılan olaylar olarak değerlendirilmemektedir. Literatürdeki çalışmaların bazılarında da aynı kabullere yer verilmiştir.

Deneysel çalışma için oluşturulan düzenek Şekil 1’de şematik olarak gösterilmiştir. Deney düzeneği Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi laboratuvarında imal edilmiş ve deneyler burada yapılmıştır. Deney yapılan yerin rakımı 1050 m. dir. Sistemdeki buharlaştırılmalı soğutucu 80 cm. x 80 cm. kesit alanına sahiptir. Soğutucu tabanı ile damla tutucuları arası mesafe 260 cm. ve hava giriş kesitlerinin her biri 25 cm. x 80 cm. kesit alanına sahiptir. Sistemdeki serpantin boruları 12 dizi olarak oluşturulmuştur. Her bir dizide ise 18 adet boru mevcuttur. Soğutucudan hava çıkış kesiti 53 cm. çapında bir kanal ile oluşturulmuştur. Sistemde su sirkülasyonu iki adet santrifüj pompa tarafından sağlanmaktadır. Hava akışı ise bir adet aksiyal fan ile sağlanmıştır. Şekil 1’de gösterilen deney düzeneğinde, su, buharlaştırılmalı soğutucu tabanından iki

adet pompa ile emilerek, 5 ile gösterilen kazana gönderilmektedir. 3 numara ile gösterilen by-pass vanası istenen su debisini sağlayabilmek amacıyla kullanılmaktadır. Sistemdeki 4 no’lu by-pass vanası ise su sıcaklığı ayarı amacıyla kullanılmaktadır. Su debisi 8 no’lu su püskürtücüleri ile buharlaştırılmalı soğutucuya püskürtülmektedir [12].

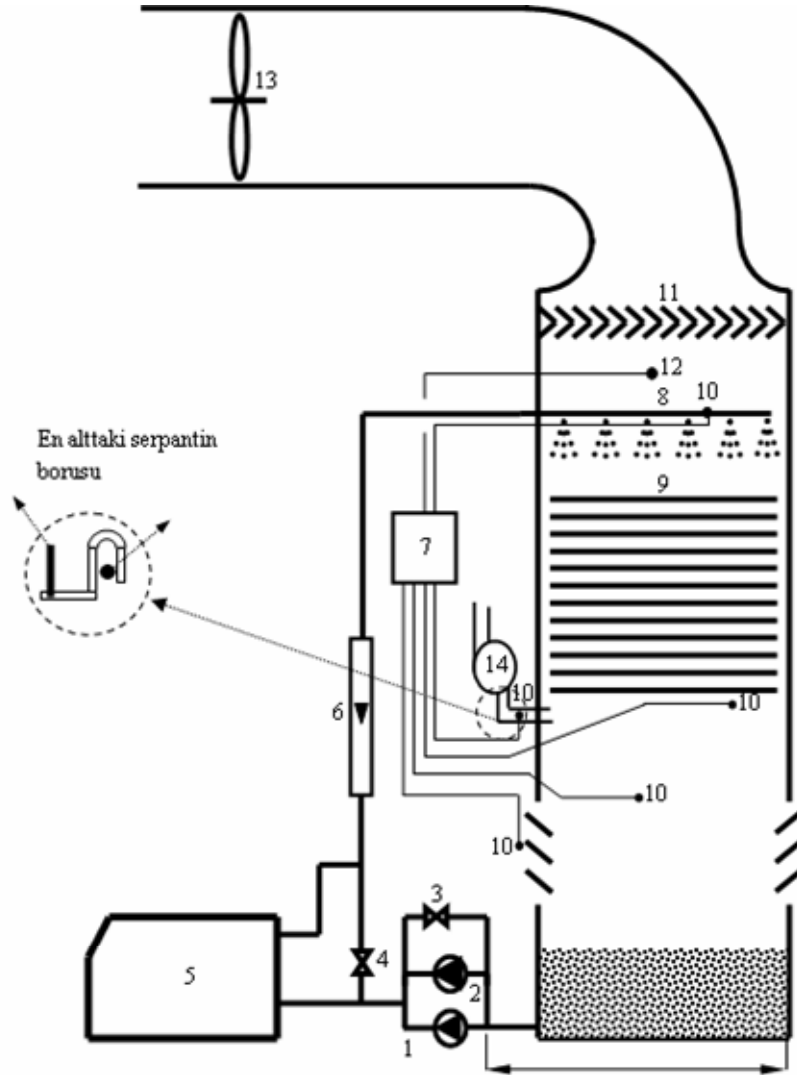
Sistemdeki su debisi dört farklı değer (0,91- 0,83- 0,75 ve 0,66 kg/s) ile kuleye gönderilmiştir. Buharlaştırılmalı soğutuculardaki su debisinin belirli limitler arasında olması gerekir. Mohiuddin ve Kant, buharlaştırılmalı soğutuculardaki su debisi değerinin 3000 kg/m<sup>2</sup>h ile 15000 kg/m<sup>2</sup>h arasında olması gerektiğini belirtmişlerdir [13]. Deneysel çalışmada kullanılan su debileri bu limitler açısından uygundur. Bu yüksek su debilerinin hassas olarak ölçülebilmesi için 2 inç bağlantı çapı olan bir debimetre kullanılmıştır. Bu debimetrenin hassasiyeti yaklaşık 30 °C su sıcaklığı için % 0,7 dir [14]. Deney düzeneğinde, serpantin ile hava giriş açıklığı arasında kalan mesafede su sıcaklığını ölçmek amacıyla K tipi termokupl elemanlar yerleştirilmiştir. Havanın kuru termometre sıcaklığı ve hava özgül nemi veya bağıl nemi değerleri de yine aynı seviyelerde nem ve sıcaklık sensörü ile ölçülmüştür. Bu sensörlerden nem sensörünün hassasiyeti ± % 1 (bağıl nem) dir.

İncelenen bölge içinde her 10 cm. mesafede su sıcaklığı ölçümleri yapılmıştır. Hava kuru termometre sıcaklığı ve hava özgül nemi veya bağıl nemi değerleri de yine aynı seviyelerde ölçülmüştür.

İncelenen bölgede nem ölçümü hassas bir durumdur. Nem hissedicileri doğrudan korunaksız olarak sistem içerisine yerleştirilemez. Aksi takdirde su akışı tarafından ıslatılır ve işlevlerini gerektiği gibi yerine getiremezler. Bu olayın önüne geçmek amacıyla sistem içerisindeki hava akışından, bir santrifüj fan aracılığı ile, numune hava alınmıştır. Bu numune hava akımı içerisinden nem ve sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Bu numune hava alma işlemi sırasında kullanılan boru, ısı iletim katsayısı düşük olan plastik malzemeden yapılmıştır. Bu boru içinde, hava sıcaklığının hatalı okunmaması için mümkün olduğunca boru uzunluğu kısa tutulmuştur. Havanın sıcaklığının yanında nem değerinin de ölçülmesi esnasında oluşabilecek muhtemel ölçme hatalarını engellemek amacıyla numune hava alma borusu Şekil 1’deki ayrıntıda gösterildiği gibi ters “U” şeklinde kıvrılmıştır. Bu kıvrım en alt serpantin borusunun üzerinden yapılmıştır. Böylece boruya girebilecek nem parçacıklarının boru içine ilerlemeleri engellenmiştir. Buharlaştırılmalı soğutucunun çıkış kesitindeki hava hızının bir anemometre ile ölçülmesi hava debisinin hesaplanması için hassas olarak ölçülmüştür.

## 3. ÇÖZÜM METODU (SOLUTION METHOD)

Çalışma bölgesindeki su akışı damla formundadır ve



1 – 1.Pompa 2 – 2. Pompa 3 – Su debisi by-pass vanası 4 – Su sıcaklık ayarı by-pass vanası 5 – Kazan 6 – Su debimetresi 7 – Veri okuyucu ve kaydedici ünite 8 – Su püskürtücüleri 9 – Boru demetleri 10 – Sıcaklık ve nem problemleri 11 – Damla tutucu 12 – Anemometre 13 – Aksiyal fan 14 – Santrifüj fan (1-1st Pump 2-2nd Pump 3- Water flow by-pass valve 4-Water Temperature by-pass valve 5-Heater 6-Flowmeter 7- Data Logger 8-Sprays 9- Serpentine 10- Temperature and humidity probs 11-Drift Eliminators 12-Anemometer 13-Axial fan 14-Centrifugal fan)

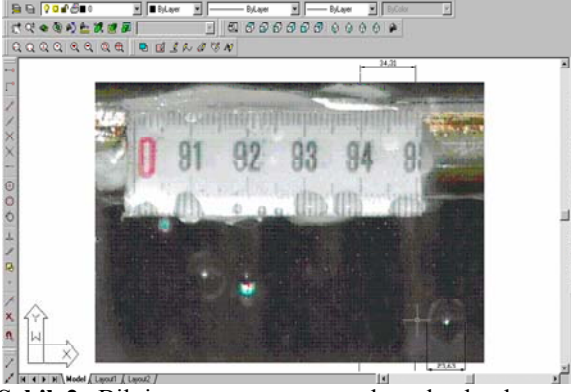
Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik gösterimi (Schematic layout of experimental system)

bu damlaaların ilk hızları yaklaşık olarak sıfırdır. Damlaalar borulardan düşerken, ilk hızlarının olmaması ve yerçekimi kuvveti sebeplerinden dolayı, hız kazanırlar. Damlaaların ısı transferi ve kütle transferi açısından limit hıza ulaşmış oldukları önem arz eder. Bu sebeple limit hız analizi yapabilmek için damla çaplarının ortalama olarak bilinmesi gerekir. Damla çaplarının ölçüm yöntemi Şekil 2’de görülmektedir.

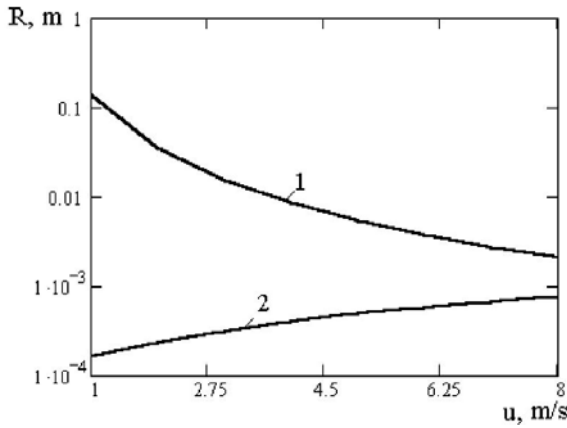
Her deney için belirlenen damla çaplarının aritmetik ortalaması alınarak, ortalama başlangıç damla çapı değeri elde edilmiştir. Çalışmalar esnasında gözlemlenen başlangıç damla çapı yaklaşık 6,9 mm’dir.

Deneyler üç farklı hava hızı değerinde yapılmıştır. 2 m/s hız değerinde damla çapı, Şekil 3’de verilen grafiklere göre damlanın parçalanmasının olmaması

veya az bir oranda gerçekleşmesi sebebi ile sabit kabul edilebilir. Fakat 2,5 m/s ve 3 m/s hava hızı değerlerinde damlaaların parçalanması ile ufak çaplı yeni damlaaların oluşumu görülür. Bu sebeple, yüksek hava hızı ile yapılan deneylerde damla çapı değişkendir. Yüksek hava hızı değerlerinde, serpantin boruları çıkışında damlaaların ilk oluştuğu andaki çapları yine yaklaşık 6,9 mm. olarak ölçülmüştür. Dolayısıyla başlangıç damla çapı değeri sabit kabul edilebilir. Belirtilen bu çap, Şekil 2’de görüldüğü gibi incelenen bölgenin üst kısımlarından elde edilmiştir. Çünkü su damlaalarının incelenen bölge içinde parçalanma ihtimalleri söz konusudur. Su damlaaları parçalanarak daha küçük çaplı birkaç damla oluşturabilirler. Özellikle bu çalışmada, hava hızı 2,5 m/s değerinin üzerine çıktığında, su damlaalarının parçalanma durumu görülmeye başlanmaktadır. Bu durum Fisenko vd. tarafından Şekil 3’de görülen grafik ile özetlenmiştir



Şekil 2. Bilgisayar programı yardımıyla damla çapı ölçümü ve kullanılan ölçek. (Measurement of the drop diameter by the software and used scale)



Şekil 3. Hava hızı değerine göre damlaların parçalanması ve sürüklenmesi için gereken minimum damla çapı değerleri [15]. (Minimum required drop diameter values for drifting and break-up according to air velocity [15].)

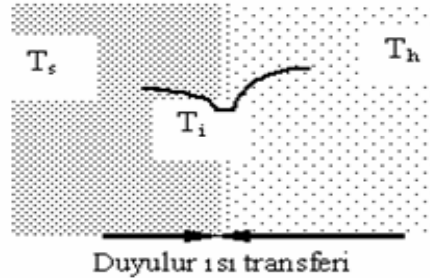
[15]. Şekil 3'de verilen grafik incelendiğinde 1 ve 2 ile gösterilen iki adet eğri görülür. Belirli bir hava hızı değerinde, buharlaştırılmalı soğutucu içindeki damla çapı 1 no.lu eğrinin üzerinde bir değerde ise damla parçalanır. Eğer damla çapı 2 no.lu eğrinin altında ise damla hava tarafından sürüklenir. Sürüklenen bu damla, hava ile aynı yönde hareket eder ve damla tutucu tarafından tutulmazsa sistemi terk eder. Eğer damla çapı 1 ve 2 eğrilerinin arasında ise damla parçalanmadan ve hava tarafından sürüklenmeden su havuzuna ulaşır.

Bu çalışmada ortalama 6,9 mm. çapa sahip damlaların, 0,5 m. çalışma yüksekliğinde, limit hıza ulaşamayacağı hesaplandığından, bölgede ısı transferi katsayıları ve kütle transfer katsayıları ortalama katsayılar olarak hesaplanmıştır.

### 3.1. Su ve Hava Arasındaki Isı ve Kütle Transferi İçin Model (Model For Heat and Mass Transfer Between Air and Water)

Su damlaları ve hava arasındaki ısı transferi ve kütle transferi eşzamanlı olaylardır. Ayrıca bu iki akış arasında oluşan toplam ısı transferi duyulur ve gizli ısı

transferi olarak iki kısımdan oluşmaktadır. Su damlaları ve hava arasındaki sıcaklık farkı sebebi ile duyulur ısı transferi gerçekleşmektedir. Su damlaları yüzeyi üzerinde oluşan ve ara yüzey olarak tanımlanan bölgede nem açısından doymuş bir hava katmanı oluşur. Bu ara yüzeydeki doymuş hava katmanından, serbest hava akımına doğru kütle transfer olayı gerçekleşir ve gizli ısı transferi oluşur. Genellikle bu tür buharlaştırılmalı cihazlarda, sisteme giren suyun ve havanın sıcaklık ve debilerine bağlı olarak, sistem içerisinde belirli bir mesafeden sonra su sıcaklığı hava sıcaklığından daha düşük değerlere inebilmektedir. Bu durumda duyulur ısı transferi yön değiştirilerek havadan suya doğru gerçekleşmektedir. Bu olay, havanın sisteme girdiği alt bölgede görülür. Bu tür sistemlerde elde edilebilecek en düşük su sıcaklığı, sisteme giren havanın yaş termometre sıcaklığından daha düşük olamaz. Bayboz, buharlaştırılmalı soğutucularda, su ile hava arasındaki ısı transferi etkileşiminin, sistemin üst bölgesinde ve sistemin alt bölgesinde değişik yönlerde olabileceğini vurgulamıştır [16]. İncelenen bölgedeki durum Şekil 4'de gösterilmektedir.

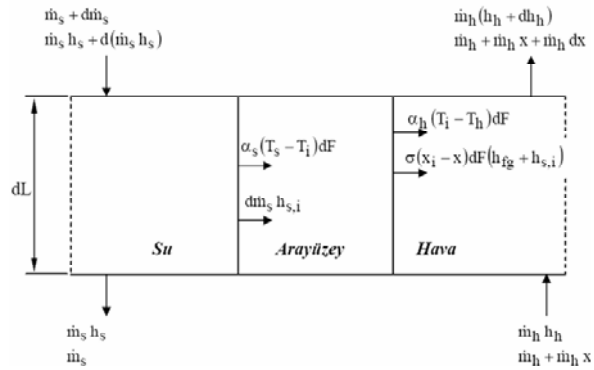


Şekil 4. Buharlaştırılmalı soğutucuların alt bölümündeki duyulur ısı transferi. (Sensible heat transfer at the lower section of evaporative coolers)

Bu çalışmada modelin çözümü için bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller aşağıdaki metinler yardımıyla ifade edilmiştir; Sistemin sürekli rejimde ve kule duvarlarından atmosfere olan ısı transferinin ihmal edilebilir bir büyüklük olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca ısı transferi ve kütle transferi yalnızca akışlara dik doğrultuda gerçekleşmektedir. Çalışma bölgesinin her seviyesinde homojen sıcaklık dağılımı vardır. Suyun özgül ısı ve havanın özgül ısısının sıcaklıkla değişimi ihmal edilmiştir. Isı transferi ve kütle transferi aynı ara yüzey alanında gerçekleşmektedir.

Literatürde yapılan bazı kabuller önemli hatalara sebep olabilecek nitelik arz ederler. Bunlar, Lewis sayısının  $Le = 1$  olarak alınması, su ile hava arasındaki ara yüzey sıcaklığının su sıcaklığına eşit olduğu kabulü, buharlaşma sebebi ile su debisinin değişiminin ihmal edilmesi ve buharlaşarak havaya transfer olan buharın entalpi değeri yerine buharlaşma gizli ısısının kullanılmasıdır. Bu çalışmada, önceki ifadelerde belirtilen kabuller, matematiksel model içerisinde ve çözüm metodunda kullanılmamıştır. Çalışma bölgesinde, su damlaları ile hava arasındaki, ısı transferi ve kütle transferi Şekil 5'de

gösterilen (su+ara yüzey+hava) kontrol hacimleri



**Şekil 5.** Su ile hava arasındaki ısı ve kütle transferinin (su+arayüzey+hava) kontrol hacimindeki gösterimi (Heat and mass transfer between air and water in Control volume)

yardımıyla açıklanabilir.

Şekil 5’de gösterilen (su+ara yüzey+hava) kontrol hacminde kütle denge denklemi yazılırsa;

$$dm_s = m_h dx \quad (1)$$

ifadesi elde edilir. Buharlaşan su kütlesi aynı zamanda

$$dm_s = \sigma (x_i - x) dF \quad (2)$$

şeklinde ifade edilir. (1) ve (2) ifadelerinden,

$$m_h dx = \sigma (x_i - x) dF \quad (3)$$

elde edilir. Burada  $x_i$ , ara yüzeydeki havanın  $T_i$  sıcaklığındaki doyma özgül nem değeridir ve denklem (4) ve (5) yardımıyla hesaplanabilir [9].

$$x_i = 0.622 \frac{P_d}{P - P_d} \quad (4)$$

$$P_d = 10^{\left( \frac{7.5 T_i}{237.5 + T_i} + 2.7859 \right)} \quad (5)$$

(5) ifadesi arayüzey sıcaklığındaki su buharının doyma basıncını veren ifadedir [17].

(2) nolu ifade de ve Şekil 5’deki (su+ara yüzey+hava) kontrol hacminde gösterilen  $dF$  ifadesi, su ve hava arasında ısı transferinin ve kütle transferinin gerçekleştiği birim arayüzey alanını ifade etmektedir. Bu alan şöyle tanımlanır;

$$F = A L a \quad (6)$$

Burada, su damlalarının çalışılan bölgedeki düşme yüksekliği  $L$  (m), buharlaştırma soğutucu enine kesit alanı  $A$  ( $m^2$ ) ve su damlalarından oluşan  $1 m^3$  lük su hacmindeki ısı transfer yüzeyi  $a$  ( $m^2/m^3$ ) olarak tanımlanır. Eğer  $A = 1 m^2$  olarak kabul edilirse  $dF$  şöyle yazılabilir;

$$dF = a dL \quad (7)$$

Şekil 5’deki (su+ara yüzey+hava) kontrol hacminde, kararlı hal enerji denge denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$m_s h_s + d(m_s h_s) - m_s h_s = m_h (h_h + dh_h) - m_h h_h \quad (8)$$

Bu ifade düzenlenirse,

$$m_s dh_s + dm_s h_s = m_h dh_h \quad (9)$$

ifadesi elde edilir.

Şekil 5’de görülen (ara yüzey+hava) kontrol hacmi için enerji denge denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$m_h dh_h = [\alpha_h (T_i - T_h) + \sigma (x_i - x) (h_{fg} + h_{s,i})] dF \quad (10)$$

Bu eşitlikteki  $h_{fg}$  suyun  $T_i$  sıcaklığındaki buharlaşma entalpisidir ve (11) ifadesi ile hesaplanır.

$$h_{fg} = h_{fg,0} - (c_s - c_{p,b}) T_i \quad (11)$$

(10) ifadesindeki  $h_{fg} + h_{s,i} = h_{g,i}$  dir. Bu durum gizli ısı transferi ifadesinde sadece  $h_{fg}$  teriminin kullanılmasından kaynaklanan hatanın etkisinin azaltılması açısından önemlidir.

(10) ifadesi, (9) ifadesine yerleştirilirse;

$$m_s dh_s = [\alpha_h (T_i - T_h) + \sigma (x_i - x) (h_{fg} + h_{s,i} - h_s)] dF \quad (12)$$

ifadesi elde edilir. Su ara yüzeyde buharlaşmaktadır. Dolayısıyla su ara yüzeye sıvı halde girmektedir ve ara yüzeye giren suyun entalpi ile sıcaklığı sırasıyla  $T_i$  ve  $h_{s,i}$  şeklinde gösterilebilir. Bu kabuller yardımıyla, (ara yüzey+hava) kontrol hacmi için aşağıdaki ifade elde edilir;

$$m_h dh_h = [\sigma (x_i - x) h_{s,i} + \alpha_s (T_s - T_i)] dF \quad (13)$$

(10) ve (13) denklemleri yardımıyla;

$$\alpha_s (T_s - T_i) = \sigma (x_i - x) h_{fg} + \alpha_h (T_i - T_h) \quad (14)$$

ifadesi elde edilir.

(10) ve (3) ifadeleri birlikte düzenlenirse (15) no’lu ifade elde edilir.

$$\frac{dh_h}{dx} = \frac{\alpha_s (T_i - T_h)}{\sigma (x_i - x)} + h_{fg} + h_{s,i} \quad (15)$$

$h_h$  terimi nemli havanın entalpisini ifade etmektedir.

Nemli havanın entalpi,

$$h_h = c_p T_h + x h_{fg,0} \quad (16)$$

eşitliği ile hesaplanır. Bu ifadenin türevi alınarak,

$$dh_h = c_p dT_h + h_{fg,0} dx \quad (17)$$

ifadesi elde edilir.

Bu eşitlikteki  $c_p$  nemli havanın sabit basınçtaki özgül ısısı olup (18) eşitliği ile hesaplanır.

$$c_p = c_{p,h} + c_{p,b} x \quad (18)$$

(17), (2) ve (15) ifadeleri tekrar düzenlenirse (19) eşitliği elde edilir.

$$dT_h = \frac{(T_i - T_h)}{\dot{m}_h c_p} [\alpha_h + \sigma(x_i - x)c_b] \quad (19)$$

Su ile hava arasında gerçekleşen eş zamanlı ısı transferi ve kütle transferi problemlerinde boyutsuz bir büyüklük olan Lewis sayısı tanımı kullanılır. Bosnjakovic, bu boyutsuz sayıyı;

$$Le = \frac{\sigma c_p}{\alpha_h} \quad (20)$$

eşitliği şeklinde tanımlamıştır [18]. (2), (3), (12) ve (19) ifadelerinde diferansiyellerin  $dL$  terimine göre değişimleri  $Le$  sayısı tanımı ile,

$$\frac{d\dot{m}_s}{dL} = \frac{\alpha_h a Le}{c_p} (x_i - x) \quad (21)$$

$$\frac{dx}{dL} = \frac{\alpha_h a Le}{c_p G_h} (x_i - x) \quad (22)$$

$$\frac{dT_s}{dL} = \frac{1}{G_s c_s} \left[ \frac{\alpha_h a (T_i - T_h) + \frac{\alpha_h a}{c_p} Le (x_i - x) (h_{fg} + h_{s,i} - h_s)}{c_p} \right] \quad (23)$$

$$\frac{dT_h}{dL} = \frac{\alpha_h a Le (T_i - T_h)}{c_p G_h} \left[ \frac{1}{Le} + \frac{c_{p,b}}{c_p} (x_i - x) \right] \quad (24)$$

denklemleri elde edilir. (21), (22), (23) ve (24) denklemleri sırasıyla, Şekil 5'de gösterilen diferansiyel kontrol hacminde,  $dL$  mesafesi boyunca, buharlaşan su kütlesi sebebi ile su debisindeki değişimini, serbest hava akımının özgül nem değerinin değişimini, su sıcaklığının değişimini ve hava sıcaklığının değişimini ifade etmektedir. (21), (22), (23) ve (24) denklemlerinin çözümlenebilmesi için ara yüzey sıcaklığı  $T_i$  değerinin bilinmesi gerekir.

### 3.2. Ara yüzey Sıcaklığı $T_i$ Değerinin Belirlenmesi (Definition of $T_i$ Interface Temperature)

Literatürdeki çalışmaların büyük bir bölümü ara yüzey sıcaklığını,

$$T_i = \left( \frac{T_h + T_s}{2} \right) \quad (25)$$

ifadesi ile hesaplamışlardır. Bu aritmetik ortalama yaklaşımının, belirli su sıcaklığı ve hava sıcaklığı (kuru termometre sıcaklığı) değerlerinde iyi sonuç verdiği kabul edilir. Fakat su sıcaklığı ve hava sıcaklığı değeri arasındaki farkın artışı, bu yöntemin geçerliliğini azaltır.

Bu çalışmada, ara yüzey sıcaklığı değerini tespit edebilmek için Kunduz tarafından önerilen bir yöntem kullanılmıştır [19]. (14) no'lu denklem tekrar düzenlenmiş ve (26) no'lu ifade elde edilmiştir.

$$\alpha_s (T_s - T_i) - \sigma (x_i - x) h_{fg} - \alpha_h (T_i - T_h) = 0 \quad (26)$$

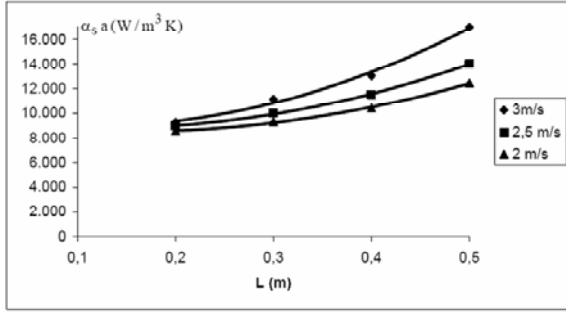
Ara yüzey sıcaklığının Taylor serisi açılımında, ilk iki terim sonrası ifadeler ihmal edilebilir [20]. Bu durumda aşağıdaki ifade elde edilir.

$$f(T_i) = f(T_{i,tah}) + f'(T_{i,tah})(T_i - T_{i,tah}) \quad (27)$$

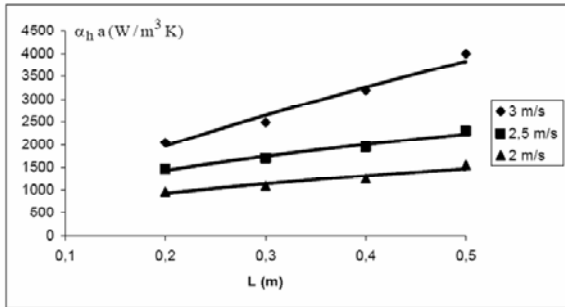
Burada gösterilen  $T_{i,tah}$  tahmin edilen ara yüzey sıcaklığıdır. Ara yüzey sıcaklığının tespit edilmesi için (27) no'lu ifade ile verilen yöntem (26) ifadesine uygulanır. Bu işlem sonucunda ara yüzey sıcaklığı tahmin edilir. Tahmin edilen ara yüzey sıcaklığı yardımıyla (27) no'lu ifade de gösterilen  $T_i$  değeri hesaplanır. Eğer tahmin edilen ara yüzey sıcaklığı ile hesaplanan değer arasındaki fark varsa, tahmin edilen ara yüzey sıcaklığı değiştirilir. Tahmini ara yüzey sıcaklığı ile hesaplanan ara yüzey sıcaklığı değeri arasındaki fark  $T_{i,tah} - T_{i,hes} \leq 0.05 \text{ } ^\circ\text{C}$  şartı sağlanana kadar program çalışmaktadır.

### 4. BULGULAR (RESULTS)

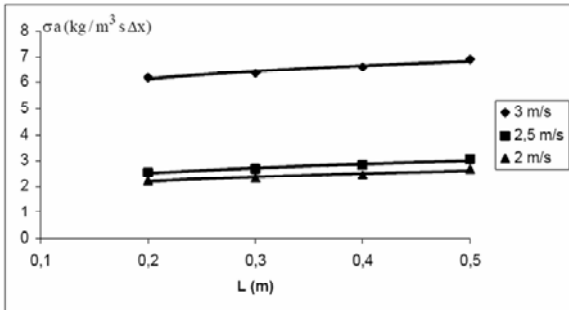
Ölçüm sonucu elde edilen tüm deneysel veriler, hazırlanan bilgisayar programında değerlendirilmiştir. Bu değerlendirmeler neticesinde  $\alpha_s$ ,  $a$ ,  $\alpha_h$ ,  $a$  ve  $\sigma$  katsayılarının, çalışma bölgesi yüksekliği ve su debilerine göre değişimleri, üç farklı hava hızı için elde edilmiştir. Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8'de  $\alpha_s$ ,  $a$  katsayısının değişimi görülmektedir. Bu grafikler maksimum su debisi (0,91kg/s) değerleri için verilmiştir. Diğer su debilerinde de benzer değişimler görülmüştür. Tüm değişkenler için elde edilen katsayılar bir ampirik ifade ile sunulmuştur.



**Şekil 6.** 0,91 kg/s su debisinde  $\alpha_{s,a}$  katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi ( $T_h > T_s$ ) (Variation of  $\alpha_{s,a}$  coefficient by air velocity and height at 0.91 kg/s water mass flow rate)



**Şekil 7.** 10. 0,91 kg/s su debisinde  $\alpha_{h,a}$  katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi ( $T_h > T_s$ ) (Variation of  $\alpha_{h,a}$  coefficient by air velocity and height at 0.91 kg/s water mass flow rate)



**Şekil 8.** 0,91 kg/s su debisinde  $\sigma.a$  katsayısının hava hızı ve yükseklik ile değişimi ( $T_h > T_s$ ). (Variation of  $\sigma.a$  coefficient by air velocity and height at 0.91 kg/s water mass flow rate)

Şekil 6'da da görüldüğü gibi 3 m/s hava hızı ile 2.5 m/s hava hızı arasındaki  $\alpha_{s,a}$  katsayısının değişimleri arasındaki fark, 2.5 m/s ile 2 m/s arasındaki farktan büyüktür. Bunun nedeni 3 m/s hava hızı değerinde damlaların parçalanarak ısı transferi ve kütle transferi alanının artması olarak yorumlanabilir. Benzer biçimde  $\alpha_{h,a}$  katsayısının hava hızına ve yüksekliğe göre değişimi Şekil 7'de gösterilmiştir.  $\alpha_{h,a}$  katsayısının L ile artış eğilimi, hava hızının 3 m/s olması durumunda çok daha hızlı olmuştur.

Hava hızının 3 m/s olması durumunda görülen  $\sigma.a$  katsayısının değerinin ani artışı, su damlalarının par-

çalanarak toplam kütle transfer alanının artmasından kaynaklanmaktadır. Bu sonuç, damla parçalanmasının, kütle transfer katsayısının artışı için çok önemli bir parametre olduğunu göstermektedir.

Buharlaştırılmalı soğutucularda serpantin ile hava giriş açıklığı arasında kalan bölgedeki ısı ve kütle transferi için bazı eş ilişkiler geliştirilmiştir. Bu ilişkiler deneysel çalışma sonuçlarından yola çıkılarak elde edilmiştir. Bu ilişkilerde,  $\alpha_{s,a}$ ,  $\alpha_{h,a}$  ve  $\sigma.a$  katsayıları, serpantin ile hava giriş açıklığı arasındaki yükseklik L, su debisi  $\dot{m}$  ve buharlaştırılmalı soğutucu içerisindeki hava hızı u değişkenlerine göre ifade edilmiştir. Bu ifadeler, bir paket bilgisayar programı (DataFit) yardımıyla, lineer olmayan regresyon analizi yöntemiyle elde edilmiştir. Bu program Levenberg-Marquardt metodu kullanarak çözüm yapar. Bu analiz sonucunda elde edilen ifadeler (28), (29) ve (30) no'lu ifadelerde verilmiştir. Bu ifadeler  $T_h > T_s$  durumu için elde geçerlidir.

$$\alpha_{s,a} = (L)^{0,46} \cdot (\dot{m})^{0,628} \cdot (u)^{0,596} \cdot 11246,05 \quad (28)$$

$$\alpha_{h,a} = (L)^{0,589} \cdot (\dot{m})^{1,189} \cdot (u)^{1,597} \cdot 905,73 \quad (29)$$

$$\sigma.a = (L)^{0,147} \cdot (\dot{m})^{0,556} \cdot (u)^{2,443} \cdot 0,478 \quad (30)$$

Bu ifadelerin regresyon uyum değerleri ( $R^2$ ) sırasıyla % 90,5 - % 93,5 ve % 85'dir. Bu uyum değerlerinin ilk ikisi oldukça yüksek ve iyidir. Kütle transferi katsayısı için verilen ifadenin uyum değeri ise ilk iki uyum değerine nazaran düşük olmasına rağmen kabul edilebilir sınırlar içerisinde.

## 5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (CONCLUSION)

Buharlaştırılmalı soğutucularda serpantin ile hava giriş açıklığı arasında kalan bölgedeki ısı ve kütle transferi için geçerli eş ilişkiler geliştirilmiştir. Buharlaştırılmalı soğutucu içerisindeki hava hızı, buharlaştırılmalı soğutucunun serpantini ile hava giriş açıklığı arasında kalan bölgedeki kütle transferi olayı için en önemli parametrelerden biri olarak dikkate alınmalıdır. Bu bölgedeki su damlaları, artan hava hızı ve damla çapı değerlerine göre parçalanırlar. Elde edilen volümetrik ısı ve volümetrik kütle transfer katsayılarının artışında, hava hızının artması neticesinde oluşan damlaların parçalanması önemli oranda etkilidir. Bu katsayılar için bir diğer önemli parametre ise çalışma bölgesi yüksekliğidir. Damlaların düşme yüksekliği arttıkça bu katsayılar da artmaktadır. Bu durumun nedeni, düşme yüksekliğinin artmasıyla, damlanın bölge içindeki ortalama hızının artmasıdır. Bu artışlar, bulgular bölümünde verilen grafiklerde görülmektedir. Bu yüksekliğin artması, damlaların parçalanmasını da arttırmaktadır. Yine bu katsayılar için su debisi değişiminin etkisi de ihmal edilemez. Tüm bu sonuçlar ışığında, buharlaştırılmalı soğutucuların serpantin ile hava giriş açıklığı arasındaki volümetrik transfer katsayıları için ampirik ifadeler elde edilmiştir. Lite-



ratürdeki çalışmalarda ihmal edilen ve tüm sistem üzerinde etkisi olan bu ısı transferi miktarı ve kütle transferi miktarı, verilen ampirik ifadeler ile değerlendirilebilir. Bu yolla serpantin öncesi havanın sıcaklıkları (kuru termometre ve yaş termometre) elde edilebilir.

### SEMBOLLER (SYMBOLS)

A	: Buharlaştırılmalı soğutucu enine kesit alanı (m <sup>2</sup> )
A <sub>d</sub>	: Su damlası yüzey alanı (m <sup>2</sup> )
a	: Birim hacimbaşına ısı transferi yüzey alanı (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )
c <sub>b</sub>	: Doymuş buharın özgül ısısı (kJ/kg K)
c <sub>p</sub>	: Nemli havanın sabit basınçtaki özgül ısısı (kJ/kg K)
c <sub>s</sub>	: Doymuş suyun özgül ısısı (kJ/kg K)
d <sub>o</sub>	: Başlangıç ortalama damla çapı (m)
F	: Su ve hava arasında ısı transferinin ve kütle transferinin gerçekleştiği birim ara yüzey alanı (m <sup>2</sup> )
g	: Yerçekimi ivmesi (m/s <sup>2</sup> )
G	: Kütle akışı (kg/m <sup>2</sup> s)
h <sub>h</sub>	: Nemli havanın entalpisi (kJ/kg)
h <sub>fg</sub>	: Buharlaştırma entalpisi (kJ/kg)
h <sub>s</sub>	: Doymuş su entalpisi (kJ/kg)
h <sub>fg,0</sub>	: 0 °C da suyun buharlaşma entalpisi (kJ/kg)
L	: Su damlalarının düşme yüksekliği (m)
Le	: Lewis sayısı ( $Le = \frac{\sigma c_p}{\alpha_s}$ )
m <sub>s</sub>	: Su kütleli debisi (kg/s)
m <sub>h</sub>	: Nemli hava kütleli debisi (kg/s)
P	: Atmosfer basıncı (Pa)
P <sub>d</sub>	: Su buharı doyma basıncı (Pa)
ρ	: Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )
T	: Sıcaklık (°C)
u	: Hava hızı (m/s)
x	: Nemli hava özgül nemi (kg H <sub>2</sub> O/kg kh)
α <sub>h,a</sub>	: Arayüzey ile hava arasındaki volümetrik ısı transfer katsayısı (W/m <sup>3</sup> K)
α <sub>s,a</sub>	: Su ile arayüzey arasındaki volümetrik ısı transfer katsayısı (W/m <sup>3</sup> K)
σ.a	: Arayüzey ile hava arasındaki volümetrik kütle transfer katsayısı (kg/m <sup>3</sup> s Δx)

### Alt indisler (Subscripts)

b	: Buhar
ç	: Çıkış
d	: Damla
g	: Giriş
h	: Hava
i	: Arayüzey
ort	: Ortalama
s	: Su

tah	: Tahmini değer
yt	: Yaş termometre

### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Altınışık, K., Işık, M., “Ters Akımlı Soğutma Kulelerinde Yaklaşma Sıcaklığının Kule Performansına Etkisi”, 9. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Fırat Üni., Elazığ, 152 – 162, 20-22 Eylül 1993.
- Martin, P.L., Oughton, D.R., Heating & Air Conditioning of Buildings. 701s., Architectural Press, 1997.
- Stefanovic, V., Lakovic, S., Radojkovic, N., Ilic “G., “Experimental Study on Heat and Mass Transfer in Cooling Towers”, Facta Universitatis Mechanical Eng. Series, 1(7), 849 – 861. 2000.
- Stefanovic, V., Ilic, G., Vukic, M., Radojkovic, N., Vuckovic, G., Zivkovic, P., “3D Model in Simulation of Heat and Mass Transfer Processes in Wet Cooling Towers”, Facta Universitatis Mechanical Eng. Series, 1(8), 1065 – 1081, 2001.
- Bayrakçı, H.C., Özgür A.E., Kunduz, M., “Buharlaştırılmalı Soğutucularda Serpantin İle Su Püskürtücüleri Arasındaki Bölgede Isı ve Kütle Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi”, Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt:22, No:3, 399-406, 2007.
- Thomas, W.J., Houston P., “Simultaneous Heat and Mass Transfer in Cooling Towers”, British Chemical Eng., Cilt: 4, 160 – 217, 1959.
- Yao, S.C., Investigation on Falling Drop Heat-Mass Transfer and Drift Elimination in Wet Cooling Systems, Ph.D. Dissertation, University Of California, Berkeley, 1974.
- Erens, P.J., Mercker, J.H., Dreyer, A.A., “Evaporation From Accelerating Droplets”, Proceedings of The 10th International Heat Transfer Conference”, 305 – 310, Brighton, 1994.
- Kunduz, M., Buharlaştırılmalı Kondansör Hesabı. Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi. 110s, 1986.
- Dreyer, A.A., Erens, P.J., “Heat and Mass Transfer Coefficient and Pressure Drop Correlations for a Crossflow Evaporative Cooler”, Proceedings of The Ninth International Heat Transfer Conference, (Hetsroni, G.,- eds), 233 – 238, Jarusalem, 1990.
- Blagojevic, B., Bajsic, I., “A One Dimensional Numerical Model of Heat and Mass Transfer in Air – Water Droplet Flow”, Heat and Mass Transfer, 31, 435 – 441, 1996.
- Özgür A.E., Buharlaştırılmalı Soğutucularda Serpantin İle Hava Giriş Açıklığı Arasındaki Bölgede Isı Ve Kütle Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2005.
- Mohiuddin, A.K.M., Kant, K., Knowledge Base for the Systematic Design of Wet Cooling Towers Part

- II : Fill and Other Design Parameters, Int J. of Refrigeration,19(1), 52 – 60, 1996.
14. ASV Stübbe GmbH., “Variable Area Flowmeter DFM 165 to 350 catalogue [http://www.asv-stuebbe.de/PDF/produkte/en\\_EN/DFM0200\\_EN.pdf](http://www.asv-stuebbe.de/PDF/produkte/en_EN/DFM0200_EN.pdf),2008.
  15. Fisenko, S.P., Brin, A.A., Petruichik, A.I., Evaporative Cooling of Water in a Mechanical Draft Cooling Tower, Int. J. of Heat and Mass Transfer, 47, 165 – 177, 2004.
  16. Bayboz, B., Mekanik Hareketli Su Soğutma Kulelerinde Isı ve Kütle Transferi ile Etkenliğin İncelenmesi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Ens. Doktora Tezi, 93s., Balıkesir, 1997.
  17. Ballica, H., Havadaki Su Buharının Basınç ve Doyma Derecesinin Bulunması, T.C. Başbakanlık Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü, Teknik Seri,No: 16, Ankara, 1982.
  18. Bosnjakovic, F., Technical Thermodynamics. Holt, Rinehart and Winston. (Translation of Technische Thermodynamik, Part II, Dresden und Leipzig.,1965.
  19. Kunduz, M., Soğutma Kulelerinde Isı ve Kütle Transferi Analizi ve Çözümü, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü Dergisi. 1(4), 63 – 71. 1992.
  20. Hacısalihoğlu, H., H., Balcı, M., Gökdal, F., Temel ve Genel Matematik Cilt 1. Ertem Matbaacılık, s.678, Ankara, 1988.