

**T.C.**  
**SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BUHARLAŞTIRMALI SOĞUTUCULARDA SERPANTİN İLE HAVA GİRİŞ**  
**AÇIKLIĞI ARASINDAKİ BÖLGEDE ISI ve KÜTLE TRANSFERİNİN**  
**DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Arif Emre ÖZGÜR**

**Danışman**  
**Prof. Dr. Mehmet KUNDUZ**

**DOKTORA TEZİ**  
**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**Isparta 2005**

**BUHARLAŞTIRMALI SOĞUTUCULARDA  
SERPANTİN İLE HAVA GİRİŞ AŐIKLIĐI  
ARASINDAKİ BÖLGEDE ISI ve KÜTLE  
TRANSFERİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Arif Emre ÖZGÜR**

**Doktora Tezi  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
ISPARTA 2005**

## İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER .....	i
ÖZET .....	ii
ABSTRACT .....	iv
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	vi
SİMGELER DİZİNİ .....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZİLGELER DİZİNİ .....	xii
1. GİRİŞ .....	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ .....	6
3. MATERYAL ve METOD .....	22
3. 1. Materyal .....	22
3.2. Metot .....	30
3.2.1. Damla Çapının Belirlenmesi .....	30
3.2.2. Damla İçin Limit Hız Analizi .....	33
3.2.3. Su ve Hava Arasındaki Isı Transferi ve Kütle Transferi İçin Model .....	37
3.2.4. Arayüzey Sıcaklığı $T_i$ Değerinin Belirlenmesi .....	44
3.2.5. İncelenen Bölgedeki Hava Akışı.....	49
3.2.6. Çözüm Metodu.....	49
4. BULGULAR.....	53
5. TARTIŞMA ve SONUÇ .....	<b>Hata! Yer işareti tanımlanmamış.</b> 72
KAYNAKLAR .....	80
EKLER.....	866

## ÖZET

Bu çalışmada, cebri hava akışlı buharlaştırıcı soğutucuların serpantin boruları ile buharlaştırıcı soğutucuya hava giriş açıklığı arasında kalan bölgedeki ısı transferi ve kütle transferi olayları incelenmiştir. Bu bölgedeki su akışının sadece damlalar şeklinde oluştuğu ve film akışının olmadığı kabul edilmiştir. Bu damlaların başlangıç hızlarının sıfır olduğu kabul edilebilir. Su, serpantin borularından akarak gelmektedir ve Yerçekimi etkisi ile hız kazanarak su havuzuna ulaşmaktadır. Bu su damlaları, hava hızı damla çapına göre kritik bir değeri aşarsa hava tarafından parçalanarak birkaç küçük çaplı damla haline dönüşürler.

Hava akışı buharlaştırıcı soğutucuya alt bölgeden girer ve buharlaştırıcı soğutucunun üst kısmından dışarıya atılır. Bu çalışmada kullanılan deneysel sistem karşıt akışlı olarak oluşturulmuştur.

Bu çalışmada, incelenen bölgede gerçekleşen ısı transferi ve kütle transferi matematiksel olarak modellenmiştir. Su – hava arayüzey sıcaklığı Taylor Serisi yardımıyla elde edilmiştir. Ayrıca Lewis sayısı 1'e eşit olarak alınmamıştır. Suyun buharlaşması sebebiyle gerçekleşen su debisindeki değişim hesaba katılmış olup matematiksel model içinde buharlaşma gizli ısıyı yerine aynı şartlardaki buhar entalpisi kullanılmıştır. Bunlarla beraber konu ile ilgili çok sayıda değişken de dikkate alınmıştır.

Bu çalışmanın amacı, incelenen bölgedeki volümetrik ısı transferi ve volümetrik kütle transferi katsayılarının elde edilmesidir. Bu amaç için deneysel bir sistem kurulmuştur. Deneysel farklı su debisi, değişik hava hızı ve değişik çalışma bölgesi yüksekliklerinde yapılmıştır. Deneysel sonuçlar bir bilgisayar programında analiz edilmiştir. Bu program hazırlanan matematiksel modeli kullanmaktadır. Bu model program tarafından Runge – Kutta metodu ve iterasyon yöntemleri ile çözülmüştür.

Bilgisayar programından alınan sonuçlar grafik halinde ve ampirik ifadeler ile verilmiştir. Elde edilen transfer katsayıları çalışma bölgesi yüksekliği, hava hızı ve su

debisi değerlerine göre değişimleri elde edilmiştir. Ayrıca buharlaştırmalı soğutucu içindeki hava sıcaklığı değişimi, su sıcaklığı değişimi, hava özgül nemi değişimi, Lewis sayısı değişimi ve suyun buharlaşma miktarı grafik halinde sunulmuştur. Deneyle esnasında oluşan duyulur ısı transferi ve gizli ısı transferi değerleri sunulmuştur. Deneysel çalışmaların yapıldığı bölgede transfer olan ısı miktarının tüm sistem içinde transfer olan ısı miktarı içindeki değeri yüzde olarak sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler :** Buharlaştırmalı soğutucu, ısı ve kütle transferi, Damla düşme hacmi.

## ABSTRACT

In this study, the heat and mass transfer are studied the volume which is between the heat exchanger pipes and air inlet of an mechanical draft evaporative cooler. We consider the heat and mass transfer processes in the working volume of a mechanical draft evaporative cooler, where only a water droplet flow takes place and there are no jet or film flows. The start velocity of these droplets may be assume zero. These droplets gain velocity when these are falling down to bottom of the evaporative cooler. The droplets are broken up by air flow, when the daimeter of these are increased or the air velocity are increased. At this time, the droplet transform a few droplet which are decreased diameter.

The air flow inlet air window from bottom and exit to top of the evaporative cooler. The experimental system is countercurrent and induced evaporative cooler in this study.

In this work, the heat and mass transfer phenomena is mathematically modelled. The interface temperature (air – water) is evaluated by Taylor Series in this model. Furthermore, Lewis number does not assume unity. The variation of water mass flow rate by evaporation is used in the model. The vaporization latent heat term is not used. This term is used as vapour enthalpy at the interface temperature. The more parameter is used in the model.

The purpose of this study is to evaluate the volumetric heat and mass transfer coefficients in the working volume. For this purpose, an experimental system is setup. The experiments are done at various water and air mass flow rate and various height of the volume. The experimental measurement values are written in a computer program. This program use the mathematical model. This model is soluted by Runge – Kutta method and iteration method in the program.

The results of computer program are presented by graphically. The dependence of transfer coefficients in the working volume on the height of droplet fall are

presented. However, the dependence of air temperature, water temperature, air humidity, Lewis number and water evaporation rate on the height of droplet fall are obtained. The latent heat and the sensible heat transfer rates are studied. The heat transfer rate at the working volume in total heat transfer rate of evaporative cooler is calculated.

**Key Words :** Evaporative condenser, heat and mass transfer, Falling Droplet Volume.

## ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Buharlaştırılmalı soğutucuların serpantini ile hava giriş açıklığı arasında kalan bölgedeki ısı transferi ve kütle transferi bu çalışmada incelenmiştir. Çalışmalara bir deneysel sistem oluşturulması ile başlanmıştır. Deneysel sonuçlar değişken hava hızı, değişken su debisi ve değişken bölge yüksekliklerinde elde edilmiştir. Sonuçlar bir matematiksel model ve bilgisayar programı yardımıyla değerlendirilerek volümetrik ısı transfer ve volümetrik kütle transfer katsayıları elde edilmiştir. Bu işlemler neticesinde, buharlaştırılmalı soğutucularda ısı transferi ve kütle transferi hesaplamalarında etkisi ihmal edilen bu bölgenin, tüm sistem içerisinde gerçekleşen ısı transferi ve kütle transferi açısından ağırlığı belirlenmiştir. Çalışma sonuçları, kullanımı kolay ve konu ile ilgili araştırmacılara yol gösterecek bir biçimde, hava hızı, su debisi, bölge yüksekliği değişkenlerine göre ampirik ifadeler ile sunulmuştur. Böylelikle konu ile ilgili bir ihmal edilen bir parametre, çok yönlü olarak incelenmiştir.

Bu çalışmayı yapmamda emeği geçen sayın danışmanım Prof.Dr. Mehmet KUNDUZ beye, S.D.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölüm Başkanı sayın Prof.Dr. Ali Kemal YAKUT beye, Tez İzleme Komitesi Üyesi sayın Prof. Dr. Mustafa ACAR beye S.D.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi Atelye Teknisyenlerine, ve değerli mesai arkadaşlarıma teşekkür ederim. Ayrıca çalışma süresi boyunca özveride bulunan değerli eşime ve oğluma da teşekkür ederim.



## SİMGELER DİZİNİ

- $A$  : Buharlaştırılmalı soğutucu enine kesit alanı [ $m^2$ ]  
 $A_d$  : Su damlası yüzey alanı [ $m^2$ ]  
 $a$  :  $1 m^3$  lük su hacmindeki ısı transfer yüzeyi [ $m^2/m^3$ ]  
 $C_D$  : Sürüklenme katsayısı  
 $c_b$  : Doymuş buharın özgül ısısı [ $kJ/kg K$ ]  
 $c_p$  : Nemli havanın sabit basınçtaki özgül ısısı [ $kJ/kg K$ ]  
 $c_s$  : Doymuş suyun özgül ısısı [ $kJ/kg K$ ]  
 $d_o$  : Başlangıç ortalama damla çapı [ $m$ ]  
 $D_h$  : Hidrolik çap [ $m$ ]  
 $F$  : Su ve hava arasında ısı transferinin ve kütle transferinin gerçekleştiği birim arayüzey alanı [ $m^2$ ]  
 $F_{\uparrow}$  : Yukarı yönlü sürüklenme ve kaldırma kuvvetleri [ $N$ ]  
 $F_{\downarrow}$  : Su damlasına etki eden ağırlık kuvveti [ $N$ ]  
 $g$  : Yerçekimi ivmesi [ $m/s^2$ ]  
 $h_h$  : Nemli havanın entalpisi [ $kJ/kg$ ]  
 $h_{fg}$  : Buharlaşma entalpisi [ $kJ/kg$ ]  
 $h_s$  : Doymuş su entalpisi [ $kJ/kg$ ]  
 $h_{fg,0}$  :  $0^\circ C$  da suyun buharlaşma entalpisi [ $kJ/kg$ ]  
 $L$  : Su damlalarının düşme yüksekliği [ $m$ ]  
 $Le$  : Lewis sayısı [ $Le = \frac{\sigma c_p}{\alpha_s}$ ]  
 $\dot{m}_s$  : Su kütleli debisi [ $kg/s$ ]  
 $\dot{m}_h$  : Nemli hava kütleli debisi [ $kg/s$ ]  
 $P$  : Atmosfer basıncı [ $Pa$ ]  
 $P_d$  : Su buharı doyma basıncı [ $Pa$ ]  
 $\rho$  : Yoğunluk [ $kg/m^3$ ]  
 $u_d$  : Su damlası hızı [ $m/s$ ]  
 $u_h$  : Nemli hava hızı [ $m/s$ ]  
 $u_L$  : Su damlası limit hızı [ $m/s$ ]

- t : Zaman [s]  
T : Sıcaklık [ $^{\circ}$ C]  
z : Düşey yükseklik [m]  
x : Nemli hava özgül nemi [kg H<sub>2</sub>O/kg kh]  
X<sub>t</sub> : Türbülanslı hava akışı için kritik mesafe [m]  
 $\alpha_{h a}$  : Arayüzey ile hava arasındaki volümetrik ısı transfer katsayısı [W/m<sup>3</sup> K]  
 $\alpha_{s a}$  : Su ile arayüzey arasındaki volümetrik ısı transfer katsayısı [W/m<sup>3</sup> K]  
 $\sigma a$  : Arayüzey ile hava arasındaki volümetrik kütle transfer katsayısı [kg / m<sup>3</sup> s  $\Delta x$ ]

### Alt indisler

- b : Buhar  
ç : Çıkış  
d : Damla  
g : Giriş  
h : Hava  
hes : Hesaplanan değer  
i : Arayüzey  
L : Limit  
ort : Ortalama  
s : Su  
tah : Tahmini değer  
yt : Yaş termometre

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 1.1. Buharlaştırmalı soğutucularda ısı etkileri ihmal edilen bölgeler .....	4
Şekil 3.1. Deneysel düzenek içerisinde incelenen bölgedeki damlaların görünümü .....	22
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin şematik gösterimi .....	25
Şekil 3.3. Deney düzeneği fotoğrafları .....	26
Şekil 3.4. Boru dizilimi ve ölçüler .....	28
Şekil 3.5. Su püskürtücüleri ve su püskürtücülerin yerleşim biçimi.....	29
Şekil 3.6. Bilgisayar yardımıyla damla çapı ölçümü ve kullanılan ölçek.....	31
Şekil 3.7. Hava hızı değerine göre damlaların parçalanması ve sürüklenmesi için gereken minimum damla çapı değerleri.....	32
Şekil 3.8. İlk hızı olmayan bir damlanın sürtünmesiz bir ortamda yerçekimi ivmesi etkisi altında aldığı yol .....	35
Şekil 3.9. $C_D$ ve ortalama damla çapına göre su damlasının limit hız grafiği.....	36
Şekil 3.10. Buharlaştırmalı soğutucuların üst ve alt bölümlerinde duyulur ısı transferi .....	37
Şekil 3.11. Su ile hava arasındaki ısı transferinin ve kütle transferinin kontrol hacimlerindeki gösterimi .....	40
Şekil 3.11. Arayüzey sıcaklığının grafik olarak tespit edilmesi.....	46
Şekil 3.12. Arayüzey sıcaklığı $T_i$ değerinin hesaplanmasında kullanılan programın akış şeması .....	48
Şekil 3.13. Ana program akış şeması .....	52
Şekil 4.1. Deneysel verilerin birinci yasa sonuçları.....	54
Şekil 4.2. Deneysel verilerin birinci yasa analizinin regresyon eğrisi .....	55
Şekil 4.3. Yüzde olarak $Q_{\text{bölge}}/ Q_{\text{toplam}}$ oranı .....	56
Şekil 4.4. Gizli ısı transferi miktarı ile suyun kaybettiği ısı miktarı arasındaki fark.....	57
Şekil 4.5. 1 nolu deney ( $u = 3 \text{ m/s}$ , $L = 0,5 \text{ m}$ ve $\dot{m}_{\text{su}} = 0,91 \text{ kg/s}$ ) için su, hava ve arayüzey sıcaklıkları değişimi .....	58
Şekil 4.6. 48 nolu deney ( $u = 2 \text{ m/s}$ , $L = 0,2 \text{ m}$ ve $\dot{m}_{\text{su}} = 0,66 \text{ kg/s}$ ) için su,	

hava ve arayüzey sıcaklıkları değişimi .....	58
Şekil 4.6. 0,91 kg/s su debisinde $\alpha_s$ a katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi .....	59
Şekil 4.7. 0,83 kg/s su debisinde $\alpha_s$ a katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi .....	59
Şekil 4.8. 0,75 kg/s su debisinde $\alpha_s$ a katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi .....	60
Şekil 4.9. 0,66 kg/s su debisinde $\alpha_s$ a katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi .....	60
Şekil 4.10. 0,91 kg/s su debisinde $\alpha_h$ a katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi .....	61
Şekil 4.11. 0,83 kg/s su debisinde $\alpha_h$ a katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi .....	61
Şekil 4.12. 0,75 kg/s su debisinde $\alpha_h$ a katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi .....	62
Şekil 4.13. 0,66 kg/s su debisinde $\alpha_h$ a katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi .....	62
Şekil 4.14. 0,91 kg/s su debisinde $\sigma$ a katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi .....	63
Şekil 4.15. 0,83 kg/s su debisinde $\sigma$ a katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi .....	63
Şekil 4.16. 0,75 kg/s su debisinde $\sigma$ a katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi .....	64
Şekil 4.17. 0,66 kg/s su debisinde $\sigma$ a katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi .....	64
Şekil 4.18. 3 m/s hava hızında $\alpha_s$ a katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi .....	65
Şekil 4.19. 2,5 m/s hava hızında $\alpha_s$ a katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi .....	65
Şekil 4.20. 2 m/s hava hızında $\alpha_s$ a katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi .....	66

Şekil 4.21. 3 m/s hava hızında $\alpha_h$ a katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi .....	66
Şekil 4.22. 2,5 m/s hava hızında $\alpha_h$ a katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi .....	66
Şekil 4.23. 2 m/s hava hızında $\alpha_h$ a katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi .....	67
Şekil 4.24. 3 m/s hava hızında $\sigma$ a katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi .....	67
Şekil 4.25. 2,5 m/s hava hızında $\sigma$ a katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi .....	67
Şekil 4.26. 2 m/s hava hızında $\sigma$ a katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi .....	68
Şekil 4.27. 0,91 kg/s su debisinde, yükseklik ve hava hızı değerlerine göre Lewis sayısının değişimi .....	68
Şekil 4.28. 3 m/s hava hızı değerinde su sıcaklığının yükseklik ile değişimi .....	69
Şekil 4.29. 3 m/s hava hızı değerinde hava sıcaklığının yükseklik ile değişimi ...	70
Şekil 4.30. 3 m/s hava hızı değerinde özgül nem değerinin yükseklik ile değişimi .....	70
Şekil 4.31. Çalışma bölgesinde buharlaşan su miktarı (%) .....	71
Şekil 5.1. $\alpha_s$ a katsayısı için elde edilen (5.1) nolu ifadenin deney sonuçları ile uyumu .....	74
Şekil 5.2. $\alpha_h$ a katsayısı için elde edilen (5.2) nolu ifadenin deney sonuçları ile uyumu .....	74
Şekil 5.3. $\sigma$ a katsayısı için elde edilen (5.3) nolu ifadenin deney sonuçları ile uyumu .....	75
Şekil 5.4. $u_h = 2$ m/s, $u_h = 2,5$ m/s değerleri için elde edilen (5.4) ifadesinin $R^2$ değerinin grafik gösterimi. ....	77
Şekil 5.5. $u_h = 3$ m/s değeri için elde edilen (5.5) ifadesinin $R^2$ değerinin grafik gösterimi. ....	77

**ÇİZİLGELER DİZİNİ****Sayfa**

Tablo 4.1. Deney no açıklamaları .....	54
Tablo 5.1. $\alpha_s$ a katsayısı için elde edilen iki değişkenli regresyon sonuçları .....	75
Tablo 5.2. $\alpha_h$ a katsayısı için elde edilen iki değişkenli regresyon sonuçları .....	76

## 1. GİRİŞ

Değişik amaçlar için kullanılan ve çalışmaları esnasında ısı üreten bazı sistemlerin, istenen tarzda ve verimli çalışabilmeleri için ürettikleri ısıların bir kısmının veya tümünün o sistemlerden uzaklaştırılması gerekir. Bu sistemlerde üretilen atık ısı, bir çevrim akışkanı ile ısı değiştiriciye taşınır ve buradan çevre ortama iletilir. Bu amaç için hava soğutmalı soğutucular, su soğutmalı soğutucular, soğutma kuleli su soğutmalı soğutucular ve buharlaştırmalı soğutucular gibi ısı sistemleri kullanılmaktadır.

Hava soğutmalı soğutucular ile aracı akışkan ancak çevre ortamın kuru termometre sıcaklığına kadar soğutulabilir. Su soğutmalı soğutucularda aracı akışkanın soğutucudan çıkış sıcaklığı, soğutucuya giren su sıcaklığından daha yüksek olmak zorundadır. Soğutma kuleli su soğutmalı soğutucularda soğutma kulesine giren havanın yaş termometre sıcaklığı, aracı akışkanın soğutucudan çıkış sıcaklığı için sınırlayıcı bir kriterdir. Buharlaştırmalı soğutucularda ise yine havanın yaş termometre sıcaklığı sınırlayıcı bir kriterdir. Bu sıcaklık değerine buharlaştırmalı soğutucular ile soğutma kuleli su soğutmalı soğutuculara göre daha çok yaklaşılr.

Buharlaştırmalı soğutucularda gizli ısı transferi ve duyulur ısı transferi aynı zamanda olmaktadır. Aracı akışkan serpantin borularının içinden geçer. Bu boruların dış yüzeyine su püskürtülür. Ayrıca püskürtülen su akışının tersi yönünde bir hava akımı fanlar ile sağlanır. Böylelikle suyun bir kısmı buharlaştırılırken aracı akışkandan ısı çekilir. Ayrıca aracı akışkan taşınım ile hava tarafından da soğutulur. Aynı ısı kapasite için hava soğutmalı soğutucularda kullanılan hava debisi, buharlaştırmalı soğutucularda kullanılan hava debisinden birkaç kat daha fazladır. Bu sebeple buharlaştırmalı soğutucularda hava sirkülasyonu için gereken enerji miktarı ve sistem boyutları hava soğutmalı soğutuculara göre daha azdır.

Eğer bir su soğutmalı soğutucu kullanılırsa, çevrim akışkanını soğutan su bir kaynaktan sürekli sağlanmalıdır. Sürekli sisteme taze su girişi birçok probleme sebep olabileceği gibi maliyet açısından ve ısıl kirlilik açısından olumsuz sonuçlara sebep

olur. Dolayısıyla soğutma kuleli su soğutmalı soğutucular kullanılır. Böylelikle sisteme sürekli taze su girişi, sadece sistemden buharlaşarak eksilen su kütesinin yerini alacak miktar olarak sınırlandırılır ve bu yolla su tasarrufu sağlanır.

Sulu soğutucular ile soğutma kulelerinin birlikte kullanılmasının alternatifi, buharlaştırıcı soğutuculardır. Buharlaştırıcı soğutucular, soğutma kulesi ve ısı değiştiriciyi (serpantin) tek bir gövdede toplamaktadır. Bu sistemlerde serpantin boruları üzerine su, damlalar halinde ve bütün boru dış yüzeylerini ıslatacak şekilde püskürtülür. Bu boru demetleri üzerinden de cebri hava akışı sağlanır. Bu sayede püskürtülen suyun bir kısmı buharlaştırılır. Buharlaşan su miktarının toplam su debisi içindeki oranı yaklaşık olarak % 2 dir (Altınışık ve Işık, 1993). Buharlaşmayla gerçekleşen gizli ısı transferi ve taşınım ile gerçekleşen duyu ısı transferi sayesinde serpantin boruları içerisindeki akışkandan ısı çekilir. Bu tür sistemlerde toplam ısı transferinin büyük bir kısmı gizli ısı transferi yoluyla sağlanmaktadır. Taşınım ile ısı transferi, toplam ısı transferi miktarı içinde küçük bir orana sahiptir.

Buharlaştırıcı soğutucularda ulaşılabilecek en düşük akışkan sıcaklığı, sisteme giren havanın yaş termometre sıcaklığıdır. İyi dizayn edilmiş ve yüksek ısı performansına sahip bir buharlaştırıcı soğutucudan elde edilecek en düşük çıkış su sıcaklığı ile giriş havası yaş termometre sıcaklığı değeri arasında 3 °C fark olabilir (Martin ve Oughton, 1997).

Buhar sıkıştırıcı bir soğutma sisteminde, aynı ısı kapasite değerleri için buharlaştırıcı soğutucular ile elde edilen soğutma kapasitesi ve performans katsayısı değerleri soğutma kuleli – su soğutmalı soğutucular ile elde edilen değerlerden yüksektir. Buharlaştırıcı soğutucularda çevrim akışkanından ısı önce suya sonra havaya geçer. Bu ısı transferi hızlı bir süreçtir. Buharlaştırıcı soğutucu içerisinde su sıcaklığının artmasına pek müsaade edilmez (Kunduz, 1982). Bu sebeple çevrim akışkanı ile soğutma suyu arasındaki sıcaklık farkı büyüktür. Soğutma kuleli – su soğutmalı soğutucularda ise ısı iki farklı cihaz (su soğutmalı soğutucu ve soğutma kulesi) tarafından iki aşamada havaya aktarılır. Bu sistemlerde çevrim akışkanı ile su arasındaki sıcaklık farkı buharlaştırıcı soğutucularda elde

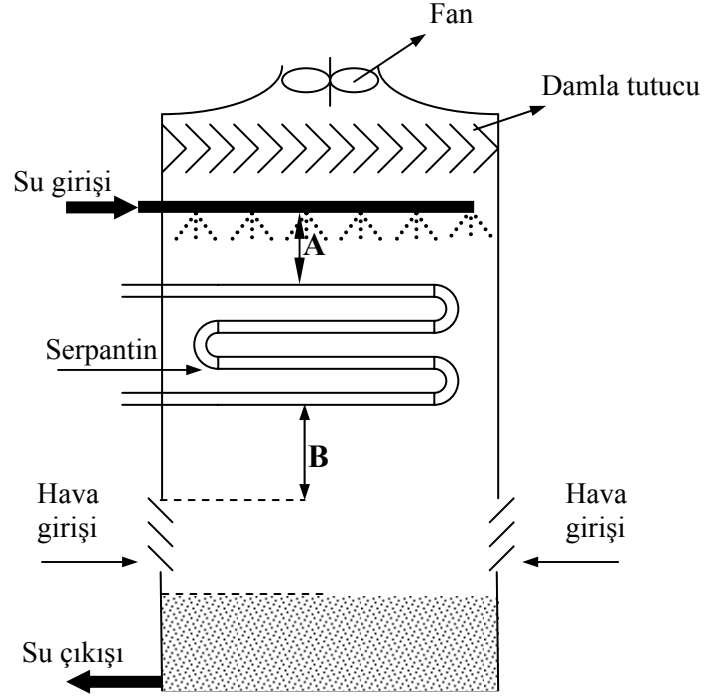


edilen değerlerden küçüktür. Bu sebeple buharlaştırmalı soğutucuların ısı performansları, aynı kapasiteler için soğutma kuleli – su soğutmalı soğutuculardan yüksektir.

Hoşöz ve Kılınçarslan (2004), buharlaştırmalı soğutucular ile elde edilen soğutma kapasitesinin % 31, performans katsayısının ise % 14,3 oranında hava soğutmalı soğutucudan elde edilen değerlerden daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Dolayısıyla buharlaştırmalı soğutucuların dahil olduğu sistemlerin işletme maliyetleri, hem soğutma kuleli – su soğutmalı soğutucuların hem de hava soğutmalı soğutucuların dahil olduğu sistemlerin işletme maliyetlerinden düşüktür.

Buharlaştırmalı soğutuculardaki ısı transferi katsayısının ve kütle transferi katsayısının belirlenmesi ile ilgili olarak literatürde birçok çalışma mevcuttur. Bu 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, buharlaştırmalı soğutucunun serpantinine ait değerler olarak kabul edilmiş ve bu sayede serpantin boyutlandırmaları yapılmıştır. Fakat serpantin ile buharlaştırmalı 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 olayları mevcuttur. Bu iki bölgede gerçekleşen olaylar, sistemdeki toplam ısı transferi ve toplam kütle transferi katsayıları içerisinde etkilidirler. Literatürdeki çalışmalarda bu iki bölgedeki olaylar ihmal edilerek analiz yapılmıştır. Bu iki bölge şekil 1.1. de gösterilmiştir.

Şekil 1.1. de gösterilen “**B**” bölgesi, bu çalışmada dikkate alınan bölgeyi göstermektedir. Bu bölgede, su akışı damlalar şeklinde oluşmaktadır. Serpantin borularından düşen su damlaları su havuzuna ulaşmaya kadar hava ile ısı transferi ve kütle transferi etkileşiminde bulunurlar. Bu durum, “**B**” bölgesinin buharlaştırmalı soğutucularda gerçekleşen toplam ısı transferi ve toplam kütle transferi içerisinde pay alması anlamına gelir. Sisteme giren hava, serpantine ulaşmaya kadar bu bölgede bir miktar nem kazanarak su damlaları ile duyulur ısı alışverişinde bulunur.



**A** : Su püskürtücü ile serpantin arasındaki bölge  
**B** : Serpantin ile hava giriş açıklığı arasındaki bölge

Şekil 1.1. Buharlaştırmalı soğutucularda ısı etkileri ihmal edilen bölgeler.

Buharlaştırmalı soğutucu serpantinlerinde ısı, soğutulan akışkandan direkt su vasıtasıyla havaya transfer olmaktadır. Buna bir aşamada ısı transferi denir. Bu etkin bir ısı transfer yöntemidir. Ancak soğutucunun hava giriş bölgesi sanki bir soğutma kulesidir. Hava burada nemlenerek serpantin borularına girmektedir. Böylece bu bölgeyi yok farz ederek yapılan buharlaştırmalı soğutucu hesaplarının, gerçeğinden farklı sonuçlar vereceği muhakkaktır. Bu bölgenin yüksekliği ne kadar fazla olursa etkisi o derece yüksek olmaktadır.

Çok sayıda araştırmacı tarafından soğutma kulelerindeki su damlaları ile hava arasında gerçekleşen ısı transferi ve kütle transferi ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarda su damlalarının limit hız ile hareket ettiği varsayılmıştır. Ayrıca bazı çalışmalarda, 1 mm den küçük çaplı damlaların olduğu, hava hızının düşük değerlerde veya durgun olarak sağlandığı ve bir nozuldaki belirli bir ilk hız ve açı ile

püskürtülen su damlalarının olduğu durumlar dikkate alınmıştır. Yine bazı çalışmalarda, damla çapları birbirinden farklı olan su damlalarının birlikte olduğu durumlar dikkate alınmıştır. Şekil 1.1. de gösterilen “B” bölgesinde ise su limit hıza ulaşmadan veya ulaştıktan çok kısa bir süre sonra su havuzuna karışmaktadır. “B” bölgesinde damla çapları 1 mm den büyüktür. Oluşan damla çapları birbirine eşit kabul edilebilir. Hava hızı ise 2 m/s – 3 m/s değerleri arasında değişebilmektedir.

Konu ile ilgili literatür çalışmalarından bazıları şekil 1.1. de gösterilen “B” bölgesindeki ısı transferi ve kütle transferi olaylarının ihmal edilmesinin hatalı olacağını vurgulamışlardır. Stefanovic vd. (2000), özellikle su debisinin artışı ile bu hatanın çok daha fazla olacağını belirtilmişlerdir. Stefanovic vd. (2000), şekil 1.1. de gösterilen “B” bölgesinin yüksekliği 1 m olarak alınmıştır.

Bu çalışmada, buharlaştırıcı soğutucuların serpantini ile soğutucuya hava giriş açıklığı arasında kalan bölgedeki ısı transferi ve kütle transferi olayları incelenmiştir. Böylelikle incelenen bölgedeki ısı transferi ve kütle transferi olaylarının, toplam değerler içerisindeki payları hakkında yorum yapılabilecektir.

## 2. KAYNAK ÖZETLERİ

Merkel (1925) tarafından yapılan kabullerle elde edilen entalpi potansiyeli teoremi, yaygın olarak kullanılmaktadır. Merkel soğutma kulelerinin analizini basitleştirmek için iki temel kabul yapmıştır. Bunlardan ilki, kule içerisinde suyun buharlaşması yolu ile oluşan su debisinin değişiminin ihmal edilmesidir. Bunun anlamı, soğutma kulesinin her noktasında su debisi sabittir ve kuleye giren su debisine eşittir. Diğer kabul ise Lewis sayısının 1 olarak alınmasıdır. Bu ifadenin anlamı da, ısı taşınım katsayısının buharlaşma katsayısına oranı sabit basınçta nemli havanın özgül ısısına eşittir şeklinde belirtilebilir. Merkel' in analizi sonucunda elde ettiği ifade;

$$\frac{\alpha_m a}{\dot{m}_s} = c_s \int_{ts_2}^{ts_1} \frac{dT_s}{h_{is} - h_h} \quad (2.1)$$

şeklinde yazılabilir. Merkel ifadesi olarak bilinen bu ifadenin içinde yer alan integral işlemi adım adım integral yöntemine göre alınır. Merkel eşitliği ile giriş ve çıkış değerleri bilinen bir soğutma kulesi için  $\alpha_m a$  değeri hesaplanabilir. Merkel eşitliği literatürde yaklaşık analiz yolu olarak tanımlanmakta olup pratik uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır. Burada  $T_s$  su sıcaklığı, 1 ve 2 indisleri giriş ve çıkış indisleridir.

Thomas ve Houston (1959), soğutma kulelerinde ısı transferini 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 açıklayarak tahmini değerler yardımıyla grafik çözüm metodunun kullanmışlardır. Çalışma sonuçları;

$$\alpha_s a = 10400 G_s^{0,26} G_h^{0,72} \quad (2.2)$$

$$\alpha_h a = 3510 G_s^{0,26} G_h^{0,72} \quad (2.3)$$

$$\sigma a = 2,95 G_s^{0,26} G_h^{0,72} \quad (2.4)$$

olarak özetlenmiştir. Burada  $G_h$  hava kütleli debisi,  $G_s$  ise su kütleli debisidir.

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 ilişkisi

$$Nu = 2 + 0,6 g_{ys} (Re)^{1/2} (Pr)^{1/3} \quad (2.5)$$

$$g_{ys} = 25(z/d)^{-0,7} \quad 10 < (z/d) < 600 \quad (2.6)$$

şeklinde yazılabilir. Burada  $Nu$ ,  $Re$  ve  $Pr$  sayıları arayüzey sıcaklığında ( $T_i = \frac{T_s + T_h}{2}$ ) değerlendirilmektedir.  $g_{ys}$  düzeltme faktörünün tanımında  $z$  su damlasının düşme yüksekliğini ve  $d$  ise su damlası çapını ifade etmektedir.

Dreyer (1991), Yao tarafından 1974 yılında Ranz – Marshall eşilişkisi için önerilen düzeltme faktörünün hassas olmadığı düşüncesiyle Yao tarafından verilen sonuçları tekrar analiz etmiştir. Dreyer tarafından önerilen düzeltme faktörü

$$g_{ys} = 2,32(z/d)^{-0,16} \quad 10 < (z/d) < 600 \quad (2.7)$$

ifade edilmiştir.

Erens ve arkadaşları (1994) ivmelenen su damlalarından olan buharlaşmayı incelemişlerdir. Erens ve arkadaşları çalışmalarında hava hızını 0,5 m/s ila 2,5 m/s değerleri arasında değiştirmişlerdir. Teorik modelleri için bazı kabuller yapmışlardır. Bunların önemlileri; su ve hava arasında Merkel tarafından 1925 yılında önerilen entalpi potansiyeli modelinin geçerli olduğu, damlaların tam küresel formda olduğu, damlaların çapının buharlaşma süresince sabit olduğu, su damlalarının ısı ve dinamik davranışlarının sürekli rejim olarak düşünülebileceği ve su damlalarının birbirleri ile olan çarpışma olaylarının ihmal edilebileceği şeklinde belirtilebilir.

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. Bu çalışma sonucunda verilen düzeltme faktörü ifadelerinden bir tanesi su damlasının ısı direncinin ihmal edildiği durum için diğeri ise su damlasının ısı direncinin dikkate alındığı durum için geçerlidir. Bu faktörler sırasıyla

$$g_{ys} = 1 + 66,54(M_z)^{0,8} (d/d_m)^{-0,1} \quad (2.8)$$

ve

$$g_{ys} = 1 + 4,85(M_z)^{0,2} (d/d_m)^{0,46} \quad (2.9)$$

şeklindedir. Burada  $M_z$  ivmelenme modülü

$$M_z = \left[ (ds_d / dt) d / (w_d - w_a)^2 \right] \quad (2.10)$$

ve  $d_m$  ise maksimum sabit damla çapı

$$d_m = \sqrt{\frac{16\theta}{g(\rho_s - \rho_h)}} \quad (2.11)$$

dır. Bu ifadelerde  $w_d$  damla hızı [m/s],  $d$  damla çapı [m],  $w_a$  hava hızı [m/s],  $\theta$  yüzey gerilimi [N/m] ve  $g$  yerçekimi ivmesi [ $m/s^2$ ] dir.

Erens ve arkadaşları çalışmalarının sonucunda damla direncinin ihmal edildiği ve damla direncinin dikkate alındığı durumlar için hesap yolu elde edilen damla sıcaklığı değişimini ve ölçülen damla sıcaklığı değişimini grafik olarak sunmuşlardır. Damla ısı direncinin dikkate alındığı durumlar için deneysel veriler ile hesap verileri daha iyi bir uyum göstermiştir.

Sutherland (1983) mekanik çekişli, karşıt akışlı soğutma kulelerinde suyun buharlaşması ile su debisinde meydana gelen değişimi dikkate alan bir çalışma yapmıştır. Çalışmasının sonuçlarını, Merkel analizi kullanılarak elde edilecek sonuçlar ile kıyaslamıştır. Bu kıyaslama sonucunda elde ettiği veriler, soğutma kulesi hacminin hesaplanması için Merkel analizinin kullanılmasının % 5 ila % 15 değerleri arasında değişen hata yüzdelere sebep olduğunu göstermektedir.

Webb (1984) soğutma kulelerinin ve buharlaştırıcı yoğuşturucuların ısı analizleri için teorik ifadeler vermiştir ve çalışmasında Merkel ifadesini referans almıştır. Webb konu ile ilgili yapılmış birçok çalışmayı incelemiş ve soğutma kulelerinde  $\alpha_m$  a ifadesinin değerinin tespiti için verilen eşilişkileri tek bir ifade olarak sunmuştur. Webb tarafından verilen

$$\frac{\alpha_m a}{G_h} = \dot{m}_h l c_{p1} \left( \frac{G_s}{G_h} \right)^{1-m} Re_h^{-n} z^{-p} \quad (2.12)$$

ifadesinde 1 indisi kuleye giriş şartını m, n ve p ise sabit katsayıları ifade etmektedir. Webb bu sabitlerin değişim aralığını  $5/10 < m < 6/10$ ,  $0 < n < 2/10$  ve  $7/10 < p < 1$  olarak vermiştir. Ayrıca z, hava akışı yönündeki su ve havanın etkileşimde bulunduğu hacmin yüksekliğini ifade etmektedir. Webb bu yüksekliğin sadece kule dolgu yüksekliği olarak alınamayacağını belirtmiştir. Bu yüksekliğe suyun spray olarak püskürtüldüğü dolgu öncesi hacmin yüksekliğinin ve dolgudan sonra, su damlalarının serbest olarak düştükleri dolgu bitimi ve su havuzundaki su yüzeyi arasında kalan hacmin yüksekliğinin de ilave edilmesi gerektiği Webb tarafından belirtilmektedir. Webb tarafından verilen eş ilişkide  $\alpha_m$  değeri  $(h_s - h)$  aralığında alınmıştır. Burada  $h_s$  ortalama su filmi sıcaklığındaki havanın entalpisini ifade etmektedir.

Kunduz (1986), buharlaştırıcı yoğuşturucuların ısı hesabı ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Çalışma ile ilgili yapılan kabullerden bir tanesi, “Püskürtülen su, yoğuşturucu boru demetine ulaşınca kadar ve yoğuşturucu boru demetinden çıktığı

andan itibaren su toplayıcısına ulaşınca kadar hava ile aralarında ısı transferi ve kütle transferi olaylarının olmadığı kabul edilmiştir.” ifadesi ile belirtilmiştir.

Younis ve arkadaşları (1987) tarafından yapılan bir çalışmada, soğutma kulelerindeki ortalama su sıcaklığı ile arayüzey sıcaklığı arasındaki fark 3 °C ila 6 °C olarak hesaplanmıştır. Bu sonuç su debisi ile hava debisi oranının yaklaşık 2,16 olduğu deneysel bir çalışmada elde edilmiştir. Bu çalışmada kule dolgu yüksekliği 5 cm ve kule çapı 7,5 cm’ dir. Bu çalışmada kuleye giren havanın nemi, daha önceden bir nem tutucuda silikajel malzemeler ile azaltılmıştır. Kule girişindeki havanın özgül nemi  $x = 0,00029 \text{ kg H}_2\text{O/kg kh}$  şeklindedir. Su sıcaklığı ile arayüzey sıcaklığı arasındaki farkın 3 °C ila 6 °C gibi büyük olmasının sebebi, kuleye giriş havasının oldukça kuru olması ve 5 cm lik kule dolgusu boyunca havanın 9,8 gr su buharı kazanmasıdır denebilir. Bu çalışmada kuleye giriş ve kuleden çıkış su sıcaklıkları sırasıyla 20 °C ve 17 °C, giriş ve çıkış hava sıcaklıkları sırasıyla 14 °C ve 15,3 °C dir.

Peterson ve arkadaşları (1988) tarafından yapılan bir çalışmada, buharlaştırma yoğuşturucuların performansı teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmalarında su püskürtücüleri ile serpantin arasında kalan bölge ve serpantin sonrası ile hava giriş açıklığı arasında kalan bölgedeki ısı transferinin ve kütle transferinin ihmal edildiği belirtilmiştir. Peterson ve arkadaşları bu bölgedeki transfer olaylarının dikkate alınabileceği hususunu da ayrıca belirtmişlerdir. Bu çalışmada Parker ve Treybal (1961) tarafından verilen ısı transferi eşilişkilerinden ve Peterson tarafından yapılan başka bir çalışmada verilen kütle transferi eşilişkilerinden yararlanılmıştır. Sonuç olarak Parker ve Treybal tarafından verilen eşilişkiler iyileştirilmiştir. Çalışmanın sonunda yoğuşturucu ısı kapasite hesabı için belirtilen maksimum hata miktarının % 30’ u geçmediği belirtilmiştir.

Dreyer ve Erens (1990) dik akışlı bir buharlaştırma soğutucu için basınç düşümü, ısı transferi ve kütle transferi katsayıları için eşilişkiler vermişlerdir. Teorik analizlerinde su-hava arayüzey 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 buharlaştırıcı soğutuculardaki ısı transferi ve kütle transferi katsayılarının karşıt akışlı buharlaştırıcı soğutuculardaki katsayılara nazaran daha düşük değerlerde olduklarını vurgulamışlardır.

Marseille ve arkadaşları (1991) soğutma kulelerinde suyun ısı direncini dikkate alan deneysel ve teorik incelemenin yer aldığı bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında suyun ısı direncini ortalama su sıcaklığı ile arayüzey sıcaklığı arasındaki farkı dikkate alarak hesaplamışlardır. Suyun yüzey sıcaklığını arayüzey sıcaklığına eşit olarak almışlardır. Arayüzey sıcaklığını grafik yöntem yardımıyla bulmuşlardır. Çalışma sonunda kuleye giren su sıcaklığının artmasıyla suyun ısı direncinin sistem performansı üzerine olan etkisinin arttığını ve önemli bir hal aldığını belirtmişlerdir. Örnek olarak  $82,2\text{ }^{\circ}\text{C}$  de bu etkinin önemli olduğu vurgulanmıştır.

Bernier (1994) spray tip bir soğutma kulesinin performansını deneysel ve teorik olarak incelemiştir. Kule içindeki su damlasının biçiminin küresel olduğunu ve su damlasının ısı direncinin ihmal edilebileceğini kabul etmiştir. Geçici rejimde su damlasının ısı ve kütle transferini incelemiştir. Havanın yaş termometre sıcaklığının su sıcaklığının değişimine olan etkisinin, havanın kuru termometre sıcaklığının etkisinden daha büyük olduğunu vurgulamıştır. Bernier teorik analizinde su damlası ile hava arasındaki ısı transfer katsayısını

$$\text{Nu}_D = 2 + 0,6(\text{Re})^{1/2} (\text{Pr})^{1/3} \quad (2.13)$$

eşitliğinden elde ettiği  $\text{Nu}_D$  sayısı ile hesaplamıştır. Su damlasının küresel alındığı bu çalışmada

$$\text{Nu}_D = \frac{\alpha D}{k} \quad (2.14)$$

olarak ifade edilmiştir.

Bernier teorik analizinde Re sayısının hesabında hız ifadesini

$$U = [U_s - (-U_h)] \quad (2.15)$$

olarak almıştır. Burada  $U_s$  su damlasının hızı,  $U_h$  ise havanın hızıdır. Su damlasının hızını

$$U_s = \frac{\dot{m}_{si}}{\rho_s A U_r} \quad (2.16)$$

şeklinde hesaplamıştır. Burada  $A$  kulenin kesit alanı,  $U_r$  toplam su damlaları hacminin birim kule hacmine oranı şeklinde hesaplanan hacim oranı,  $\dot{m}_{si}$  ise kuleye giren su debisini ifade etmektedir. Teorik analiz sonucunda kule yüksekliği boyunca su damlalarının sıcaklığının değişimini veren bir eğri elde etmiştir. Bernier deneysel çalışma için film tipi dolguya sahip bir soğutma kulesi kullanmıştır. Su debisini 0,1 – 0,8 kg/s, hava debisini 0,3 – 1 kg/s aralıklarında alarak deneylerini gerçekleştirmiştir. Kuleden çıkan suyu 15 kW lık bir ısıtıcıdan geçirerek değişik debiler ve değişik su giriş ve su çıkış sıcaklıkları yardımıyla  $\frac{\alpha_m a V}{\dot{m}_s}$  değerini ampirik olarak hesaplamıştır. Bernier' in çalışması sonucunda bulduğu ifade;

$$\frac{\alpha_m a V}{\dot{m}_s} = 1,42 \left[ \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_h} \right]^{-0,43} \quad (2.17)$$

şeklindedir.

İbrahim ve arkadaşları (1995) düşey film tipi dolguya sahip soğutma kulelerinde ısı transferini ve kütle transferini teorik olarak incelemişlerdir. Suyun ısı transfer direncinin dikkate alındığı bu çalışmada, ortalama su sıcaklığı ile arayüzey sıcaklığı arasında 0 °C – 0,9 °C gibi farkın oluşabileceği gösterilmiştir. Arayüzey sıcaklığı ile suyun yüzey sıcaklığı birbirine eşit olarak alınmıştır. Elde edilen denklemler iteratif yöntem ve Runge – Kutta metodu ile birlikte çözülmüştür. Çalışmada değişik Lewis

sayısı değerleri, değişik  $\frac{\sigma a V}{\dot{m}_s}$  değerleri ve değişik  $\dot{m}_s / \dot{m}_h$  değerleri için teorik analizler yapılmıştır. Lewis sayısının kule performansına olan etkisinin çok az olduğu belirtilmiştir. Ayrıca suyun ısı direnci sebebiyle su-hava arayüzey sıcaklığının düşmesinin, soğutma kulesi performansını etkilediği belirtilmiştir.

Blagojevic ve Bajsic (1996) yaptıkları bir çalışmada bir nozuldan hava yıkayıcıya püskürtülen su damlalarından havaya olan momentum, kütle ve ısı transferini bir boyutlu olarak incelemiştir. Çalışmalarında arayüzey sıcaklığını;

$$T_i = \frac{T_s + T_h}{2} \quad (2.18)$$

olarak almışlardır. Çalışmaları esnasında birçok kabul yapmışlardır. Bunlardan önemli olan iki tanesi damlaların tamamen küresel olduğu ile ısı ve kütle transferi katsayılarının Ranz-Marshall eşitliklerinden elde edilebileceğidir. Çalışmalarının sonucunda yıkayıcı boyunca havanın özgül nem ve sıcaklık değişimlerini grafikler halinde sunmuşlardır.

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

Formüllerin geliştirilmesinde buharlaşma gizli ısı kullanılmıştır. Yıkayıcıdaki hava hızı 0,58 m/s dir. Çalışma sonunda teorik ifadeler ile deneysel verilerin uyum gösterdiği belirtilmiştir.

Mouhiddin ve Kant (1996, Part I) buharlaştırılmalı soğutucuyu terk eden su sıcaklığı ve hava sıcaklığı değerlerinin tespiti için pratik yöntemler vermişlerdir. Buharlaştırılmalı soğutucudan çıkan su sıcaklığı

$$T_{s\phi} = \frac{T_{sg} + 2T_{h,yt} + T_{h,g}}{4} \quad (2.19)$$

ifadesi ile yaklaşık olarak hesaplanır. Benzer şekilde buharlaştırıcı soğutucudan çıkan hava sıcaklığı için

$$T_{h,\phi} = \frac{T_{sg} + T_{s\phi}}{2} \quad (2.20)$$

ifadesinin pratik uygulamalarda kullanılabileceği Mouhiddin ve Kant (1996, Part I) tarafından belirtilmiştir.

Zalewski ve Gryglaszewski (1997) buharlaştırıcı sıvı soğutucularındaki ısı transferi ve kütle transferi için bir matematiksel model geliştirmişlerdir. Bu model de ısı transferinin ve kütle transferinin bir boyutlu ve kararlı rejimde gerçekleştiğini kabul etmişlerdir. Püskürtücüden püsküren su ve hava karşıt akışlı olarak sağlanmıştır. Püskürtme suyu ve hava arasındaki arayüzey sıcaklığını püskürtme suyu sıcaklığına eşit almışlardır. Ayrıca püskürtme suyunun ısı transferine karşı olan direnci ihmal edilmiştir. Isı transferi katsayısının tespiti için Hausen, Tovas ve Grimison eşilişkileri kullanılmıştır. Kütle transferi katsayısının tespiti için ise ısı transferi ve kütle transferi arasındaki benzerlik prensibinden faydalanılmıştır. Bu işlem için Lewis sayısı 0,865 olarak alınmıştır. Zalewski ve Gryglaszewski yaptıkları testler sonucunda havanın yaş termometre sıcaklığının serpantinin ısı performansına olan etkisinin büyük olduğunu belirtmişlerdir. Bu sebeple benzerlik prensibinden elde ettikleri kütle transferi katsayısı değeri için bir düzeltme faktörü önermişlerdir. Böylelikle daha hassas bir hesaplama ortaya koymuşlardır. Zalewski ve Gryglaszewski tarafından belirtilen bir başka önemli sonuç, deneysel çalışmadan elde ettikleri sonuçlar ile Parker ve Treybal (1954) tarafından yılında yapılan bir çalışmada önerilen metot ile elde edilen sonuçlar arasında % 50 ye varan oranlarda farklılıklar görüldüğüdür.

El-Dessouky ve arkadaşları (1997) yaptıkları çalışmada karşıt akışlı bir soğutma kulesi için hesap yöntemi vermişlerdir. Çalışmaları esnasında ısı transferi katsayısını ve kütle transferi katsayısını literatürdeki verilerden elde etmişlerdir. Bu katsayıların oranlanması ( $\alpha_m / \sigma_m$ ) ile elde ettikleri eğim değeri (E) sayesinde su – hava arayüzey sıcaklığını hesaplamışlardır. Arayüzey sıcaklığını kullanarak, arayüzeydeki havanın entalpisini (doymuş hava entalpsi) hesaplamışlardır. Suyun, arayüzeyin ve havanın entalpi değerlerini kullanarak, soğutma kulesinin ısı hesapları için ifadeler vermişlerdir.

Webb (1988) tarafından yapılan bir çalışmada, soğutma kulelerinin ısı hesap yöntemleri detaylıca tartışılmıştır. Enerji denge denklemlerinin yazılışında suyun buharlaşma entalpsi değerinin yerine arayüzey sıcaklığındaki doymuş su buharı entalpsi değerinin kullanılmasının çok daha uygun bir yaklaşım olduğu belirtilmiştir. Böylelikle hesaplamaların % 2 - % 5 oranında daha doğru olacağı vurgulanmıştır. Bununla beraber arayüzey sıcaklığının ortalama su sıcaklığına eşit alınması ile oluşan hata miktarının, Merkel teoriminin kullanıldığı durumlarda oluşan hata miktarından daha fazla olacağı belirtilmiştir. Arayüzey sıcaklığının, su ile arayüzey arasındaki ısı transfer katsayısına tahmini bir değer verilmesi ile elde edilebileceği belirtilmiştir. Ayrıca ortalama su sıcaklığı 27 °C dan 52 °C ye çıkarıldığında, arayüzey sıcaklığının, ortalama su sıcaklığından 0,3 °C ila 1,45 °C daha düşük bir değer alacağı belirtilmiştir. Lewis sayısı için ise  $Le^{2/3} = 0,87$  ifadesinin kullanılması tavsiye edilmektedir.

Söylemez (1999) soğutma kulelerini teorik ve deneysel açıdan incelemiştir. Soğutma kulelerinin NTU değerlerini teorik olarak ve deneysel olarak elde etmiştir. Söylemez, çalışmasının teorik modelinde suyun buharlaşmasının % 50 sinin kule dolgusu üzerindeki film akışından olduğunu, % 50 sininde dolgu yüzeyleri arasında oluşan su damllarından olduğunu kabul etmiştir. Bu sebeple, Bernier tarafından verilen bir ifadeden faydalanmıştır. Bu ifade;

$$(\alpha_{m.a})_{damla} = \frac{0,5 \dot{m}_b}{0,001 c_{pm} (w_{i,ort} - w_{ort})} \quad (2.21)$$

şeklinde yazılabilir. Bu ifadede 0,5 toplam buharlaşmanın % 50 sini,  $\dot{m}_b$  buharlaşan su kütlelerini,  $w_{i,ort}$  doymuş havanın  $T_w$  sıcaklığında elde edilen özgül nemini ifade eder.  $w_{ort}$  ise

$$w_{ort} = \frac{w_1 + w_2}{2} \quad (2.22)$$

olarak hesaplanır. 1 ve 2 indisleri sırasıyla kuleye giriş ve kuleden çıkışı ifade etmektedir. Yukarıdaki ifade Le sayısının 1' e eşit olduğu kabulü yapılarak yazılmıştır.

Stefanovic ve arkadaşları (2000) yaptıkları bir çalışmada, soğutma kulelerindeki ısı transferini ve kütle transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında soğutma kulesi içersinde gerçekleşen ısı transferinin ve kütle transferinin yalnızca kule dolgusu bünyesinde olduğunu kabul etmenin hatalı olduğunu vurgulamışlardır. Soğutma kulesi içinde püskürtücü bölgesinin ve hava giriş açıklığı ile dolgu arasında kalan bölgenin, ısı transferinde ve kütle transferinde etkin rol oynadıkları belirtmişlerdir. Su debisinin yüksek olduğu sistemlerde, bu iki bölgenin etkisinin çok daha arttığını ve bu iki bölgedeki yağmur hacminin dolgu hacminden daha büyük değerlere ulaşabileceğini belirtmişlerdir. Böyle durumlarda alışlagelmiş hesaplama yöntemlerinin yanlış sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir. Ayrıca Stefanovic ve arkadaşları böyle durumları, kendi çalışmalarını da dahil olmak üzere, dikkate alan hiçbir çalışmanın olmadığını belirtmişlerdir. Stefanovic ve arkadaşları Merkel teoremini kullanarak kule içerisinde kütle transferi katsayısının değişimini grafik olarak sunmuşlardır. Bu sonuçların türetilmesinde Merkel numarası değerini Lowe ve Christie tarafından yapılan çalışmadan almışlardır.

Stefanovic ve arkadaşları (2000) yaptıkları bir çalışmada, soğutma kulelerindeki havanın ve suyun sıcaklıklarının değişimini deneysel olarak incelemişlerdir.

Çalışmalarında 470 mm x 470 mm kesitindeki bir kule içerisinde hava hızını 0,5 m/s – 5 m/s değerleri arasında ve su debisini 2 m<sup>3</sup>/h – 3 m<sup>3</sup>/h değerleri arasında değiştirmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda kuleye giren havanın bağıl neminin % 79, su kütleli debisinin 2429,6 kg/h ve hava hacimsel debisinin 3410,2 m<sup>3</sup>/h olarak sağlandığı deney sonuçlarını grafik olarak sunmuşlardır. Bu grafik hem dolgu yüksekliği boyunca hem de dolgu bitimi hava giriş açıklığı arasındaki bölgedeki sıcaklık değerlerini vermektedir. Hava giriş açıklığı ile dolgu arasında kalan bu bölgenin yüksekliği 1,5 m olup toplam su sıcaklığı değişimi 1,3 °C olarak gösterilmiştir. Ayrıca Stefanovic ve arkadaşları bu bölgedeki kütle transfer katsayısının, kule dolgusu boyunca oluşan kütle transfer katsayısından daha büyük olduğunu göstermişlerdir.

Zalewski ve Gryglaszewski (2000) buharlaştırıcı sıvı soğutucuların optimum boyutlandırılması ile ilgili ifadeler vermişlerdir. Çalışmalarında püskürtücüden püsküren suyun ısı direncini ihmal etmişlerdir. Püskürtülen su ile hava arasındaki arayüzey sıcaklığını püsküren su sıcaklığına eşit olarak almışlardır ( $T_i = T_s$ ). Ayrıca arayüzeyde havanın özgül nem değerini de püskürtülen su sıcaklığındaki doyma özgül nemi olarak almışlardır. Optimizasyon işlemlerinde serpantin borusu iç çapı, serpantin boru boyu, serpantin yüksekliği, serpantin boru sayısı değerini ve serpantin boru dizileri arasındaki mesafe bağımsız değişkenler olarak kabul edilmiştir. Böylelikle optimizasyon işlemleri için geometrik parametrelerin seçimini insiyatifleri altına almışlardır. Değişik serpantin değerleri için buharlaştırıcı sıvı soğutucuların işletme maliyetlerini elde etmişlerdir. Optimizasyon çalışmalarından elde ettikleri verilere göre, deneysel bir buharlaştırıcı sıvı soğutucu imal etmişler ve deney sonuçları ile optimizasyon sonuçlarını kıyaslamışlardır. Elde edilen veriler, test sonuçları ile optimizasyon hesap sonuçları arasında iyi bir uyum sağlandığını göstermiştir.

Ettouney ve arkadaşları (2001) buharlaşmalı yoğuşturucuların ısı performanslarını incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda, buharlaşmalı yoğuşturucu ısı performansı ve ıslak yüzeylerin ısı transfer katsayıları için eş ilişkiler vermişlerdir. Ettouney ve arkadaşlarının yaptıkları deneysel çalışmaya ait verdikleri grafikler

serpantin ile hava giriş açıklığı arasında kalan bölgedeki ısı transferini de kapsamaktadır. Deneysel çalışmalarında, buharlaşmalı yoğuşturucunun dokuz farklı noktasından sıcaklık ölçümleri almışlardır. Bu ölçümlerin ikisi su havuzundaki su sıcaklığı ile havanın serpantin bölgesine gelmeden önceki yani serpantin dış yüzeyinden damlayan su sıcaklığıdır. Bu iki sıcaklık 11:00 ile 16:00 saatleri arasında ve serpantinde farklı iki yoğuşma sıcaklığı sağlandığı durumlarda incelenmiştir. Ayrıca su/hava debisi oranı 0,235 ve 0,353 olarak iki değerde ölçümler yapılmıştır. Ettouney ve arkadaşlarının verdikleri grafikler incelendiğinde, su / hava debisi oranı 0,235 olduğunda, her iki serpantin yoğuşma sıcaklığı için serpantinden damlayan su sıcaklığı ile su havuzundaki su sıcaklığı arasındaki fark ortalama 4 °C olarak gözükmektedir. Su debisi/hava debisi değeri 0,353 olduğunda ise yaklaşık 3 °C olarak gözükmektedir.

Kloppers ve Kröger (2001) tarafından yapılan bir çalışmada, soğutma kulelerinin ısı hesaplarında kullanılan iki yöntem kıyaslanmıştır. Merkel metodu ile Merkel metodunda yapılan ihmallerin dikkate alındığı bir yöntem kıyaslanmıştır. Çalışmanın sonunda verilen grafiklerde, her iki metotla elde edilen kule çıkış suyu sıcaklığı birbirlerine çok yakın olduğu gösterilmektedir. Fakat kuleden çıkan hava sıcaklığı ve kulenin toplam ısı kapasite değerleri, bu iki metot tarafından oldukça farklı değerlerde tespit edilmiştir. Bu sebeple Klopper ve Kröger sadece kuleden elde edilen çıkış suyu sıcaklığının önemli olduğu pratik uygulamalarda, Merkel metodunun kullanılabileceği belirtilmiştir. Bu çalışmada Lewis faktörünün 1 den farklı olarak alındığı analizlerde, Bosnjakovic (1965) tarafından önerilen

$$Le = 0,865^{2/3} \left[ \frac{x_i + 0,622}{x + 0,622} - 1 \right] / \ln \left[ \frac{x_i + 0,622}{x + 0,622} \right] \quad (2.23)$$

ifadesi ile hesaplanmıştır. Bu ifade hava doymun hale gelinceye kadar olan bölgede geçerlidir.

Kim ve Smith (2001) soğutma kuleleri ile ilgili sistem dizaynı konusunda yaptıkları bir çalışmada, soğutma kulelerindeki ısı transferi ve kütle transferi için bir



matematiksel model vermişlerdir. Bu modelde arayüzey sıcaklığı deneme yanılma yöntemi ile bulunmuştur. Isı transfer ve kütle transfer katsayıları için ise Thomas ve Houston (1959) tarafından önerilen ilişkiler kullanılmıştır. Kule içerisinde buharlaşan su kütlesi sebebiyle su debisi değerindeki değişim ihmal edilmiştir.

Hasan ve Siren (2002) buharlaştırmalı soğutucular ile binaların soğutulmasını teorik olarak analiz etmişlerdir. Çalışmalarında arayüzey sıcaklığını, ara yüzey entalpisini formunda ifade etmişlerdir. Arayüzey entalpisini elde etmek için arayüzeyin sıvı tarafının ısı transferine olan direncini ihmal etmişlerdir. Böylelikle arayüzey entalpisini, sprey suyu sıcaklığındaki doymuş havanın entalpisine eşit olarak almışlardır. Kütle transferini incelemek amacı için ise Lewis sayısını bire eşit olarak ( $Le = 1$ ) almışlardır.

Hasan ve Gan (2002) buharlaştırmalı sıvı soğutucuların performanslarını teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında Parker ve Trerybal (1961) tarafından verilen ısı transferi katsayısı ve kütle transferi katsayısı eşilişkilerini ve Merkel teoremini kullanarak teorik analiz metodu geliştirmişlerdir. Çalışmalarında arayüzey entalpisini ortalama püskürtme suyu sıcaklığındaki doymuş hava entalpisini olarak almışlardır. Çalışma sonunda verilen grafikte, serpantin borularının en alt seviyesinden en üst seviyesine doğru olan yön boyunca havaya transfer olan duyulur ısı miktarının önce azaldığı daha sonra ise artış gösterdiği belirtilmiştir. Burada artış görülen mesafe toplam mesafenin % 20 si kadardır.

Tan ve Deng (2002) tarafından yapılan literatür incelemesi sonucu, su ile hava arasındaki arayüzey sıcaklığının, suyun ısı direncinden çok etkilenmediği belirtilmiştir. Suyun ısı direncinin ihmal edilmesinin makul bir yaklaşım olabileceği vurgulanmıştır. Bu sebeple ortalama su sıcaklığı ile arayüzey sıcaklığının birbirine eşit alınabilir ifadesi kullanılmıştır.

Stabat ve Marchio (2003) tarafından yapılan bir çalışmada, buharlaştırmalı sıvı soğutucularda gerçekleşen enerji ve su tüketimlerini değişik işletme şartlarında (değişik yaş termometre sıcaklığı ve değişik hava debisi) incelemişlerdir.

Çalışmalarında su hava arayüzey sıcaklığını ortalama püskürtme su sıcaklığına eşit olarak almışlardır. Ayrıca bu bölgenin entalpi değerini, ortalama püskürtme su sıcaklığındaki doymuş havaya ait entalpi değeri olarak almışlardır. Stabat ve Marchio nemli havanın entalpi değerini, havanın yağ termometre sıcaklığına bağlı lineer bir değer olarak kabul etmişlerdir ve bu değeri yaklaşık olarak hesaplamışlardır. Kule içerisindeki ısı transferi katsayısını, literatürde verilen ifadelerin bazılarının birleştirilmesinden elde etmişlerdir. Ayrıca Lewis sayısı bire eşit olarak alınmıştır. Çalışmalarının sonucunda, buharlaştırılmalı sıvı soğutucundan havaya taşınan ısı miktarı değerlerini üretici firma değerleri ile karşılaştırmışlardır. Firma verileri ve teorik hesap verileri arasındaki maksimum farklılık % 10 seviyelerindedir.

Rehman ve arkadaşları (2003) tarafından yapılan bir çalışmada, soğutma kulesi boyuna göre sudan havaya olan gizli ısı ve duyulur ısı transferinin değişimi grafikler halinde verilmiştir. Bu çalışmada su filminin ısı transferine karşı olan direnci ihmal edilmiştir. Arayüzey sıcaklığı ortalama su sıcaklığından 0,5 °C düşük olarak ( $T_s = T_i + 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) alınmıştır. Su debisinin hava debisine oranı ( $\dot{m}_s / \dot{m}_h$ ) değerleri 0,5, 1 ve 1,5 olarak üç değer halinde alınmıştır ve her grafik bu üç değer için verilmiştir. Bu grafiklerde gizli ısı transferi  $\dot{m}_s / \dot{m}_h$  değeri arttıkça artmaktadır.

Fisenko ve arkadaşları (2004) film akışının olmadığı, sadece su damlarının bulunduğu dolgunuz soğutma kulelerinde, ısı transferini ve kütle transferini teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Damlalar küresel formda kabul edilmiştir ve ortalama damla sıcaklığı değeri kullanılmıştır. Arayüzey sıcaklığı ile ortalama damla sıcaklığı birbirine eşit alınmıştır. Isı transfer katsayısı;

$$Nu = 2 + 0,5 Re^{0,5} \quad (2.24)$$

ifadesi ile elde edilmiştir. Kütle transfer katsayısı için ise ısı transferi ve kütle transferi arasındaki benzeşimden faydalanarak;

$$\sigma = \frac{D(2 + 0,5 Re^{0,5})}{2 h_{fg}} \quad (2.25)$$

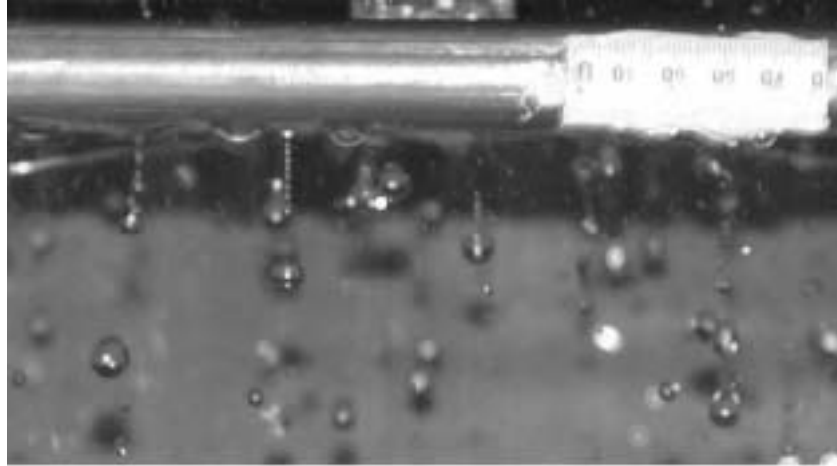
ifadesinden faydalanılmıştır. Burada  $D$  su buharı için difüzyon katsayısı ( $m^2/s$ ) dir. Çalışmalarında değişik damla çaplarından oluşan damla modeli kullanılmıştır. Bu değişik damla çapları da belirli sınırlar dahilinde gruplandırılmış ve her grup için ortalama damla çapları hesaplanmıştır. Modelde bu ortalama değerler dikkate alınmıştır. Fisenko ve arkadaşları 1 mm çapında bir su damlasının etrafından 2 m/s hıza sahip hava akışı sağlandığında, damla merkez sıcaklığının  $10^{-2}$  saniye gibi kısa bir zaman sonra damla yüzey sıcaklığına eşit değere ulaştığını belirtmişlerdir. Bunun anlamı, su damlası hareketi boyunca damla yüzey sıcaklığı ile damla merkez sıcaklığı  $10^{-2}$  s lik bir arayla aynı değerleri almaktadırlar. Bu sebeple damlanın ısı transferine olan direncinin ihmal edilmesinin uygun olduğunu vurgulamışlardır. Denklemlerin çözümünde tahmini değer verme metodunu kullanmışlardır. Yapılan hesaplamalara göre soğutma kulesi içerisinde su debisinin % 3 ünün buharlaştığını belirtmişlerdir.

Kloppers ve Kröger (2005) yılında yaptıkları bir çalışmada, buharlaştırmalı bir soğutma kulesinin alt bölgesinde yani havanın sisteme girdiği bölümden havanın sistemden çıktığı bölüme doğru olan mesafenin başlarında, su sıcaklığının havanın kuru termometre sıcaklığından daha düşük değerler alabileceğini psikrometrik diyagram üzerinde açıklamışlardır.

### 3. MATERYAL ve METOD

#### 3. 1. Materyal

Buharlaştırılmalı soğutucularda, serpantin ile hava giriş açıklığı arasında kalan bölgedeki ısı transferi ve kütle transferi olayları bu çalışmanın özünü oluşturmaktadır. Bu bölgede su akışı, serpantin borularından düşen damlalar şeklinde olmaktadır. Su damlalarının çapları birbirlerinden çok farklı değildir. Dolayısıyla damlaların çapları birbirlerine eşit kabul edilebilir. Bu bölgede oluşan damlalar, su püskürtücüleri tarafından oluşturulan damlalardan farklıdır. Çünkü bu iki bölge arasında serpantin boruları mevcuttur. Serpantin boruları su akışını hem yavaşlatmakta hem de su püskürtücülerinin oluşturduğu damlalara göre daha büyük çaplı damlalar oluşmasına sebep olmaktadır. Borulardan düşen damlalar şekil 3.1.' de görüldüğü gibi oldukça küresel bir formdadırlar. Şekil 3.1.' de deneysel düzenden çekilmiş bir fotoğraf ile incelenen bölgedeki damlalar görülmektedir.



Şekil 3.1. Deneysel düzenek içerisinde incelenen bölgedeki damlaların görünümü.

Şekil 3.1.' de gösterilen fotoğraf deneysel çalışmalar esnasında çekilen fotoğraflardan elde edilmiştir. Bu fotoğraflar bilgisayar ortamında büyütülmüş ve değerlendirilmiştir. Bu değerlendirmeler ile damla çapları hassasiyetle belirlenmiştir. Damla çaplarının belirlenmesinde şekil 3.1.' de görüldüğü bir ölçekten faydalanılmıştır. Deneyler esnasında elde edilen damlaların çapları yaklaşık 6,9 mm

olarak tespit edilmiştir. 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 durumlar olarak değerlendirilmemektedir. Literatürdeki çalışmalarda da aynı kabullere yer verilmiştir.

Buharlaştırılmalı soğutucularda hava akışı genellikle, su damlalarının düşme yönünün tersi yönünde gerçekleştirilir. Hava girişi soğutucunun alt bölgesindedir. Bu çalışmada hava hızının soğutucu kesiti içinde homojen olabilmesi için soğutucunun dört tarafında, eşit ebatlarda hava giriş kesitleri oluşturulmuştur. Soğutucu duvarı ile serpantin boru uçları arasındaki mesafe en düşük seviyede tutularak hava akışının soğutucu cidarına yönelen miktarının minimum değerlerde olması sağlanmıştır.

Deneysel çalışma için oluşturulan sistem şekil 3.2.' de şematik olarak gösterilmiştir. 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. Soğutucu çıkışında hava çıkış kesiti 53 cm çapında bir kanal ile sağlanmıştır. Sistemde su sirkülasyonu iki adet santrifüj pompa tarafından sağlanmaktadır. Hava akışı ise bir adet aksiyal fan ile sağlanmıştır.

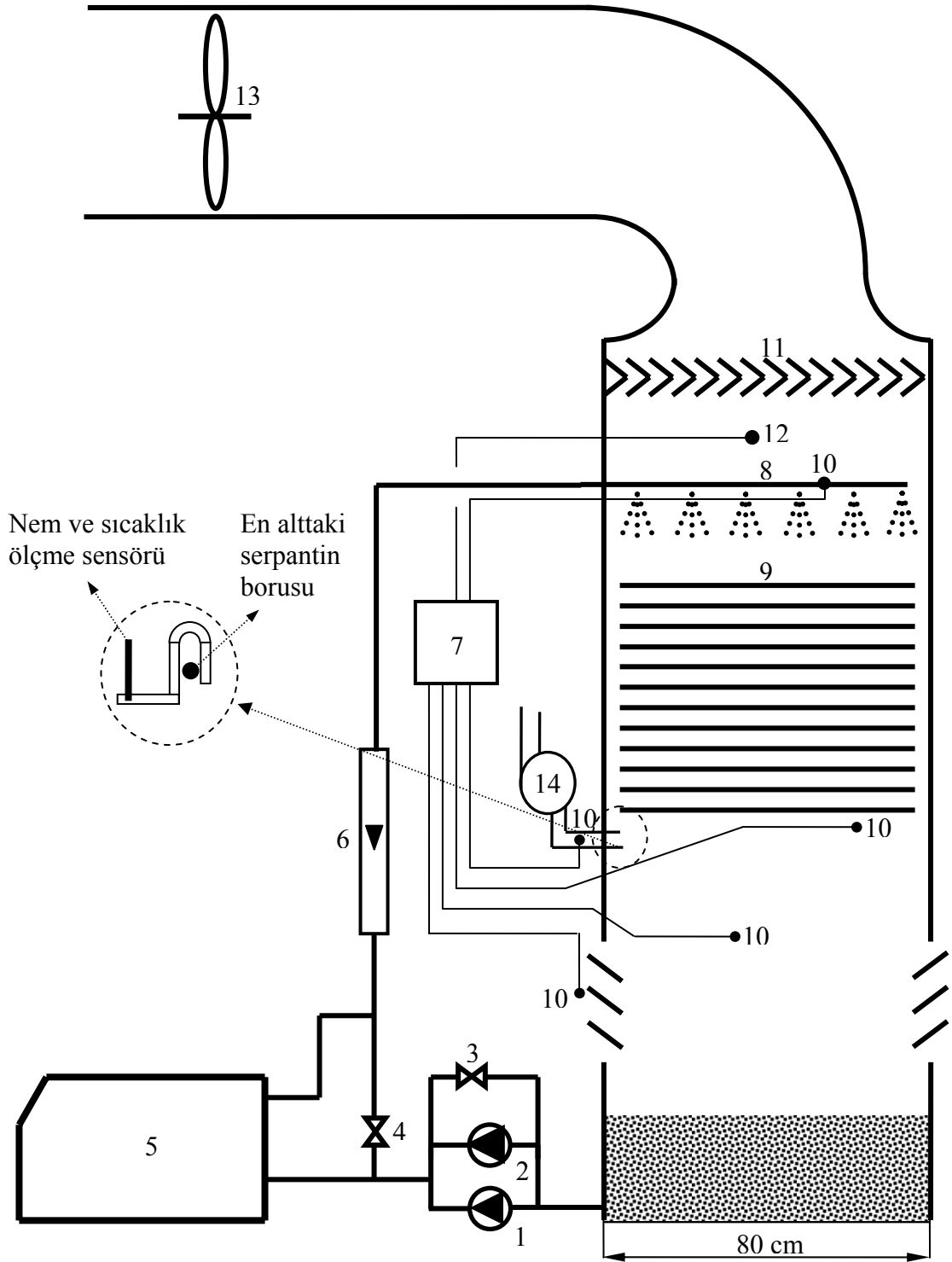
Şekil 3.2.' de gösterilen deneysel düzenekteki buharlaştırılmalı soğutucunun üç tarafı ve su havuzu saç levhalar ile oluşturulmuştur. Saç levhaların iç yüzeyleri pas oluşumunu engellemek amacıyla korozyon önleyici boya ile kaplanmıştır. Yoğuşturucunun dördüncü yüzeyi ise 7 mm kalınlıklı saydam pleksiglas levhadan oluşturulmuştur. Bu işlemin amacı yoğuşturucu içerisindeki su akışını ve diğer sistem elemanlarının çalışmasını gözetlemektir. Bu pleksiglas levha aynı zamanda sökülebilir ve takılabilir olarak montajlanmıştır. Böylelikle sistem içerisindeki elemanlar ile ilgili ayarları yapma imkanı kolaylaştırılmıştır. Soğutucunun saç levhadan oluşturulmuş yüzeyleri 3 cm kalınlığındaki polistiren köpük ve cam yünü

malzemeleri ile ısıya karşı yalıtılmıştır. Soğutucuya giren ve soğutucudan çıkan su boruları ısıya karşı yalıtılmıştır.

Şekil 3.2.' de gösterilen deney düzeneğinde, su, buharlaştırılmalı soğutucu tabanından iki adet pompa ile emilerek 5 no ile gösterilen kazana gönderilmektedir. 3 numara ile gösterilen by-pass vanası istenen su debisini sağlayabilmek amacıyla kullanılmaktadır. Pompalar tarafından istenen miktardan fazla su debisi sağlandığında, 3 nolu by-pass vanası ile debinin bir kısmı tekrar pompa emişlerine gönderilerek debi ayarı yapılmaktadır. Sistemdeki 4 nolu by-pass vanası ise su sıcaklığı ayarı amacıyla kullanılmaktadır. Su sıcaklığı istenen değerleri aştığında, 4 nolu by-pass vanası kademeli olarak açılır. Bu sayede su debisinin bir kısmı kazana girmeden buharlaştırılmalı soğutucuya gönderilir. Kazandan gelen sıcak su debisi ile 4 nolu by-pass vanasından gelen nispeten soğuk su debisi, 6 no ile gösterilen debiölçer öncesi karışmaktadır. Böylelikle su sıcaklığı ayarlanabilmektedir. Bu su debisi 8 no ile gösterilen su püskürtücüleri ile buharlaştırılmalı soğutucuya püskürtülmektedir. Püskürme basıncı yaklaşık olarak 1,5 bar ile 2,4 bar arasında ölçülmüştür. Püskürtülen su, serpantin boru dizilerini homojen olarak ıslatmakta ve damlalar halinde alt boru dizilerine akmaktadır. Bu damlalar en alt diziden sonra yine damlalar halinde su havuzuna düşmektedir. Çevrim bu şekilde devam etmektedir.

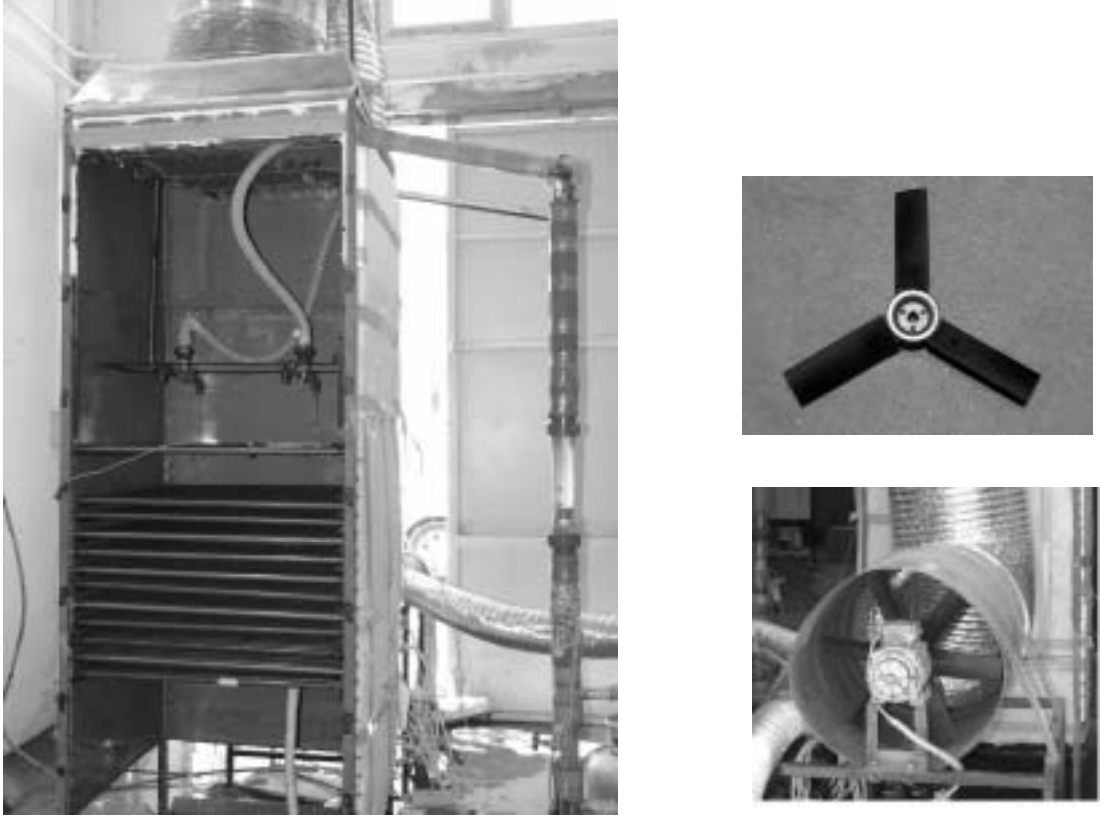
Sistemde hava hızı üç farklı değer olarak kullanılmıştır. Bu hız değerleri 2, 2,5 ve 3 m/s dir. Kullanılan aksiyal fan 6 adet kanatçığa sahiptir. Bu fan aynı zamanda 4 ve 3 adet kanatlı olarak da kullanılabilir. Kullanılan fanın değişik kanat sayıları ile fotoğrafları şekil 3.3. de verilmiştir. Bu değişen kanat sayıları ile değişik hava hızı değerleri elde edilmiştir. Fan kanat açıları 40° dir.

Deney düzeneğinin görünümü şekil 3.3.' de verilen fotoğraf ile daha iyi anlaşılabilir. Deney düzeneğinin dış atmosfer şartlarından korunması amacıyla sistem bir atölye içerisinde oluşturulmuştur. Buharlaştırılmalı soğutucudan çıkan hava atölye dışına verilmiştir. Böylelikle sistemden çıkan havanın tekrar sisteme girmesi engellenmiştir. Böylelikle deneysel çalışmalar için beklenen sistemin rejime girmesi kolaylaştırılmış ve sistem performansındaki dalgalanmalar azaltılmıştır.



Şekil 3.2. Deney düzeneğinin şematik gösterimi.

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



Şekil 3.3. Deney düzeneği fotoğrafları.

Sistemdeki su debisi de dört farklı değerde sağlanmıştır. Bu değerler 0,91, 0,83, 0,75 ve 0,66 kg/s dir. Buharlaştırılmalı soğutuculardaki su debisinin belirli limitler arasında olması gerekir. Mohiuddin ve Kant (1996, Part II) buharlaştırılmalı soğutuculardaki su debisi değerinin  $3000 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$  ile  $15000 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$  arasında olması gerektiğini belirtmişlerdir. Eğer  $15000 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$  debi değeri üzerinde bir debi söz konusu ise su akışı damlalar halinde değil, ince akış ipçikleri biçiminde olur. Bu durum ısı transferi ve kütle transferi alanını azaltır. Eğer su debisi  $3000 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$  değerinden düşük ise suyun yüzey gerilimi sebebiyle, su akışı film halinde kanallar oluşturarak akar. Bu olaya fakir su dağılımı denir. Bu olay su akışındaki homojen oluşumu bozar. Bu sebeple istenmeyen bir durumdur. Bu çalışmanın materyalini oluşturan deneysel düzende kullanılan su debileri bu kriterler açısından uygun değerlerdedir.



Deneysel çalışmalar deniz seviyesinden ortalama 1090 m yükseklikte olan Isparta ilindeki Süleyman Demirel Üniversitesi Laboratuvarlarında yapılmıştır. Çalışmalarda ölçülen bağılnem değerinin hassas okunabilmesi için atmosfer basıncı Isparta ilinin atmosfer basıncı olarak alınmıştır. Ölçüm sistemine de atmosfer basıncı olarak Isparta ilinin atmosfer basıncı değeri girilmiştir.

Bu yüksek su debilerinin hassas olarak ölçülebilmesi için 2 inç bağlantı çapı olan bir debimetre kullanılmıştır ve hassasiyeti yaklaşık 30 °C su sıcaklığı için % 0,7' dir.

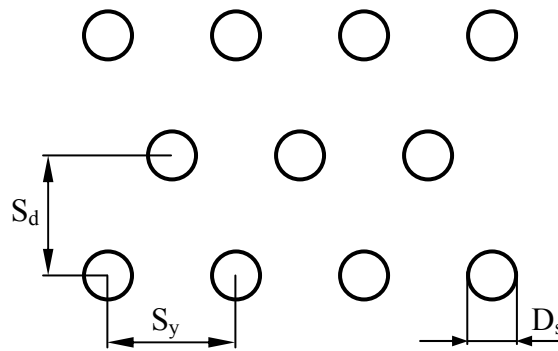
Mohiuddin ve Kant (1996, Part II) tarafından uygun hava debisi için bazı değerler verilmiştir. Fakat hava debisinin seçiminde dikkat edilecek hususlar, sistemin işletme maliyeti ve ilk yatırım maliyeti ile ilgili kıstaslara dayandırılmıştır. Buharlaştırmalı soğutucularda 8800 kg/m<sup>2</sup> h hava debisi maksimum değer olarak önerilmiştir. Bu çalışmada yapılan deneylerdeki hava debisi değerleri bu limit değeri aşmamaktadır.

Deney düzeneğinde, serpantin ile hava giriş açıklığı arasında kalan mesafede su sıcaklığını ölçmek amacıyla termokupl elemanlar yerleştirilmiştir. Çeşitli seviyelerde su sıcaklığı ölçümleri yapılmıştır. Hava kuru termometre sıcaklığı ve hava özgül nemi veya bağıl nemi değerleri de yine aynı seviyelerde nem ve sıcaklık sensörü ile ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümlerinde kullanılan termokupl elemanların ölçme doğruluk katalog değerleri  $\pm 0,4$  °C 'dir. Bu sensörlerden nem sensörünün hassasiyeti  $\pm$  % 1' (bağıl nem) dir. Buharlaştırmalı soğutucu içerisinde incelenen 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 malzemedendir yapılmıştır. Bu boru içinde havanın sıcaklığının hatalı okunmaması için mümkün olduğunca boru uzunluğu kısa tutulmuştur. Ayrıca bu boru içindeki hava hızı ölçülmüştür. Yaklaşık 2,1 m/s hız okunmuştur. Bu hız sayesinde numune hava, boruya giriş ucu ile sensörün bulunduğu yer arasındaki mesafeyi çok kısa bir

zamanda katetmektedir. Dolayısıyla bu boru içersinde havanın ısı transferi etkileşiminde bulunacağı süre ihmal edilebilir bir değerdir ve havanın sıcaklığının doğru olarak ölçülmesinde bir etkisi yoktur. Havanın sıcaklığının yanında nem değerinin de ölçülmesi esnasında oluşabilecek muhtemel ölçme hatalarını engellemek amacıyla numune hava alma borusu şekil 3.2.’ de ki ayrıntıda gösterildiği gibi ters “U” şeklinde kıvrılmıştır. Bu kıvrım en alt serpantin borusunun üzerinden yapılmıştır. Böylelikle boruya girebilecek nem parçacıklarının boru içine ilerlemeleri engellenmiştir. Havanın nem ölçümü ile ilgili doğabilecek hatalar bu yolla engellenmiştir. Hava debisi ise çıkış kesitindeki hava hızının bir anemometre ile ölçülerek elde edilmiştir. Anemometre ölçüm hassasiyeti  $\pm 0,1$  m/s dir. Sıcaklık, nem ve hava hızı ölçümü için kullanılan tüm elemanlar Testo firması tarafından üretilmiş elemanlardır.

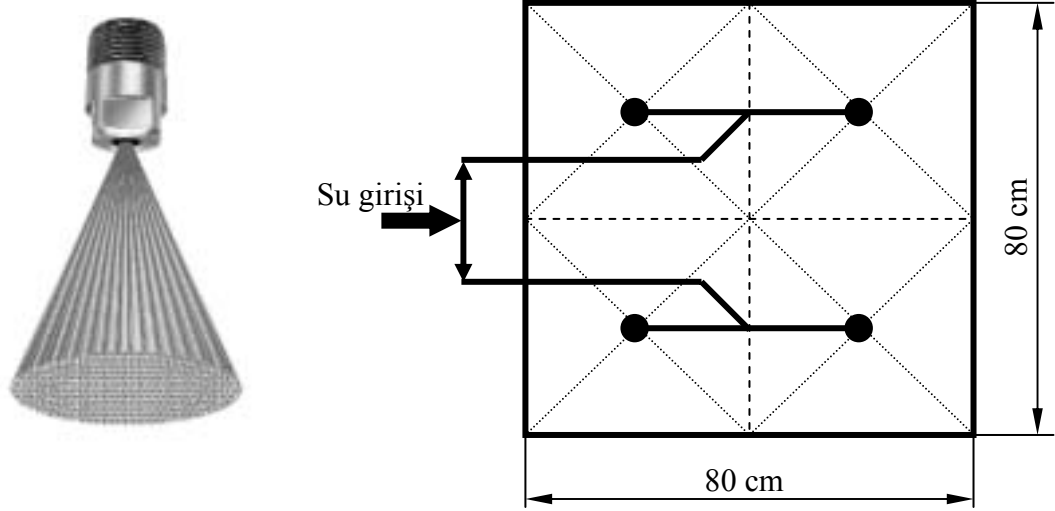
Dairesel olmayan kanallarda taşınım katsayıları köşelerde sıfıra yaklaşır. Bu katsayılar çeper boyunca farklı değerler alırlar (Incropera ve Dewitt, 2001). Bu yüzden deneysel ölçümlerin buharlaştırma soğutucunun cidarına yakın bölgelerden alınması hatalı ölçümlere açabilir. Deneysel düzenekte kullanılan ölçüm elemanları bu durum göz önüne alınarak sistemin iç bölgesine doğru yerleştirilmiştir.

Serpantin boru dizileri saptırmalı olarak (üçgen dizilim) oluşturulmuştur. Şekil 3.4.’ de boru dizilerindeki ölçüler ve saptırma şekli verilmiştir. Şekil 3.4.’ de gösterilen ölçüler  $S_d = 50$  mm,  $S_y = 45$  mm ve  $D_s = 19$  mm dir. Dizilerdeki boruların boyu 800 mm’ dir. Serpantin boruları demir esastır.



Şekil 3.4. Boru dizilimi ve ölçüler.

Sistemdeki su püskürtücüleri, dolu koni püskürtme özelliğine sahip püskürtücülerdir. Boru dizilerinin homojen ıslanmasını sağlayabilmek amacıyla 4 adet su püskürtücü kullanılmıştır. Su püskürtücülerinin püskürtme biçimleri ve yerleştirilme biçimleri şekil 3.5.' de gösterilmiştir. Şekil 3.5.' de gösterilen siyah noktalar su püskürtücülerini göstermektedir. Soğutucu kesiti dört eşit alana bölünmüş ve her alan merkezine su püskürtücüleri gelecek şekilde bağlantı yapılmıştır. Soğutucuya giren su şekil 3.4.' de gösterildiği gibi iki kola ayrılmıştır. Her kol iki adet su püskürtücüsünü beslemektedir. Böylelikle her bir su püskürtücüsünden eşit su debisi sağlanmıştır.



Şekil 3.5. Su püskürtücüleri ve su püskürtücülerin yerleşim biçimi.

### 3.2. Metot

Çalışma bölgesinden elde edilen deneysel verilerin değerlendirilmesinde izlenen yöntemler, bu çalışmanın metodunu oluşturmaktadır.

Deneysel sonuçlar, matematiksel model yardımıyla değerlendirilmiştir. Matematiksel modelin belirli kabuller yardımıyla çözümlenmesi sonucunda ısı transferi katsayıları ve kütle transferi katsayıları elde edilmiştir. Matematiksel modelin çözümü için bir bilgisayar programından faydalanılmıştır.

#### 3.2.1. Damla Çapının Belirlenmesi

Çalışma bölgesindeki su akışı damla formundadır ve ilk hızları yaklaşık olarak sıfırdır. Damlalar borulardan düşerken ilk hızlarının olmaması ve yerçekimi kuvveti sebeplerinden dolayı hız kazanırlar. Damlaların ısı transferi ve kütle transferi açısından limit hıza ulaşip ulaşmadıkları önem arz eder. Bu sebeple limit hız analizi yapabilmek için damla çaplarının ortalama olarak bilinmesi gerekir. Damla çaplarının tespiti için 3.000.000 piksel çözünürlüklü dijital bir fotoğraf makinesi kullanılmıştır. Bu yüksek çözünürlük, elde edilen fotoğraflardaki damlaların çaplarının hassas olarak tespit edilmesine imkan sağlamıştır. Çalışma esnasında değişik su debilerinde fotoğraflar alınmıştır. Bu fotoğraflar bilgisayar ortamında AutoCad programı ile analiz edilmiştir. Fotoğrafların bilgisayarda büyütülmesi ve küçültülmesi gerektiğinden dolayı bir ölçekten yararlanılmıştır. Bu ölçek ve örnek bir ölçüm şekil 3.6. görülmektedir.

AutoCad programı ile yapılan analizler sonucu elde edilen damla çaplarının, su debisi ile çok değişmediği gözlemlenmiştir. Her deney için belirlenen damla çaplarının aritmetik ortalaması alınarak, ortalama başlangıç damla çapı değeri elde edilmiştir. Yaklaşık olarak, çalışmalar esnasında gözlemlenen başlangıç damla çapı 6,9 mm' dir. Burada başlangıç damla çapı terimi kullanılmıştır. Çünkü, yüksek hava hızı sebebi ile, damlanın hareketi esnasında parçalanarak ufak çaplı yeni damlaların

oluşması söz konusudur. Dolayısıyla damlanın hareketi süresinde değişik çaplarda damlalar oluşabileceğinden, başlangıç damla çapı terimi kullanılmıştır.

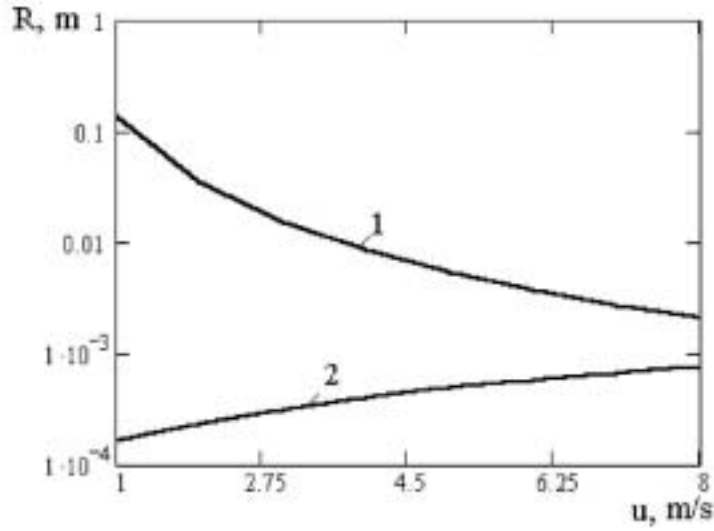
Deneyle üç farklı hava hızı değerinde yapılmıştır. 2 m/s hız değerinde damla çapı, şekil 3.7.' de verilen grafiklere göre damlanın parçalanmasının olmaması veya az bir oranda gerçekleşmesi sebebi ile sabit kabul edilebilir. Fakat 2,5 m/s ve 3 m/s hava hızı değerlerinde damlaların parçalanması ile ufak çaplı yeni damlaların oluşumu artabilir. Bu sebeple yüksek hava hızı ile yapılan deneylerde damla çapı değişkendir.

Yüksek hava hızı değerlerinde, serpantin boruları çıkışında damlaların ilk oluştuğu andaki çapları yine yaklaşık 6,9 mm olarak ölçülmüştür. Dolayısıyla başlangıç damla çapı değeri sabit kabul edilebilir.



Şekil 3.6. Bilgisayar yardımıyla damla çapı ölçümü ve kullanılan ölçek.

Belirtilen bu çap, şekil 3.6.' da görüldüğü gibi incelenen bölgenin üst kısımlarından elde edilmiştir. Çünkü, su damlalarının incelenen bölge içinde parçalanma ihtimalleri söz konusudur. Su damlaları parçalanarak daha küçük çaplı birkaç damla oluşturabilirler. Özellikle bu çalışmada, hava hızı 2,5 m/s değerinin üzerine çıktığında, su damlalarının parçalanma durumu görülmeye başlanmaktadır. Bu durum Fisenko vd. (2004) tarafından şekil 3.7.' de görülen grafik ile özetlenmiştir.



Şekil 3.7. Hava hızı değerine göre damlaların parçalanması ve sürüklenmesi için gereken minimum damla çapı değerleri (Fisenko vd., 2004).

Şekil 3.7.' de verilen grafik incelendiğinde 1 ve 2 ile gösterilen iki adet eğri görülür. Belirli bir hava hızı değerinde, buharlaştırıcı soğutucu içindeki damla çapı 1 nolu eğrinin üzerinde bir değerde ise damla parçalanır. Eğer damla çapı 2 nolu 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.

Şekil 3.7.' de verilen grafik incelendiğinde, 6,9 mm çapındaki damlaların, 2,5 m/s değerinden sonra parçalanacakları görülür. Bu durum, ısı transferinin ve kütle transferinin gerçekleştiği yüzey alanının artmasını sağlar.

Damlaların parçalanması durumunun deneysel çalışmalar esnasında gözlemlenmesi ve oluşan ufak çaplı damlaların çaplarının belirlenmesi oldukça zahmetli bir çalışmadır. Ayrıca su damlalarının tüm hareketleri boyunca birden çok yüksek çözünürlüklü kamera gerektirmektedir. Bu sebeple damlaların parçalanması olayının fotoğrafı çekilememiştir.

### 3.2.2. Damla İçin Limit Hız Analizi

Çalışma bölgesinde oluşan damlaların hızlarını ölçmek oldukça zor bir durumdur. Çok yüksek çözünürlüklü ve hızlı kayıt yapan kamera sistemlerine ihtiyaç duyulur. Bu çalışmada damlaların hızlarının hangi seviyelerde olduğu konusundan daha çok limit hıza ulaşma durumları dikkate alınmıştır. Damlalar limit hıza ulaşana kadar, hava ile su arasındaki ısı transferi katsayıları ve kütle transferi katsayıları değişir. Limit hıza ulaşma durumunda, bu katsayıların akış hızı sebebi ile değişimi söz konusu değildir. Eğer damlaların düşme mesafeleri boyunca limit hız oluşmuyorsa, ortalama ısı transferi katsayısı ve ortalama kütle transferi katsayısı kabulü yapılmalıdır.

Serbest olarak düşen bir su damlasına aksi yönde bir hava akışı olduğu durumlarda hava, su damlasına yukarı yönlü sürüklenme ve kaldırma kuvvetleri uygular. Bu kuvvetlere ters yönde etki eden damlanın ağırlık kuvveti vardır. Bu kuvvetler aşağıdaki gibi yazılabilir (Mercker, 1983) :

$$F_{\uparrow} = \rho_h g \frac{\pi d_0^3}{6} + \rho_h A_d C_D \frac{(u_d + |u_h|^2)}{2} \quad (3.1)$$

$$F_{\downarrow} = \rho_s g \frac{\pi d_0^3}{6} \quad (3.2)$$

Damla limit hıza ulaştığında (3.1) ve (3.2) ifadelerinde verilen kuvvetler birbirlerine eşit olurlar. Bu durumda limit hız (3.3) ifadesi ile hesaplanır :

$$u_L = \left( \frac{g(\rho_s - \rho_h)\pi d_0^3}{3\rho_h C_D A_d} \right)^{1/2} \quad (3.3)$$

Hava hızının olmadığı bir ortamda, serbest düşme yapan bir su damlasının su havuzuna ulaştığındaki hızı, su damlasının, düşme yönüne aksi yönde bir hava

akışının olduğu durumlardaki hız değerinden daha yüksek olacaktır. Hava akışının olmadığı yani havanın durgun olduğu durumda hava tarafından su damlasına uygulanan sürüklenme ve kaldırma kuvvetleri ihmal edilebilir büyüklüklerdir. İlk hızı olmayan bir su damlasının hızı bu şartlar altında (3.4) ifadesi ile hesaplanır. Bu durumda damla 1 saniye sonra 9,81m/s hıza ve 2 saniye sonunda ise 19,62 m/s hıza ulaşacaktır.

$$u_d = g t \quad (3.4)$$

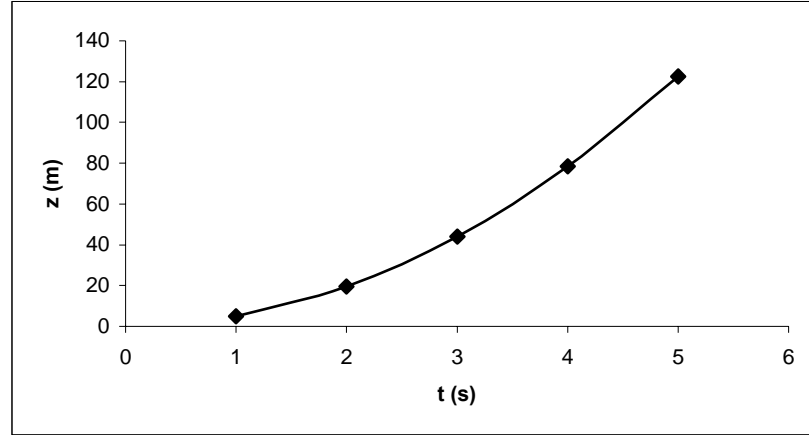
Su damlasının durgun hava içinde serbest düşmesi sırasında limit hız değerine ulaşmaya kadar hızlanır. Bu sebeple su damlasının aldığı yolu bulabilmek için (3.5) nolu ifade kullanılır;

$$z = \frac{1}{2} g t^2 \quad (3.5)$$

Bu durumda su damlasının zamana göre aldığı yol şekil 3.8.' de gösterilmiştir. Şekil 3.8.' den görüldüğü gibi su damlası, belirtilen şartlar altında 1 saniye sonra 4,9 m yol almaktadır ve bu anda hızı yaklaşık 9,81 m/s dir. Bu çalışmanın materyalini oluşturan bölgenin yüksekliği ise maksimum 0,5 m, bu mesafe sonunda damla hızı 3,17 m/s ve damlanın bölgede kalış süresi 0,32 saniyedir. Havanın durgun olmadığı yani hava direncinin ihmal edilmeyeceği durumda, 0,5 m sonra damlanın hızı, hava direncinin ihmal edilebilir büyüklükte olduğu durumda elde edilen damla hızından düşük bir değerde olacaktır. Bu hızı hesaplamak zor bir işlemdir. Bu sebeple, su damlasının durgun hava içinde düşmesi esnasında oluşan hız, havanın durgun olmadığı durumdaki limit hız değeri ile karşılaştırılmıştır. Deneyler esnasında damlaların düşme yüksekliği boyunca, damlanın durgun havaya maruz olduğu durumda oluşacak hızı, havanın durgun olmadığı durumdaki damla limit hız değerine ulaşamıyorsa, deneyler esnasında oluşan damlalar da limit hıza ulaşamazlar demektir. Bu yolla su damlasının limit hıza ulaşip ulaşamayacağı konusunda bir yargıya varılmıştır. Su damlalarının limit hıza ulaşma durumlarını değerlendirmek amacıyla bir bilgisayar programından faydalanılmıştır.



(3.3) nolu ifade ile verilen terminal hız hesabında bilinmeyen bir büyüklük sürüklenme katsayısı  $C_D$  değeridir. Bu değer Reynolds sayısının fonksiyonu olarak literatürde grafikler halinde verilmiştir (Aydın, 1989). Deneysel çalışma esnasında sağlanan hava hızı değeri ile küresel bir cisme uygulanan  $C_D$  değeri yaklaşık 0,35 ila 0,7 değerleri arasında değişim göstermektedir.



Şekil 3.8. İlk hızı olmayan bir damlanın sürtünmesiz bir ortamda yerçekimi ivmesi etkisi altında aldığı yol.

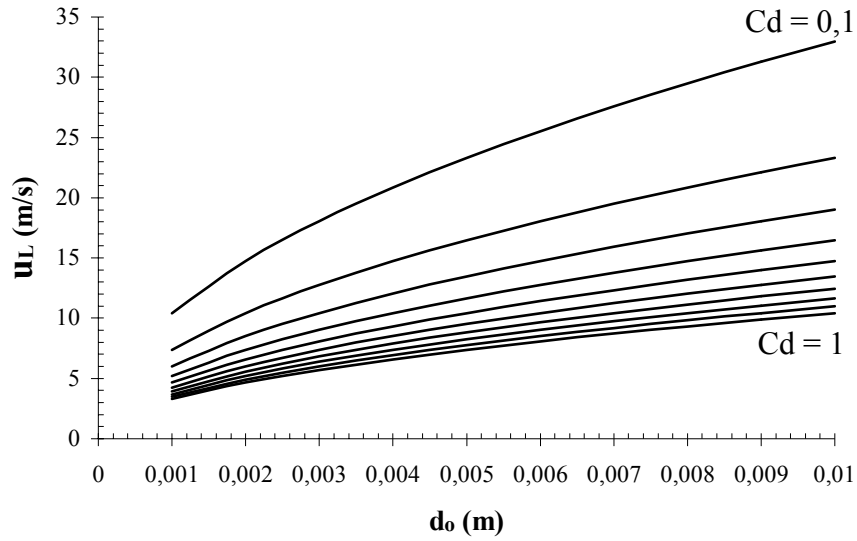
Şekil 3.9.' da gösterilen grafik  $C_D$  değerinin 0,1 – 1 arasındaki değerleri için ortalama damla çapına göre su damlasının limit hız değerini vermektedir. Bu grafik çiziminde Reynolds sayısının hesaplanması gerekmektedir. Reynolds sayısının hesaplanabilmesi için ortalama bir bağıl damla hızı değeri gerekmektedir. Bu damla hızı değeri;

$$u_{d,ort} = |u_h| + \frac{(u_{d,g} - u_{d,\phi})}{2} \quad (3.6)$$

ifadesi ile hesaplanmıştır. Şekil 3.9.' da gösterilen grafik  $u_{d,ort} = 5$  m/s değeri için oluşturulmuştur.

Şekil 3.9.' da görülen eğriler  $C_D = 0,1$   $C_D = 1$  değerleri arasında değişmektedir. Bu durumda 6,9 mm çapındaki bir damla için  $C_D = 1$  değerinde  $u_L = 8,5$  m/s ve  $C_D = 0,1$

değerinde  $u_L = 27$  m/s olarak grafikten okunabilir. Bu minimum ve maksimum değerler, deneysel çalışmaların yapıldığı 0,5 m lik mesafe içerisinde 6,9 mm çapa sahip su damlasının ulaşamayacağı değerlerdir. Bu sebeple su damlası limit hız değerine ulaşmadan su havuzuna ulaşmaktadır. Dolayısıyla çalışmaların yapıldığı bölgede, ısı transferi katsayıları ve kütle transfer katsayıları ortalama katsayılar olarak kabul edilmiştir.



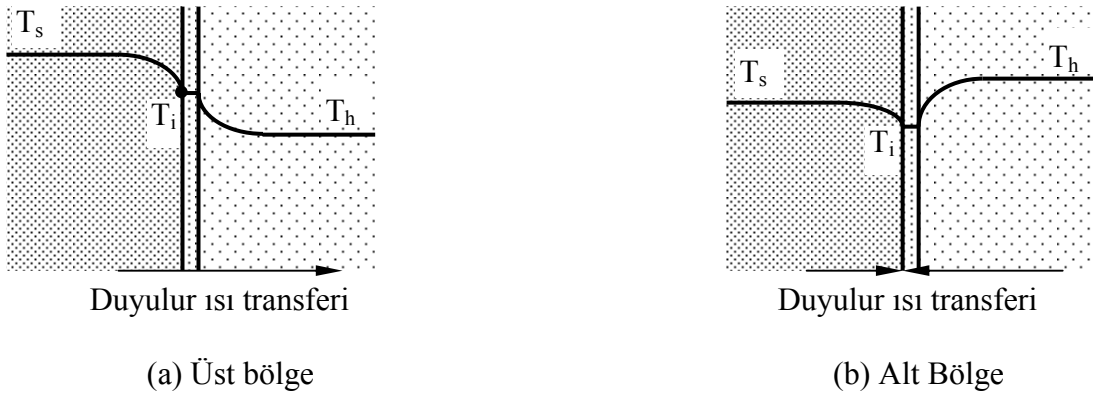
Şekil 3.9.  $C_D$  ve ortalama damla çapına göre su damlasının limit hız grafiği.

2,5 m/s ve 3 m/s hava hızı değerlerinde görülen damla parçalanması sebebi ile 6,9 mm den ufak çaplı damlaların limit hıza ulaşmaları daha kolaydır. Fakat 6,9 mm çaplı bir damlanın hareketi esnasında parçalanması ve bu yolla oluşan daha ufak çaplı damlaların limit hıza ulaşabilmeleri için 0,5 m (maksimum çalışma bölgesi yüksekliği) değerinden daha fazla bir mesafe gerekmektedir. Transfer katsayılarının ortalama katsayılar olarak kabul edilmesi tüm deneylerde geçerli olacaktır.

### 3.2.3. Su ve Hava Arasındaki Isı Transferi ve Kütle Transferi İçin Model

Su damlaları ve hava arasındaki ısı transferi ve kütle transferi eşzamanlı olaylardır. Ayrıca bu iki akış arasında oluşan toplam ısı transferi iki kısımdan oluşmaktadır. Bunlar duyulur ısı transferi ve gizli ısı transferidir. Su damlaları ve hava arasındaki sıcaklık farkı sebebi ile duyulur ısı transferi gerçekleşmektedir. Su damlaları yüzeyi üzerinde oluşan ve arayüzey olarak tanımlanan bölgede nem açısından doygun bir hava katmanı oluşur. Buradaki su buharının kısmi basıncı, serbest hava akımı içerisindeki su buharının kısmi buhar basıncından büyüktür. Bu durumda kütle transferi olayı gerçekleşir. Böylelikle su damlasından buharlaşarak havaya transfer olan su buharı sebebi ile gizli ısı transferi oluşur. Buharlaştırılmalı soğutucular ve soğutma kuleleri gibi buharlaştırılmalı sistemlerde, toplam ısı transferi içerisinde gizli ısı transferi duyulur ısı transferinden daha çok paya sahiptir. 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 düşük değerlere inebilmektedir. Bu durumda duyulur ısı transferi yön değiştirerek havadan suya doğru gerçekleşmektedir. Bu olay havanın sisteme girdiği alt bölgede görülür. Gizli ısı transferi sebebi ile sudan çekilen ısı su sıcaklığını düşürmektedir. Hava nem açısından doygun hale ulaşmadıkça gizli ısı transferi durmaz. Bu sebeple, bazı bölgelerde su sıcaklığı hava sıcaklığının altına inebilir. Bu tür sistemlerde elde edilebilecek en düşük su sıcaklığı, sisteme giren havanın yaş termometre sıcaklığından daha düşük olamaz.

Bayboz (1996), buharlaştırılmalı soğutucularda su ile hava arasındaki ısı transferi etkileşiminin, sistemin üst bölgesinde ve sistemin alt bölgesinde değişik yönlerde olabileceğini vurgulamıştır. Buharlaştırılmalı soğutucunun üst bölgesinde, püskürtülen su sıcaklığı havanın kuru termometre sıcaklığından yüksektir. Duyulur ısı transferi sudan havaya doğru gerçekleşmektedir. Buharlaştırılmalı soğutucunun alt bölgesinde ise su sıcaklığı havanın kuru termometre sıcaklığından düşük değerlere gelebilir. Bu durumda duyulur ısı transferinin yönü değişir. Bu iki durum şekil 3.10.' da şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Buharlaştırmalı soğutucuların üst ve alt bölümlerinde duyulur ısı transferi.

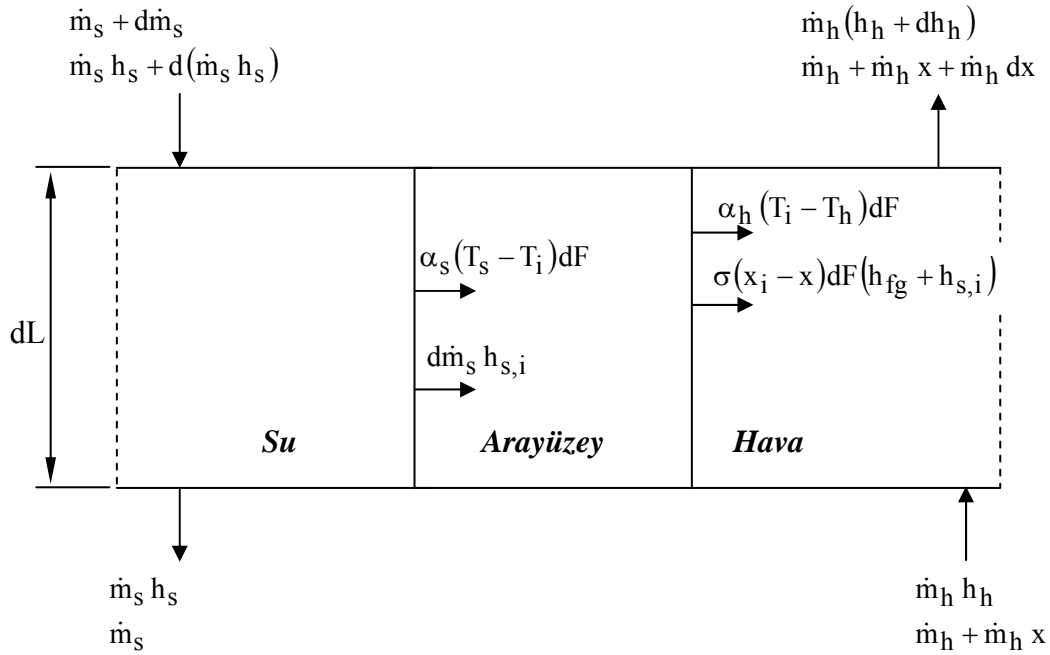
Buharlaştırmalı soğutucuların üst bölgesinde, şekil 3.9.a.' da görüldüğü gibi duyulur ısı transferi sudan arayüze ve arayüzeyden havaya doğru gerçekleşir. Buharlaştırmalı soğutucuların alt bölgesinde ise su içindeki sıcaklık gradyanı yönü değişmez. Fakat hava içerisindeki sıcaklık gradyanı yönü sistemin üst bölgesindeki durumun tam tersi yönündedir. Ara yüzey sıcaklığı buharlaşma sebebi ile ortalama su sıcaklığından daha düşük değerdedir. Ortalama su sıcaklığı değeri ise havanın yaş termometre sıcaklığından yüksek fakat kuru termometre sıcaklığından daha düşüktür. Bu durumda arayüzey sıcaklığı  $T_i$  hem su sıcaklığından hem de havanın kuru termometre sıcaklığından daha düşüktür. Dolayısıyla şekil 3.9.b.' de gösterildiği gibi havadan arayüze doğru bir duyulur ısı transferi ve sudan da arayüze doğru bir duyulur ısı transferi söz konusudur. Arayüzey olarak tanımlanan bölge gerçekte çok ince bir tabakadır. Dolayısıyla arayüzey içinde oluşan ve şekil 3.9.a.' ve şekil 3.9.b.' de görülen sıcaklık gradyanı ihmal edilebilir bir durumdur. Buharlaştırmalı soğutucuların alt bölgesinde şekil 3.9.b.' de gösterilen durumun oluşması su debisi/hava debisi oranına bağlı bir durumdur. Bu oran azaldıkça şekil 3.9.b.' de gösterilen durum sistem içerisinde daha erken görülmeye başlar. Khan vd. (2003), bu durumu grafikler yardımıyla açıklamışlardır ve bu çalışma Kaynak Özetleri bölümünde verilmiştir.

Su damlaları ve hava arasındaki ısı transferi ve kütle transferi olayının matematiksel olarak modellenmesi açısından bazı kabuller yapılmıştır. Bunlar aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- ✓ İncelenen bölge boyunca ısı transferi ve kütle transferi katsayıları ortalama katsayılar olarak alınmıştır.
- ✓ Sistem sürekli rejimdedir.
- ✓ Kule duvarlarından atmosfere olan ısı transferi ihmal edilebilir bir büyüklüktür.
- ✓ Isı transferi ve kütle transferi yalnızca akışlara dik doğrultuda gerçekleşmektedir.
- ✓ Çalışma bölgesinin her seviyesinde üniform sıcaklık dağılımı vardır.
- ✓ Suyun özgül ısı ve havanın özgül ısısının sıcaklıkla değişimi ihmal edilmiştir.
- ✓ Isı transferi ve kütle transferi aynı arayüzey alanında gerçekleşmektedir.

Literatürde yapılan çalışmaların büyük bir kısmında, su ile hava arasındaki ısı transferi ve kütle transferi olayının çözümlenebilmesi için çok daha fazla kabul yapılmıştır. Bu kabuller önemli hatalara sebep olabilecek nitelik arz ederler. Bunlara örnek olarak Lewis sayısının  $Le = 1$  olarak alınması, su ile hava arasındaki arayüzey 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 kullanılması gibi örnekler verilebilir. Bu çalışmada bu ve buna benzer birçok kabul, matematiksel model içerisinde ve çözüm metodunda kullanılmamıştır. Belirtilen bu kabuller içerisinde suyun buharlaşması ile su debisindeki değişim Mohiuddin ve Kant (1996, Part II) tarafından verilmiştir. Bu araştırmacılar her  $5,56 \text{ }^\circ\text{C}$  su sıcaklığındaki azalmanın, su debisini % 1 azaltacağını vurgulamışlardır. Dolayısıyla bu kabulün etkisinin az olduğu belirtilmiştir.

Çalışma bölgesinde, su damlaları ile hava arasındaki ısı transferi ve kütle transferi şekil 3.11.' de gösterilen (su+arayüzey+hava) kontrol hacimleri yardımıyla açıklanabilir.



Şekil 3.11. Su ile hava arasındaki ısı transferinin ve kütle transferinin (su+arayüzey+hava) kontrol hacimlerdeki gösterimi.

Şekil 3.11. de gösterilen (su+arayüzey+hava) kontrol hacminde kütle denge denklemini yazılırsa;

$$d\dot{m}_s = \dot{m}_h dx \quad (3.7)$$

ifadesi elde edilir. Buharlaşan su kütlesi aynı zamanda

$$d\dot{m}_s = \sigma(x_i - x)dF \quad (3.8)$$

şeklinde ifade edilir. (3.7) ve (3.8) ifadelerinden,

$$\dot{m}_h dx = \sigma(x_i - x)dF \quad (3.9)$$

elde edilir. Burada  $x_i$ , ara yüzeydeki havanın  $T_i$  sıcaklığındaki doyma özgül nem değeridir ve denklem (3.10) ve (3.11) yardımıyla hesaplanabilir (Kunduz, 1992).

$$x_i = 0.622 \frac{P_d}{P - P_d} \quad (3.10)$$

$$P_d = 10^{\left( \frac{7.5 T_i}{237.5 + T_i} + 2.7859 \right)} \quad (3.11)$$

(3.11) ifadesi arayüzey sıcaklığındaki su buharının doyma basıncını veren ifadedir (Ballica, 1982).

(3.8) nolu ifade de ve şekil 3.10.'daki (su+arayüzey+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;

$$F = A L a \quad (3.12)$$

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

$$dF = a dL \quad (3.13)$$

Şekil 3.10.'da ki (su+arayüzey+hava) kontrol hacminde, kararlı hal enerji denge denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\dot{m}_s h_s + d(\dot{m}_s h_s) - \dot{m}_s h_s = \dot{m}_h (h_h + dh_h) - \dot{m}_h h_h \quad (3.14)$$

Bu ifade düzenlenirse,

$$\dot{m}_s dh_s + d\dot{m}_s h_s = \dot{m}_h dh_h \quad (3.15)$$

ifadesi elde edilir.

Şekil 3.10.' da görülen (arayüzey+hava) kontrol hacmi için enerji denge denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\dot{m}_h dh_h = [\alpha_h (T_i - T_h) + \sigma(x_i - x)(h_{fg} + h_{s,i})]dF \quad (3.16)$$

Bu eşitlikteki  $h_{fg}$  suyun  $T_i$  sıcaklığındaki buharlaşma entalpisidir ve (3.17) ifadesi ile hesaplanır.

$$h_{fg} = h_{fg,0} - (c_s - c_{p,b})T_i \quad (3.17)$$

(3.16) ifadesindeki  $h_{fg} + h_{s,i} = h_{g,i}$  ' dir. Bu durum gizli ısı transferi ifadesinde sadece  $h_{fg}$  teriminin kullanılmasından kaynaklanan ve literatürde en çok yapılan bu hatanın etkisinin azaltılması açısından önemlidir.

(3.16) ifadesi (3.15) ifadesine yerleştirilirse;

$$\dot{m}_s dh_s = [\alpha_h (T_i - T_h) + \sigma(x_i - x)(h_{fg} + h_{s,i} - h_s)]dF \quad (3.18)$$

ifadesi elde edilir.

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

$$\dot{m}_h dh_h = [\sigma(x_i - x)h_{s,i} + \alpha_s (T_s - T_i)]dF \quad (3.19)$$

(3.16) ve (3.19) denklemleri yardımıyla;

$$\alpha_s (T_s - T_i) = \sigma(x_i - x) h_{fg} + \alpha_h (T_i - T_h) \quad (3.20)$$



ifadesi elde edilir.

(3.16) ve (3.9) ifadeleri birlikte düzenlenirse (3.21) nolu ifade elde edilir.

$$\frac{dh_h}{dx} = \frac{\alpha_s(T_i - T_h)}{\sigma(x_i - x)} + h_{fg} + h_{s,i} \quad (3.21)$$

$h_h$  terimi nemli havanın entalpisini ifade etmektedir. Nemli havanın entalpisini,

$$h_h = c_p T_h + x h_{fg,0} \quad (3.22)$$

eşitliği ile hesaplanır. (3.22) ifadesinin türevi alınarak,

$$dh_h = c_p dT_h + h_{fg,0} dx \quad (3.23)$$

ifadesi elde edilir.

Bu eşitlikteki  $c_p$  nemli havanın sabit basınçtaki özgül ısısı olup (3.24) eşitliği ile hesaplanır.

$$c_p = c_{p,h} + c_{p,b} x \quad (3.24)$$

(3.23), (3.8) ve (3.21) ifadeleri tekrar düzenlenirse (3.25) eşitliği elde edilir.

$$dT_h = \frac{(T_i - T_h)}{m_h c_p} [\alpha_h + \sigma(x_i - x)c_b] \quad (3.25)$$

Su ile hava arasında gerçekleşen eş zamanlı ısı transferi ve kütle transferi problemlerinde boyutsuz bir büyüklük olan Lewis sayısı tanımı kullanılır. Bosnjakovic (1965), bu boyutsuz sayıyı;

$$Le = \frac{\sigma c_p}{\alpha_h} \quad (3.26)$$

eşitliği şeklinde tanımlamıştır. (3.8), (3.9), (3.18) ve (3.25) ifadelerinde diferansiyellerin dL terimine göre değişimleri Le sayısı tanımı ile,

$$\frac{d\dot{m}_s}{dL} = \frac{\alpha_h a Le}{c_p} (x_i - x) \quad (3.27)$$

$$\frac{dx}{dL} = \frac{\alpha_h a Le}{c_p G_h} (x_i - x) \quad (3.28)$$

$$\frac{dT_s}{dL} = \frac{1}{G_s c_s} \left[ \alpha_h a (T_i - T_h) + \frac{\alpha_h a}{c_p} Le (x_i - x) (h_{fg} + h_{s,i} - h_s) \right] \quad (3.29)$$

$$\frac{dT_h}{dL} = \frac{\alpha_h a Le (T_i - T_h)}{c_p G_h} \left[ \frac{1}{Le} + \frac{c_{p,b}}{c_p} (x_i - x) \right] \quad (3.30)$$

denklemleri elde edilir. (3.27), (3.28), (3.29) ve (3.30) denklemleri, şekil 3.10.' da gösterilen diferansiyel kontrol hacminde dL mesafesi boyunca, sırasıyla buharlaşan su kütlesi sebebi ile su debisindeki değişimi, serbest hava akımının özgül nem değerinin değişimini, su sıcaklığının değişimini ve hava sıcaklığının değişimini ifade etmektedir.

(3.27), (3.28), (3.29) ve (3.30) denklemlerinin çözümlenebilmesi için arayüzey sıcaklığı  $T_i$  değerinin bilinmesi gerekir.

### 3.2.4. Arayüzey Sıcaklığı $T_i$ Değerinin Belirlenmesi

Su ile hava arasında gerçekleşen ısı transferi ve kütle transferi modelleri için arayüzey sıcaklığı  $T_i$  değerinin tespiti ile ilgili olarak birçok yaklaşım vardır. Bu

yaklaşımlar değişik araştırmacılar tarafından birçok çalışmada kullanılmıştır. Bu yaklaşımlar řu şekilde özetlenebilir;

- ✓  $T_i = T_s$  olarak kabul edilir
- ✓  $T_i = (T_h + T_s) / 2$  olarak kabul edilir
- ✓  $T_i = T_s - 0,5$  olarak kabul edilir
- ✓  $T_i = T_{h,yt}$  olarak kabul edilir ( $T_{h,yt}$  : Havanın yaş termometre sıcaklığı olarak tanımlanır).

Literatürdeki çalışmaların büyük bir bölümü arayüzey sıcaklığını,

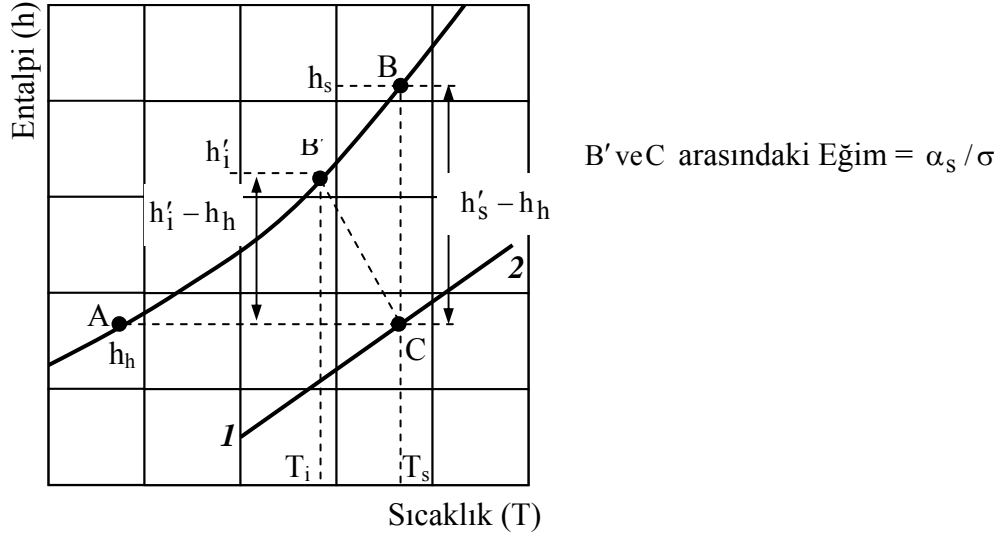
$$T_i = \left( \frac{T_h + T_s}{2} \right) \quad (3.31)$$

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

Literatürdeki bazı çalışmalarda ise arayüzey sıcaklığı grafik yöntem yardımıyla hesaplanmıştır. Bu yöntemde entalpi – sıcaklık diyagramından arayüzey entalpisi tespit edilir. Bulunan entalpi değerine göre arayüzey sıcaklığı  $T_i$  elde edilir. Bu metot şekil 3.11.' de şematik olarak gösterilmiştir.

şekil 3.11.' de görölen 1 – 2 arasındaki doğru kule boyunca su sıcaklığının değişimini göstermektedir. Bu doğru boyunca herhangi bir noktadaki arayüzey sıcaklığı değerini tespit edebilmek için  $\alpha_s / \sigma$  oranının bilinmesi gerekir. Bu oran B' ile C noktası arasındaki doğrunun eğimidir. Bu eğim ile çizilen doğrunun doyma eğrisini kestiği nokta B' noktasıdır. Bu noktanın değerleri arayüzey olarak tanımlanan bölgeye aittir. Bu yöntem sistem içerisindeki ısı transferi katsayılarının ve kütle transferi katsayısının bilindiği veya kabul edildiği durumlarda sık olarak kullanılan

bir yöntemdir. Bu yöntem ile yapılan çalışmalarda arayüzey sıcaklığı değerinden çok arayüzey entalpisi değeri kullanılır. Çözüm için oluşturulan metotlarda şekil 3.11.' de gösterilen  $h'_s - h_h$  ve  $h'_i - h_h$  entalpi potansiyelleri kullanılmaktadır.



Şekil 3.11. Arayüzey sıcaklığının grafik olarak tespit edilmesi (Ashrae, 1996).

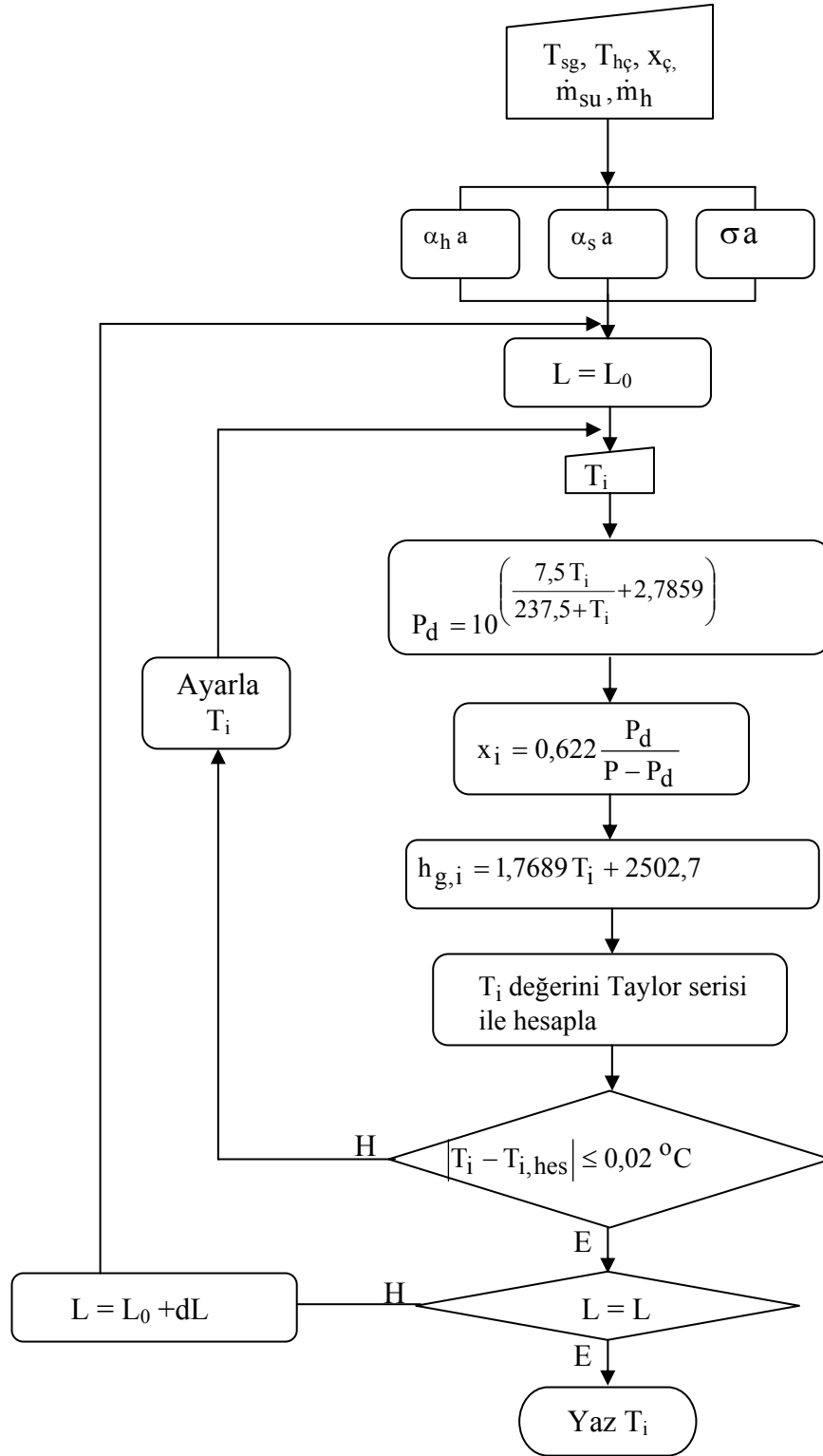
Bu çalışmada, arayüzey sıcaklığı değerini tespit edebilmek için (Kunduz, 1992) tarafından önerilen bir yöntem kullanılmıştır. (3.20) nolu denklem tekrar düzenlenmiş ve (3.32) nolu ifade elde edilmiştir.

$$\alpha_s(T_s - T_i) - \sigma(x_i - x) h_{fg} - \alpha_h(T_i - T_h) = 0 \quad (3.32)$$

(3.32) nolu denklem, arayüzey sıcaklığı  $T_i$  civarında Taylor serisine açılmış ve bu serinin ilk iki terimi alınmıştır. Bu durumda  $T_i$  sıcaklığı  $x$ ,  $T_s$  ve  $T_h$  değerlerine bağlı olarak hesaplanabilir.  $x_i$  değeri arayüzey sıcaklığındaki doymuş hava katmanındaki özgül nem değeridir ve arayüzey sıcaklığına bağlı olarak (3.10) nolu ifade ile hesaplanır. Arayüzey sıcaklığının Taylor serisi yardımıyla hesaplanmasında elde edilmiş ilk iki terimli açılım (3.22) ifadesinde verilmiştir. İlk iki terim sonrası ifadelerin üs değerleri büyük olduğundan etkileri ihmal edilebilir (Hacısalıhoğlu, 1988).

$$f(T_i) = f(T_{i,tah}) + f'(T_{i,tah})(T_i - T_{i,tah}) \quad (3.33)$$

Burada gösterilen  $T_{i,tah}$  tahmin edilen arayüzey sıcaklığıdır. Arayüzey sıcaklığının tespit edilmesi için (3.33) nolu ifade ile verilen yöntem (3.32) ifadesine uygulanır. Bu işlem sonucunda arayüzey sıcaklığı tahmin edilir. Tahmin edilen arayüzey sıcaklığı yardımıyla (3.33) nolu ifade de gösterilen  $T_i$  değeri hesaplanır. Eğer tahmin edilen arayüzey sıcaklığı ile hesaplanan değer arasındaki fark varsa tahmin edilen arayüzey sıcaklığı değiştirilir. Bu işlem, iki değer arasındaki fark uygun bir değere düşüne kadar tekrarlanır. Arayüzey sıcaklığının hesaplanabilmesi için bir bilgisayar programı yazılmıştır. Bu program ısı transferi katsayıları ve kütle transferi katsayısı değerlerinin hesaplandığı başka bir bilgisayar programı altında çalışmaktadır. Elde edilen arayüzey sıcaklıkları ısı transferi katsayıları ve kütle transferi katsayısı değerlerinin hesaplanmasında kullanılmaktadır. Tahmini arayüzey sıcaklığı ile hesaplanan arayüzey sıcaklığı değeri arasındaki fark  $T_{i,tah} - T_{i,hes} \leq 0,02 \text{ } ^\circ\text{C}$  şartı sağlanana kadar program çalışmaktadır.



Şekil 3.12. Arayüzey sıcaklığı  $T_i$  değerinin hesaplanmasında kullanılan programın akış şeması

### 3.2.5. İncelenen Bölgedeki Hava Akışı

Bu bölümde buharlaştırmalı soğutucuların ısı değiştiricileri boruları ile hava giriş açıklıkları arasında kalan bölgedeki hava akışı incelenmiştir. Bu bölgede hava akımı sisteme girerken yukarıya doğru yönlenmektedir. Yön değiştiren bu akışın sistem içinde tam gelişmiş hale gelmesi için belirli bir mesafe gerekir. Bu değerin bulunabilmesi için öncelikle akışın formu tespit edilmelidir. Buharlaştırmalı soğutucu içindeki hava akışının Re sayısının bulunabilmesi için hidrolik çap ifadesinden

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (3.34)$$

faydalanılır. Sistem ebatları 80 cm x 80 cm olduğundan dolayı hidrolik çap yine 80 cm olarak elde edilir.

Sistem içindeki akışın Re sayısı değerinin incelenebilmesi için su damlalarının hava akışı üzerine olan etkisinin ihmal edilebileceği Milosavljevic ve Heikkila (2001) tarafından belirtilmiştir. Sonuç olarak yapılan hesaplamalar akışın türbülans formunda olduğunu göstermektedir. Türbülanslı akışın tam gelişmiş hale ulaşabilmesi için (3.33) ifadesinde verilen şart sağlanmalıdır;

$$\left( \frac{X_t}{D_h} \right)_{\text{türbülans}} = 10 \quad (3.35)$$

Deneysel sonuçların alındığı buharlaştırmalı soğutucu için  $D_h = 0,8$  m olduğu dikkate alınırsa, bu bölgedeki akış formunun tam gelişmemiş türbülans olduğu görülür.

### 3.2.6. Çözüm Metodu

(3.27), (3.28), (3.29) ve (3.30) denklemleri lineer olmayan denklemler olduklarından dolayı doğrudan integrasyonları alınamaz. Bu sebeple başka çözüm metotları

kullanılmak zorundadır. Literatürdeki çalışmalarda adım adım integrasyon metodu veya Runge – Kutta metodu gibi iki farklı metot kullanılmaktadır. Adım adım integrasyon metodu hassasiyeti az bir yöntemdir. Bu yöntemde su ve hava arasında ısı transferinin ve kütle transferinin gerçekleştiği yükseklik (L) belirli sayıda bölgeye ayrılır. Bu yöntemin uygulanabilmesi için sisteme giren su sıcaklığı ve sistemden çıkan su sıcaklığı ile sisteme giren havanın yaş termometre sıcaklığı değerlerinin bilinmesi gerekir (Stoecker, 1984). Adım adım integrasyon metodu Merkel teoremi olarak bilinen çözüm yaklaşımıyla kullanılır. Merkel tarafından yapılan kabuller, adım adım integrasyon işlemlerinin yapılmasını basitleştirir.

Buharlaştırılmalı yoğuşturucu ve soğutma kulesi gibi sistemler için geliştirilen modellerde elde edilen denklemlerin çözümü için Runge – Kutta metodu olarak bilinen çözüm metodu sıklıkla kullanılır. Bu yöntem, bir bölgeyi birden fazla adımda inceleyerek hassas sonuçlar verebilen bir yöntemdir (Şenol, M., 1983).

Bu çalışmada, deneysel sonuçlar ve geliştirilen matematiksel metot beraber kullanılarak ısı transferi katsayıları ve kütle transferi katsayısı değerleri elde edilmektedir. Deneysel veriler, matematiksel model içinde uygun yerlere yerleştirilmektedir. Çalışma bölgesine giren su sıcaklığı değerleri ve bölgeden çıkan hava sıcaklığı ile hava özgül nemi değerleri yardımıyla hesaplama işlemine başlanır.

Öncelikle çalışma bölgesinde gerçekleşen ısı transferi katsayıları ve kütle transferi katsayısı değerleri belirli değerler olarak kabul edilir. Bu kabul edilen değerler ile hesaplama işlemlerine başlanır. Bu aşamadan sonra arayüzey sıcaklığı değeri bölüm 3.2.4.' de açıklandığı gibi hesaplanır. Bu işlemlerden sonra Runge – Kutta metodu yardımıyla çalışma bölgesi boyunca

$$\frac{dm_s}{dL}, \frac{dx}{dL}, \frac{dT_s}{dL} \text{ ve } \frac{dT_a}{dL}$$

değerleri eş zamanlı olarak hesaplanır. Başka bir ifade ile bir adım sonra oluşan su debisindeki değişim, havanın nemi, hava sıcaklığı ve su sıcaklığı değerleri bu adımdan sonraki adımda kullanılır. Bu işlemler ilerletilerek sistemden çıkan su ve

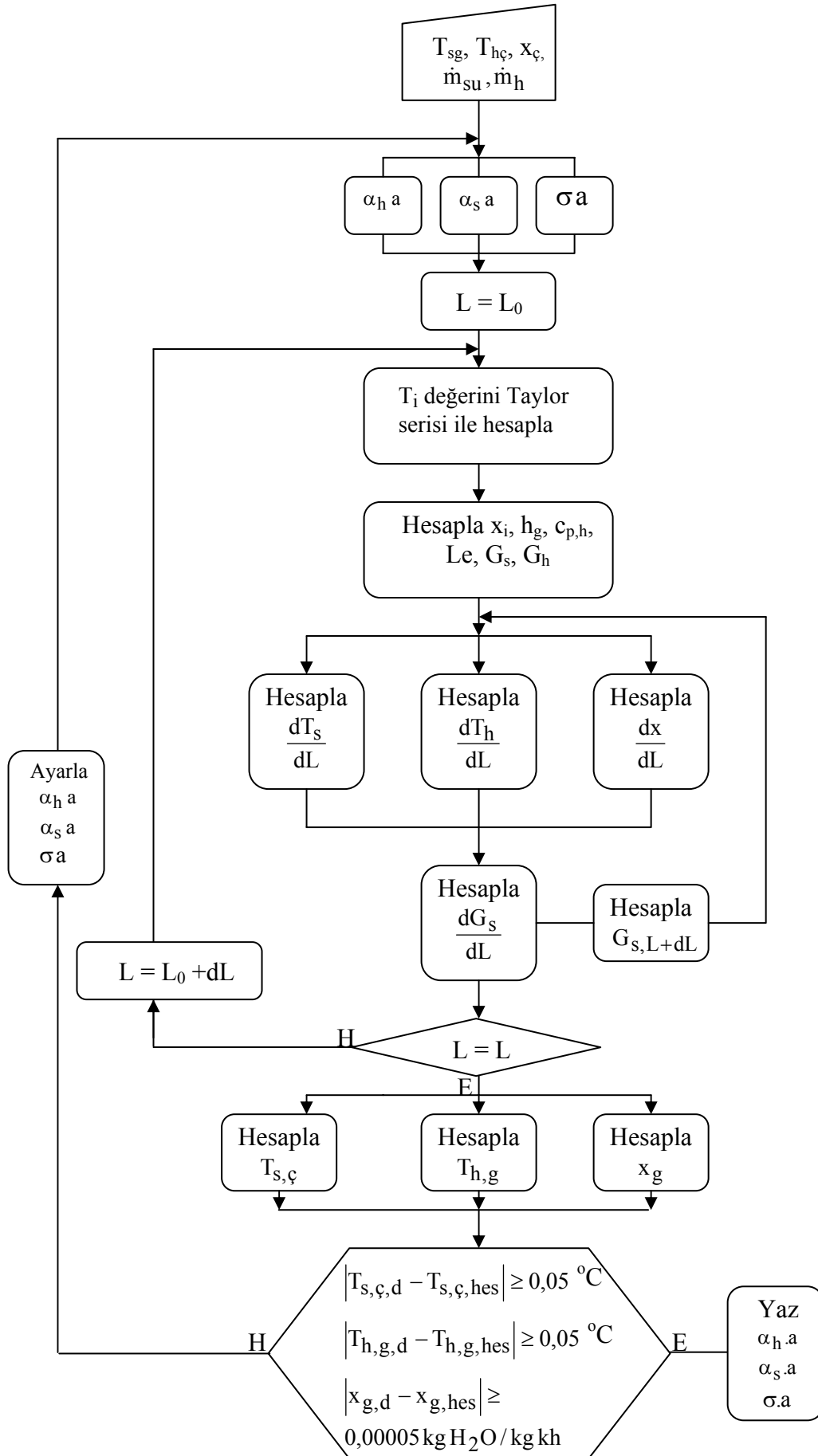


sisteme giren havaya ait değerler elde edilir. Bu alışmalar esnasında kabul edilen adım  $dL = 0,05$  m olarak alınmıştır.

Hesaplama sonunda elde edilen su ve havaya ait değerler ile deneysel çalışmalardan elde edilen veriler kıyaslanır. Bu veriler arasındaki fark kabul edilebilir bir seviyeye gelene kadar çalışmalar tekrarlanır. Bu farklar istenen değerlerde değil ise ısı transferi katsayıları ve kütle transferi katsayıları değiştirilerek işlemler yeniden başlatılır. Bu katsayılardan  $\alpha_{sa}$ ,  $\alpha_{ha}$  ve  $\sigma_a$  için hesaplamalar sonucunda bölgeden çıkan su sıcaklığı, hava sıcaklığı ve çıkış havası özgül nemi değerlerine göre yeni tahmini katsayılar verilir. Hesaplanan değerler ile deneysel sonuçlar arasındaki fark istenen seviyelere geldiğinde işleme son verilir. Bu işlemler için kullanılan programın akış şeması şekil 3.13.' de verilmiştir. Matematiksel ifadelerin elde edilmesini basitleştirmek için suyun ve havanın özgül ısılarının sıcaklıkla değişiminin ihmal edildiği belirtilmişti. Bu ifadeler elde edildikten sonra çözüm metodu içinde suyun ve havanın özgül ısılarının ve diğer özeliklerinin sıcaklıkla değişimi dikkate alınmıştır.

Literatürdeki çalışmaların büyük bir çoğunluğu, su ve hava arasında gerçekleşen ısı transferi ve kütle transferi esnasında oluşan su debisindeki değişimi ihmal etmişlerdir. Braun vd. göre (1989), bu değişim, sistem boyunca toplam su debisinin % 1 ile % 4'  arasında olabilmektedir. Su debisindeki değişim sebebiyle buharlaştırmalı bir sistemde sistemden çıkan su sıcaklığı 2 °C değerine kadar varan hata ile hesaplanabilir (Braun vd., 1989). Bu sebeple çalışmalar esnasında yapılabilecek hata oranını azaltmak amacıyla su debisindeki değişim hesaplarda kullanılmıştır.

Bu çalışmada dikkate alınan bölge, buharlaştırmalı soğutucu içindeki serpantinin alt bölgesi olduğundan Braun vd. (1989) tarafından verilen su debisindeki değişim rakamlarının belirli bir yüzdesi bu bölgede oluşmaktadır.



Şekil 3.13. Ana program akış şeması

#### 4. BULGULAR

Deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar ışığında elde edilen verilerin değerlendirilmesi yapılmıştır. Bu değerlendirmelere ilk olarak deneysel verilerin termodinamiğin birinci yasasına uygunluğu araştırılmıştır. Birinci yasa açısından uygun olmayan deneyler tekrarlanarak ölçüm hatalarının azaltılması amaçlanmıştır.

(3.15) nolu ifade çalışma bölgesi için birinci yasa ifadesidir.

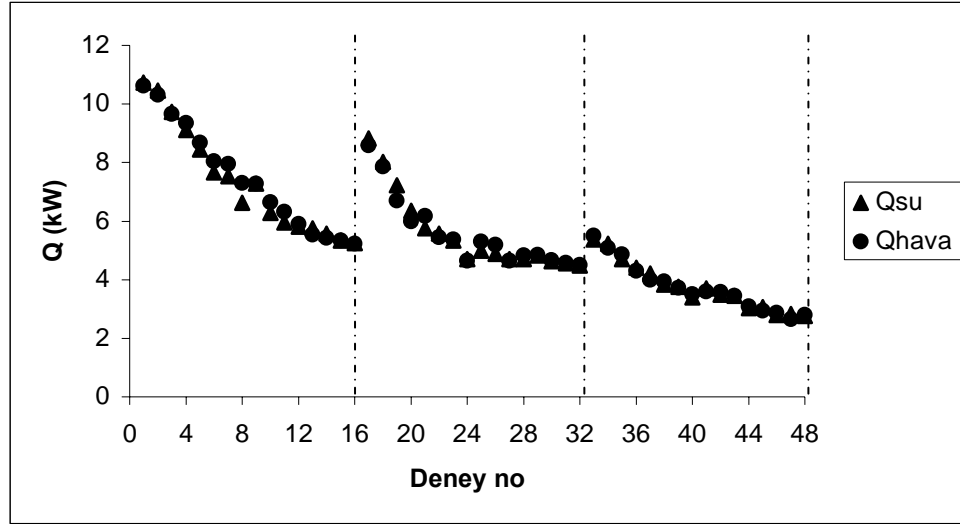
$$\dot{m}_s dh_s + \dot{m}_s h_s = \dot{m}_h dh_h \quad (3.15)$$

Birinci yasa ifadesinde görüldüğü gibi su debisindeki değişim miktarı hesaba katılmıştır. Deneysel çalışmalarda maksimum su debisi değişimi, çalışmaların yapıldığı bölgeye girişteki su debisi değerine göre % 0,746 olarak bulunmuştur. Bu sonuç Mohiuddin ve Kant (1996, Part II) tarafından verilen sonuçlar ile uyum göstermektedir.

Burada  $q_s$  (3.15) nolu ifadenin sol tarafı ve  $q_h$  ise (3.15) nolu ifadenin sağ tarafı olarak alınmıştır.

Birinci yasa analizinde suyun özgül ısısının ve havanın sabit basınçtaki özgül ısısının sıcaklık ile değişimi dikkate alınmıştır. Birinci yasa sonuçları Şekil 4.1.' de gösterilen grafikte verilmiştir.

Şekil 4.1.' de deney no ifadesi, her deneye verilen numarayı göstermektedir. Bu numaralar tablo 4.1.' de özetlenmiştir. Şekil 4.1.' de görülen kesikli çizgiler hava hızlarının değiştiği bölgelerdir. Hava hızı 3 m/s den 2,5 m/s değerine azaldığında, Q (kW) değerinde bir basamak görülmektedir (16 nolu deneyden sonra). Bu olayın sebebi hava hızının azalmasına karşılık, 17 nolu deneyde L = 0,5 m değerine gelmiştir. Aynı basamak, hava hızı 2,5 m/s değerinden 2 m/s değerine azaldığında ise belirgin olarak görülmemektedir. Bu olayın sebebi ise hava hızının 2 m/s gibi düşük bir değere inmesidir.

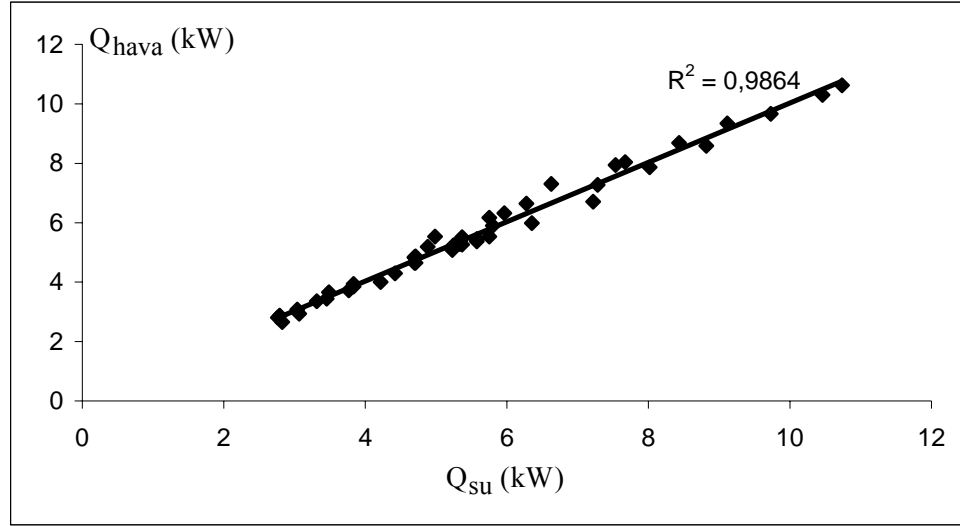


Şekil 4.1. Deneysel verilerin birinci yasa sonuçları.

Tablo 4.1. Deney no açıklamaları.

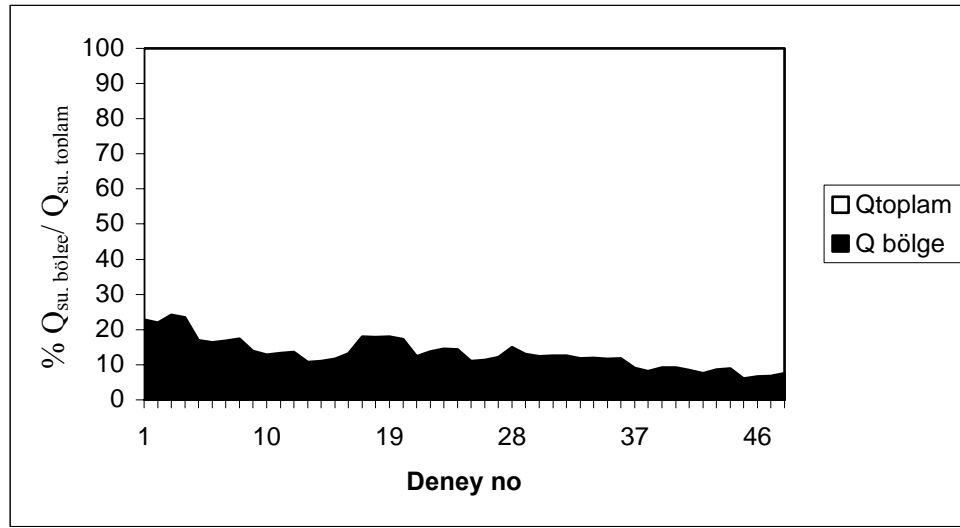
Deney no	Su debisi (kg/s)	L (m)	Hava hızı (m/s)
1 – 4	0,91 – 0,83 – 0,75 – 0,66	0,5	3
5 – 8	0,91 – 0,83 – 0,75 – 0,66	0,4	
9 – 12	0,91 – 0,83 – 0,75 – 0,66	0,3	
13 – 16	0,91 – 0,83 – 0,75 – 0,66	0,2	
17 – 20	0,91 – 0,83 – 0,75 – 0,66	0,5	2,5
21 – 24	0,91 – 0,83 – 0,75 – 0,66	0,4	
25 – 28	0,91 – 0,83 – 0,75 – 0,66	0,3	
29 – 32	0,91 – 0,83 – 0,75 – 0,66	0,2	
33 – 36	0,91 – 0,83 – 0,75 – 0,66	0,5	2
37 – 40	0,91 – 0,83 – 0,75 – 0,66	0,4	
41 – 44	0,91 – 0,83 – 0,75 – 0,66	0,3	
45 – 48	0,91 – 0,83 – 0,75 – 0,66	0,2	

Deneysel verilerin birinci yasa analizinin regresyon eğrisi ise şekil 4.2.' de gösterilmiştir. Bu değer  $R^2 = 0,9864$  olarak bulunmuştur. Şekil 4.2.' de gösterilen grafik tüm deney sonuçlarını kapsamaktadır. Tüm deney sonuçları ile elde edilen değerlerin birbiri ile uyumu bu grafikte gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Deneysel verilerin birinci yasa analizinin regresyon eğrisi.

Birinci yasa analizinden elde edilen  $q_s$  değerinin, deneysel çalışmalar esnasında deney düzeneği içerisinde, su püskürtücülerinden çıkan su sıcaklığı ve deneysel çalışmanın yapıldığı bölgeden çıkan su sıcaklığı değerlerine göre elde edilen toplam ısı transferi miktarı  $t_{\text{toplam}}$  içindeki payı yüzde olarak şekil 4.3.' de gösterilmektedir. Bu şekil, tablo 4.1.' de verilen deney numaralarına göre hazırlanmıştır ve tüm deneyleri kapsamaktadır. Şekil 4.3.' de görülen siyah dolgu bölgesi deneysel çalışmaların yapıldığı bölgeyi temsil etmektedir. Şekil 4.3.' den görüldüğü gibi maksimum  $Q_{su} / Q_{\text{toplam}}$  değeri % 24 civarındadır. Bu değer  $L = 0,5$  m,  $u = 3$  m/s ve  $\dot{m}_{su} = 0,91$  kg/s değerlerinde elde edilmiştir. Bu değerler azaldıkça bu oran da azalmaktadır. Burada şekil 4.1.' deki duruma benzer olarak 16 nolu deneyden 17 nolu deneye gelindiğinde yine bir basamak yükselmesi görülmektedir. Aynı şekilde 32 nolu deneyden 33 nolu deneye gelindiğinde yani hava hızı 2,5 m/s den 2 m/s değerine indirildiğinde, daha hafif bir basamak yükselmesi görülmektedir.



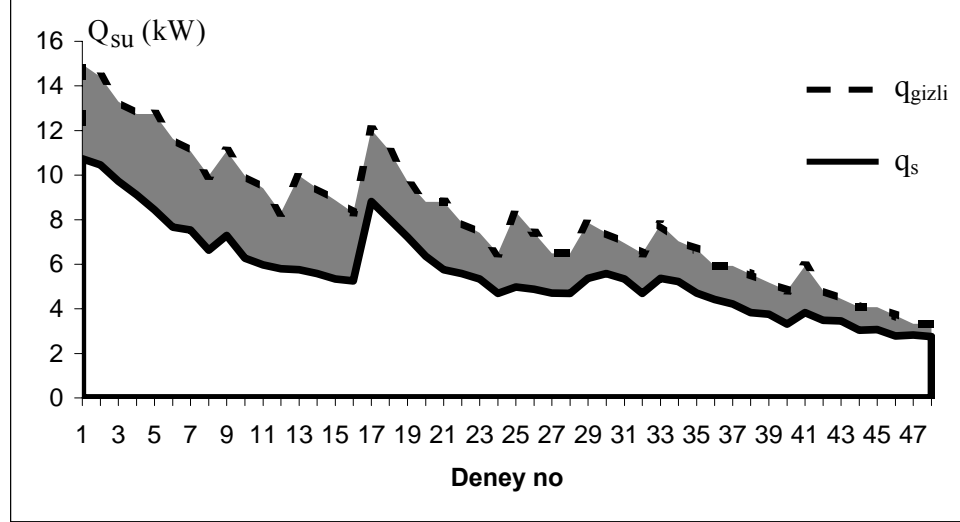
Şekil 4.3. Yüzde olarak  $Q_{bölge} / Q_{toplam}$  oranı.

Deneysel verilerin birinci yasa analizinden elde edilen bir başka sonuç ise gizli ısı transferi ve duyulur ısı transferi değerlerinin oranıdır. Bu oran yine deney numaralarına göre şekil 4.4.' de verilmiştir.

Şekil 4.4.' de görülen kalın çizgi ve kesik çizgi ile apsis eksenini arasında kalan alan gizli ısı transferi miktarıdır. Düz çizgi ile apsis eksenini arasında kalan alan ise sudan çekilen ısı miktarıdır. Bu iki çizgi arasında kalan ve gri renk ile gösterilen alan ise havadan suya olan duyulur ısı transferi miktarıdır. Görüldüğü gibi sudan çekilen ısı miktarı, gizli ısı transferi miktarından azdır. Bunun sebebi deneylerde, çalışma bölgesine giren su sıcaklığının, bölgeyi terk eden hava sıcaklığından düşük olmasıdır. Dolayısıyla havadan suya doğru taşınım ile duyulur ısı transferi meydana gelmektedir. Sonuç olarak sudan çekilen ısı miktarı tümüyle gizli ısıdır.

Çalışma bölgesini terk eden hava sıcaklığının, bölgeye giren su sıcaklığından yüksek olması sebebiyle su-hava arayüzeyi sıcaklığı ( $T_i$ ), bu iki sıcaklıktan düşük olmaktadır. Bu olayın sebebi 3. bölümde açıklanmıştır. Deneysel verilerden elde edilen iki sonuç bu duruma örnek olarak gösterilebilir. 1 nolu deney ( $u = 3$  m/s,  $L = 0,5$  m ve  $\dot{m}_{su} = 0,91$  kg/s) ve 48 nolu deney ( $u = 2$  m/s,  $L = 0,2$  m ve

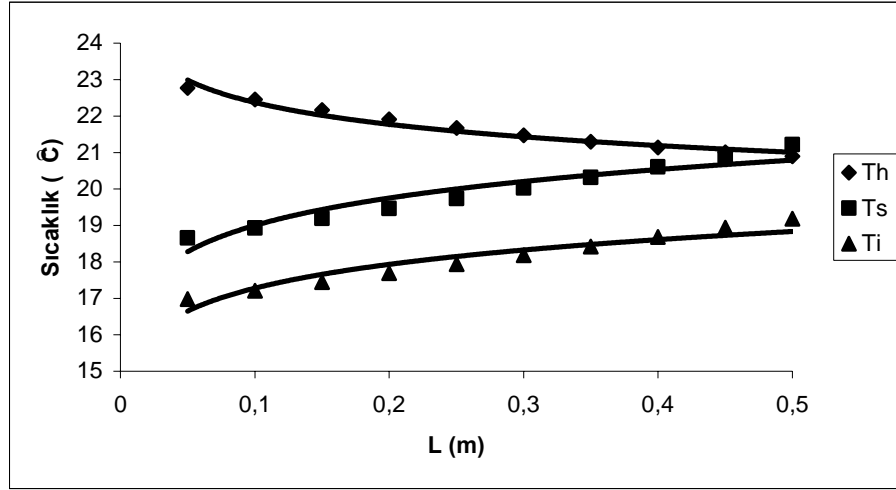
$\dot{m}_{su} = 0,66 \text{ kg/s}$ ) için su, hava ve arayüzey sıcaklıkları değişimi şekil 4.5.' de ve şekil 4.6.' da verilmiştir.



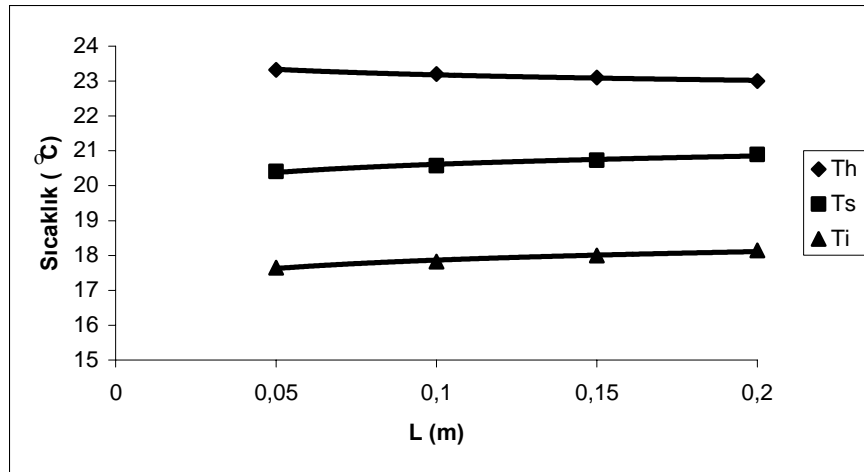
Şekil 4.4. Gizli ısı transferi miktarı ile suyun kaybettiği ısı miktarı arasındaki fark.

Şekil 4.5. ve şekil 4.6.' da görüldüğü gibi deneylerde  $T_i < T_s < T_h$  durumu oluşmaktadır. Bu durum tüm deneysel çalışmalarda görülmüştür. Bu durumun oluşmasında, deneysel çalışmalar esnasında buharlaştırmalı soğutucu serpantininden düşen su damlasının sıcaklığının maksimum  $22 \text{ }^\circ\text{C}$  civarında olması ve ölçümler esnasında dış hava sıcaklığının  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  değerinin üstünde olması etkili olmuştur. Bayboz (1996), tarafından yapılan çalışmada da buharlaştırmalı soğutucularda  $T_i < T_s < T_h$  durumuna çok sık rastlanıldığı belirtilmiştir. Benzer şekilde Khan vd. (2003), deneysel çalışmaları esnasında  $T_i < T_s < T_h$  olayı ile karşılaşmışlardır.

Deneysel veriler, bilgisayar programında değerlendirilmiştir. Bu değerlendirmeler neticesinde  $\alpha_s$ ,  $\alpha_h$  ve  $\sigma$  katsayılarının, çalışma bölgesi yüksekliği ve hava hızına göre değişimleri elde edilmiştir. Şekil 4.6., şekil 4.7., şekil 4.8. ve şekil 4.9.' da  $\alpha_s$  katsayısının değişimi verilmiştir.

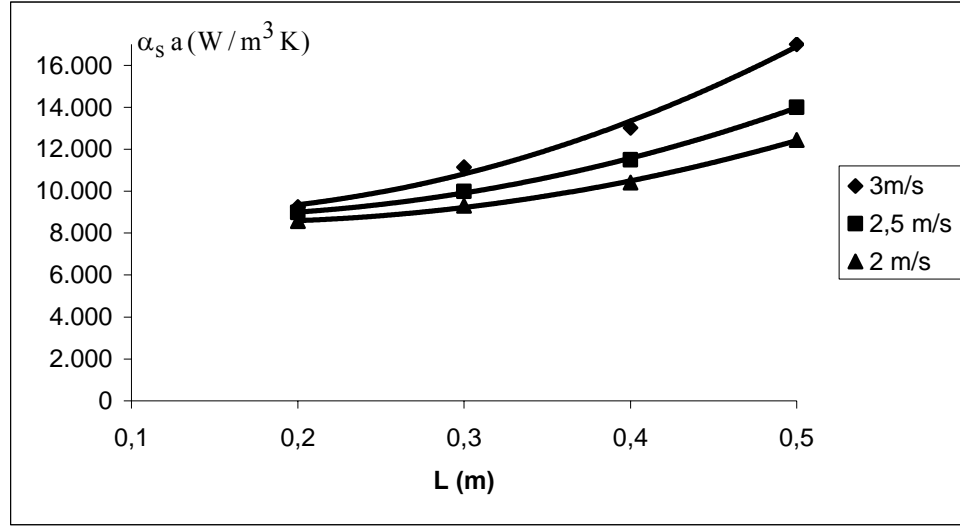


Şekil 4.5. 1 nolu deney ( $u = 3 \text{ m/s}$ ,  $L = 0,5 \text{ m}$  ve  $\dot{m}_{\text{su}} = 0,91 \text{ kg/s}$ ) için su, hava ve arayüzey sıcaklıkları değişimi.



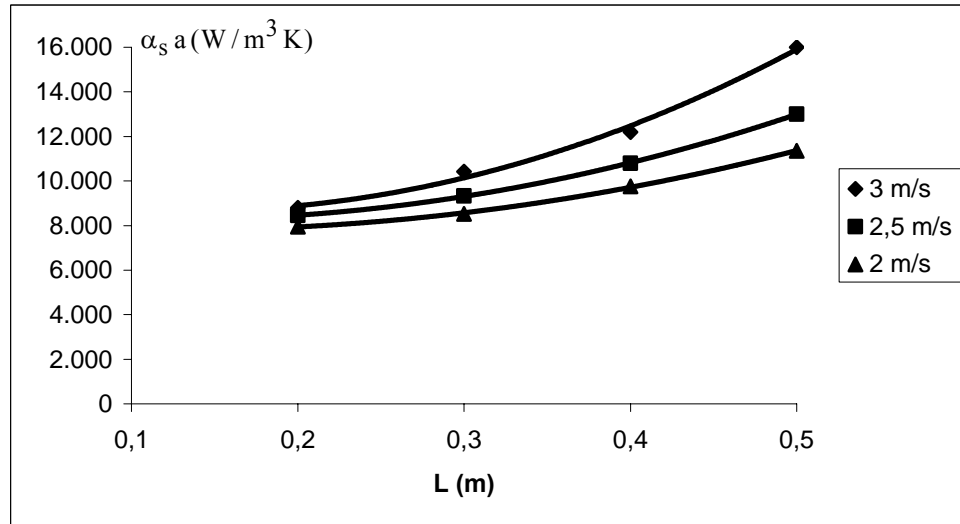
Şekil 4.6. 48 nolu deney ( $u = 2 \text{ m/s}$ ,  $L = 0,2 \text{ m}$  ve  $\dot{m}_{\text{su}} = 0,66 \text{ kg/s}$ ) için su, hava ve arayüzey sıcaklıkları değişimi.



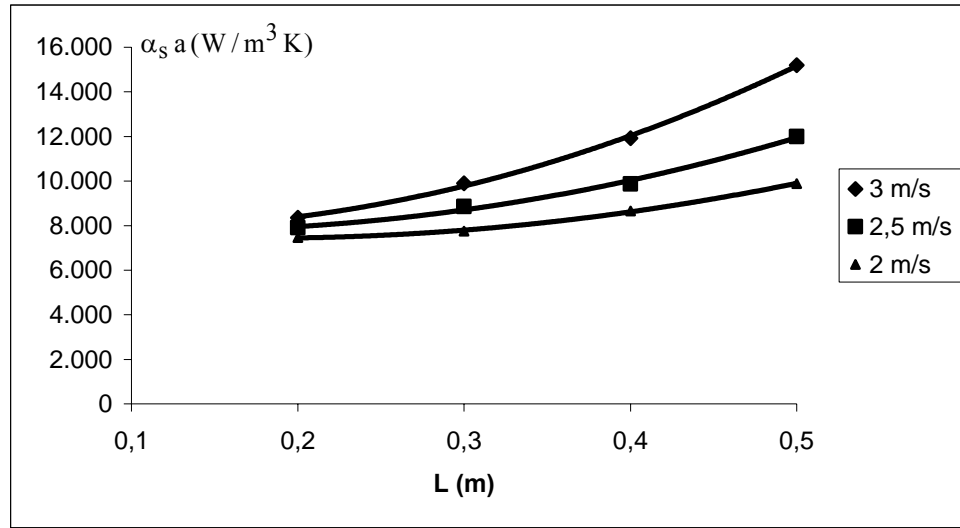


Şekil 4.6. 0,91 kg/s su debisinde  $\alpha_s a$  katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi.

Şekil 4.6.' dan da görüldüğü gibi 3 m/s hava hızı ile 2,5 m/s hava hızı arasındaki  $\alpha_s a$  farkı, 2,5 m/s ile 2 m/s arasındakinden büyüktür. Bu durumun sebebi 3 m/s hava hızı değerinde damlaların parçalanarak ısı transferi ve kütle transferi alanının artması olarak yorumlanabilir.

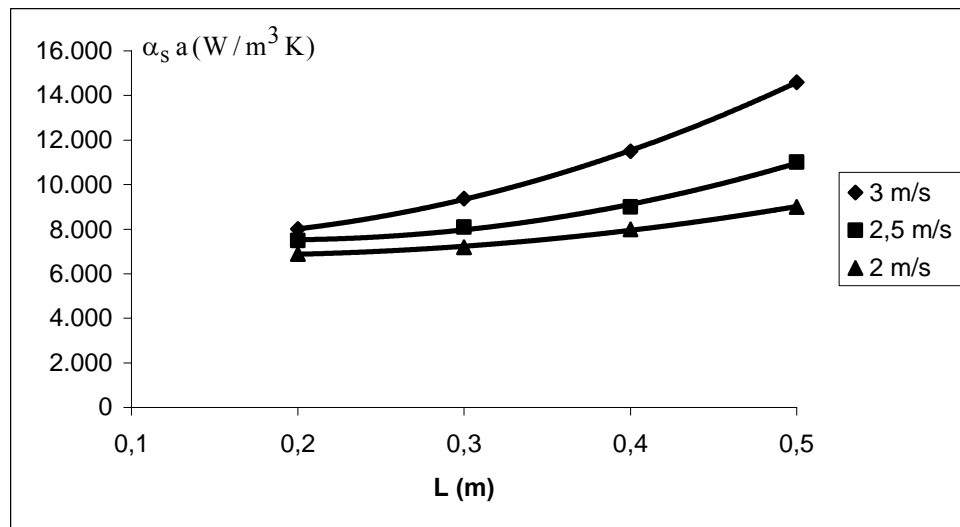


Şekil 4.7. 0,83 kg/s su debisinde  $\alpha_s a$  katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi.



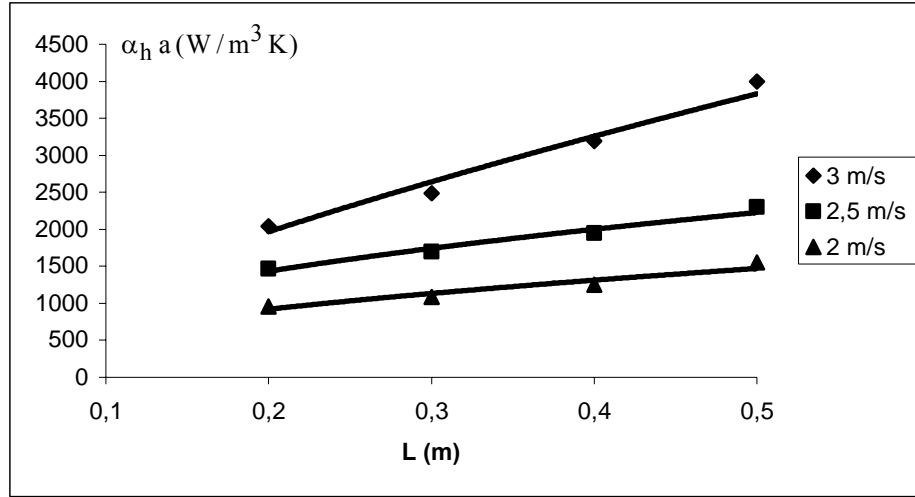
Şekil 4.8. 0,75 kg/s su debisinde  $\alpha_s a$  katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi.

Şekil 4.6.' da görülen karakteristik benzer şekilde şekil 4.7., şekil 4.8. ve şekil 4.9.' da da görülmektedir. Bu grafiklerde dikkat çeken bir değer husus, L değeri azaldıkça tüm hava hızlarında elde edilen  $\alpha_s a$  terimi değerleri birbirine çok yaklaşmaktadır. Bu olayın sebebi ise buharlaştırmalı soğutucuya giren akışın gelişmeye yeni başlamasıdır. Akış geliştikçe farklı hava hızı değerlerinde elde edilen  $\alpha_s a$  katsayıları arasındaki fark çok daha hızlı artış gösterecektir.

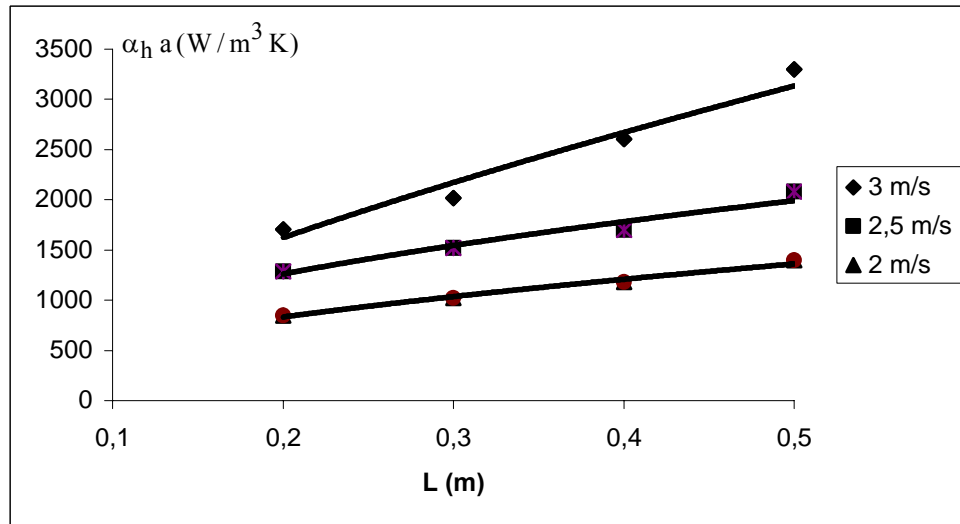


Şekil 4.9. 0,66 kg/s su debisinde  $\alpha_s a$  katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi.

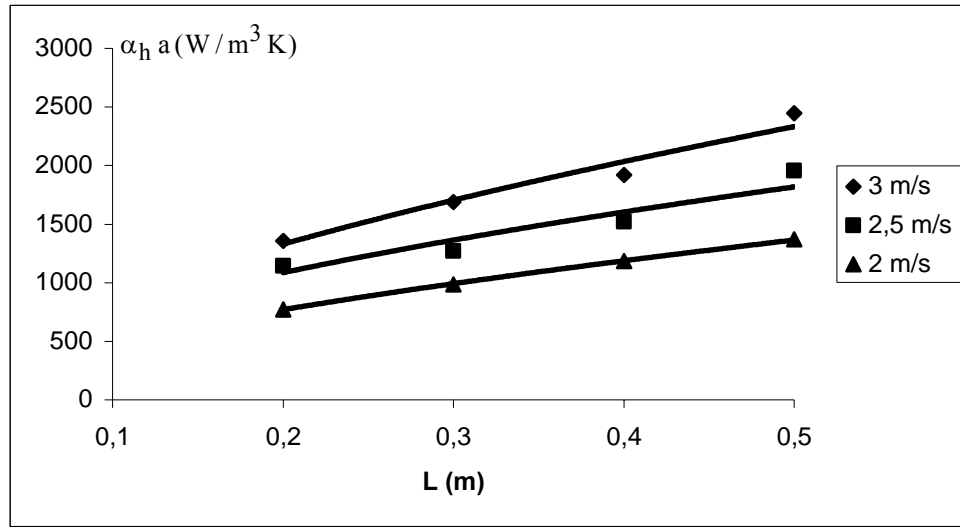
Benzer biçimde  $\alpha_h a$  katsayısının değişimi hava hızına ve yüksekliğe göre değişimi elde edilmiştir ve şekil 4.10., şekil 4.11., şekil 4.12. ve şekil 4.13.' de gösterilmiştir.



Şekil 4.10. 0,91 kg/s su debisinde  $\alpha_h a$  katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi.

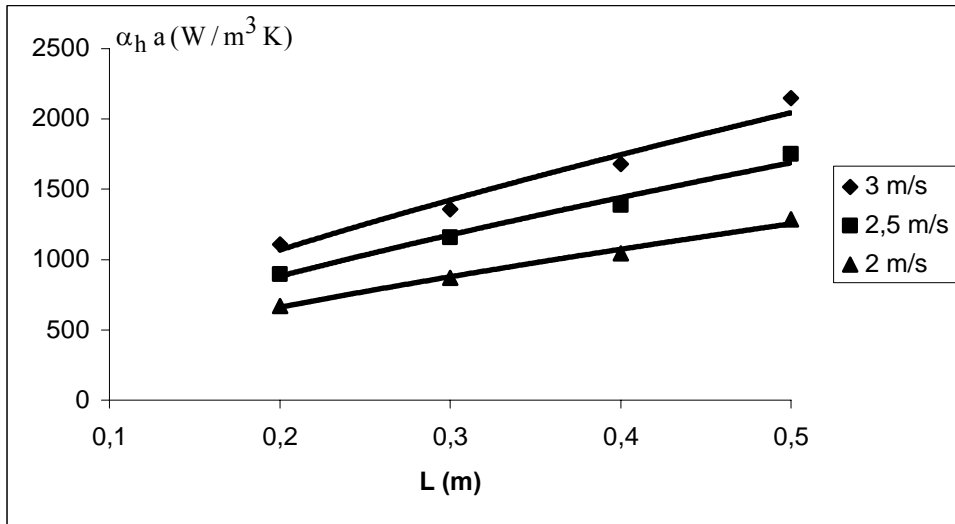


Şekil 4.11. 0,83 kg/s su debisinde  $\alpha_h a$  katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi.



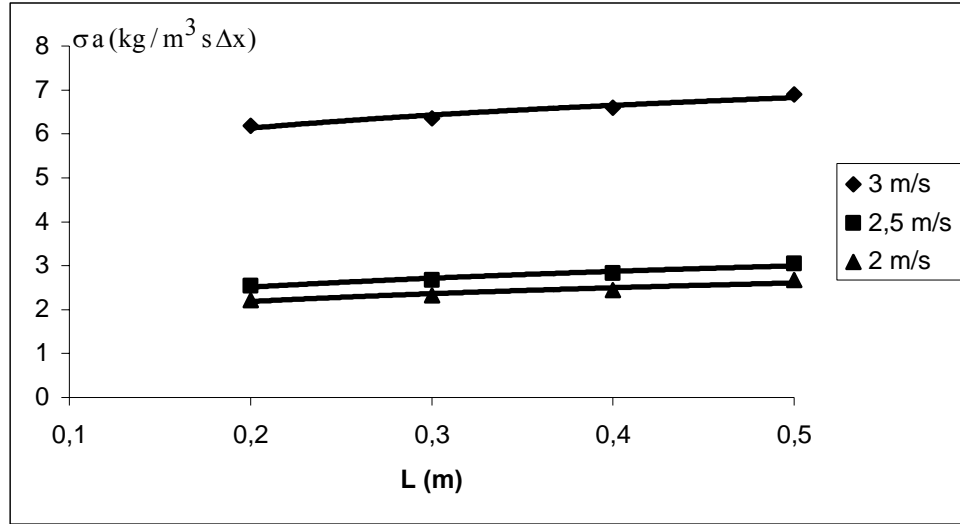
Şekil 4.12. 0,75 kg/s su debisinde  $\alpha_h a$  katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi.

$\alpha_h a$  katsayısının hava hızı değerlerine göre değişiminin, hava hızının 3 m/s olması durumunda çok daha hızlı olduğu şekil 4.10., şekil 4.11., şekil 4.12. ve şekil 4.13.'deki grafiklerden görülebilir.

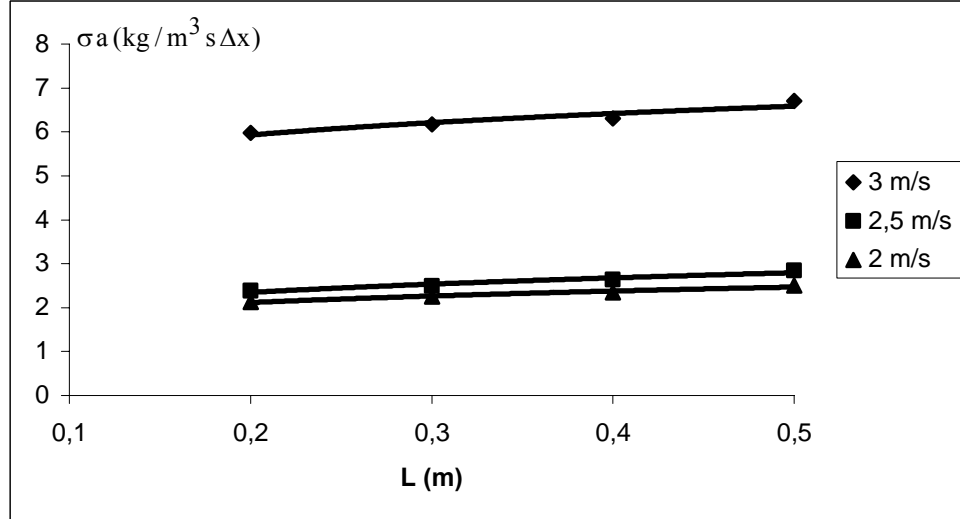


Şekil 4.13. 0,66 kg/s su debisinde  $\alpha_h a$  katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi.

Kütle transfer katsayısı içinde benzer grafikler verilmiştir.  $\sigma a$  katsayısı için verilen grafikler şekil 4.14., şekil 4.15., şekil 4.16. ve şekil 4.17.' de görülmektedir.



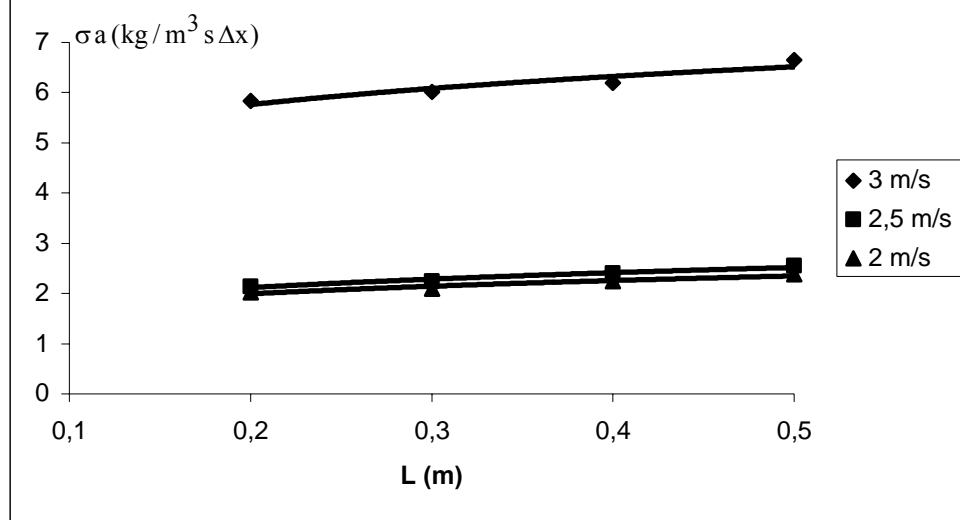
Şekil 4.14. 0,91 kg/s su debisinde  $\sigma a$  katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi.



Şekil 4.15. 0,83 kg/s su debisinde  $\sigma a$  katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi.

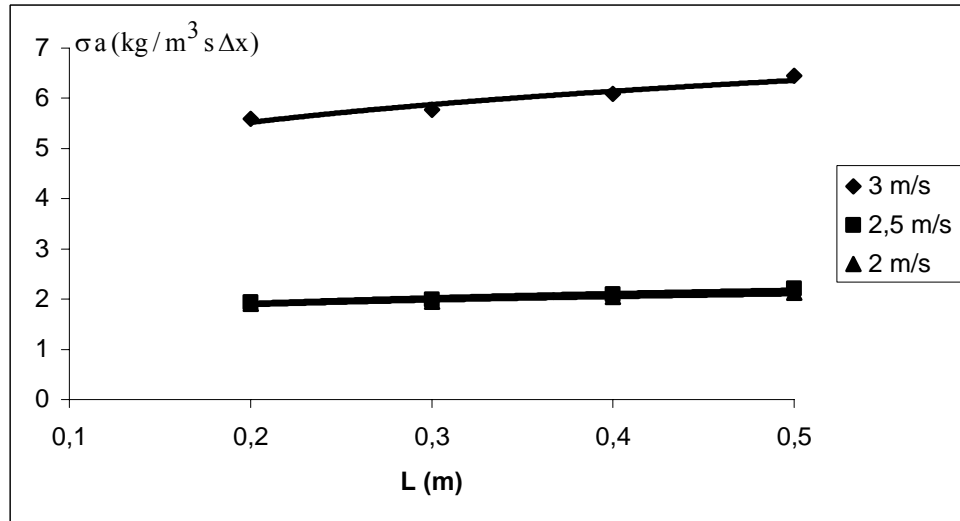
$\sigma a$  katsayısının hava hızının 2,5 m/s değerinden 3 m/s değerine çıkması durumunda ani bir artma görülmektedir. Hava hızının 2 m/s ve 2,5 m/s olması durumunda ortaya çıkan  $\sigma a$  değerleri birbirlerine yakın değerlerdir. Ayrıca su debisi azaldıkça bu hava

hızı değerlerindeki grafikler birbirlerine çok daha fazla yaklaşılmaktadır. Şekil 4.17.'de görüldüğü gibi 2,5 m/s ve 2 m/s değerlerinde,  $\sigma a$  terimleri birbirleri ile çok yakındır.



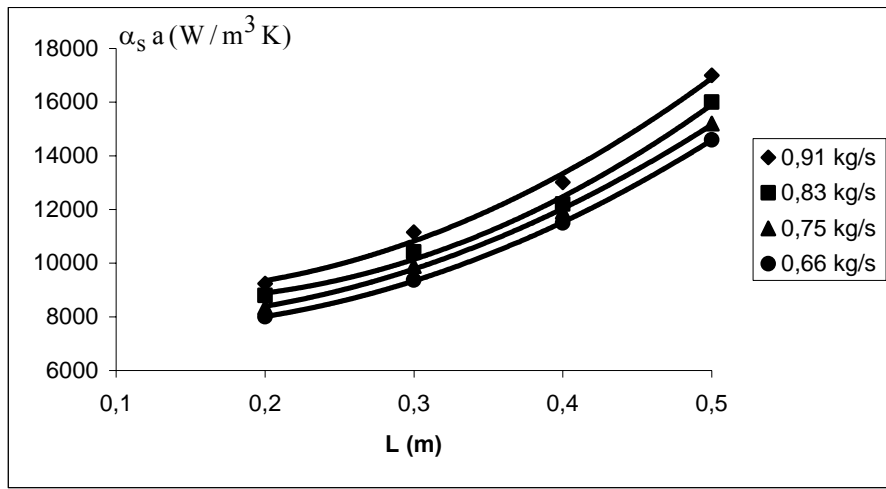
Şekil 4.16. 0,75 kg/s su debisinde  $\sigma a$  katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi.

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

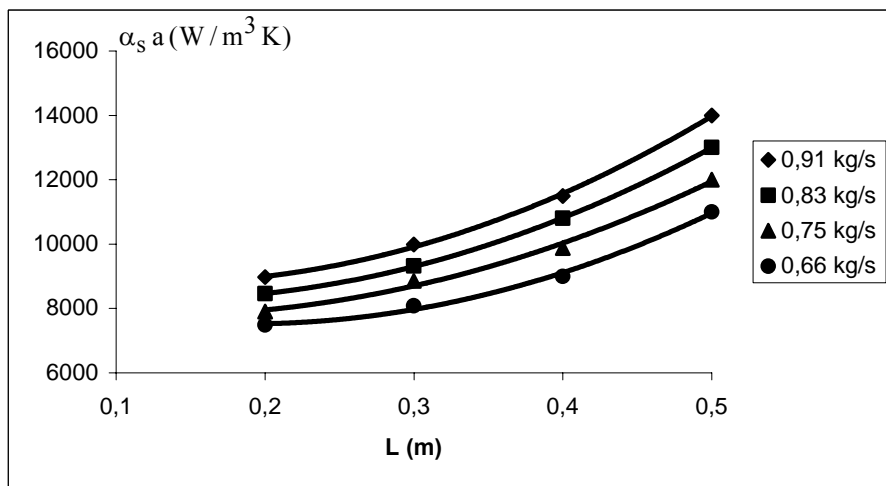


Şekil 4.17. 0,66 kg/s su debisinde  $\sigma a$  katsayısının, hava hızı ve yükseklik ile değişimi.

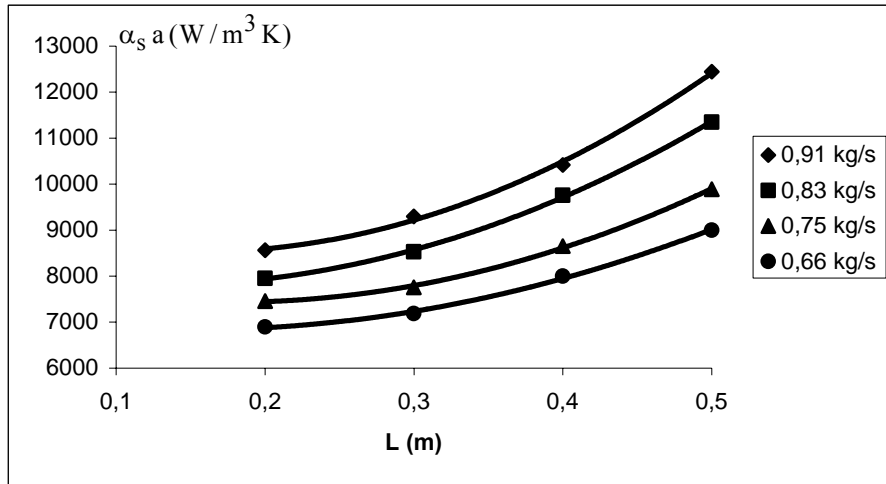
Şekil 4.18 ve 4.26 ile gösterilen grafiklerde  $\alpha_s a$ ,  $\alpha_h a$  ve  $\sigma a$  katsayılarının, sisteme giren su debisi ile değişimleri verilmiştir. Yine bu grafiklerde apsis  $L$  (m), damlaların düşme yüksekliğidir. Bu grafiklerde her nokta ortalama bir katsayı değerini temsil etmektedir. Damlanın apsiste belirtilen yükseklikten harekete başlayıp,  $L = 0$  noktasına ulaşmaya kadar aldığı yol boyunca oluşan ortalama transfer katsayıları, bu grafiklerde noktalarla temsil edilmektedir. Dolayısıyla Şekil 4.18 ve 4.26 ile gösterilen grafikler yorumlanırken bu husus unutulmamalıdır. Bu husus Şekil 4.6 ve Şekil 4.17 arasında kalan tüm grafiklerde de geçerlidir.



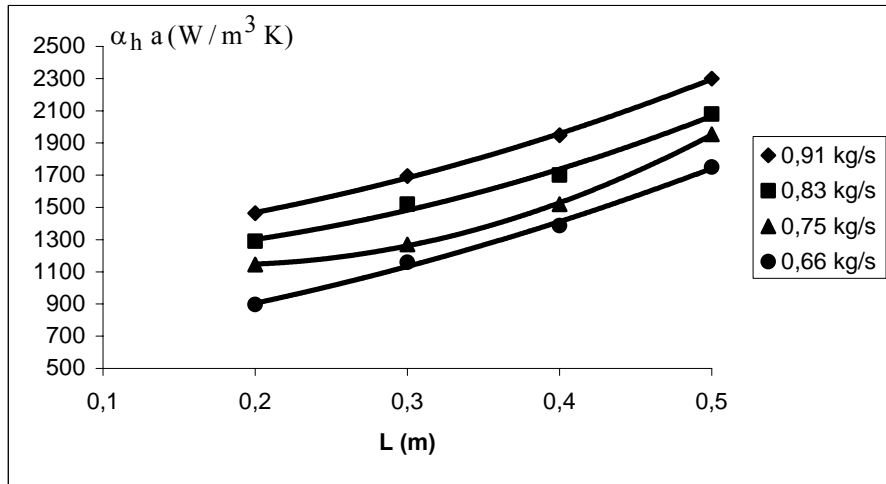
Şekil 4.18. 3 m/s hava hızında  $\alpha_s a$  katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi.



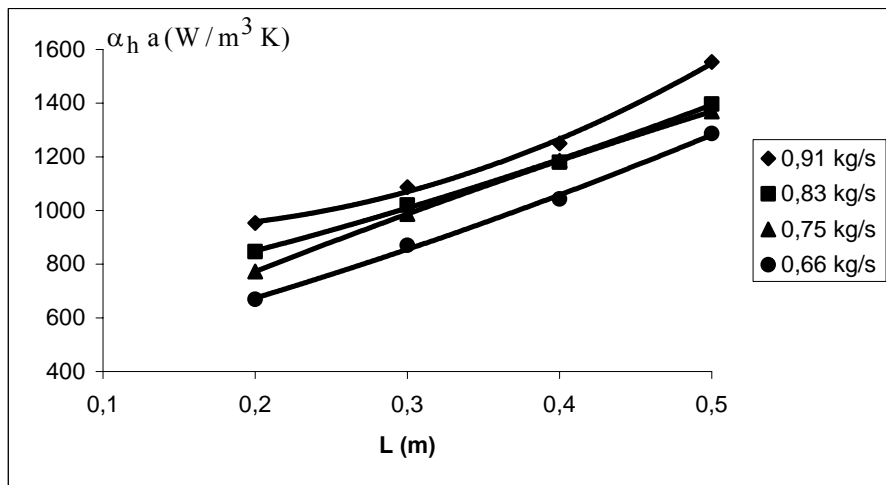
Şekil 4.19. 2,5 m/s hava hızında  $\alpha_s a$  katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi.



Şekil 4.20. 2 m/s hava hızında  $\alpha_s a$  katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi.

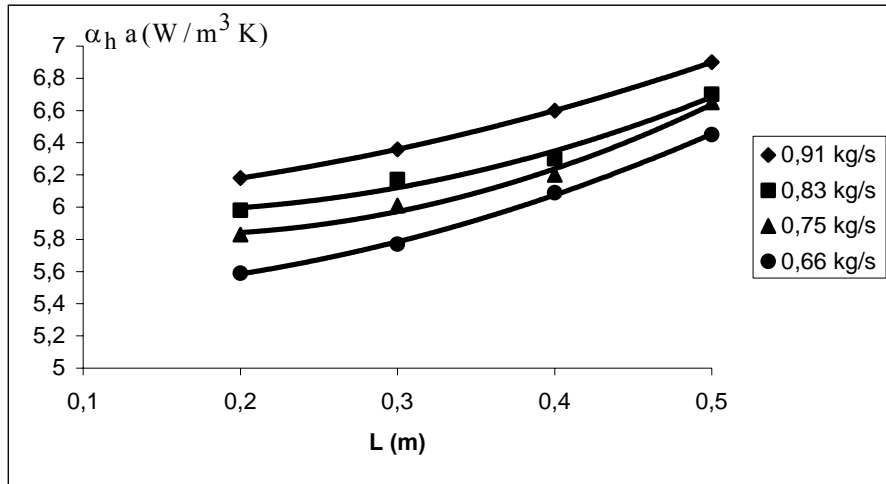


Şekil 4.21. 3 m/s hava hızında  $\alpha_h a$  katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi.

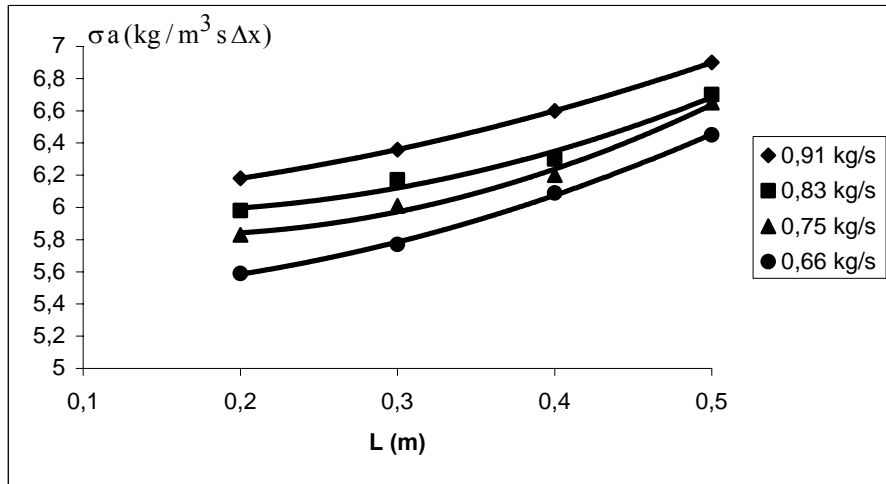


Şekil 4.22. 2,5 m/s hava hızında  $\alpha_h a$  katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi.

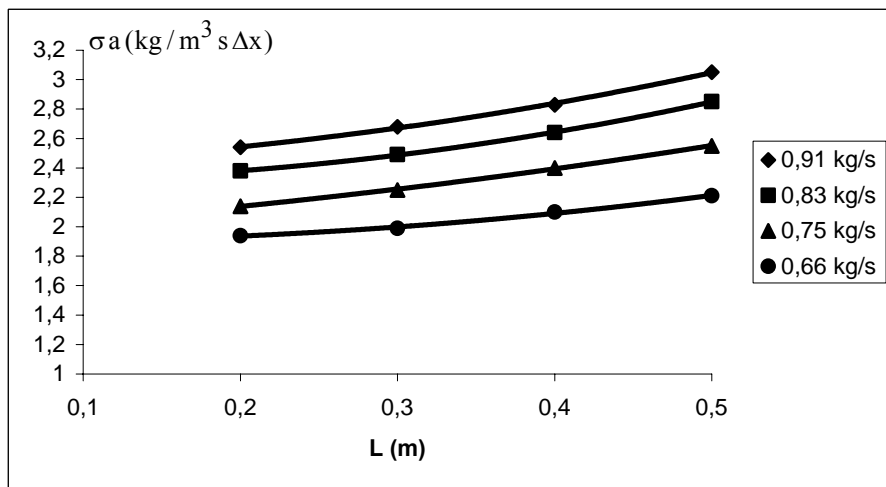




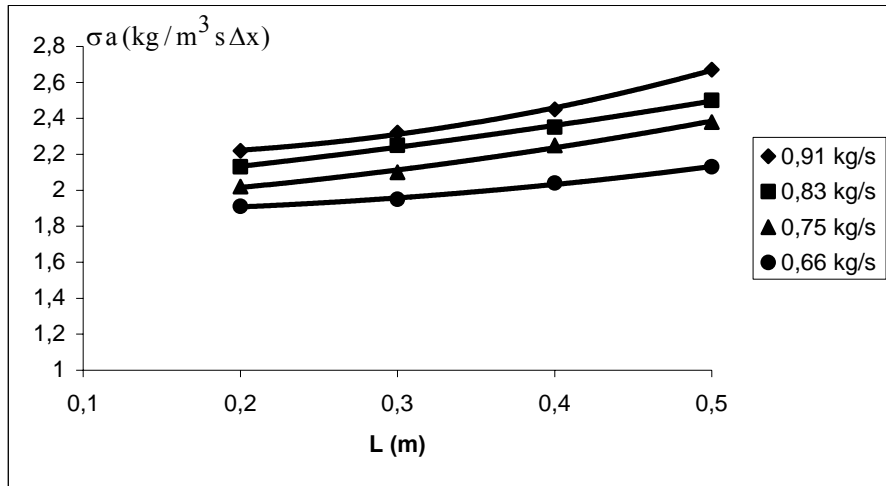
Şekil 4.23. 2 m/s hava hızında  $\alpha_h a$  katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi.



Şekil 4.24. 3 m/s hava hızında  $\sigma a$  katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi.

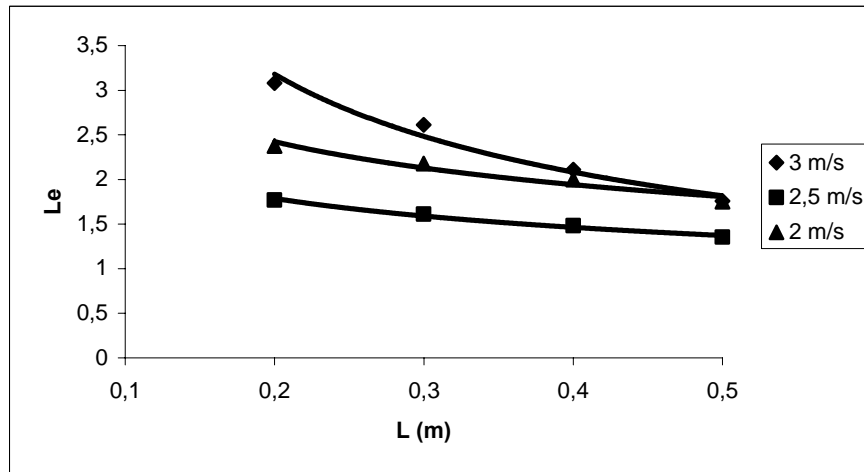


Şekil 4.25. 2,5 m/s hava hızında  $\sigma a$  katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi.



Şekil 4.26. 2 m/s hava hızında  $\sigma a$  katsayısının, su debisi ve yükseklik ile değişimi.

Şekil 4.18 ve 4.26 ile gösterilen grafiklerde  $\alpha_s a$ ,  $\alpha_h a$  ve  $\sigma a$  katsayılarının su debisi ile düzgün bir değişim gösterdikleri görülmektedir. Bu durum beklenen bir sonuçtur. Bu katsayıların değişiminde su debisi değerinin değişmesinin de etkin parametre olduğu görülmüştür.

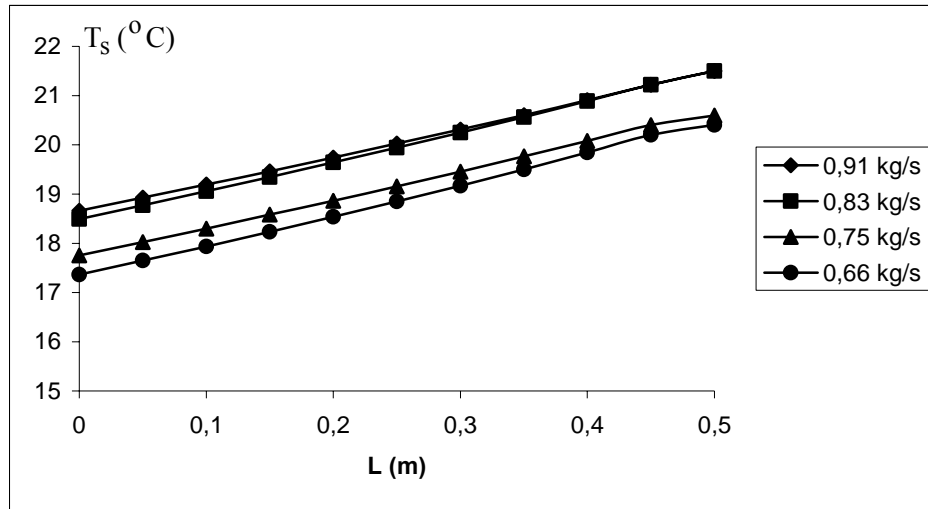


Şekil 4.27. 0,91 kg/s su debisinde, yükseklik ve hava hızı değerlerine göre Lewis sayısının değişimi.

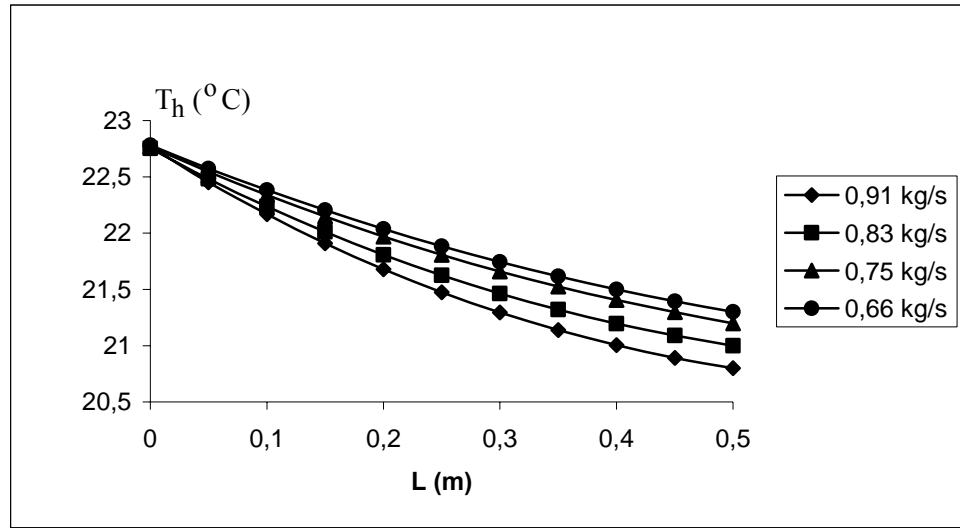
Deneysel verilerin işlenmesi ile Lewis sayısı değişimleri elde edilmiştir. Lewis sayısının değişimi ile ilgili bir grafik Şekil 4.27.' de görülmektedir. Buradan

görüldüğü gibi  $Le$  sayısı, kule yüksekliği arttıkça azalmaktadır ve  $Le = 1$  değerine yaklaşmaktadır. Literatürdeki bazı çalışmalarda, buharlaştırılmalı soğutucunun dolgusu veya serpantin boruları üzerinde  $Le = 1$  kabul edilmesi bu açıdan mantıklı görülebilir. Şekil 4.27.' den tahmin edilebileceği gibi  $L = 0,5$  m değerinden sonra buharlaştırılmalı soğutucunun dolgusu veya serpantin boruları mevcuttur ve  $Le$  sayısı da buralarda 1 değeri civarında olacaktır.

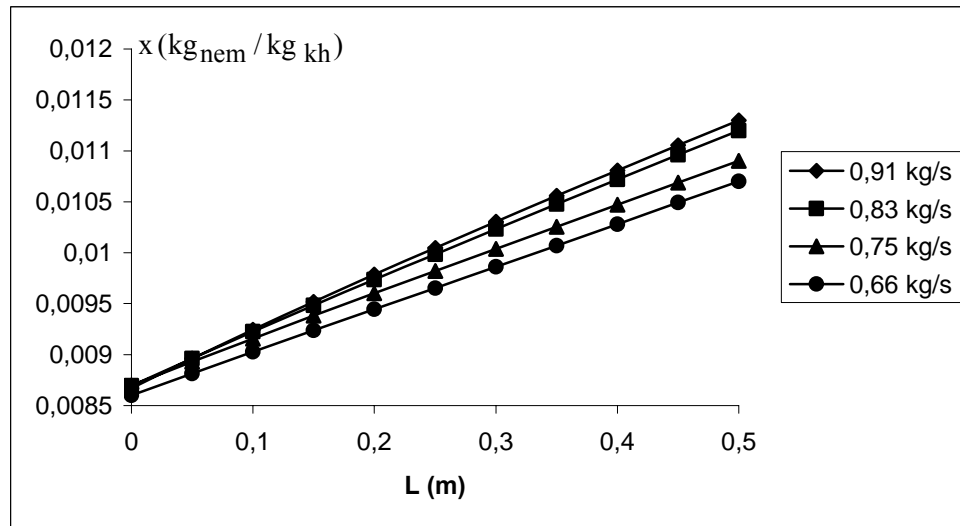
0,91 kg/s su debisi değerinde elde edilen su sıcaklığı, hava sıcaklığı ve hava özgül nem değerlerinin  $L$  mesafesi boyunca değişimi sırasıyla şekil 4.28., şekil 4.29. ve şekil 4.30.' da verilmiştir.



Şekil 4.28. 3 m/s hava hızı değerinde su sıcaklığının yükseklik ile değişimi.

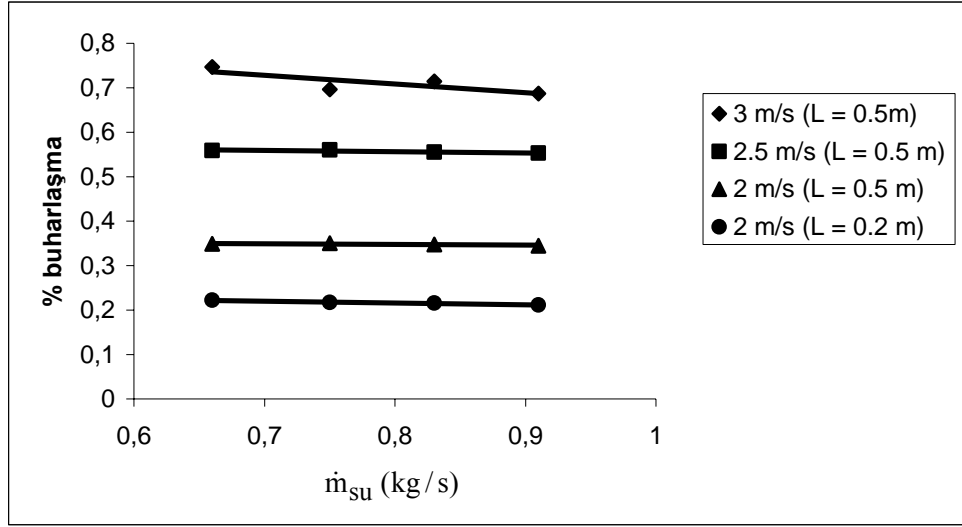


Şekil 4.29. 3 m/s hava hızı değerinde hava sıcaklığının yükseklik ile değişimi.



Şekil 4.30. 3 m/s hava hızı değerinde özgül nem değerinin yükseklik ile değişimi.

Deneyle esnasında, çalışma bölgesinden buharlaşan toplam su kütlesi % olarak şekil 4.31.' de özetlenmiştir. Burada  $L = 0,5$  m değeri için tüm hava hızlarındaki buharlaşma miktarı verilmiştir. Ayrıca en az buharlaşmanın olduğu  $u = 2$  m/s ve  $L = 0,2$  m değerindeki buharlaşma miktarı minimum sınırı göstermek için verilmiştir.



Şekil 4.31. Çalışma bölgesinde buharlaşan su miktarı (%).

## 5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Buharlaştırmalı soğutucularda serpantin ile hava giriş açıklığı arasında kalan bölgedeki ısı transferi ve kütle transferi, buharlaştırmalı soğutucunun serpantin bölgesinde gerçekleşen ısı transferi ve kütle transferine göre daha düşük büyüklüklerdir. Bu bölgedeki su akışının damlalar halinde olması ve damlaların hiçbir engele çarpmaksızın buharlaştırmalı soğutucunun su havuzuna düşmesi, bu durumun oluşmasında en büyük etkenlerdir. Ayrıca hava akışı açısından da bu bölgenin başlangıç bölgesi olması da önemlidir.

Şekil 4.3.' den de görüldüğü gibi, deneysel çalışmalarda serpantin ile hava giriş açıklığı arasında kalan bölgenin buharlaştırmalı soğutucunun ısı performansı içindeki oranı düşüktür.

Bu çalışma sonucunda görülen önemli hususlardan biri, buharlaştırmalı soğutucularda duyulur ısı transferinin her zaman sudan havaya olmaması ve arayüzey sıcaklığı  $T_i$  değerinin

$$T_i = \frac{T_h + T_s}{2}$$

ifadesi ile elde edilmesinin hassas sonuçlar vermeyecek olmasıdır. Arayüzey sıcaklığı için bu aritmetik ortalama yöntemi literatürde çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Benzer şekilde arayüzey sıcaklığını su sıcaklığından her zaman büyük alan yöntemlerde hassas sonuçlar vermeyebilir.

Buharlaştırmalı soğutucularda serpantin için yapılan ısı hesaplarda, havanın sisteme giriş durumundaki sıcaklık ve nem değerlerinin kullanılması hatalı olacaktır. Çünkü buharlaştırmalı soğutucularda serpantin ile hava giriş açıklığı arasında kalan bölgede hava akışı ile su akışı, ısı transferi ve kütle transferi etkileşiminde bulunurlar. Şekil 4.4.' den de görülebileceği gibi bu bölgede gizli ısı transferi toplam ısı transferi içerisinde büyük bir yüzdeye sahiptir. Bu sebeple özellikle havanın özgül nem değeri önemli olabilecek ölçüde artabilir. Bu etkinin dikkate alınması amacıyla

buharlaştırmalı soğutucuların serpantini ile hava giriş açıklığı arasında kalan bölgedeki ısı transferi ve kütle transferi etkisinin, buharlaştırmalı soğutucuya giren su sıcaklığı, su debisi, hava sıcaklığı, hava özgül nemi ve hava debisi değerlerine göre ve soğutucu yüksekliğine göre önemli olabileceği unutulmamalıdır ve hesaplanmalıdır.

Bu düşüncelerin ışığında, buharlaştırmalı soğutucuların serpantini ile hava giriş açıklığı arasında kalan bölgedeki ısı transferi ve kütle transferi için bazı eşilişkiler 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 buharlaştırmalı soğutucu içerisindeki hava hızı  $u$  değişkenlerine göre ifade edilmiştir. Bu ifadeler SPSS İstatistiksel Veri Analiz programında regresyon analizi yöntemiyle elde edilmiştir. Bu analiz sonucunda elde edilen ifadeler (5.1.), (5.2.) ve (5.3.) nolu ifadelerde verilmiştir. Bu ifadeler  $T_h > T_s$  durumu için elde edilmiştir.

$$\alpha_s a = (L)^{0,46} \cdot (\dot{m})^{0,628} \cdot (u)^{0,596} \cdot 11246,05 \quad (5.1.)$$

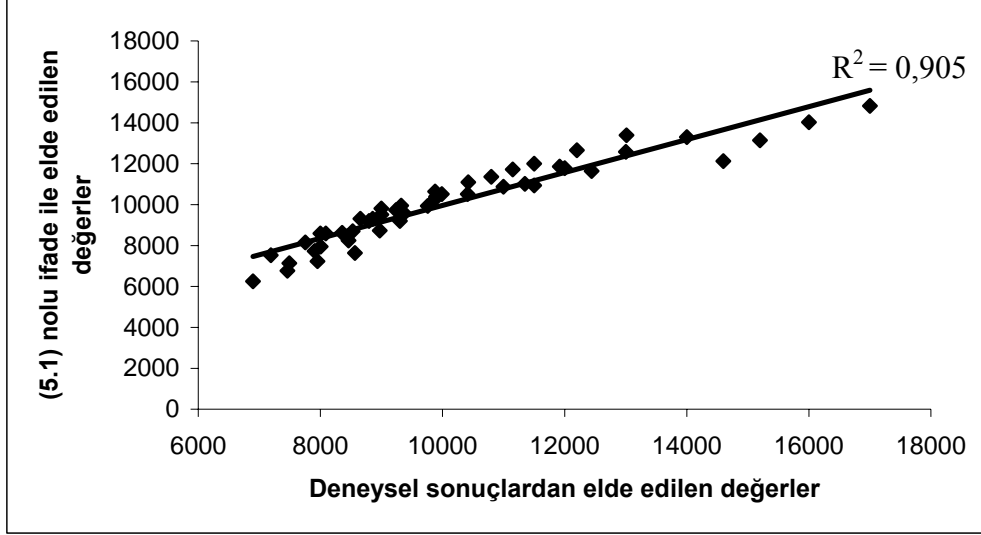
$$\alpha_h a = (L)^{0,589} \cdot (\dot{m})^{1,189} \cdot (u)^{1,597} \cdot 905,73 \quad (5.2.)$$

$$\sigma a = (L)^{0,147} \cdot (\dot{m})^{0,556} \cdot (u)^{2,443} \cdot 0,478 \quad (5.3.)$$

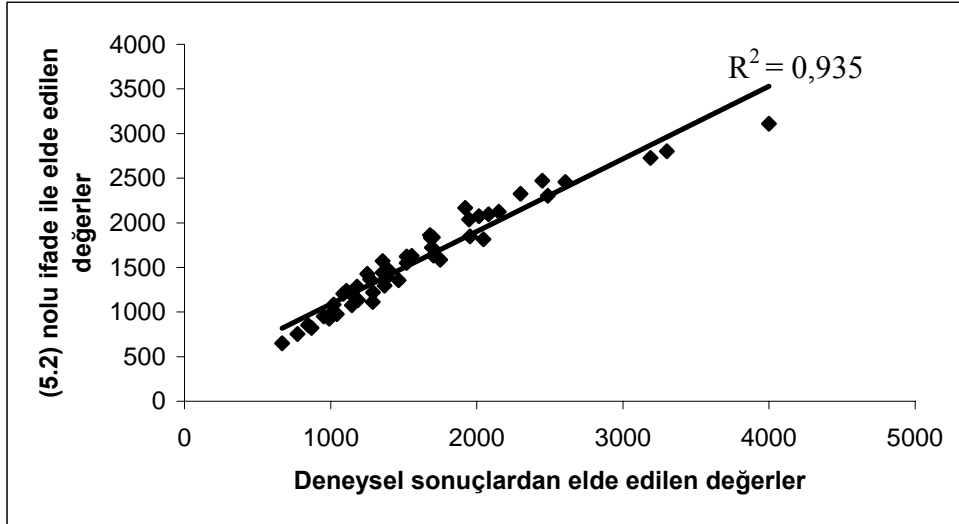
Bu ifadelerin regresyon uyum değerleri ( $R^2$ ) sırasıyla 0,905 - 0,935 ve 0,85 dir. Şekil 5.1., Şekil 5.2. ve Şekil 5.3. de bu değerler grafik olarak gösterilmiştir. Bu uyum değerlerinin ilk ikisi oldukça yüksek ve iyidir. Kütle transferi katsayısı için verilen ifadenin uyum değeri ise ilk iki uyum değerine nazaran düşük olmasına rağmen kabul edilebilir sınırlar içersindedir. Olabilecek en yüksek  $R^2$  değeri 1 dir.

(5.1.), (5.2.) ve (5.3.) nolu ifadelerin regresyon değerlerini arttırmak için çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarda  $\alpha_s a$ ,  $\alpha_h a$  ve  $\sigma a$  katsayılarının değişiminde etkin üç

parametre, serpantin ile hava giriş açıklığı arasındaki yükseklik (L), su debisi ( $\dot{m}$ ) ve buharlaştırmalı soğutucu içerisindeki hava hızı (u) ikili gruplar halinde regresyon

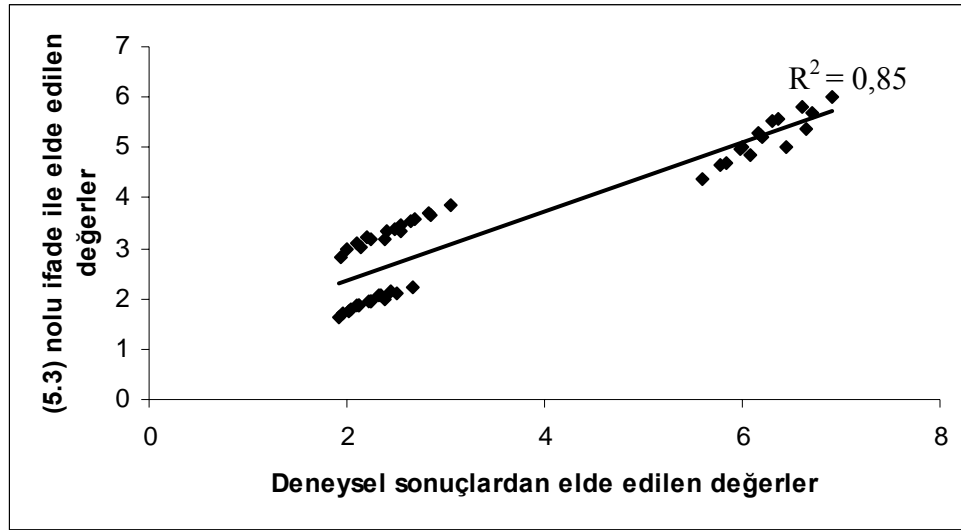


Şekil 5.1.  $\alpha_s$  a katsayısı için elde edilen (5.1) nolu ifadenin deney sonuçları ile uyumu.



Şekil 5.2.  $\alpha_h$  a katsayısı için elde edilen (5.2) nolu ifadenin deney sonuçları ile uyumu.





Şekil 5.3.  $\sigma_a$  katsayısı için elde edilen (5.3) nolu ifadenin deney sonuçları ile uyumu.

analizinde kullanılmıştır. Örnek olarak  $L = 0,5$  m,  $L = 0,4$  m,  $L = 0,3$  m ve  $L = 0,2$  m değerlerinde  $\alpha_s a$ ,  $\alpha_h a$  ve  $\sigma_a$  için ilişkiler elde edilmiştir. Benzer şekilde diğer değişkenlerin de sabit olarak alındığı durumlarda da  $\alpha_s a$ ,  $\alpha_h a$  ve  $\sigma_a$  için ilişkiler elde edilmiştir. Bu çalışmaların sonucunda  $\alpha_s a$  ve  $\alpha_h a$  için  $L$  parametresinin sabit olarak tutulduğu durumlar için elde edilen ilişkilerin regresyon değerleri,  $\alpha_s a$  ve  $\alpha_h a$  için elde edilen (5.1) ve (5.2) nolu ifadelerin regresyon değerinden yüksek elde edilmiştir. Bu analiz sonuçları Tablo 5.1.' de ve Tablo 5.2., de özetlenmiştir.

Tablo 5.1.  $\alpha_s a$  katsayısı için elde edilen iki değişkenli regresyon sonuçları.

Yükseklik L (m)	İlişki	$R^2$
L = 0,5 m	$\alpha_s a = (\dot{m})^{0,765} \cdot (u)^{0,969} \cdot 6412,1$	0,945
L = 0,4 m	$\alpha_s a = (\dot{m})^{0,681} \cdot (u)^{0,703} \cdot 6561,5$	0,929
L = 0,3 m	$\alpha_s a = (\dot{m})^{0,662} \cdot (u)^{0,547} \cdot 6516,3$	0,968
L = 0,2 m	$\alpha_s a = (\dot{m})^{0,575} \cdot (u)^{0,282} \cdot 7277,8$	0,973

Tablo 5.2.  $\alpha_h$  a katsayısı için elde edilen iki değişkenli regresyon sonuçları.

Yükseklik L (m)	İlişki	R <sup>2</sup>
L = 0,5 m	$\alpha_h a = (\dot{m})^{0,896} \cdot (u)^{1,63} \cdot 562,34$	0,952
L = 0,4 m	$\alpha_h a = (\dot{m})^{0,985} \cdot (u)^{1,502} \cdot 522,4$	0,938
L = 0,3 m	$\alpha_h a = (\dot{m})^{1,102} \cdot (u)^{1,435} \cdot 481,94$	0,961
L = 0,2 m	$\alpha_h a = (\dot{m})^{1,314} \cdot (u)^{1,509} \cdot 398,1$	0,965

$\sigma$  a katsayısı için yapılan ikili regresyon çalışmaları ile elde edilen regresyon değerleri, üçlü regresyon çalışmalarından elde edilen regresyon değerinden düşük çıkmıştır. Bu sebeple bu verilere burada değinilmemiştir.

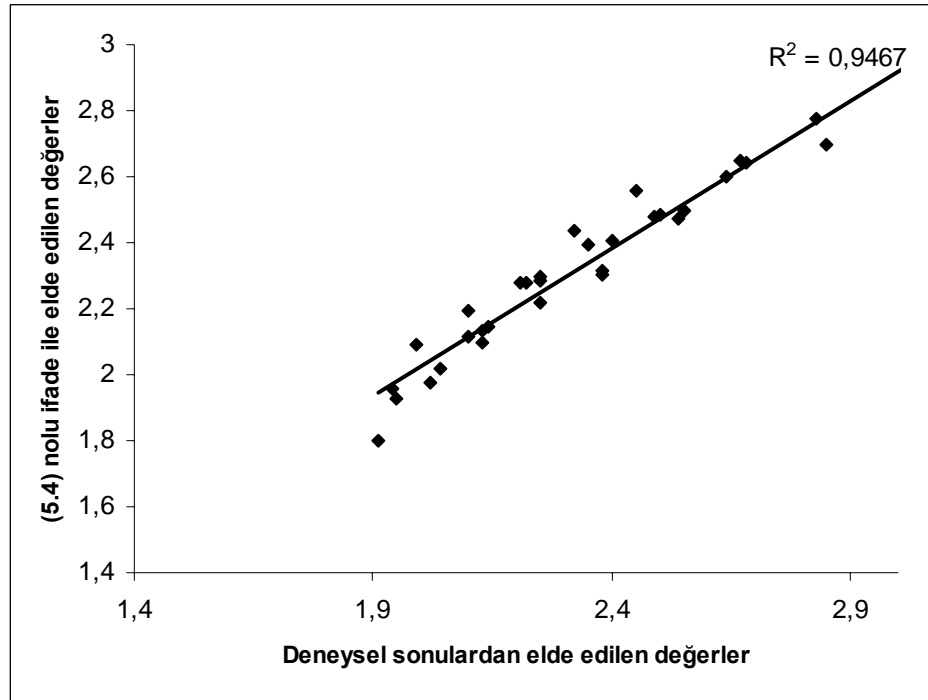
Tablo 5.1.' de ve Tablo 5.2.' de verilen ilişkiler daha yüksek regresyon değerine sahip olduklarından dolayı tercih edilebilir.

$\sigma$  a katsayısında, hava hızının 2,5 m/s değerinden yüksek olduğu durumlarda damla parçalanması sebebiyle ani bir artış gözlemlendiği için  $u_h = 2$  m/s,  $u_h = 2,5$  m/s değerleri için bir  $\sigma.a$  ifadesi ve  $u_h = 3$  m/s değeri için ayrı bir  $\sigma.a$  ifadesi türetilmiştir. Bu ifadeler

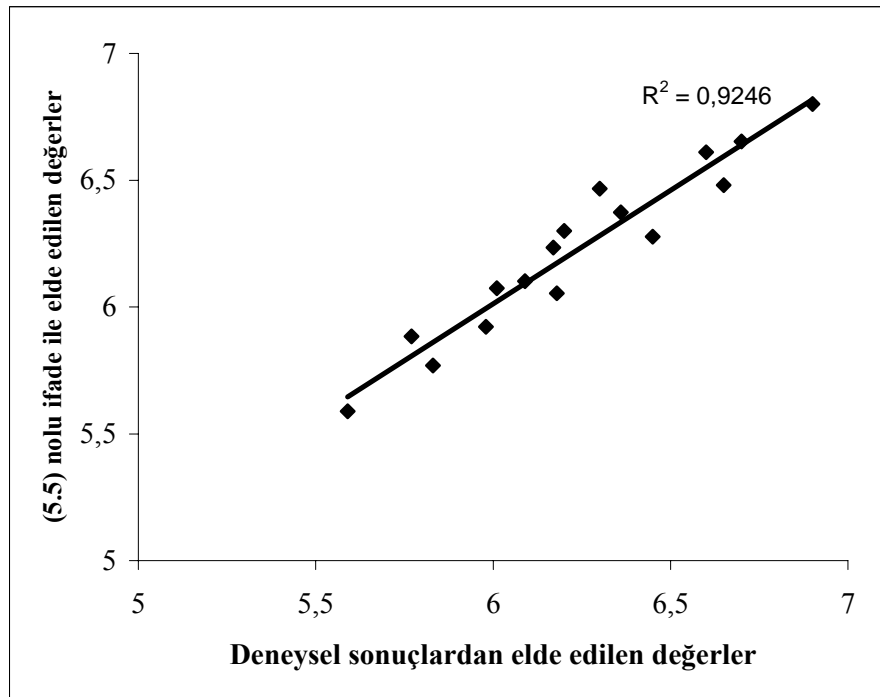
$$\sigma a = (L)^{0,166} \cdot (\dot{m})^{0,732} \cdot (u)^{0,37} \cdot 2,466 \quad (R^2 = 0,946) \quad (5.4)$$

$$\sigma a = (L)^{0,127} \cdot (\dot{m})^{0,249} \cdot 7,603 \quad (R^2 = 0,924) \quad (5.5)$$

şeklindedir. Bu ifadelerin regresyon değerleri sırasıyla 0,946 ve 0,924 tür. Bu değerler (5.3) ifadesinin regresyon değeri olan 0,85 değerinden yüksek olduğu için tercih edilebilir. (5.4) ve (5.5) ifadelerinden elde edilen sonuçların deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar ile uyumu şekil 5.3. ve şekil 5.4.' de gösterilmiştir.



Şekil 5.4.  $u_h = 2$  m/s,  $u_h = 2,5$  m/s değerleri için elde edilen (5.4) ifadesinin  $R^2$  değerinin grafik gösterimi.



Şekil 5.5.  $u_h = 3$  m/s değeri için elde edilen (5.5) ifadesinin  $R^2$  değerinin grafik gösterimi.

Buharlaştırılmalı soğutuculardaki ısı transferi ve kütle transferi için literatürde verilen ifadeler ile (5.1), (5.2) ve (5.3) nolu ifadelerin birbirleri ile karşılaştırılması yapıldığında, buharlaştırılmalı soğutucuların serpantini ile hava giriş açıklığı arasında kalan bölgedeki ısı transferinin ve kütle transferinin serpantin bölgesindeki ısı transferi ve kütle transferine göre daha düşük değerlerde olduğu görülebilir.

Deneysel çalışmalardan çıkan önemli sonuçlardan biride Lewis sayısının 1' e eşit alınmasının hatalı bir işlem olacağıdır. Çünkü Lewis sayısı havanın buharlaştırılmalı soğutucuya girdiği bölgede kütle transferi ısı transferine göre daha etkin bir olaydır. Bu sebeple Lewis sayısı 1 den büyük değerler alır. Bundan sonra hava buharlaştırılmalı soğutucu içinde yükseldikçe Lewis sayısı 1' e yaklaşır. Bu olay şekil 4.18.' de görülmektedir.

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 damlalarının artan hava hızı ve damla çapı değerlerine göre parçalanırlar. Elde edilen volümetrik ısı transfer ve volümetrik kütle transfer katsayılarının artışında, hava hızının artması neticesinde oluşan damlaların parçalanması önemli oranda etkilidir. Bu katsayıların değişiminin bir diğer sebebi ise çalışma bölgesi yüksekliğinin değişimidir. Damlaların düşme yüksekliği arttıkça bu değerlerde 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 katsayıların değişiminde su debisi değişiminin de etkisi ihmal edilemez.

Tüm bu sonuçlar ışığında buharlaştırılmalı soğutucuların serpantin ile hava giriş açıklığı arasındaki volümetrik transfer katsayıları için ampirik ifadeler verilmiştir. Literatürdeki çalışmalarda ihmal edilen ve tüm sistem üzerinde etkisi 4. bölümde gösterildiği gibi az olan bu bölgedeki ısı transferi miktarı ve kütle transferi miktarı verilen ampirik ifadeler ile değerlendirilebilir. Bu yolla serpantin öncesi havanın

gerçek sıcaklıkları (kuru ter. ve yaş ter.) elde edilebilir ve daha hassas hesaplamalar için katkı sağlanır.

**KAYNAKLAR**

- Altınışık, K., Işık, M., 1993. Ters Akımlı Soğutma Kulelerinde Yaklaşma Sıcaklığının Kule Performansına Etkisi. 9. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi. 152 – 162.
- Aydın, A., 1989. Isı Transferi. İstanbul Üniversitesi Yayınları. Yayın no: 3574, 536s, İstanbul.
- Ashrae Handbook., 1996. HVAC Systems and Equipment. SI Edition, 750s.
- Balıca, H., 1982. Havadaki Su Buharının Basınç ve Doyma Derecesinin Bulunması. T.C. Başbakanlık Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü, Teknik Seri No: 16, Ankara.
- Bayboz, B., 1997. Mekanik Hareketli Su Soğutma Kulelerinde Isı ve Kütle Transferi ile Etkenliğin İncelenmesi. Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Ens. Doktora Tezi. 93s., Balıkesir.
- Bernier, M.A., 1994. Cooling Tower Performance: Theory and Experiments. Ashrae Transactions. 100(Part 2), 114 – 121.
- Blagojevic, B., Bajsic, I., 1996. A One Dimensional Numerical Model of Heat and Mass Transfer in Air – Water Droplet Flow. Heat and Mass Transfer. 31, 435 – 441.
- Bosnjakovic, F., 1965. Technical Thermodynamics. Holt, Rinehart and Winston. (Translation of Technische Thermodynamik, Part II, Theodor Steinkopff). Dresden und Leipzig.
- Braun, J.E., Klein, S.A., Mitchell, J.W., 1989. Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils. Ashrae Transactions. 95(Part 2), 164 – 174.

- Brin, A.A., Petruichik, A.I., Fisenko, S.P., 2002. Mathematical Modeling of Evaporative Cooling of Water in a Mechanical-Draft Cooling Tower. *J. of Engineering Physics and Thermodynamics*. 75(6), 1332 – 1338.
- Dreyer, A.A., Erens, P.J., 1990. 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.
- El-Desouky, H.T.A., Al-Haddad, A., Al-Juwayhel, F., 1997. A Modified Analysis of Counter Flow Wet Cooling Towers. *J. of Heat Transfer*. 119, 617 – 626.
- Ettouney, H.E., El-Dessouky, H.T., Bouhamra, W., Al-Azmi, B., 2001. Performance of Evaporative Condensers. *Heat Transfer Engineering*. 22, 41 – 55.
- Erens, P.J., Mercker, J.H., Dreyer, A.A., 1994. Evaporation From Accelerating Droplets. *Proceedings of The 10th International Heat Transfer Conference*. 305 – 310, Brighton.
- Fisenko, S.P., Brin, A.A., Petruichik, A.I., 2004. Evaporative Cooling of Water in a Mechanical Draft Cooling Tower. 47, 165 – 177.
- Hacısalihoglu, H., H., Balcı, M., Gökdal, F., 1988. *Temel ve Genel Matematik Cilt 1*. Ertem Matbaacılık, 678s, Ankara.
- Hoşöz, M., Kılınçarslan, A., 2004. Performance evaluations of refrigeration systems with air-cooled, water-cooled and evaporative condensers. *Int. J. of Energy Research*. 28, 683 – 696.
- Gan, G., Riffat, S.B., Shao, L., Doherty, P., 2001. Application of CFD to Closed-Wet Cooling Towers. *Applied Thermal Engineering*. 21, 79 – 92.

- Hasan, A., Siren, K., 2002. Theoretical and Computational Analysis of Closed Wet Cooling Towers and its Applications in Cooling of Buildings. *Energy and Buildings*. 34, 447 – 486.
- İbrahim, G.A., Nabhan, M.B.W., Anabtawi, M.Z., 1995. An Investigation into a Falling Film Type Cooling Tower. *Int. J. Refrig.* 18(8), 557 – 564.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 2001. *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*. Literatür Yayıncılık, 960s. İstanbul.
- Khan, J.U.R., Yaqub, M., Zubair, S.M., 2003. Performance Characteristics of Counter Flow Wet Cooling Towers. *Energy Conversion and Management*. 44(13), 2073 – 2091.
- Kim, J.K., Smith, R., 2001. Cooling Tower System Design. *Chemical Eng. Science*. 56, 3641 – 3658.
- Kloppers, J.C., Kröger, D.G., 2005. A Critical Investigation into the Heat and Mass Transfer Analysis of Counterflow Wet Cooling Towers. *International J. of Heat and Mass Transfer*. 48, 765 – 777.
- Kloppers, J.C., Kröger, D.G., 2001. A Critical Cooling Tower Performance Evaluation. 12th IAHR Symposium in Cooling Tower and Heat Exchangers. 108 – 115, Sydney.
- Kunduz, M., 1986. *Buharlaştırılmalı Kondansör Hesabı*. Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi. 110s, Konya.
- Kunduz, M., 1992. Soğutma Kulelerinde Isı ve Kütle Transferi Analizi ve Çözümü. *Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü Dergisi*. 1(4), 63 – 71.



- Marseille, T.J., Schliesing, J.S., Bell, D.M., Johnson, B.M., 1991. Extending Cooling Tower Thermal Performance Prediction Using a Liquid – Side Film Resistance Model. *Heat Transfer Eng.* 12(3), 19 – 30.
- Martin, P.L., Oughton, D.R., 1997. *Heating & Air Conditioning of Buildings*. 701s, Architectural Press.
- Milosavljevic, N., Heikkila, P., 2001. A Comprehensive Approach to Cooling Tower Design. 21, 899 – 915.
- Mizushina, T., Ito, R., Miyashita, 1968. Characteristics and Methods of Thermal Design of Evaporative Coolers. *Int. Chemical Engineering*. 8(3), 532 – 538.
- Mohiuddin, A.K.M., Kant, K., 1996. Knowledge Base for the Systematic Design of Wet Cooling Towers Part I : Selection and Tower Characteristics. *Int J. of Refrigeration*. 19(1), 43 – 51.
- Mohiuddin, A.K.M., Kant, K., 1996. 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.
- Peterson, D., Glasser, D., Williams, D., 1988. Predicting the Performance of an Evaporative Condenser. *Trans. of ASME*. 110, 748- 753.
- Söylemez, M.S., 1999. Theoretical and Experimental Analysis of Cooling Towers. *Ashrae Transactions*. 105(Part 1), 330 – 337.
- Stabat, M., Marchio, D., 2004. Simplified Model for Indirect-Contact Evaporative Cooling-Tower Behaviour. *Applied Energy*. 78(4), 433 – 451.
- Stefanovic, V., Ilic, G., Vukic, M., Radojkovic, N., Vuckovic, G., Zivkovic, P., 2001. 3D Model in Simulation of Heat and Mass Transfer Processes in Wet

- Cooling Towers. Facta Universitatis Mechanical Eng. Series. 1(8), 1065 – 1081.
- Stefanovic, V., Lakovic, S., Radojkovic, N., Ilic, G., 2000. Experimental Study on Heat and Mass Transfer in Cooling Towers. Facta Universitatis Mechanical Eng. Series. 1(7), 849 – 861.
- Stoecker, W.F., 1984. İklimlendirme Esasları. İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları. Yayın No: 1287. 304s, İstanbul.
- Sutherland, J.W., 1983. Analysis of Mechanical-Draught Counterflow Air/Water Cooling Towers. Trans. of ASME. 105, 576 – 582.
- Şenol, M., 1983. Nümerik Analiz. Anadolu Üniversitesi Matbaası. 322s, Eskişehir.
- Tan, K., Deng, S., 2002. A Method for Evaluating the Heat and Mass Transfer Characteristics in a Reversibly Used Water Cooling Tower for Heat Recovery. Int. J. of Refrigeration. 25, 552 – 561.
- Thomas, W.J., Houston P., 1959. Simultaneous Heat and Mass Transfer in Cooling Towers. British Chemical Eng. 4, 160 – 217.
- Yüncü, H., Kakaç, S., 1999. Temel Isı Transferi. Bilim Yayıncılık, 454s. Ankara.
- Webb, R.L., 1984. A Unified Theoretical Treatment for Thermal Analysis of Cooling Towers, Evaporative Condensers and Fluid Coolers. Ashrae Transactions. 90(Part 2B), 398 – 415.
- Webb, R.L., 1998. A Critical Evaluation of Cooling Tower Design Methodology. Heat Transfer Equipment Design. (Shah, R.K., Subba Rao, E.C., Mashelkar, R.A.,- eds), 547 – 558, Hemisphere Publishing Company, Washington.

Younis, M.A., Fahim, M.A., Wakao, N., 1987. Heat Input – Response in Cooling Tower – Zeroth Moments of Temperature Variations. *J. of Chemical Eng. of Japan*. 20(6), 614 – 618.

Zalewski, W., Zelasko, B.N., Litwin, M., 2000. Optimization of Evaporative Fluid Coolers. *Int. J. of Refrigeration*. 23, 553 – 565.

Zalewski, W., Gryglaszeski P.A., 1997. Mathematical Model of Heat and Mass Transfer Processes in Evaporative Fluid Coolers. *Chemical Eng. and Processing*. 36, 271 – 280.

**EKLER****EK 1 . Sistem Fotoğrafları**

Ek 1.1. Deneysel çalışmalarda kullanılan debimetre ve datalogger.



Ek 1.2. Sıcak su temininde kullanılan atmosferik gaz brülörlü ve üflemlü mazot brülörlü sıcak su kazanları.



Ek 1.3. Deneysel sistemin yapılması esnasında çekilen fotoğraflar.



Ek 1.4. Çalışma bölgesindeki su damları.

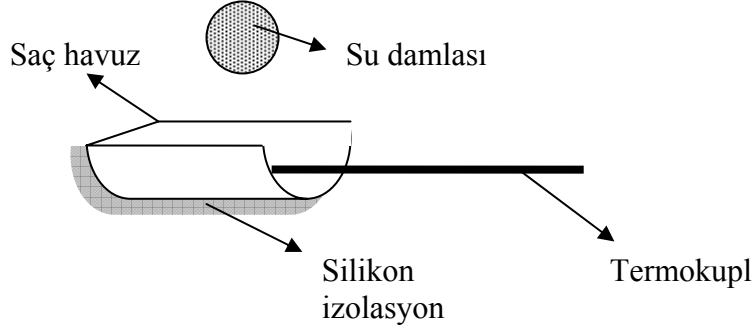


Ek 1.5. Sistemde kullanılan su püskürtücüleri.

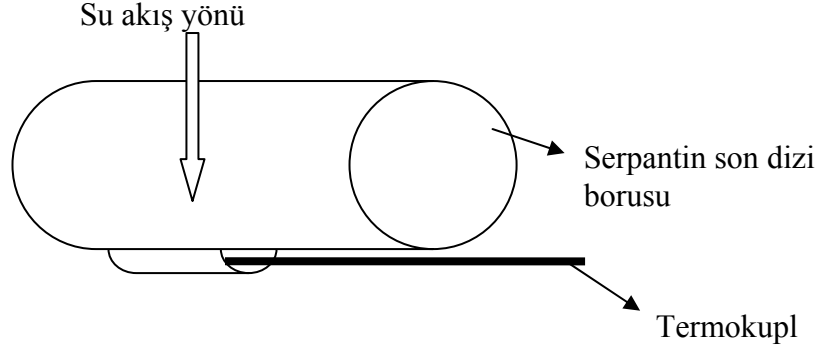


Ek 1.6. Serpantin borularındaki su akışı ve çalışma bölgesindeki damlalar.

## EK 2. Ölçme Şematik Çizimleri



Ek 2.1. Su sıcaklığı ölçümünün şematik olarak gösterimi.



Ek 2.2. Serpantin borusundan düşen su damlası sıcaklığı ölçüm yöntemi.



