

**T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SICAK YÜZEYLERİN SPREY İLE SOĞUTULMASININ  
SAYISAL İNCELENMESİ**

**DOKTORA TEZİ**

**Mak. Yük. Müh. Cemil YİĞİT**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. H. Rıza GÜVEN**

**Haziran 2009**

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SICAK YÜZEYLERİN SPREY İLE  
SOĞUTULMASININ SAYISAL İNCELENMESİ

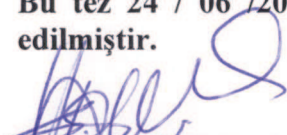
DOKTORA TEZİ

Mak. Yük. Müh. Cemil YİĞİT

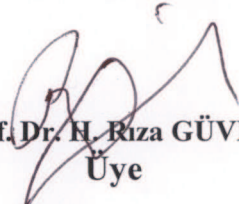
Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ


Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

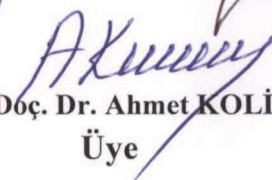
Bu tez 24 / 06 /2009 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

  
Prof. Dr. Salim ÖZÇELEBİ  
Jüri Başkanı

  
Prof. Dr. H. İbrahim SARAC  
Üye

  
Prof. Dr. H. Rıza GÜVEN  
Üye

  
Prof. Dr. Fethi HALICI  
Üye

  
Yrd. Doç. Dr. Ahmet KOLİP  
Üye

## TEŞEKKÜR

Doktora süreci boyunca danışman hocam, Prof. Dr. H. Rıza GÜVEN, ve ortak danışman hocam, Yrd. Doç. Dr. Nedim SÖZBİR, sahip oldukları bilginin yanı sıra sabırlarını ve desteklerini hiçbir zaman esirgememişlerdir. Destekleri olmasaydı bu tezin ortaya çıkması mümkün olmayacaktı. Katkılarından dolayı kendilerine sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Tez izleme komitemdeki hocalarıma, Prof. Dr. Fethi HALICI ve Yrd. Doç. Dr. Ahmet KOLİP, tez çalışmamdaki eksik noktaların belirlenmesi ve düzeltilmesi sürecinde göstermiş oldukları destek ve ilgiden dolayı teşekkürlerimi sunarım. Mesai arkadaşlarıma -Yrd. Doç. Dr. Osman Hamdi METE, Arş. Gör. Yaşar KAHRAMAN, Arş. Gör. İ. Kutay YILMAZÇOBAN, Arş. Gör. Sedat İRİÇ ve Arş. Gör. Ufuk DURMAZ- tez çalışması süreci boyunca vermiş oldukları moral ve desteklerden ötürü teşekkürü bir borç bilirim.

Tez çalışmama 2006-FBD-002 numaralı proje kapsamında vermiş olduğu maddi destekten ötürü Sakarya Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonu Başkanlığı'na teşekkürlerimi sunarım.

Assistant Professor Roy J. ISSA sayısal modelin hazırlanması sürecinde deneyimini ve bilgisini paylaşmayı esirgememiştir. Katkılarından dolayı kendisine teşekkür ederim.

Her koşul altında bana verdiği maddi, manevi ve bilimsel destekten dolayı eşime, Arş. Gör. Elif ATABEK YİĞİT, en içten duygularıyla teşekkür ederim. Daima benden desteklerini esirgemeyen ve her zaman yanımda olan aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Arş. Gör. Cemil YİĞİT

## İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER .....	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ .....	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ .....	vii
TABLolar LİSTESİ .....	xii
ÖZET .....	xiii
SUMMARY .....	xiv

### BÖLÜM 1.

GİRİŞ .....	1
1.1. Literatür Araştırması .....	1
1.2. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı .....	7
1.3. Çalışmanın Ana Hatları .....	7

### BÖLÜM 2.

DAMLACIK MODELİ.....	9
2.1. Damlacığın Çarpma Rejimleri .....	9
2.1.1. Yapışma rejimi .....	10
2.1.2. Sıçrama rejimi .....	10
2.1.2.1. Atmosferik basınçta damlacığın sıçramasının modellenmesi.....	13
2.1.3. Yayılma rejimi .....	16
2.1.3.1. Damlacığın yüzey üzerinde yayılması.....	20
2.1.4. Parçalanma rejimi .....	24
2.2. Damlacığın Isı Transferi.....	27
2.2.1. Damlacık temas ısı transferini etkileyen parametreler.....	29

### BÖLÜM 3.

SAYISAL MODELİN HAZIRLANMASI .....	37
3.1. Sayısal Hesaplama Bölgesinin Tanımlanması .....	37
3.2. Hava ile Soğutma Sürecinin Sayısal Modeli .....	39
3.3. Su Sisi Soğutma Sürecinin Sayısal Modeli .....	43

### BÖLÜM 4.

SONUÇLAR .....	49
4.1. Sonuçların Değerlendirilmesi .....	49
4.1.1. Spreyin hız profilinin değişimi .....	49
4.1.2. Spreyin basınç profilinin değişimi .....	57
4.1.3. Isı taşınım katsayısının değişimi .....	63

### BÖLÜM 5.

TARTIŞMA VE ÖNERİLER .....	76
5.1. Öneriler .....	77
KAYNAKLAR .....	78
ÖZGEÇMİŞ .....	85

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

$A$	: Disk yüzeyinin alanı
$A_d$	: Damlacığın alanı
$C_D$	: Kayma katsayısı
$CHF$	: Kritik ısı akısını
$C_p$	: Özgül ısı
$C_{p,d}$	: Damlacığın özgül ısısı
$C_\mu$	: Model sabiti
$d$	: Çap
$d_d$	: Damlacık çapı
$d_{max}$	: Damlacığın maksimum yayılma çapı
$D$	: Nozul çapı
$DPM$	: Ayrık faz modeli
$e_n$	: Normal doğrultudaki yeniden yapılanma katsayısı
$e_t$	: Teğetsel doğrultudaki yeniden yapılanma katsayısı
$E_{diss}$	: Damlacığın viskoz yayılma enerjisi
$E_k$	: Damlacığın kinetik enerjisi
$E_s$	: Damlacığın yüzey enerjisi
$f_d$	: Damlacığın frekansı
$F_D$	: Kayma kuvveti
$g$	: Yer çekimi ivmesi
$G$	: Sıvı kütle akısı
$h_{fg}$	: Buharlaşma gizli ısısı
$h_{h,0}$	: Durgunluk noktasında havanın ısı taşınım katsayısı
$h_{sis}$	: Su sisinin ısı taşınım katsayısı
$h_{Toplam}$	: Toplam ısı taşınım katsayısı
$I$	: Türbülans yoğunluğu

$I_r$	: Radyasyon yoğunluğu
$k$	: Türbülans kinetik enerjisi
$k_d$	: Damlacığın ısı iletkenliği
$k_h$	: Havanın ısı iletkenliği
$k_{su}$	: Suyun ısı iletkenliği
$k_{su\ sisi}$	: Su sisinin ısı iletkenliği
$l$	: Uzunluk ölçüğü
$L$	: Spreyin nozul çıkışındaki yarı genişliği
$L^1$	: Sınır tabakası genişliği
$m$	: Kütle
$m_d$	: Damlacığın kütlesi
$\dot{m}_d$	: Damlacığın kütleli debisi
$\dot{m}_h$	: Havanın kütleli debisi
$Nu_{h,0}$	: Durgunluk noktasındaki Nusselt sayısı
$Nu_{sis}$	: Su sisinin Nusselt sayısı
$q_c$	: Isı akısı
$Pr$	: Prandtl sayısı
$Re$	: Reynolds sayısı
$Re_{su}$	: Suyun Reynolds sayısı
$SDS$	: Sodyum dodesil yüzey aktif madde
$t$	: Zaman
$t_c$	: Damlacığın maksimum yayılma çapına ulaşana kadar geçen süre
$T_ç$	: Çevre sıcaklığı
$T_d$	: Damlacığın sıcaklığı
$T_{doy}$	: Doyma sıcaklığı
$T_h$	: Havanın sıcaklığı
$T_r$	: Radyasyon sıcaklığı
$T_y$	: Yüzeyin sıcaklığı
$u$	: Hız
$u_d$	: Damlacığın hızı
$u_{d,n}$	: Damlacığın normal doğrultudaki hız bileşeni
$u_h$	: Nozul çıkışındaki hava hızı
$u_{i,n}$	: Normal doğrultudaki çarpma hızı

$u_{i,t}$	: Teğetsel doğrultudaki çarpma hızı
$u_{o,n}$	: Normal doğrultudaki sıçrama hızı
$u_{o,t}$	: Teğetsel doğrultudaki sıçrama hızı
$We$	: Weber sayısı
$We_{kr}$	: Kritik Weber sayısı
$We_n$	: Normal doğrultudaki Weber sayısı
$\beta_{max}$	: Damlacığın yüzey üzerinde maksimum yayılması
$\delta$	: Damlacığın yüksekliği
$\varepsilon$	: Isı transferi etkinliği
$\varepsilon_d$	: Damlacığın yayılım katsayısı
$\varepsilon_t$	: Türbülans harcanım oranı
$\varepsilon_{disk}$	: Diskin yayılım katsayısı
$\phi$	: Dağılım fonksiyonu
$\mu_d$	: Damlacığın dinamik viskozitesi
$\mu_{su}$	: Suyun dinamik viskozitesi
$\mu_t$	: Türbülans viskozitesi
$\pi$	: Pi sayısı
$\theta$	: Temas açısı
$\rho_d$	: Damlacığın yoğunluğu
$\rho_h$	: Havanın yoğunluğu
$\sigma$	: Stefan-Boltzman sabiti
$\sigma_d$	: Damlacığın yüzey gerilimi
$\nu_d$	: Damlacığın kinematik viskozitesi
$\nu_h$	: Havanın kinematik viskozitesi
$\nabla$	: Viskoz katman hacmi



## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Damlacığın yüzeye çarpma rejimleri .....	10
Şekil 2.2. Farklı çapta ve hızda iki damlacığın sıçrama rejimi [50].....	11
Şekil 2.3. 400 °C sıcaklığındaki krom-demir alaşımlı nikel yüzey üzerinde sıçrayan su damlacığı (We=60) [37] .....	12
Şekil 2.4. 200 °C sıcaklığındaki yüzey üzerinde sıçrayan n-heptan damlacığı (We=45) [37].....	12
Şekil 2.5. 200 °C Yüzey üzerinde damlacığın çarpmasının şematik gösterimi.....	13
Şekil 2.6. Damlacığın sıçrama davranışının Weber sayısı ile ilişkisi [54].....	14
Şekil 2.7. Damlacığın normal doğrultudaki yeniden yapılanma katsayısı ile çarpma Weber sayısı arasındaki ilişki [50] .....	15
Şekil 2.8. Damlacığın yayılma rejimi (Re = 6.6, We = 2.0) [60].....	17
Şekil 2.9. Damlacığın yayılma rejimi (Re = 10.0, We = 5.2) [60].....	17
Şekil 2.10. Damlacık temas açısı.....	18
Şekil 2.11. Kuru yüzey ile sıvı filmi üzerine çarpan tek damlacığın karşılaştırılması (u=2.1 m/s, d <sub>d</sub> =2.4mm) [62] .....	19
Şekil 2.12. İlk damlacığın oluşturduğu sıvı filminin merkezine çarpmayan ikinci damlacığın oluşturduğu aksi-simetrik sıvı tacı (u=2.1 m/s, d <sub>d</sub> =2.4 mm) [62] .....	20
Şekil 2.13. Damlacığın maksimum yayılmasında teorik ve deneysel verilerin karşılaştırılması .....	24
Şekil 2.14. %30 oranında sodyum asetat trihidrat eklenmiş damlacığın paslanmaz çelik üzerine çarpması (We=80) [68].....	26
Şekil 2.15. Su damlacığının paslanmaz çelik üzerine çarpması (We=74) [68].....	27
Şekil 2.16. Spreyle soğutma sürecindeki ısı transferi mekanizması .....	28
Şekil 2.17. Isı transferi modları .....	28
Şekil 2.18. Islak temaslı ısı transferi koşulunda damlacığın ısı transferi etkinliğinin çarpma hızına bağlı olarak değişimi [50].....	31

Şekil 2.19. Kuru temaslı ısı transferi koşulunda damlacığın ısı transferi etkinliğinin çarpma hızına bağlı olarak değişimi [50].....	32
Şekil 2.20. Islak temaslı ısı transferi koşulunda damlacığın ısı transferi etkinliğinin yüzeye çarpan damlacığın normal doğrultusundaki Weber sayısına bağlı değişimi [50].....	33
Şekil 2.21. Kuru temaslı ısı transferi koşulunda damlacığın ısı transferi etkinliğinin yüzeye çarpan damlacığın normal doğrultusundaki Weber sayısına bağlı değişimi [50].....	33
Şekil 2.22. Damlacık temas ısı transferi etkinliğinin yüzey ile damlacık arasındaki sıcaklık farkına ve çarpan damlacığın normal doğrultusundaki Weber sayısına bağlı olarak değişimi [50].....	34
Şekil 3.1. Modelin ağ yapısı .....	38
Şekil 3.2. Modelin sınır şartları .....	38
Şekil 3.3. 2.56 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısında ve 24.9 m/s hava hızında damlacıkların yörüngeleri .....	43
Şekil 3.4. Modelin akış diyagramı.....	48
Şekil 4.1. Nozul çıkışındaki hızı 24.9 m/s olan hava spreynin hız profili.....	50
Şekil 4.2. Nozul çıkış hızı 24.9 m/s olan spreyn eksenel simetri doğrultusundaki hız profili .....	50
Şekil 4.3. Nozul çıkışında 24.9 m/s hava hızına sahip spreyn radyal doğrultudaki hız profili.....	51
Şekil 4.4. Nozul çıkışında 24.9 m/s hava hızına ve 2.56 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısına sahip spreyn radyal doğrultudaki hız profili .....	52
Şekil 4.5. Nozul çıkışında 24.9 m/s hava hızına ve 5.11 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısına sahip spreyn radyal doğrultudaki hız profili .....	52
Şekil 4.6. Çeşitli hava hızlarında sadece hava ihtiva eden spreyn radyal doğrultudaki hız dağılımları .....	53
Şekil 4.7. Çeşitli hava hızlarında 2.56 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısına sahip spreyn radyal doğrultudaki hız dağılımları .....	54
Şekil 4.8. Çeşitli hava hızlarında ve 5.11 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısına sahip spreyn radyal doğrultudaki hız dağılımları .....	54
Şekil 4.9. Çeşitli hava hızlarında ve 7.67 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısına sahip spreyn radyal doğrultudaki hız dağılımları .....	55

Şekil 4.10. Radyal yöndeki maksimum hızın hava hızına ve sıvı kütle akısına göre değişimi .....	55
Şekil 4.11. 5.11 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısı ihtiva eden spreyn radyal yöndeki maksimum hız değerinin hava hızına göre değişimi .....	56
Şekil 4.12. 7.67 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısı ihtiva eden spreyn radyal yöndeki maksimum hız değerinin hava hızına göre değişimi .....	56
Şekil 4.13. 24.9 m/s nozul çıkış hızına sahip hava spreynin basınç profili .....	57
Şekil 4.14. 24.9 m/s hava hızı ve 2.56 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısında spreyn içerisindeki basınç profili .....	58
Şekil 4.15. 24.9 m/s hava hızı ve 5.11 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısında spreyn içerisindeki basınç profili .....	58
Şekil 4.16. 24.9 m/s hava hızında sıvı kütle akısıyla durgunluk bölgesindeki statik basıncın değişimi .....	59
Şekil 4.17. 35.056 m/s hava hızında sıvı kütle akısıyla durgunluk bölgesindeki statik basıncın değişimi .....	59
Şekil 4.18. 45.22 m/s hava hızında sıvı kütle akısıyla durgunluk bölgesindeki statik basıncın değişimi .....	60
Şekil 4.19. 50.29 m/s hava hızında sıvı kütle akısıyla durgunluk bölgesindeki statik basıncın değişimi .....	60
Şekil 4.20. Çeşitli nozul çıkış hızlarında hava spreyi içerisindeki radyal yönde basınç değişimi .....	61
Şekil 4.21. Hava spreyi için durgunluk bölgesinde statik basıncın hava hızına göre değişimi .....	61
Şekil 4.22. 2.56 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısında durgunluk bölgesindeki statik basıncın hava hızına bağlı değişimi .....	62
Şekil 4.23. 5.11 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısında durgunluk bölgesindeki statik basıncın hava hızına bağlı değişimi .....	62
Şekil 4.24. 7.67 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısında durgunluk bölgesindeki statik basıncın hava hızına bağlı değişimi .....	63
Şekil 4.25. 24.9 m/s hava hızına sahip spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi .....	64
Şekil 4.26. Sadece hava ihtiva eden spreyn ısı değişim katsayısının nozul çıkışındaki hava hızına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi .....	64

Şekil 4.27. 35.056 m/s hava hızına sahip spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi .....	65
Şekil 4.28. 45.22 m/s hava hızına sahip spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi .....	65
Şekil 4.29. 50.288 m/s hava hızına sahip spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi .....	66
Şekil 4.30. 2.56 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısı ihtiva eden spreyn ısı değişim katsayısının nozul çıkışındaki hava hızına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi .....	66
Şekil 4.31. 5.11 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısı ihtiva eden spreyn ısı değişim katsayısının nozul çıkışındaki hava hızına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi .....	67
Şekil 4.32. 7.67 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısı ihtiva eden spreyn ısı değişim katsayısının nozul çıkışındaki hava hızına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi .....	67
Şekil 4.33. 35.056 m/s hava hızına sahip spreyn ısı transfer oranının radyal yöndeki değişimi (G=0 kg/m <sup>2</sup> s) .....	68
Şekil 4.34. Çeşitli sıvı kütle akılarında hava hızına bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi .....	69
Şekil 4.35. Çeşitli hava hızlarında sıvı kütle akısına bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi .....	69
Şekil 4.36. Sadece hava ihtiva eden spreyn ısı taşınım katsayısının hava hızına bağlı olarak değişimi .....	70
Şekil 4.37. 2.56 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısı ihtiva eden su sisinin ısı taşınım katsayısının hava hızına bağlı olarak değişimi .....	70
Şekil 4.38. 5.11 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısı ihtiva eden su sisinin ısı taşınım katsayısının hava hızına bağlı olarak değişimi .....	71
Şekil 4.39. 7.67 kg/m <sup>2</sup> s sıvı kütle akısı ihtiva eden su sisinin ısı taşınım katsayısının hava hızına bağlı olarak değişimi .....	72
Şekil 4.40. 24.9 m/s nozul çıkış hızında spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişimi .....	73
Şekil 4.41. 35.056 m/s nozul çıkış hızında spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişimi .....	73

Şekil 4.42. 45.22 m/s nozul çıkış hızında spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişimi.....	74
Şekil 4.43. 50.288 m/s nozul çıkış hızında spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişimi.....	74
Şekil 4.44. 50.288 m/s nozul çıkış hızında spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişimi.....	75

## TABLULAR LİSTESİ

Tablo 3.1	k-ε türbülans metodu için kullanılan model sabitleri [78] .....	40
Tablo 3.2	Birinci dereceden çözüm için girilen artık katsayıları.....	41
Tablo 3.3	Modele girilen relaksasyon faktörleri .....	42
Tablo 3.4	İkinci dereceden çözüm için girilen artık katsayıları .....	42
Tablo 3.5	Birinci dereceden çözüm için girilen artık katsayıları.....	46
Tablo 3.6	Modele girilen relaksasyon faktörleri .....	46
Tablo 3.7	İkinci dereceden çözüm için girilen artık katsayıları .....	46

## ÖZET

Anahtar Kelimeler: Sprey Soğutma, Sayısal Sprey İncelemesi

Günümüzde giderek artan bir oranda endüstriyel proseslerde su sisi kullanımı yaygınlaşmaktadır. Su sisi 100 µm çapında ve daha küçük su damlacıkları içerir ve damlacıklar hava akışıyla birlikte taşınırlar. Su sisi spreynin sıvı kütle akısı düşük olduğu için ısı transferi geleneksel su spreylere kadar yüksek değildir. Ancak daha üniform bir sıcaklık dağılımı elde edilir ve su kullanım verimlilikleri nispeten yüksektir.

Bu Çalışmada, atmosferik koşullarda yüksek sıcaklıktaki yüzeylerin soğutulması için hem hava hem de su sisi spreyi sayısal olarak modellenmiştir. Sayısal çözüm koşulları şöyledir; su damlacıklarını taşıyan hava hızı 24.9 m/s ile 50.29 m/s, sıvı kütle akısı 0 kg/m<sup>2</sup>s ile 7.67 kg/m<sup>2</sup>s ve paslanmaz çelik hedef yüzeyin sıcaklığı 500 °C ile 525 °C aralığında değişmektedir. Değişik sıvı kütle akılarında radyal ısı taşınım katsayıları sayısal olarak elde edildi ve literatürdeki deneysel sonuçlarla karşılaştırıldı. Yapılan sayısal çözümde, ısı taşınım katsayısının radyal yönde hem hava spreyinde hem de su sisi spreyinde benzer bir eğilim gösterdiği görülmüştür. Durgunluk bölgesindeki ısı taşınım katsayısı, hem hava hızı hem de sıvı kütle akısıyla artmaktadır. Isı taşınım katsayısı sıvı kütle akısıyla birlikte yaklaşık lineer olarak artmaktadır.

Bu çalışma hava spreyi içerisine katılacak küçük miktarda suyun ısı taşınım katsayısını dikkate değer bir biçimde arttırdığını göstermektedir. Sayısal çözümün sonuçları literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırılmış ve sonuçlar birbiriyle iyi bir uyum göstermiştir.

# **NUMERICAL STUDIES OF USING SPRAY COOLING ON HIGH TEMPERATURE SURFACES**

## **SUMMARY**

Keywords: Spray Cooling, Computational Spray Investigation

Recently, more and more increased industrial processes use water mist for cooling. Water mist contains small droplets, in the order of or less than 100  $\mu\text{m}$ , and carries co-flowing air which are entrained or are used for atomization. The mass flux of water mist is low and therefore, the heat transfer rate is not as high as sprays; however, the water mist provides relatively uniform heat transfer and has high water usage efficiency.

A numerical model is developed to simulate for atmospheric applications the both pure air and water mist sprays on heated high temperatures surfaces. The simulations conditions of water mist cover the variations of air velocity from 24.9 to 50.29 m/s, liquid mass flux from 0 to 7.67  $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ , and surface temperature of stainless steel between 525 $^{\circ}\text{C}$  and 500 $^{\circ}\text{C}$ . Radial heat transfer distributions were obtained from computational analysis at different liquid mass fluxes and compared with experimental results. The computational analysis revealed that the radial variation of heat transfer coefficients of water mist has a similar trend to the air jet cooling. At the stagnation point, heat transfer coefficient increases with both the air velocity and the liquid mass flux. The heat transfer contribution due to the presence of water increases almost linearly with the liquid mass flux.

This study shows that with a small amount of water added in the impacting air jet, the heat transfer is dramatically increased. The model simulation was compared against available experimental data at atmospheric conditions, and simulation compared favorably well with the experimental data.



## **BÖLÜM 1. GİRİŞ**

Sprey enjeksiyonuyla soğutma işlemi yüksek sıcaklık değerlerindeki metal yüzeylerin soğutulması proseslerinde uzun süredir kullanılmaktadır. Örneğin: metalürji endüstrisinde eriyiğin bir oluk içerisinde akarken soğutulması sürecinde soğutucu sprej akışının eriyik üzerinde oluşan buhar tabakasını geçebilmesi için akışkan olarak su kullanılır [1-4]. Ancak bu tip soğutma sistemlerindeki, ısı transferini artırmak amacıyla yüksek sıvı kütle akılarında çalışılmasından kaynaklanabilecek homojen olmayan ısı transferi dağılımı, düşük soğutma etkinliği ve yüksek su sarfiyatı gibi dezavantajlardan dolayı, zaman içerisinde yeni arayışlar içerisine girilmiştir. Bu doğrultuda yapılan çalışmalar içerisinde tek damlacık üzerinde yapılan araştırmaların sprej ile soğutma prosesini anlayabilmek adına temel oluşturduğu söylenebilir.

Sprej çok sayıda damlacık ihtiva ettiğinde, sıvının hacimsel debisi artacağından sıcak yüzey üzerindeki buhar miktarı artar ve sıvı ile buhar arasındaki ısı transferini hesaplamak daha karmaşık hale gelir. Bunun yanı sıra, çekirdek kaynama koşulunda yüzey üzerinde oluşan sıvı filmi damlacık ile yüzey arasındaki etkileşimi değiştireceğinden tek damlacıklı model ile sprej arasında farklılıklar olacaktır. Bunun gibi farklılıklara rağmen, prosteki karmaşık noktaları göz ardı ederek ideale yakın koşullarda problemin önemli parametrelerini tanımlayabilmek adına, tek damlacık ile yapılan araştırmalar ciddi bir adım olmuştur.

### **1.1. Literatür Araştırması**

Tek damlacık ile yürütülen çalışmaların büyük bir kısmı kritik ısı akısını (CHF) test parametrelerinin bir fonksiyonu olarak elde etmeyi amaçlamıştır. Halvorson ve arkadaşları [5] sıvı damlacıkları ile soğutulan ısıtılmış bir yüzeyin kritik ısı akısını

inceledikleri çalışmalarında, damlacıların frekansı 2-15 Hz, çapları ise 2.3 mm ile 3.8 mm arasında değişmektedir. Saf su ihtiva eden bu damlacıklar yaklaşık 9 cm mesafeden 1.3 m/s hızla yüzeye çarpılmaktadır. Kritik ısı akısının altındaki değerlerde damlacıkların yüzey boyunca üniform olarak yayıldığı ve buharlaştığı görülürken, kritik ısı akısı değerine yaklaşıldığında dış bölge buharlaşmaya devam ederken sıvı filminin merkezindeki bölge çekirdek kaynamaya maruz kalmaktadır. Bütün kritik ısı akısı değerlerinin saf suyun kaynama sıcaklığının 25-45 °C üzerindeki sıcaklık aralığında meydana geldiği gözlemlenmiştir. Buna ilaveten kızgın buhar sıcaklığının hem damlacık çapı hem de frekansındaki artış ile artma eğilimi gösterdiği ortaya çıkarılmıştır. Araştırmacılar yaptıkları çalışmada damlacık çapı küçüldüğünde kritik ısı akısının arttığını gözlemlemişlerdir. Hem Pais ve arkadaşları [6] hem de Estes ve Mudawar [7] da damlacık çapı azaldığında kritik ısı akısının arttığını belirtmişlerdir. Daha küçük damlacıkların yüzey üzerinde daha ince bir sıvı filmi tabakası oluşturacağından hareketle Halvorson ve arkadaşları [5] sıvı filmi tabakasının kalınlığı azaldığında ısı akısının artacağı varsayımını yapmışlardır. Mesler ve Mailen [8] daha önce yaptıkları çalışmalarında bu varsayımı destekleyici sonuçlar bulmuştur.

Sawyer ve arkadaşları [9] yaptıkları benzer bir çalışmada damlacık çapı, frekansı ve hızının kritik ısı akısı üzerine etkisini incelemişlerdir. Saf su damlacıklarının çapları 1.5-2.7 mm arasında değişirken, hızları ve Weber Sayısı (We) sırasıyla 2.4-4.6 m/s ile 170-730 aralığında kalmaktadır. Araştırmacılar çalışmalarında artan frekans ve kütle akısının kritik ısı akısının artmasına yardımcı olduğunu ortaya koymuşlar ve kritik ısı akısı için bir bağıntı geliştirmişlerdir. Sehmey [10] ve Chow [11] da yaptıkları çalışmalarda kritik ısı akısının sıvı kütle akısı arttığında yükseldiğini tespit etmişlerdir.

Healy ve arkadaşları [12], Sawyer [9] tarafından elde edilen bağıntıyı, farklı basınç koşullarında deneysel veriler elde ederek geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri bu bağıntı 0.2-2 atm basınç aralığında ve düşük Weber Sayılarında iyi sonuçlar vermiştir. Cabrera ve Gonzalez [13] de çekirdek kaynama rejiminde ısı akısı için damlacığın çapı ve hızı, kütle akısı, çevre basıncı ve yüzey pürüzlülüğünün bir fonksiyonu cinsinden bir ampirik formül geliştirdiler.

Chen ve arkadaşları [14] damlacığın çapı, akısı ve hızı gibi parametrelerin kritik ısı akısı ve ısı transfer üzerine etkilerini incelemişlerdir. Sadece bir parametreyi değiştirirken diğerlerini sabit tutarak deneysel çalışma yürüttüler. Her bir parametrenin artışına bağlı olarak kritik ısı akısının ve ısı taşınım katsayısının arttığını ve en baskın parametrenin damlacık hızı olduğunu rapor etmişlerdir.

Tek damlacığın ısı transferi üzerine çalışmalar yürüten Pedersen [15], Kendall ve Rohsenow [16], Senda ve arkadaşları [17], McGinnis ve Holman [18] yüzeyde meydana gelen ısı transferini etkileyen en önemli parametrelerin damlacık büyüklüğü, yüzey sıcaklığı ve damlacık Weber Sayısı olduğunu tespit etmişlerdir.

Bazı araştırmacılar düşük yüzey gerilimine sahip damlacıkların yüzey üzerinde daha fazla yayılacağından hareketle daha fazla ıslak alan ve daha ince sıvı filmi tabakası oluşacağını öne sürmüş ve akışkanın yüzey gerilmesini azaltmaya çalışarak ısı transferini arttırmayı hedefleyen çalışmalar yapmışlardır. Bu doğrultuda akışkana değişik oranlarda yüzey aktif madde eklenerek damlacığın yüzey gerilmesi azaltılmıştır.

Chandra ve arkadaşları [19] saf suyun yüzey gerilmesini azaltmak için 100-1000 ppm oranlarında sodyum dodesil yüzey aktif maddesi (SDS) eklemişlerdir. Çalışmalarında damlacık çapı 2.05 mm ve yüzey sıcaklığı 60-110 °C aralığındadır. Sonuç olarak yüzey aktif madde eklendiğinde damlacıkların yüzey üzerinde daha fazla yayılma eğilimi gösterdiğini ortaya koymuşlardır. Damlacık daha fazla yayıldığına, yüzey üzerinde daha ince bir sıvı filmi tabakası oluşmakta ve bunun sonucu olarak ısı transferi artmaktadır.

Pasandideh-Fard ve arkadaşları [20] akışkana ilave edilen yüzey aktif maddenin, damlacık dinamiklerine etkileri üzerine bir çalışma yürüttüler. Çalışmalarında SDS'nin konsantrasyonu 0-1000 ppm aralığında, damlacık çapı ve çarpma hızı sırasıyla 2.05 mm ve 1.05 m/s'dir. Nozul ile yüzey arasındaki mesafe 50 mm'dir. Genelde, damlacıklar yüzey üzerinde biriktiği zaman radyal olarak yayılır ve sonra merkeze doğru geri sıçrar. Araştırmalarında yüzey aktif maddenin eklenmesinin sadece damlacığın yüzeydeki yayılma çapını arttırmadığı, aynı zamanda geri sıçrama

yüksekliğini de azalttığını rapor ettiler ve damlacık deformasyonu için bir nümerik model geliştirdiler.

Strotos ve arkadaşları [21] 120 °C'ye ısıtılmış paslanmaz çelik üzerine çarpan su damlacıklarının soğutma etkinliği üzerine etkilerini inceledikleri çalışmalarında, damlacığın çarpma hızı arttığında daha fazla yayıldığını ve sıcak yüzey üzerinde daha çok ıslak alan meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Buna bağlı olarak, çarpma hızının soğutma etkinliği üzerine dikkate değer bir etkisinin olduğunu belirtmişlerdir.

Giderek artan bir oranda endüstriyel proseslerin soğutulması süreci için su sisi spreyleri kullanılmaya başlanmıştır. Özellikle yüksek sıcaklık değerlerinden hızlı bir soğuma gerektiren proseslerde bu yöntem tercih edilmektedir. Sözbir ve arkadaşları [22] yüksek sıcaklıktaki metal yüzeylere çarpan su sisinin ısı transferi üzerine etkilerini deneysel olarak araştırdı. Araştırmacılar tarafından, hava jetine eklenen az miktarda suyun ısı transferini çarpıcı bir şekilde arttırdığını tespit edilmiştir. Bu konuda yapılmış bir başka çalışmada Sözbir ve Yao [23] sertleştirilmiş cam için su sisi ile soğutma prosesini deneysel olarak çalıştılar. Bu çalışmada, yüksek basınçlı havanın kullanımında kesin bir tasarruf gösterdiği ve sistemin enerji gereksinimlerinin dikkate değer bir biçimde düşürüldüğü saptandı.

Nirmalan ve arkadaşlarının [24] türbin pervanelerini su sisiyle soğuttukları deneysel çalışmalarından çıkan sonuçlar, hava içerisine katılan %5 oranında su, ısı transferini yaklaşık olarak %20-30 arttırdığını göstermiştir.

Yang ve arkadaşları [25] atomizasyon basıncının ve sıvı kütle akısının ısı akısı üzerine etkisini incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarında damlacık çapı 12.4-17.3 µm, damlacık hızı 25.6-57.3 m/s, yüzey üzerinde oluşan sıvı filmi kalınlığı 85-235 µm aralığında ve yüzey pürüzlülüğü 0.28 µm'den küçüktür. Araştırmacılar sıvı kütle akısı arttığında ısı akısının da arttığını tespit etmişlerdir. Yang ve arkadaşları [26] önceki çalışmalarını geliştirerek hava ve saf suyun kütleli debilerinin soğutma prosesi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Yaptıkları diğer çalışmaya [25] uygun olarak, spreyi oluşturan akışkanlardan birinin kütleli debisi sabit tutulurken diğerinin ki arttırıldığında ısı akısının da arttığını rapor etmişlerdir.

Wendelstorf ve arkadaşları [27] yüksek sıcaklıktaki materyallerin sprej ile soğutulmasını inceledikleri çalışmalarında, yüzey sıcaklığı 473-1373 K ve sıvı kütle akısı 3-30 kg/m<sup>2</sup>s aralığında seçmişlerdir. Araştırmacılar, sprejin sıvı kütle akısı arttığında ısı taşınım katsayısının arttığını ortaya koymuşlardır. Daha önce yapılmış çalışmalarda [28-31] da bu bulguyu destekleyici sonuçlar bulunmuştur.

Xishi ve arkadaşları [32] yüzey sıcaklığı, damlacık çapı ve hızı gibi sprej karakteristiklerinin soğutma prosesi üzerine etkilerini incelemişlerdir. 0.2 MPa, 0.4 MPa ve 0.6 MPa değerlerindeki farklı çalışma basınçlarında ve 80 °C, 100 °C ve 120 °C yüzey sıcaklıklarında yürüttükleri deneysel çalışmalarda, damlacığın soğutma etkinliğinin yüzey sıcaklığına ve sprej karakteristiklerinden özellikle Weber sayısına bağlı olarak ciddi değişim gösterdiğini saptamışlardır.

Issa ve Yao [33] damlacık ile yüzey arasındaki etkileşim dinamiklerinin ve çeşitli çevre basıncı koşullarında ısı transferi mekanizmasının benzetimini yapmak için bir sayısal model geliştirdi. Araştırmacılar basınç arttıkça Leidenfrost sıcaklığının (Minimum ısı akısı geçişinin meydana geldiği sıcaklık) da arttığını tespit etmişlerdir. Buna bağlı olarak damlacığın çarpma esnasında yüzeyi ıslatma miktarı ve temas ısı transfer etkinliği de artmaktadır.

Bazı araştırmacılar [34, 35] soğutucu akışkan olarak suyun yanı sıra etanol, benzen, aseton, bütanol, propan ve n-heptan kullanarak maksimum ısı akısı değerinin hangi basınç aralığında olduğunu araştırmışlardır. Su için buldukları sonuç 54-73 atm'dir.

Ghadbane ve Holman [36] sprej soğutma prosesi üzerine yaptıkları çalışmada akışkan olarak Freon-113 kullandı. Deneysel çalışmada damlacık hızı 5.0 m/s ile 28.0 m/s, damlacık çapı ise 210 µm ile 980 µm aralığındadır. Akışkanın kütle akısının, damlacık hızının, damlacık çapının ve nozul ile yüzey arasındaki mesafenin ısı akısı üzerine etkilerini inceledikleri çalışmalarında Weber sayısının ısı transferi üzerine son derece etkili olduğunu ortaya koymuşlardır.

Yang ve Fan [37] üç boyutlu olarak modelledikleri n-heptan ve su damlacığının düz bir yüzey üzerindeki ısı transferini incelemişlerdir. Araştırmacılar n-heptan

damlacıklarının su damlacıklarına nazaran yüzey üzerindeki daha fazla sıcaklık düşümü meydana getirdiğini rapor etmişlerdir.

Schwardskopf ve arkadaşları [38] spreyn açısının soğutma prosesi üzerine etkisini inceledikleri çalışmalarında soğutulacak yüzey aşağı doğrudur ve nozul yukarı doğru  $0^{\circ}$ 'den  $60^{\circ}$ 'ye kadar eğimle sprej püskürtmektedir. Akışkan olarak 101 kPa basınçta PF-5060 kullanılmaktadır. Araştırmacılar, nozulun eğim açısı  $0^{\circ}$  ile  $40^{\circ}$  arasındayken ısı akısının  $63 \text{ W/cm}^2$  olduğunu ve eğim açısı  $40^{\circ}$ 'nin üzerine çıktığında kritik ısı akısının ani bir şekilde düştüğünü tespit etmişlerdir.

Bu alanda çalışmalar yürüten diğer araştırmacılar; Sözbir ve Yao [39], Chang ve Yao [40], Ortiz ve Gonzalez [41], Ohkubo ve Nishio [42] ve Pais [43] yüzeyde meydana gelen ısı transferini etkileyen en önemli parametrelerin yüzey sıcaklığı, damlacık çapı ve Weber sayısını olduğunu belirtmişlerdir.

Cader ve arkadaşları [44] elektronik çiplerin soğutulması üzerine yaptıkları çalışmada, sprej soğutma sistemiyle hava soğutma sistemini karşılaştırdılar. Sprej soğutma ile çiplerin bağlantı noktasındaki sıcaklıkta  $37^{\circ}\text{C}$ 'lik bir düşüş ve enerji tüketiminde ise %35'lik bir tasarruf sağlandığı araştırmacılar tarafından rapor edilmiştir.

Webb ve Ma [45] sprej soğutma sistemleri üzerine çalışmalar yürüttüler ve yüzey üzerinde en yüksek ısı transferinin durgunluk noktasında meydana geldiğini tespit etmişlerdir.

Su sisi  $100 \mu\text{m}$ 'den daha küçük damlacıklar içerir ve hava akışı ile taşınabilir. Su sisinin sıvı kütle akısı düşük olduğundan ısı transferi oranı su sprejleri kadar yüksek değildir. Ancak su sisi göreceli olarak üniform ısı transfer dağılımı sağlar ve yüksek su kullanım verimliliğine sahiptir. Bundan başka, hem su hem de hava akış oranları geniş bir yelpazede ısı transferi değişimlerine uyarlanabilir. Bu avantajlarından dolayı, su sisi ile soğutma metodunun ince metal yüzeylerin, ince kalıpların, elektronik çiplerin ve sertleştirilmiş camların soğutulması proseslerinde yüksek sıcaklıktaki film kaynama rejimi koşulunda kullanılması tercih edilebilir.

## 1.2. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Bu çalışmada, su sisi soğutma metoduyla yüksek sıcaklıktaki yüzeylerin soğutulması süreci sayısal olarak incelenmiş ve bu amaca yönelik olarak, deneysel koşulları birebir sağlayan bir sayısal modelin hazırlanması hedeflenmiştir. Yüksek ısı transferi ve üniform bir sıcaklık dağılımı elde etmek için hava hızı ve sıvı kütle akısı parametre alınarak ısı taşınım katsayısının değişimi incelenmiştir. Deneysel çalışma kapsamında 1 mm kalınlığında 101.6 mm çapında paslanmaz çelik disk (AISI 304) merkezinden 40 mm yukarıda konumlandırılmış 7.9 mm çapındaki nozulun (SUV 11) ürettiği sprej akışıyla atmosferik şartlarda soğutulmaktadır. Nozul çıkışındaki hava hızı 24.9-50.288 m/s ve sıvı kütle akısı 0-7.67 kg/m<sup>2</sup>s aralığında değiştirilmektedir.

Soğutma işlemi esnasında üniform bir sıcaklık dağılımı sağlamak ve yüksek ısı transferi oranı elde etmek son derece önemlidir. Bu çalışma kapsamında oluşturulan sayısal modelden sağlanan verilerden hareketle ısı transferini arttırmaya yönelik çalışmalar deneysel maliyetleri arttırmadan yapılabilecektir.

## 1.3. Çalışmanın Ana Hatları

Bu tezde, yapılan çalışma 5 ayrı bölümde derlenmiştir. Bölüm 1'de konuya giriş yapılarak geçmişten günümüze kadar sprej soğutma prosesi üzerine yapılmış belli başlı çalışmalar ve bunlardan elde edilen sonuçların özetlendiği literatür araştırması, çalışmanın amacı, içeriği ve önemi anlatılmıştır.

Tezin 2. bölümünde damlacık ile yüzey arasındaki etkileşim, sprejin ısı transferi mekanizması ve teori hakkında bilgi verilmiştir.

Tezin 3. bölümünde hem hava hem de su sisi ile soğutma prosesi sayısal olarak modellenmiştir.

Tezin 4. bölümünde sayısal hesaplamalardan elde edilen sonuçlar yorumlanmış ve literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

Son bölümde yapılan çalışma sonucunda varılan temel sonuçlar paylaşılmış ve bu konuda çalışma yapacak araştırmacılara önerilerde bulunulmuştur.



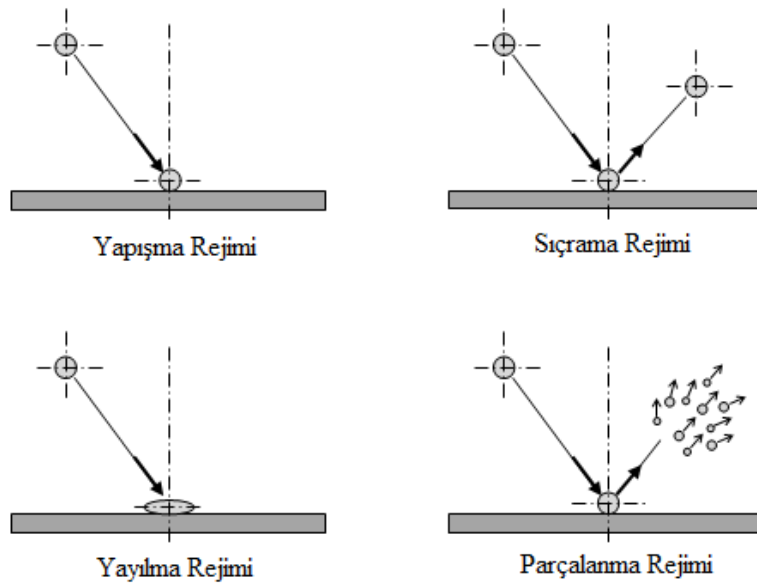
## **BÖLÜM 2. DAMLACIK MODELİ**

Damlacık ile yüzey arasındaki etkileşim, soğutma sürecinde ısı transferi mekanizması üzerinde son derece etkilidir. Pek çok araştırmacı damlacık ile yüzey arasındaki etkileşim mekanizmasını ortaya çıkarmak için deneysel ve sayısal çalışmalar yürütmüştür.

### **2.1. Damlacığın Çarpma Rejimleri**

Akışkanın damlacık formunu alması üzerinde yüzey gerilmesi son derece önemli bir rol oynar. Damlacık içerisindeki herhangi bir molekül, onu çevreleyen diğer moleküller tarafından eşit kuvvetlerle çekilir. Böylelikle bir denge hali sağlanır. Ancak sıvı-gaz ortak yüzeyini oluşturan sıvı molekülleri için bu denge halinden bahsetmek mümkün değildir. Damlacık yüzeyindeki molekülleri her iki faza ait moleküller çevrelediği ve sıvı moleküllerin çekim kuvvetleri gaz moleküllerinkinden daha büyük olduğu için, yüzeydeki moleküller içeriye doğru çekilir ve damlacık hacmini küçültmeye çalışarak minimum alanda maksimum hacmi hapsedmeye çalışır. Böylelikle damlacık küresele yakın bir form alma eğilimi gösterir.

Damlacığın yüzey üzerindeki davranışını etkileyen parametreler arasında damlacığın çarpma hızı, çapı, şekli ve açısı gibi kinematik özelliklerin yanında, damlacığın sıcaklığı, yüzey gerilmesi ve viskozitesi gibi termodinamik özellikleri de gösterilebilir. Bunlara ilaveten damlacığın çarptığı yüzeyin pürüzlülüğü, eğimi ve sıcaklığı da sayılabilir. Ancak Weber sayısını ( $We$ ) diğerlerinden ayrı değerlendirmek gerekir. Damlacığın atalet kuvvetlerinin yüzey gerilmesine oranı olarak ifade edilen Weber sayısı damlacık deformasyonu için temel parametre olarak düşünülebilir. Çarpma Weber sayısının değerine göre damlacık ile yüzey arasındaki etkileşim değişiklik göstermektedir. Şekil 2.1'de gösterildiği gibi damlacığın yüzeye çarptıktan sonraki davranışı dört ana duruma göre sınıflandırılabilir.



Şekil 2.1. Damlacığın yüzeye çarpma rejimleri

### 2.1.1. Yapışma rejimi

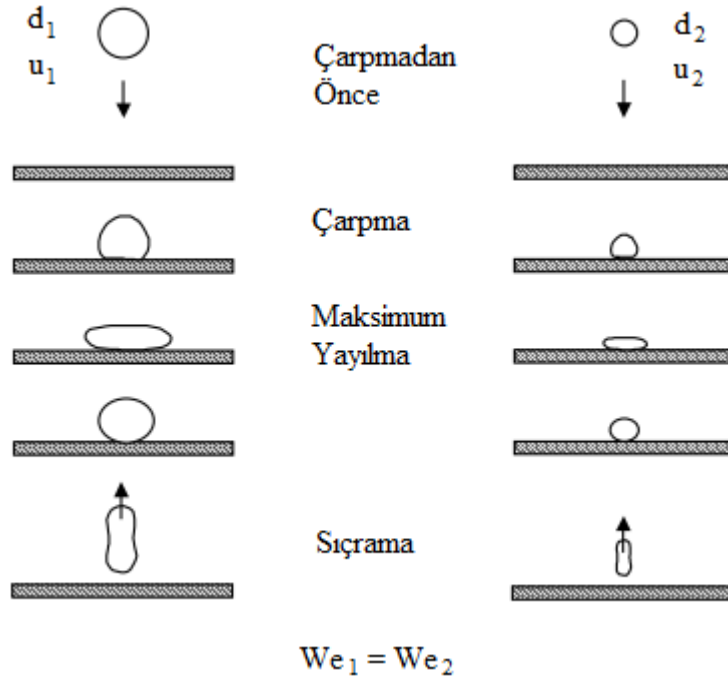
Damlacık çok küçük Weber sayısı ile ( $We \ll We_{kr}$ ) yüzeye çarptığında yapışma rejimi meydana gelir. Çarpma esnasında, damlacık yaklaşık olarak küresel bir formda yüzeye yapışır [46-47]. Rodrigues ve Mesler [48], Jayaratne ve Mason [49] tarafından yürütülen deneysel çalışmalarda Weber sayısı 5'den küçük olduğu durumlarda yapışma rejiminin meydana geldiği tespit edilmiştir.

### 2.1.2. Sıçrama rejimi

Sıçrama rejiminde damlacık yüzeye çarptıktan sonra geri sıçrar. Damlacık hem plastik hem de elastik davranış gösterebilir. Küçük çarpma enerjileri için, damlacık yüzey üzerinde mükemmel bir elastiklik gösterir ve yüzeyden yansıma açısı çarpma açısına hemen hemen eşit olur. Eğer damlacığın çarpma Weber sayısı arttırılırsa, buna paralel olarak da çarpma enerjisi artar, bu sefer de damlacık yüzey üzerinde plastik davranış gösterir ve yansıma açısı çarpma açısından büyük olur.

Weber sayısı damlacığın yüzeydeki kinetik enerjisinin önemli bir ölçüsü olarak düşünülebilir. Damlacığın kinetik enerjisi, hızının ve çapının fonksiyonudur. Şekil 2.2'de aynı çarpma Weber sayısına ve sıvı materyale sahip iki damlacık

gösterilmektedir.  $d_2$  çapındaki küçük damlacık  $d_1$  çapındaki büyük damlacıktan daha yüksek hızla yüzeye çarpmaktadır. Farklı çap ve hızlara sahip olmalarına rağmen yüzeye aynı kinetik enerjile çarptıklarında her iki damlacığın da deformasyonu, yayılması ve sıçraması benzer biçimde olacaktır.

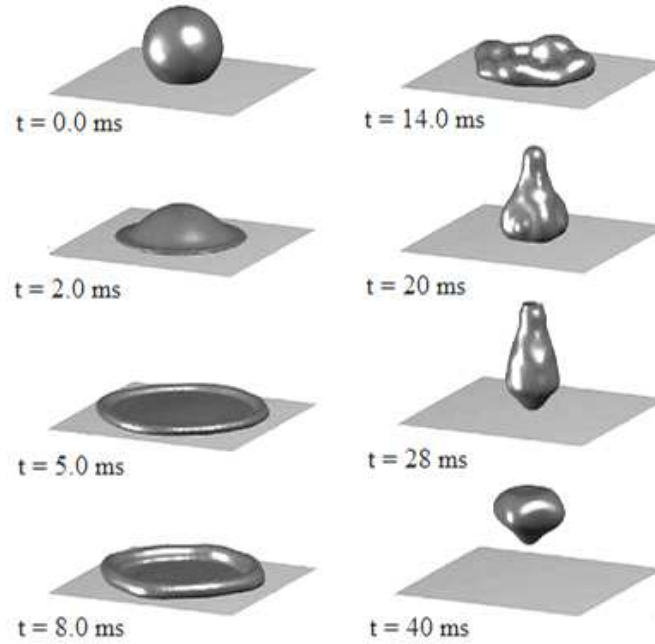


Şekil 2.2. Farklı çapta ve hızda iki damlacığın sıçrama rejimi [50]

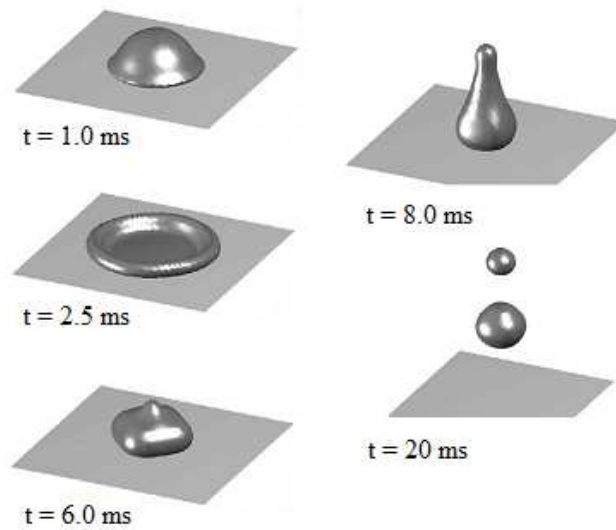
Rodrigues ve Mesler [48], Stow ve Hadfield [51] tarafından yürütülen deneysel çalışmalarda damlacığın Weber sayısı 5-10 aralığında olduğu zaman sıçrama rejiminin meydana geldiği rapor edilmiştir.

Yang ve Fan [37] film kaynama rejiminde düz bir yüzey üzerine çarpan damlacığın davranışını 3 boyutlu olarak modellemişlerdir. Şekil 2.3'de 400 °C sıcaklığındaki yüzey üzerinde 3.8 mm çapında bir su damlacığının sıçrayışı gösterilmektedir. Çarpma esnasında damlacık, sıcak yüzey üzerinde radyal yönde yayılır ve yaklaşık düz bir disk formunu alır. Damlacık maksimum yayılma açısına ulaştıktan sonra, merkeze doğru geri çekilmeye başlar. Bu durum, damlacık çevresindeki yüzey gerilmesinden dolayı meydana gelir. Daha sonra damlacık uzun ve dar bir kütle olarak yüzeyden sıçrar. Makino ve Michiyoshi [52], Chandra ve Avedisian [53], Wachters ve Westerling [54] yaptıkları deneysel çalışmalar göstermiştir ki,

damlacığın üst ve alt kısmındaki hız farkından dolayı sıçrama safhasında şekli değişir. Şekil 2.4'de 200 °C sıcaklığındaki paslanmaz çelik yüzey üzerinde 1.5 mm çapındaki n-heptan damlacığının sıçrayışı gösterilmektedir.



Şekil 2.3. 400 °C sıcaklığındaki krom-demir alaşımlı nikel yüzey üzerinde sıçrayan su damlacığı ( $We=60$ ) [37]



Şekil 2.4. 200 °C sıcaklığındaki yüzey üzerinde sıçrayan n-heptan damlacığı ( $We=45$ ) [37]

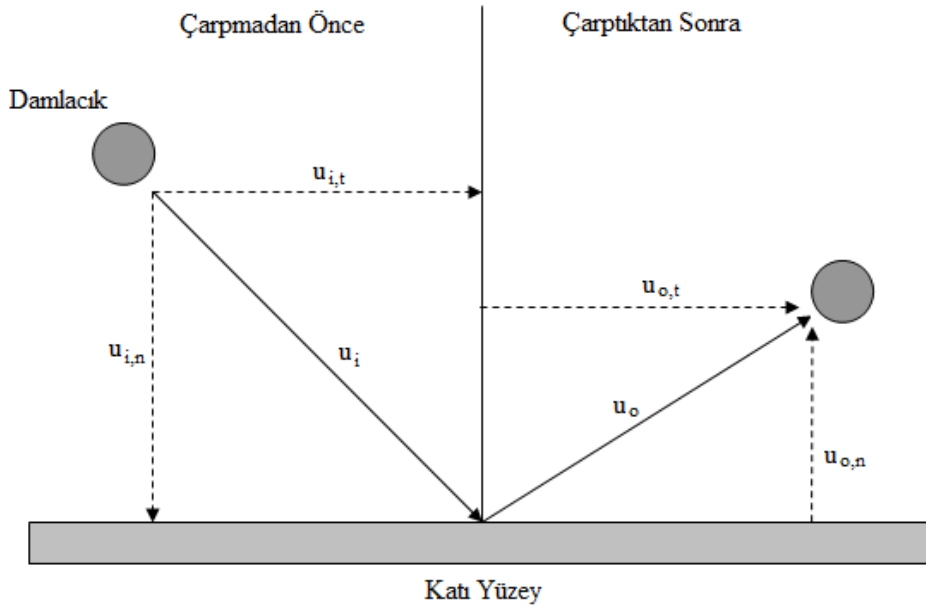
Damlacık çarpma Weber sayısı, parçalanmanın başlayacağı kritik Weber sayısından ( $We_{kr}$ ) küçük olduğu sürece damlacık parçalanmadan yüzeyden sıçrar.

### 2.1.2.1. Atmosferik basınçta damlacığın sıçramasının modellenmesi

Şekil 2.5’de gösterildiği gibi yüzeye çarpma esnasında damlacık hızında ve doğrultusundaki değişim normal ve teğetsel doğrultudaki yeniden yapılanma katsayılarıyla tanımlanabilir. Çarpmadan sonra, teğetsel bileşen yatay doğrultudaki momentum miktarını tanımlarken, normal bileşen dikey doğrultudaki momentum miktarını tanımlamaktadır. Normal ve teğetsel doğrultudaki yeniden yapılanma katsayıları aşağıdaki gibi ifade edilebilir [50].

$$e_n = \frac{u_{o,n}}{u_{i,n}} \quad (2.1)$$

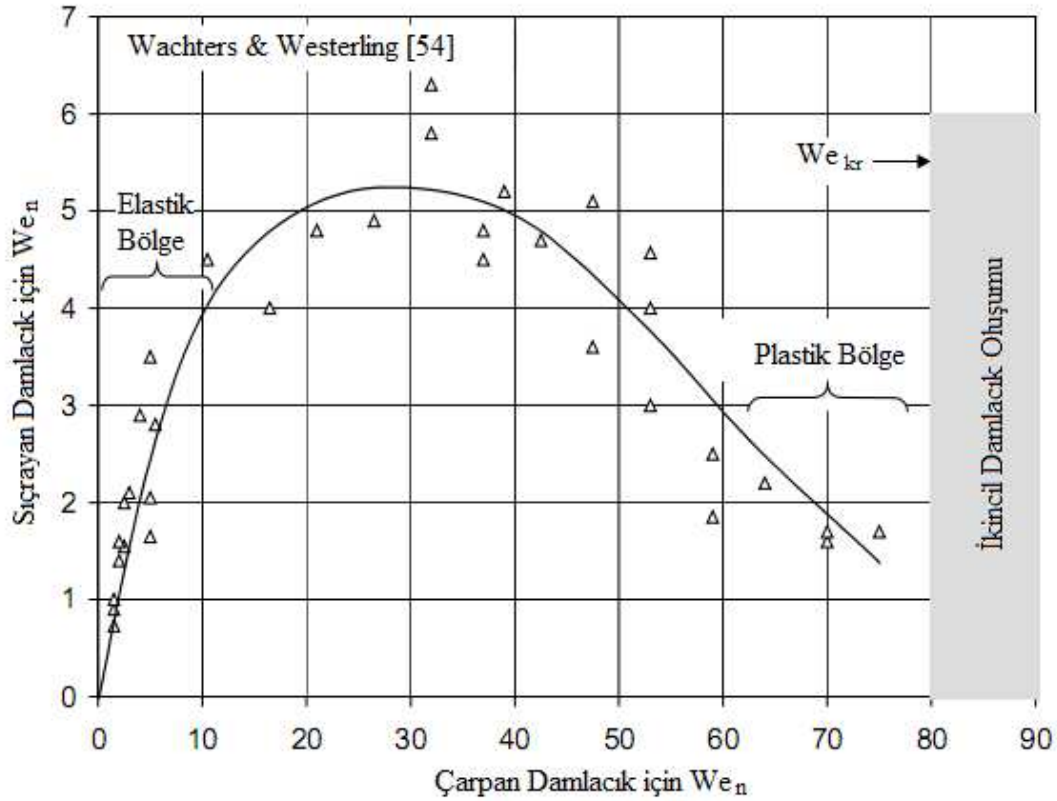
$$e_t = \frac{u_{o,t}}{u_{i,t}} \quad (2.2)$$



Şekil 2.5. 200 °C Yüzey üzerinde damlacığın çarpmasının şematik gösterimi

Şekil 2.6’da Wachters ve Westerling [54] tarafından yapılan deneysel çalışmadan elde edilen çarpma dinamikleri gösterilmektedir. Sonuçlar incelendiğinde, normal doğrultusundaki düşük çarpma Weber sayıları için damlacığın yüzeyden elastik sıçradığı ve çarpma Weber sayısı arttırıldığında eğrinin plastik bölgeye girdiği

görülmektedir. Sıçrama hareketinin plastik davranış göstermesinin nedeni, yaklaşma hızı arttırıldığında sıcak yüzey üzerindeki damlacığın radyal yayılmasından dolayı sıçrayan damlacığın normal doğrultusundaki hız bileşeninin düşmesidir. Başka bir deyişle, sıçrama hızı düşük olduğu zaman, damlacığın sıçrama davranışı plastiğe yakın olur.



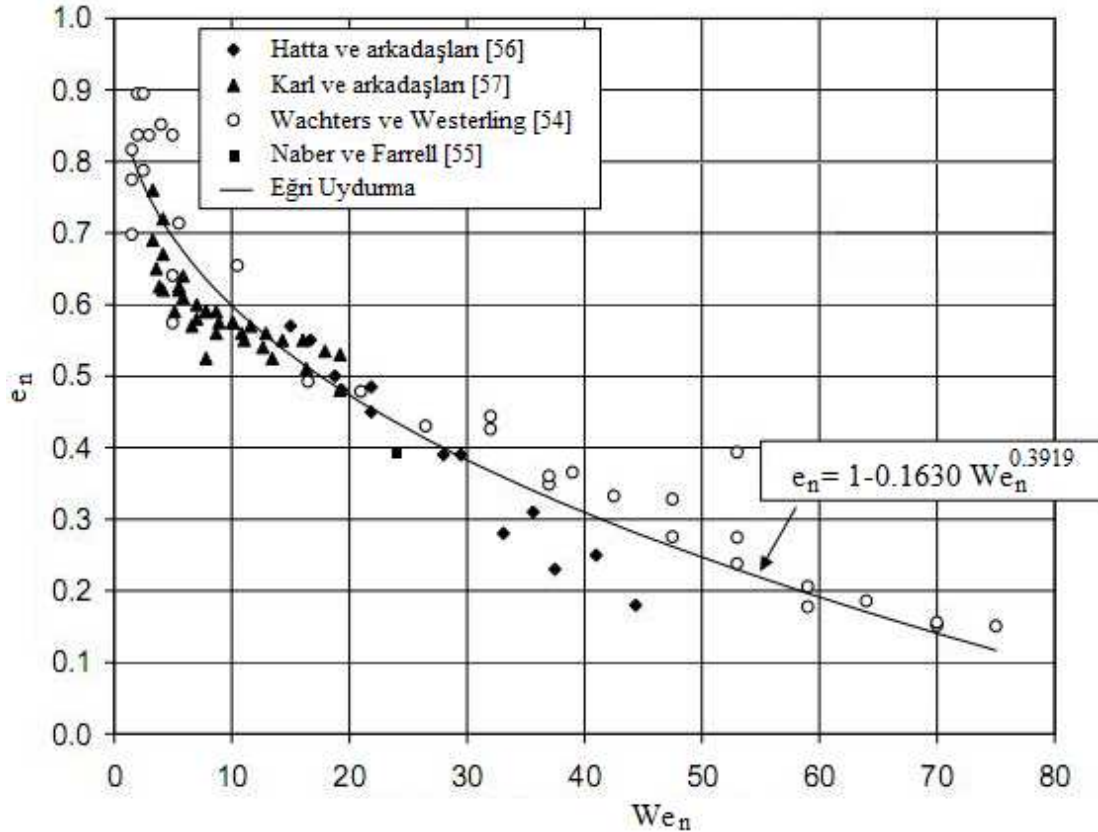
Şekil 2.6. Damlacığın sıçrama davranışının Weber sayısı ile ilişkisi [54]

Wächters ve Westerling [54], Naber ve Farrell [55], Hatta ve arkadaşları [56], Karl ve arkadaşları [57] yüzeye çarpan damlacığın normal doğrultusundaki yeniden yapılanma katsayısını ( $e_n$ ) deneysel olarak araştırmışlardır. Şekil 2.7'de damlacığın normal doğrultudaki yeniden yapılanma katsayısı ile çarpma Weber sayısı arasındaki ilişki gösterilmektedir. Issa [50] tarafından geliştirilen bağıntı Şekil 2.7'de gösterilen verilere en uygun olanıdır.

$$e_n = 1 - 0.1630We_n^{0.3913} \quad (2.3)$$

Denklem (2.3)'deki damlacığın normal doğrultudaki Weber sayısı aşağıdaki bağıntıyla ifade edilir.

$$We_n = \frac{\rho_d u_{i,n}^2 d_d}{\sigma_d} \quad (2.4)$$



Şekil 2.7. Damlacığın normal doğrultudaki yeniden yapılanma katsayısı ile çarpma Weber sayısı arasındaki ilişki [50]

Damlacığın teğetsel doğrultudaki yeniden yapılanma katsayısı üzerine çalışma yapan bilim adamlarından Karl ve Frohn [58], Leidenfrost sıcaklığının üzerinde ısıtılmış yüzeyler üzerinde yaptıkları deneysel çalışmalara dayanarak normal doğrultudaki momentum kayıpları ile karşılaştırıldığında damlacığın teğetsel doğrultudaki momentum kayıplarının ihmal edilebileceğini ileri sürdüler. Bu varsayımda bulunmalarının nedeni, teğetsel doğrultudaki momentum kayıplarını sadece %5 olarak tespit etmeleriydi. Bu nedenle yaptıkları bütün sayısal çözümlerde teğetsel doğrultudaki yeniden yapılanma katsayısını 1 almışlardır.

Naber ve Farrell [55] normal doğrultusundaki çarpma Weber sayısı 20 olana kadar, teğetsel doğrultudaki Weber sayısının 0 kaldığını ve normal doğrultusundaki çarpma Weber sayısı 70 olduğunda teğetsel doğrultudaki Weber sayısının 0.4 olduğunu tespit etmişlerdir.

### 2.1.3. Yayılma rejimi

Eğer damlacık kritik Weber sayısının altında yüksek bir Weber sayısı ile yüzeye çarparsa, yüzey üzerinde yayılır ve bir sıvı filmi tabakası oluşturur. Stanton ve Rutland [46] çalışmalarında yayılma rejiminin gerçekleşeceği Weber sayısı aralığını aşağıdaki denklem ile ifade etmiştir.

$$10 < We < 18.0^2 d_d \left( \frac{\rho_d}{\sigma_d} \right)^{1/2} v_d^{1/4} f_d^{3/4} \quad (2.5)$$

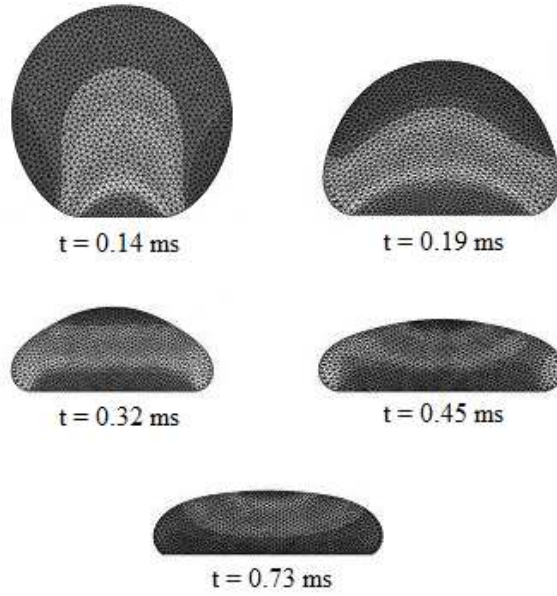
Burada  $d_d$ ,  $\rho_d$ ,  $\sigma_d$ ,  $v_d$  ve  $f_d$  sırasıyla damlacığın çapı, yoğunluğu, yüzey gerilmesi, kinematik viskozite ve frekansdır. Yarin ve Weiss'in [59] katı yüzey üzerine çarpan damlacıkları inceledikleri çalışmalarında, ince bir sıvı filmi üzerine çoklu damlacık çarpması durumu için sıçratma eşiği değerini damlacığın frekansının ( $f_d$ ) fonksiyonu olarak tanımlanmıştır ve damlacığın frekansını, damlacığın normal doğrultusundaki hız bileşenini ( $u_{d,n}$ ) çapına oranlayarak bulmuştur.

$$f_d = \frac{u_{d,n}}{d_d} \quad (2.6)$$

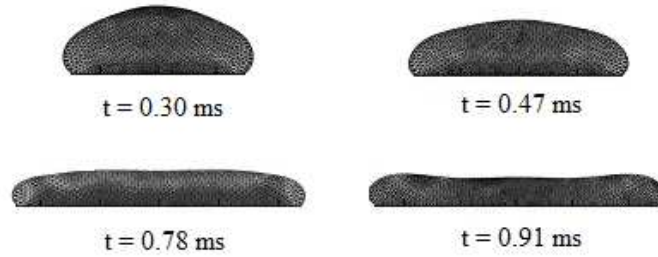
Şekil 2.8 ve 2.9'da damlacığın yüzey üzerinde yayılma rejimi zamana bağlı olarak gösterilmektedir. Damlacığın yüzey üzerinde oluşturacağı sıvı filmi kalınlığı damlacığın Weber sayısına bağlı olarak değişmektedir. Damlacık daha yüksek Weber sayısı ile çarptığında yüzey üzerinde daha fazla yayılmakta ve göreceli olarak ince bir sıvı filmi tabakası oluşturmaktadır. Damlacığın yüzey üzerinde yayılması üzerine etkisi olan bir diğer parametre de yüzey gerilmesidir. Daha düşük yüzey gerilmesine sahip damlacıklar yüzey üzerinde daha fazla yayılırlar. Mükemmel bir ıslatma için temas açısının ( $\theta$ ) sıfır derece olması gerekir. Temas açısı sıfır derece



olduğunda damlacık yüzey üzerinde ince bir sıvı filmi tabakası oluşturur. Temas açısı  $90^0$ 'den küçük olduğunda damlacığın yüzeyi ıslattığı, büyük olduğunda ise ıslatmadığı kabul edilir.

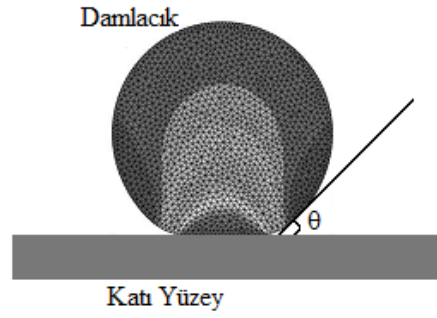


Şekil 2.8. Damlacığın yayılma rejimi ( $Re = 6.6$ ,  $We = 2.0$ ) [60]



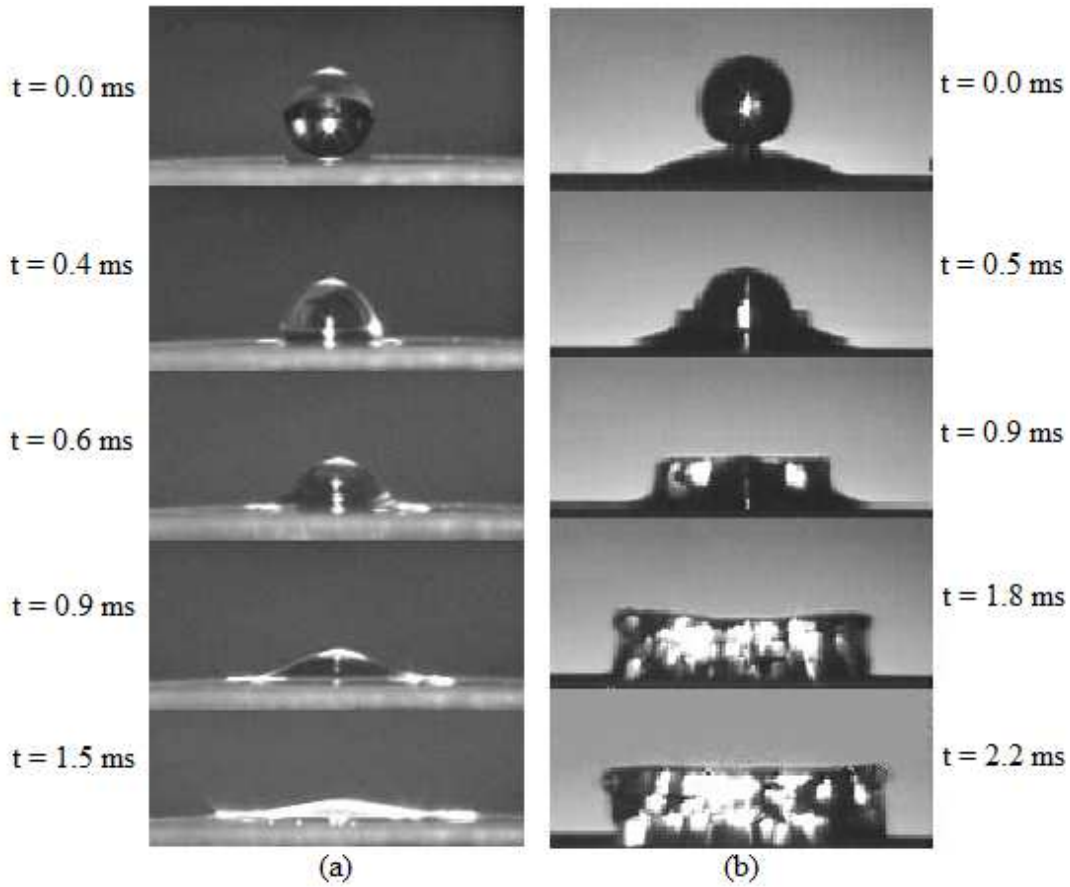
Şekil 2.9. Damlacığın yayılma rejimi ( $Re = 10.0$ ,  $We = 5.2$ ) [60]

Feidler ve Naber [61] yaptıkları çalışmada Leidenfrost sıcaklığının üzerindeki sıcaklık değerleri için temas açısının  $180^0$  alınabileceğini ve sıcaklığın kritik ısı akısı sıcaklığına yaklaştığında temas açısının  $40^0$  civarında azalacağını rapor etmiştir.



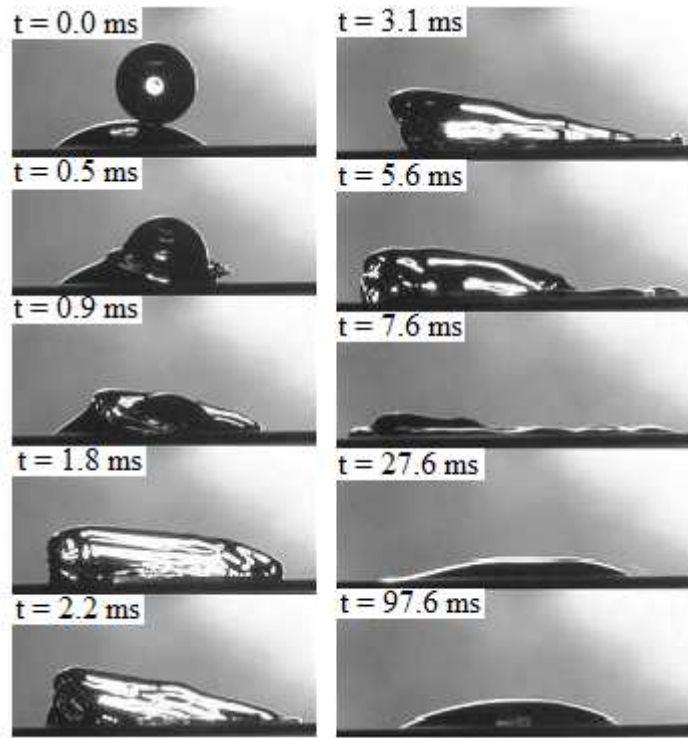
Şekil 2.10. Damlacık temas açısı

Fujimoto ve arkadaşları [62] katı yüzey üzerine ardı ardına çarpan damlacıkların davranışını incelediler. Şekil 2.11(a)'da katı yüzey üzerine çarpan damlacığın davranışı, Şekil 2.11(b)'de ise ilk damlacığın oluşturduğu sıvı filmi üzerine çarpan ikinci damlacığın davranışı gösterilmektedir. Her iki koşulda da damlacığın çarpma hızı ve çapı aynı olmasına rağmen, kuru yüzeye çarpan damlacığın radyal yönde çapı artar ve yüksekliği azalarak bir sıvı filmi oluştururken, önceki damlacığın oluşturduğu sıvı filmi üzerine çarpan damlacık ise yüzey üzerinde bir sıvı tacı oluşturur. Bunun nedeni ikinci damlacığın eylemsizliğinden dolayı merkezine yakın bölgedeki sıvı kütlesinin yüksekliğinin zamanla azalmasıdır. Bu durum Şekil 2.11(b)'de (0.9 ms) gözlemlenmektedir. Daha sonra sıvı tacı radyal yönde genişler. 1.8 ms ve 2.2 ms'deki görüntülerden de anlaşılacağı üzere sıvı tacının üst kısmı daha hızlı genişlerken, alt kısmı daha yavaş genişler. Bu durum, sıvının yüzey ile temas eden kısmındaki sürtünme kuvvetinden kaynaklanır.



Şekil 2.11. Kuru yüzey ile sıvı filmi üzerine çarpan tek damlacığın karşılaştırılması ( $u=2.1$  m/s,  $d_d=2.4$ mm) [62]

İlk damlacığın oluşturduğu sıvı filminin merkezindeki sıvı yüksekliği kenarlarından daha fazla olduğu için ikinci damlacığın sıvı filmi üzerinde çarptığı nokta, oluşan sıvı tacının şekli üzerinde son derece etkilidir. Fujimoto ve arkadaşları [62] deneysel çalışmalarında ikinci damlacık çarpmadan önce ilk damlacığın oluşturduğu sıvı filminin şeklini bozmadan yüzeyi 1 mm sola kaydirmiştir. İkinci damlacık ilk damlacığın üzerine çarptığında Şekil 2.12’de görüldüğü gibi aksi-simetrik bir sıvı tacı oluşmaktadır. İkinci damlacığın sol tarafı Şekil 2.11(b)’deki gibi bir form alırken, sağ tarafı radyal yönde genişleyerek kuru yüzeye çarpan bir damlacığınkine benzer bir formda film tabakası oluşturmaktadır. Damlacığın çarpmasından 97.6 ms sonra yüzey üzerinde oluşan sıvı filminin şekli tek damlacığın oluşturduğuyla aynı formu almaktadır.



Şekil 2.12. İlk damlacığın oluşturduğu sıvı filminin merkezine çarpmayan ikinci damlacığın oluşturduğu aksi-simetrik sıvı tacı ( $u=2.1$  m/s,  $d_d=2.4$  mm) [62]

### 2.1.3.1. Damlacığın yüzey üzerinde yayılması

Damlacığın yüzeyde yayılması, yüzey enerjisi ve damlacık kinetik enerjisi arasında bir enerji dönüşümü süreci olan, damlacığın çarpmadaki deformasyonundan hesaplanır. Aşağıdaki analiz, Chandra ve Avedisian [53] ve Issa [50] tarafından yapılan çalışmalar temel alınarak yapılmıştır.

Alt indis 1 ile damlacığın yüzeye çarpmadan önceki aşaması, 2 ile yüzey üzerinde maksimum yayılmaya eriştiği aşama ifade edilmektedir. Çarpmadan önceki kinetik enerjisi ( $E_{k1}$ ) aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$E_{k1} = \frac{1}{12} \pi \rho_d u_1^2 d_d^3 \quad (2.7)$$

Denklemdaki  $u_1$  ve  $d$  çarpmadan önceki damlacık hızı ve çapıdır. Damlacık yüzeye çarptıktan sonra kinetik enerji azalır ve maksimum yayılma çapına ( $d_{\max}$ ) eriştiğinde sıfır olur. 1. aşamada damlacığın yüzey enerjisi ( $E_{s1}$ );

$$E_{s1} = \pi d_d^2 \sigma_d \quad (2.8)$$

denklemindeki gibidir. 2. aşamadaki damlacık yüzey enerjisi ( $E_{s2}$ ) aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$E_{s2} = \left( \frac{1}{4} \pi d_{\max}^2 \right) \sigma_d (1 - \cos \theta) \quad (2.9)$$

Bu denklemdaki  $\theta$ , sıvı-gaz ortak yüzeyindeki gerilimin neden olduğu eğriye teğet çizgi ile yatay yüzey arasındaki açı (temas açısı) olarak tanımlanabilir. Enerji, damlacığın viskoz yayılması tarafından tüketilir. Damlacığın viskoz yayılma enerjisi ( $E_{diss}$ ) 1. aşamadan 2. aşamaya kadar aşağıdaki ifadeden hesaplanır [50].

$$E_{diss} \approx \phi \nabla t_c \quad (2.10)$$

Denklemdaki  $d \nabla$  artan sıvı hacmi ve  $dt$  zamanı ifade etmektedir. Damlacık yüksekliğinin maksimum değerinden sıfıra düşene kadar geçen sürede damlacığın çarpma hızının ( $u_1$ ) sabit kaldığı ve damlacığın bir silindirik disk şeklinde yayıldığı varsayılır. Bu durumda dağılma fonksiyonu yaklaşık olarak aşağıdaki gibidir [50].

$$\phi \approx \mu_d \left( \frac{u_1}{\delta} \right)^2 \quad (2.11)$$

Chandra ve Avedisian [53] viskoz katman hacmini aşağıdaki gibi formülize etmiştir.

$$\nabla = \frac{1}{4} \pi d_{\max}^2 \delta \quad (2.12)$$

Damlacığın 1. Aşamadan 2. Aşamaya kadar yayılması için geçen süre aşağıdaki gibi ifade edilebilir [50].

$$t_c = \frac{d_d}{u_1} \quad (2.13)$$

Denklem (2.11), (2.12) ve (2.13) denklem (2.10)'da yerlerine yazılırsa, damlacığın viskoz yayılma enerjisi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$E_{diss} = \frac{1}{4} \pi \mu_d \left( \frac{u_1}{\delta} \right) d_d d_{max}^2 \quad (2.14)$$

Enerjinin korunumunu 1. Aşamadan 2. Aşamaya kadar uygularsak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$E_{k1} + E_{s1} = E_{s2} + E_{diss} \quad (2.15)$$

Damlacığın yüzey üzerinde maksimum yayılmasını ( $\beta_{max}$ ) ile göstererek denklem (2.15) düzenlenirse,

$$\beta_{max} = \frac{d_{max}}{d} \quad (2.16)$$

$$\frac{We}{Re} \frac{d_d}{\delta} \beta_{max}^2 + (1 - \cos \theta) \beta_{max}^2 - \left( \frac{1}{3} We + 4 \right) = 0 \quad (2.17)$$

Denklem (2.17) elde edilir. Reynolds sayısının değeri büyük olduğundan dolayı, denklemdeki ilk terim çok küçük bir değer alacaktır. İlk terimi ihmal ederek damlacığın maksimum yayılmasını basit bir formda aşağıdaki gibi ifade edebiliriz.

$$\beta_{max} \cong \sqrt{\frac{(1/3)We + 4}{1 - \cos \theta}} \quad (2.18)$$

Pek çok araştırmacı tarafından sıcak yüzeye çarpan damlacık çapının maksimum yayılması araştırılmış ve damlacığın Weber sayısının bir fonksiyonu olarak ampirik ifadeler ileri sürülmüştür.

Akao ve arkadaşları [63] damlacık çapları 2.1 mm'den 2.9 mm'ye kadar değişen su ve etanol kullanarak 400 °C'ye ısıtılmış bakır bir yüzey üzerine çarpan damlacıklar üzerinde çalışmışlar ve damlacığın maksimum yayılması için aşağıdaki denklemi önermişlerdir.

$$\beta_{\max} = 0.613We^{0.39} \quad (2.19)$$

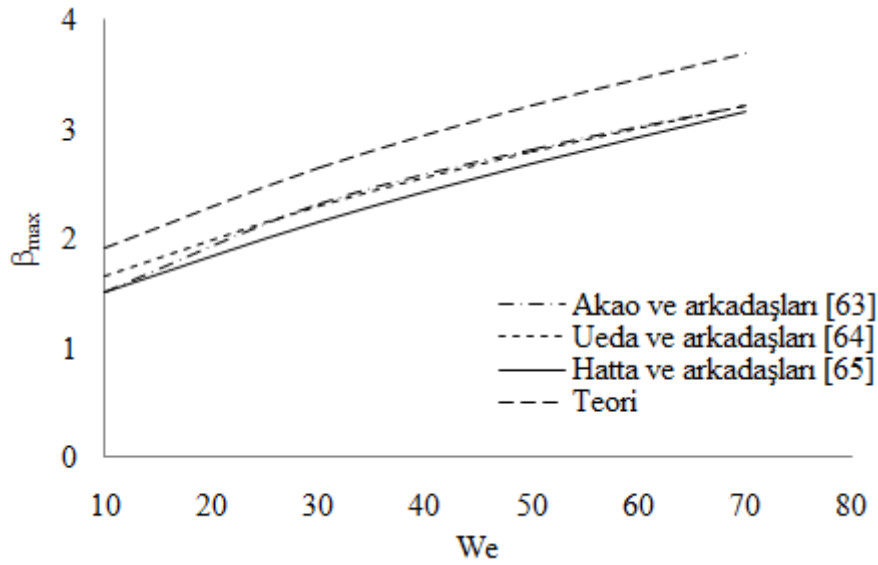
Ueda ve arkadaşları [64] 300 °C'ye ısıtılmış bakır ve paslanmaz çelik yüzeylere çarpan ve çapları 0.94 mm ile 2.50 mm arasında değişen su damlacıkları kullanmışlardır. Bu araştırmacıların önerdiği ampirik denklem de aşağıdaki gibidir.

$$\beta_{\max} = 0.87 \left( \frac{We}{6} + 2 \right)^{0.5} \quad (2.20)$$

Hatta ve arkadaşları [65] yaptıkları deneysel çalışmada 500 °C'ye ısıtılmış krom-demir alaşımlı nikel yüzey üzerine çarpan, çapları 0.33 mm'den 0.60 mm'ye kadar değişen damlacıklar kullanmışlar ve maksimum yayılma için aşağıdaki denklemi önermişlerdir.

$$\beta_{\max} = 0.093We^{0.74} + 1 \quad (2.21)$$

şekil 2.13'de damlacığın yüzey üzerinde maksimum yayılmasını hesaplamak için farklı araştırmacıların [63-65] öne sürdükleri ampirik denklemlerden elde edilen sonuçlar ile teorik analizden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmaktadır. Ampirik denklemlerden elde edilen sonuçlar birbirleriyle iyi uyum gösterirken, teorik analizden elde edilen sonuçlar bunlardan biraz daha büyüktür. Ancak, bu farkın kabul edilebilir ölçüde olması dikkate değerdir.



Şekil 2.13. Damlacığın maksimum yayılmasında teorik ve deneysel verilerin karşılaştırılması

#### 2.1.4. Parçalanma rejimi

Parçalanma rejimi, damlacık yüzeye çarptığındaki Weber sayısı kritik Weber sayısına eşit veya daha büyük olduğu zaman meydana gelir. Damlacığın çarpma Weber sayısı arttıkça parçalara ayrılan küçük damlacıkların sayısı da artar. Bunun sebebi, Weber sayısıyla birlikte çarpma enerjisinin ve damlacık deformasyonunun artmasıdır. Hatta ve arkadaşları [56, 65] tarafından yürütülen deneysel çalışmalar göstermektedir ki, aşağıdaki iki durumdan bir tanesi gerçekleştiğinde damlacık parçalanır;

1. Eğer damlacığın Weber sayısı kritik Weber sayısından çok az büyükse, sıçrama rejimi esnasında damlacık parçalanır. Fakat sonra parçalar birbirleriyle tekrar birleşirler.
2. Damlacık Weber sayısının kritik Weber sayısından çok daha büyük olduğu durumda, damlacık yüzey üzerindeki yayılma rejimi esnasında parçalara ayrılır ve bu parçalar birbirlerinden uzaklaşarak dağılırlar.

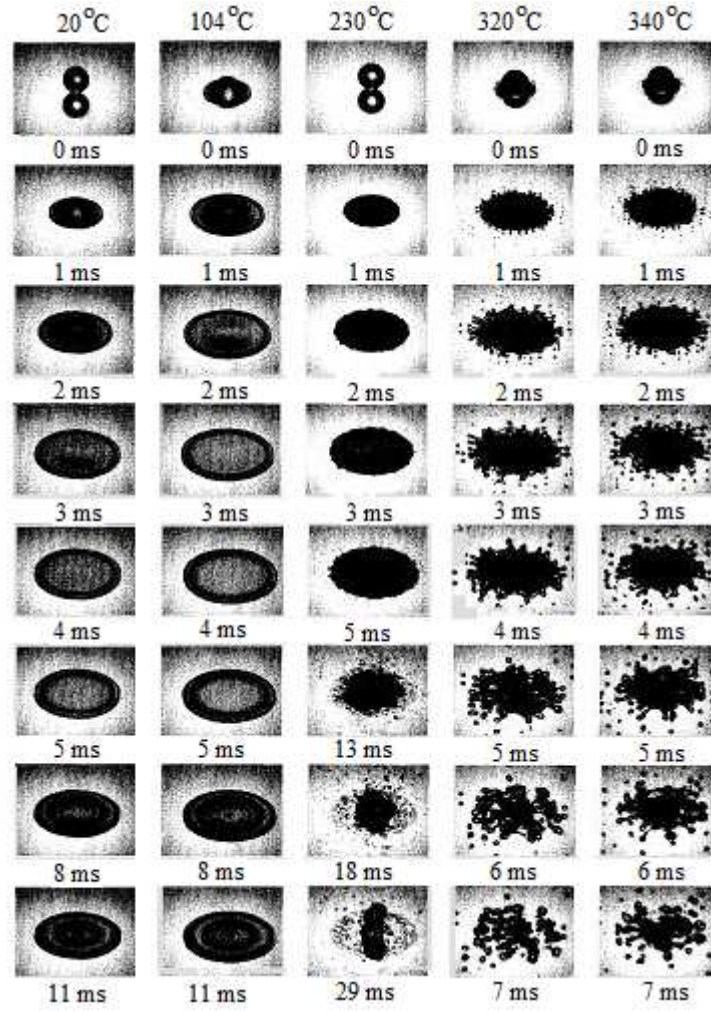


Mundo ve arkadaşları [66], Yarin ve Weiss [59] yürüttükleri deneysel çalışmalarda damlacığın parçalanmasının başlayacağı kritik Weber sayısını belirlemek için aşağıdaki denklemi kullanmışlardır.

$$18.0^2 d_d \left( \frac{\rho_d}{\sigma_d} \right)^{1/2} v_d^{1/4} f_d^{3/4} < We \quad (2.22)$$

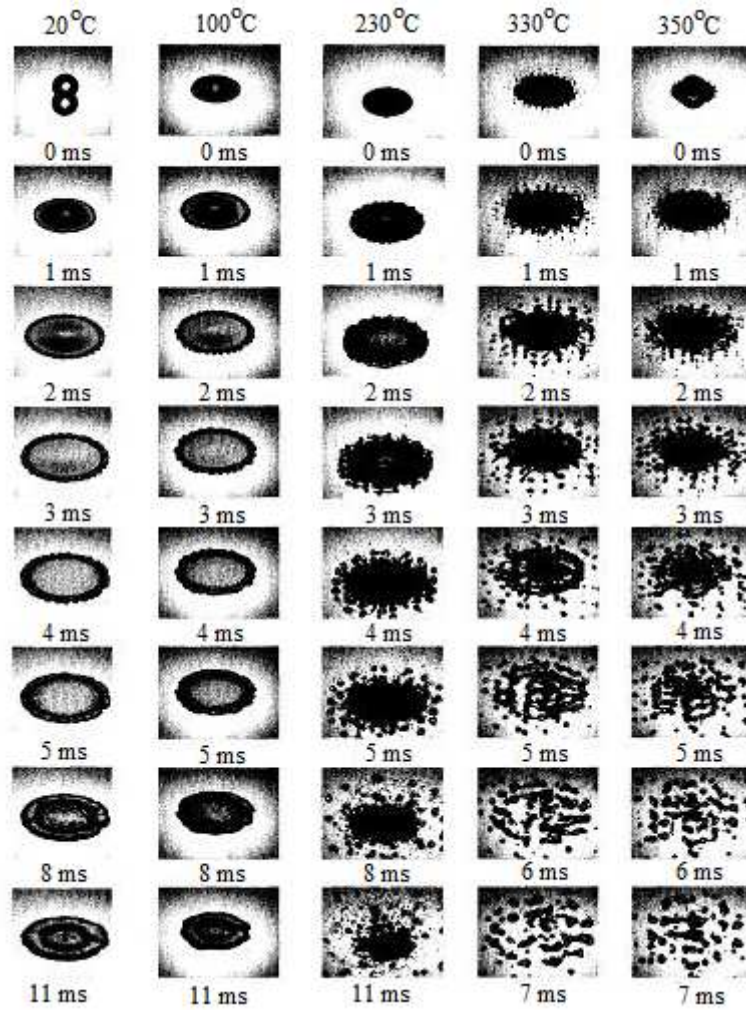
Wachters ve Westerling, [54] 2 mm çapında ve 30° açıyla 400 °C'deki parlatılmış altın yüzeye çarpan damlacıklar üzerinde yaptıkları deneysel çalışmalarında kritik Weber sayısını yaklaşık olarak 80 buldular. Hatta ve arkadaşları [56] çapları 300-700 µm arasında değişen su damlacıklarının 500 °C'ye ısıtılmış krom-demir alaşımli nikel ve paslanmaz çelik üzerine çarpmasını inceledikleri araştırmalarında, kritik Weber sayısını krom-demir alaşımli nikel için 50, paslanmaz çelik içinse 45 olarak bulmuşlardır. Naber ve Farrell [55] Leidenfrost noktasının üzerindeki ve altındaki sıcaklıklarda paslanmaz çelik üzerine çarpan 105-310 µm çapındaki damlacıklar üzerinde yaptıkları deneysel çalışmada kritik Weber sayısını 24 olarak tespit etmiştir.

Yüzey sıcaklığı, damlacığın parçalanması üzerinde son derece etkili olabilir [55]. Örneğin, çok düşük çarpma enerjilerinde bile, eğer yüzeyin sıcaklığı damlacığı oluşturan materyalin kaynama sıcaklığından daha yüksekse, kaynama rejimi parçalanmayı başlatabilir [67]. Bu durumda, sıcak yüzey üzerinde meydana gelecek hızlı sıvı kaynamasından dolayı damlacık boyunca akan gaz kabarcıklarının oluşumuyla birlikte çeşitli boyutlarda ikincil damlacık formları oluşabilir. Kaynama rejimine bağlı olarak damlacıkların boyutları değişim göstermektedir. Çekirdek kaynama rejiminde çok ince ikincil damlacıklar meydana gelirken, film kaynama rejiminde nispeten daha büyük damlacıklar meydana gelir. Şekil 2.14'de %30 oranında sodyum asetat trihidrat eklenmiş damlacığın sıcaklığa ve zamana bağlı olarak paslanmaz çelik üzerindeki davranışı gösterilmektedir.



Şekil 2.14. %30 oranında sodyum asetat trihidrat eklenmiş damlacığın paslanmaz çelik üzerine çarpması ( $We=80$ ) [68]

Şekil 2.15’de su damlacığının sıcaklığa ve zamana bağlı olarak paslanmaz çelik üzerindeki davranışı gösterilmektedir.

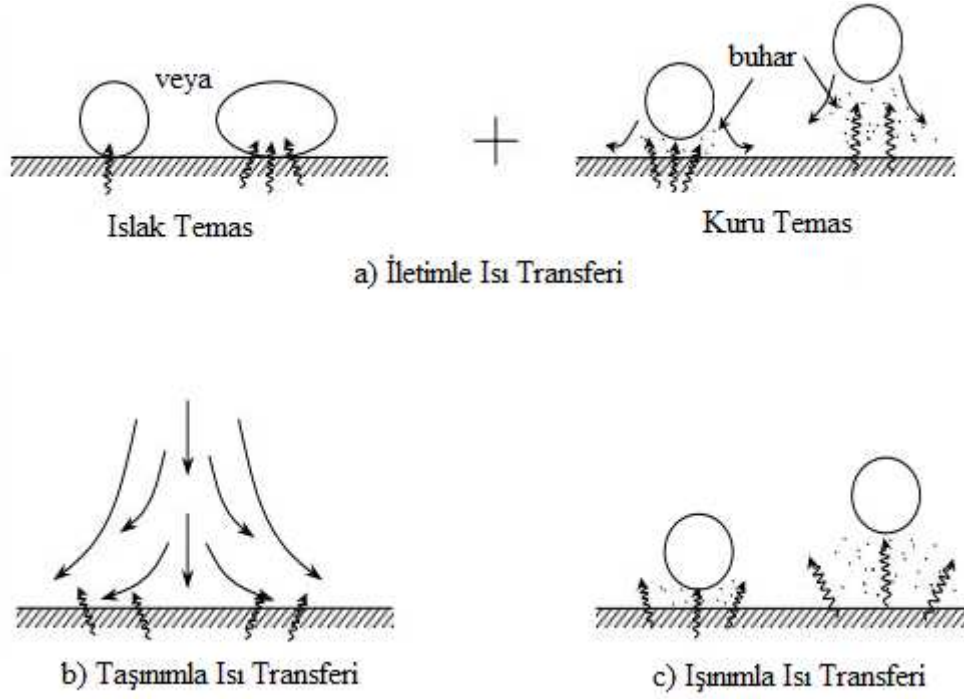


Şekil 2.15. Su damlacığının paslanmaz çelik üzerine çarpması ( $We=74$ ) [68]

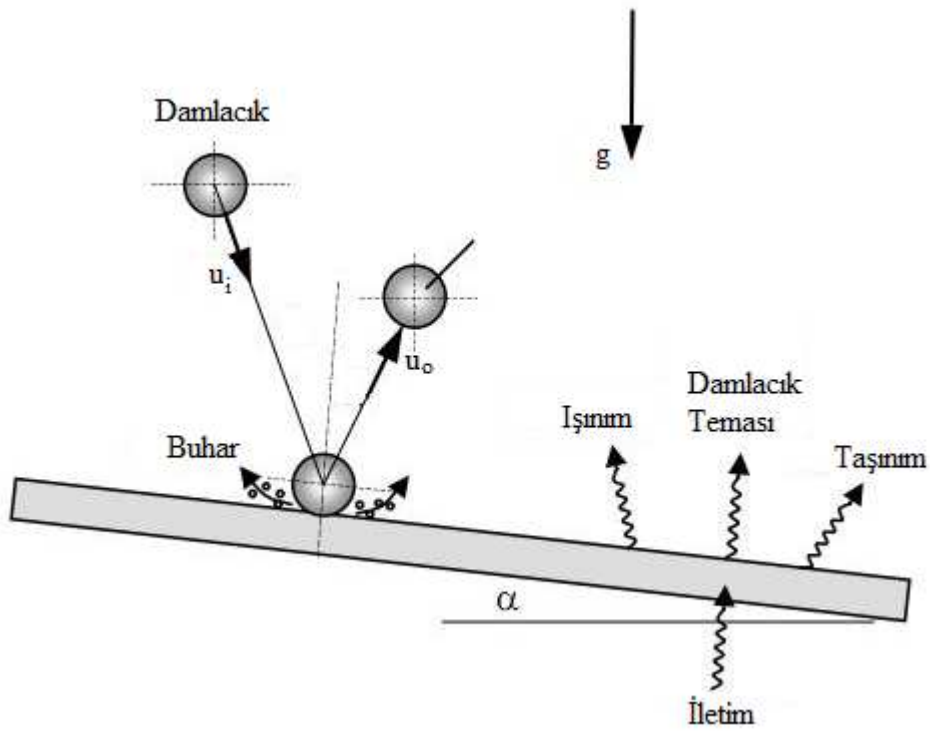
Wachters ve Westerling, [54], Hatta ve arkadaşları [56], Naber ve Farrell [55] tarafından yürütülen deneysel çalışmaların sonucunda varılan genel kanı, damlacığın parçalanma olayının meydana geldiği kritik Weber sayısı, ısıl iletkenlik, yüzey pürüzlülüğü, yüzey sıcaklığı gibi materyal ve yüzey özellikleriyle birlikte damlacığın çarpma açısına bağlıdır.

## 2.2. Damlacığın Isı Transferi

Sprey soğutma prosesinde meydana gelen ısı transferinin Şekil 2.16 ve 2.17’de gösterildiği gibi üç modu vardır: Damlacığın yüzey ile temasından kaynaklanan iletimle ısı geçişi, damlacıkları taşıyan havadan kaynaklanan taşınım ile ısı geçişi ve yüzey üzerinde ışınım ile ısı geçişi [69].



Şekil 2.16. Spreyle soğutma sürecindeki ısı transferi mekanizması



Şekil 2.17. Isı transferi modları

Yüzeğe çarpan damlacığın temasından kaynaklanan iletimle ısı transferi iki ayrı durum altında incelenebilir. Bunlardan biri, düşük yüzey sıcaklıklarında meydana gelen ıslak temaslı ısı transferi, diğeri ise yüksek yüzey sıcaklıklarında (Leidenfrost sıcaklığının üzerinde) meydana gelen kuru temaslı ısı transferidir.

Islak temaslı ısı transferinde damlacıklar Şekil 2.16(a)'daki gibi doğrudan yüzeyle temas ederler. Bu temas esnasında damlacık ile yüzey arasında iletimle ısı transferi meydana gelir ve kısa bir süre sonra damlacık ya çekirdek kaynama ya da geçiş kaynama rejimine girer. Bu koşullar altında, çarpma Weber sayısı damlacığın parçalanma süreci üzerinde zayıf bir etkiye sahiptir. Islak soğutma prosesi, yüksek soğutma etkisinden dolayı yüzey sıcaklığında kayda değer bir düşüşe neden olur.

Kuru temaslı ısı transferi prosesinde, sıcak yüzey ile damlacık arasında önemli bir miktarda su buharı üretilir. Su buharı, göreceli olarak düşük termal iletkenliğe sahip oluşu için yüzeyle damlacık arasında bir izolasyon malzemesi gibi davranır. Bundan dolayı soğutma etkinliğini düşürür. Bu durum göz önünde tutulduğu zaman kuru soğutma prosesinde, damlacığın çarpma hızı ve buna bağlı olarak Weber sayısı soğutma etkinliği üzerinde önemli bir etkiye sahip olur. Düşük hızlarda damlacıklar film tabakasının içerisinden geçemeyebilirler. Ancak yüksek hızlarda damlacıklar film tabakasının içerisinden geçebilir ve yüzeyle daha fazla temas sağlanır. Bu da, soğutma etkinliğini artırır.

### **2.2.1. Damlacık temas ısı transferini etkileyen parametreler**

Damlacığın çapı, temasla ısı transferini etkileyen parametrelerden bir tanesidir. Damlacıkların küçük çaplara sahip olması daha büyük çaplara sahip olduğu durumla karşılaştırıldığında daha fazla yüzey alanına sahip olacağından soğutma etkinliğini artırıcı yönde etkiye neden olabilir [70]. Diğer taraftan, damlacıkların çok küçük olması durumunda yüzeye ulaşmadan hava akışı ile sürüklenebileceğinin de göz ardı edilmemesi gereklidir.

Isı transferi etkinliği üzerine nispeten daha az etkili olan damlacığın çarpma sıklığı (frekansı), açısı, yüzey eğimi, pürüzlülüğü ve materyali gibi başka parametreler de

vardır. Soğutulan yüzey sıcaklığı Leidenfrost sıcaklığının altındaysa, damlacık frekansı arttığında ısı transferi etkinliği azalır. Bu etki yüzey sıcaklığı Leidenfrost sıcaklığının üzerine çıkarıldığı zaman azalır [17]. Yatay düzlem üzerindeki damlacığın çarpma açısı (yüzey normaliyle damlacığın hareket doğrultusu arasındaki açı) arttığında Weber sayısının normal doğrultudaki bileşeni ve buna bağlı olarak ısı transferi etkinliği azalır [71]. Aynı etki, yüzeye çarpma açısını arttıracak şekilde eğim verildiğinde de görülür. Bunlara ilaveten, yüzey pürüzlülüğünün artması da ısı transfer oranını arttırıcı yönde etki sağlar. Çünkü pürüzsüz yüzeyler ile kıyaslandığı zaman pürüzlü yüzeylerin kritik Weber sayısı çok daha küçük olduğundan, damlacıklar daha düşük Weber sayılarında da parçalanmaktadır [56].

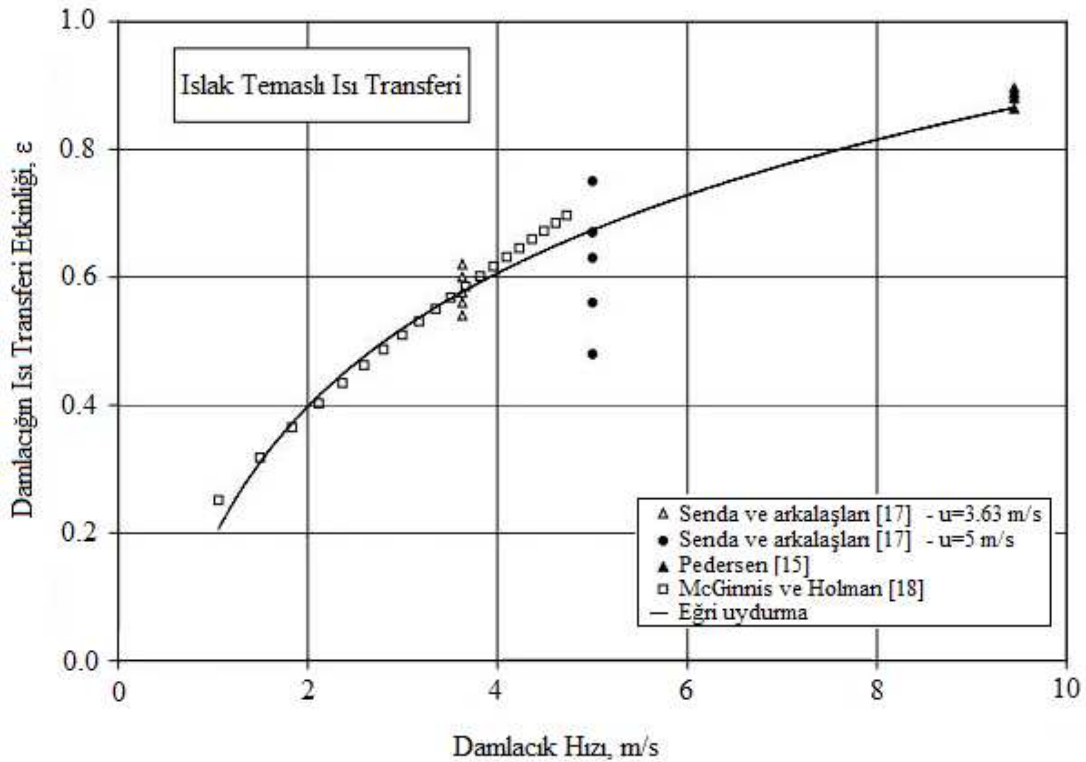
Pedersen [15], Senda ve arkadaşları [17], McGinnis ve Holman [18] yaptıkları deneysel çalışmalarda sıcak metal yüzey üzerine çarpan tek damlacığın ısı transferini incelemişlerdir. Tek damlacığın meydana getirdiği ısı transferini, damlacığın olduğu koşulda elde edilen ısı transferi miktarından damlacığın olmadığı koşulda (sadece hava akışı olduğu durum) elde edilen ısı transferi miktarını çıkartarak tespit etmişlerdir. Tek damlacıktan olan ısı transferi miktarını veren formül aşağıdaki gibidir.

$$q_c = \left( mc_p \frac{dT}{dt} \right)_{Damlacık} - \left( mc_p \frac{dT}{dt} \right)_{Hava} \quad (2.23)$$

Damlacığın sıcak yüzey ile temasından kaynaklanan ısı transferi bir etkinlik parametresi kullanılarak ölçülebilir. Bu ısı transferi etkinliği ( $\epsilon$ ) mevcut koşullar altında gerçekleşen ısı transferinin ( $q_c$ ) mümkün olan maksimum ısı transferine oranı olarak tanımlanır. Damlacığın meydana getirebileceği maksimum ısı transferi üç evreye ayrılabilir, 1) Damlacık doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklıkta yüzeye ulaştığında gerçekleşen ön-kaynama rejimi, 2) doyma sıcaklığında damlacığın tamamen buharlaşması ve 3) kızgın buhar evresi [50]. Damlacık ısı transferi etkinliği;

$$\epsilon = \frac{q_c}{G \left[ \Delta h_{fg} + c_{p,d} (T_{doy} - T_d) + c_{p,v} (T_y - T_{doy}) \right]} \quad (2.24)$$

Issa [50] daha önce yapılmış deneysel çalışmalardaki verileri [15, 17, 18] toparlayıp damlacığın çarpma hızı, normal doğrultudaki Weber sayısı ve ısı transferi etkinliği arasındaki ilişkiyi incelemiştir. Şekil 2.18 ve 2.19'da sırasıyla ıslak temaslı ve kuru temaslı ısı transferi koşullarında damlacığın çarpma hızı ve ısı transferi etkinliği arasındaki ilişki gösterilmektedir. Şekillerden de anlaşılacağı üzere damlacık çarpma hızı arttığında ısı transferi etkinliği de artmaktadır.



Şekil 2.18. Islak temaslı ısı transferi koşulunda damlacığın ısı transferi etkinliğinin çarpma hızına bağlı olarak değişimi [50]

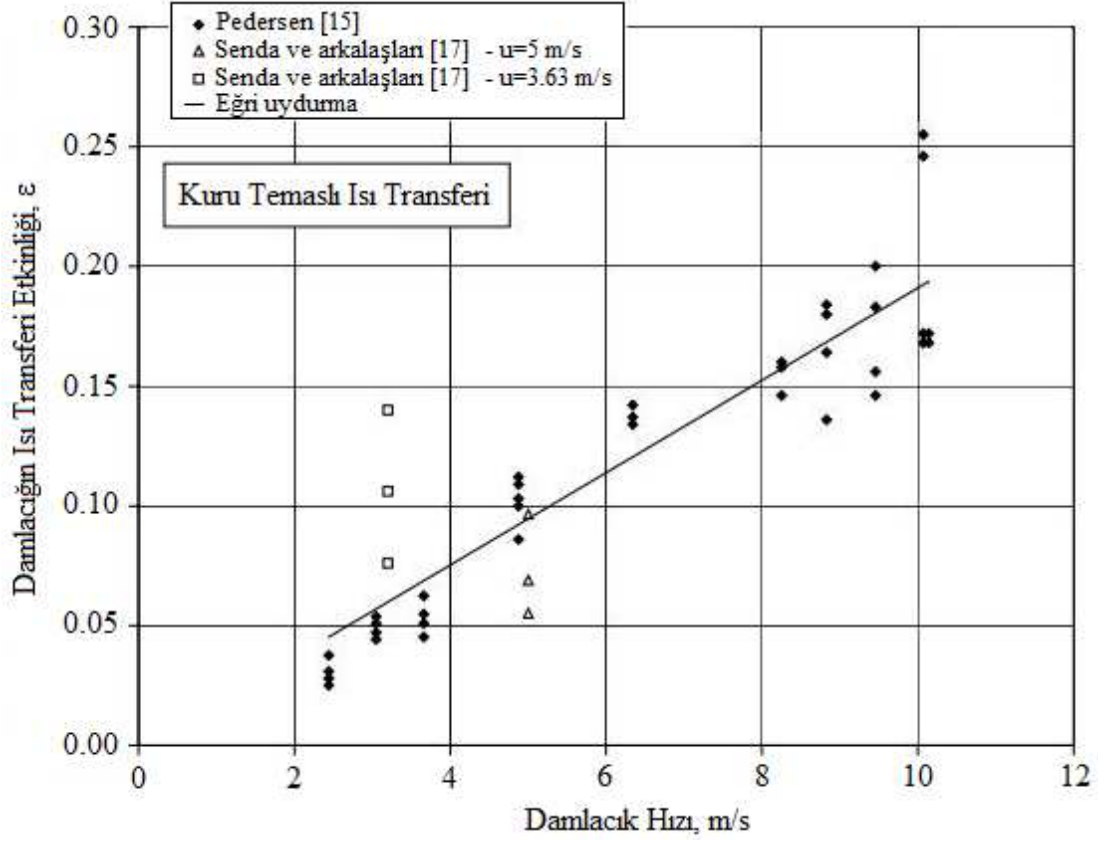
Issa [50], deneysel çalışmalardan [15, 17, 18] elde edilen verileri kullanarak kuru ve ıslak temaslı ısı transferi koşulu için damlacığın ısı transferi etkinliğini normal doğrultudaki çarpma Weber sayısının bir fonksiyonu olarak ifade etmiştir.

Kuru temaslı ısı transferi;

$$\varepsilon = 3.771 \times 10^{-3} We_n^{0.691} e^{-9.079 \times 10^{-4} We_n} \quad (2.25)$$

Islak temaslı ısı transferi;

$$\varepsilon = 9.844 \times 10^{-2} We_n^{0.3428} \quad (2.26)$$

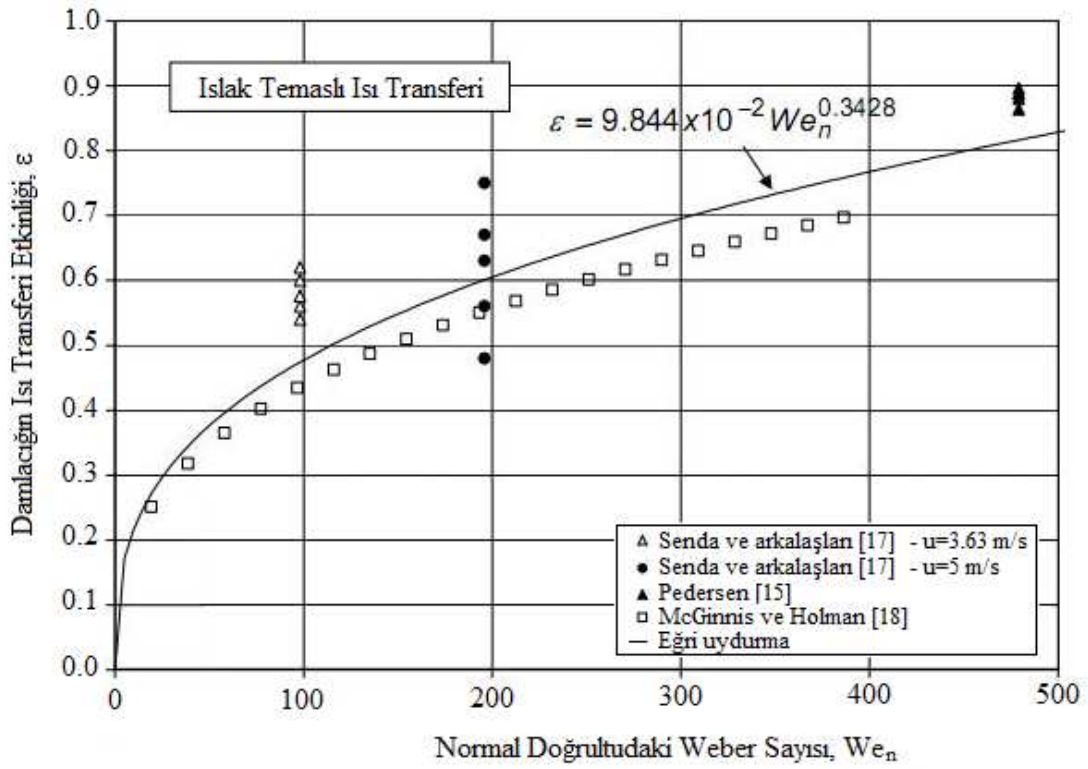


Şekil 2.19. Kuru temaslı ısı transferi koşulunda damlacığın ısı transferi etkinliğinin çarpma hızına bağlı olarak değişimi [50]

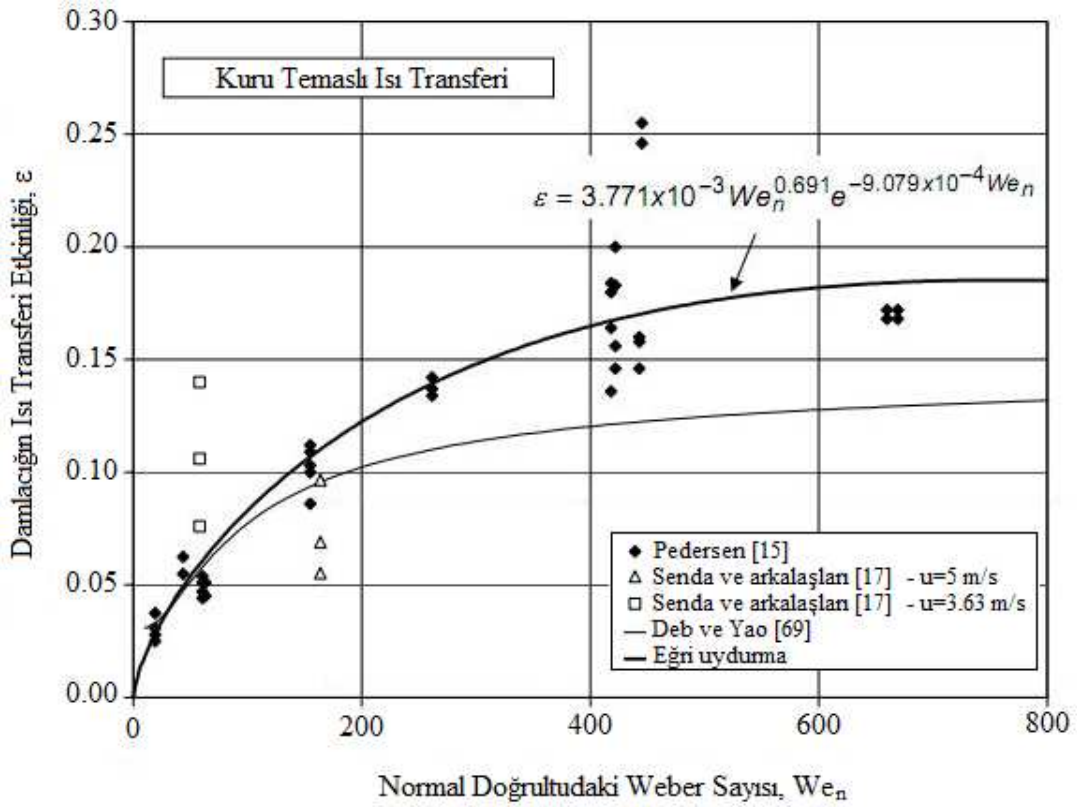
Şekil 2.20 ıslak temaslı ısı transferi koşulu için, ise yüzeye çarpan damlacığın normal doğrultudaki Weber sayısına bağlı olarak ısı transferi etkinliğindeki değişim gösterilmektedir. Damlacığın çarpma hızına benzer bir şekilde normal doğrultusundaki çarpma Weber sayısı da arttığında damlacığın ısı transfer etkinliği artmaktadır.

Şekil 2.21 kuru temaslı ısı transferi koşulu için, ise yüzeye çarpan damlacığın normal doğrultudaki Weber sayısına bağlı olarak ısı transferi etkinliğindeki değişim gösterilmektedir.





Şekil 2.20. Islak temaslı ısı transferi koşulunda damlacığın ısı transferi etkinliğinin yüzeye çarpan damlacığın normal doğrultusundaki Weber sayısına bağlı değişimi [50]

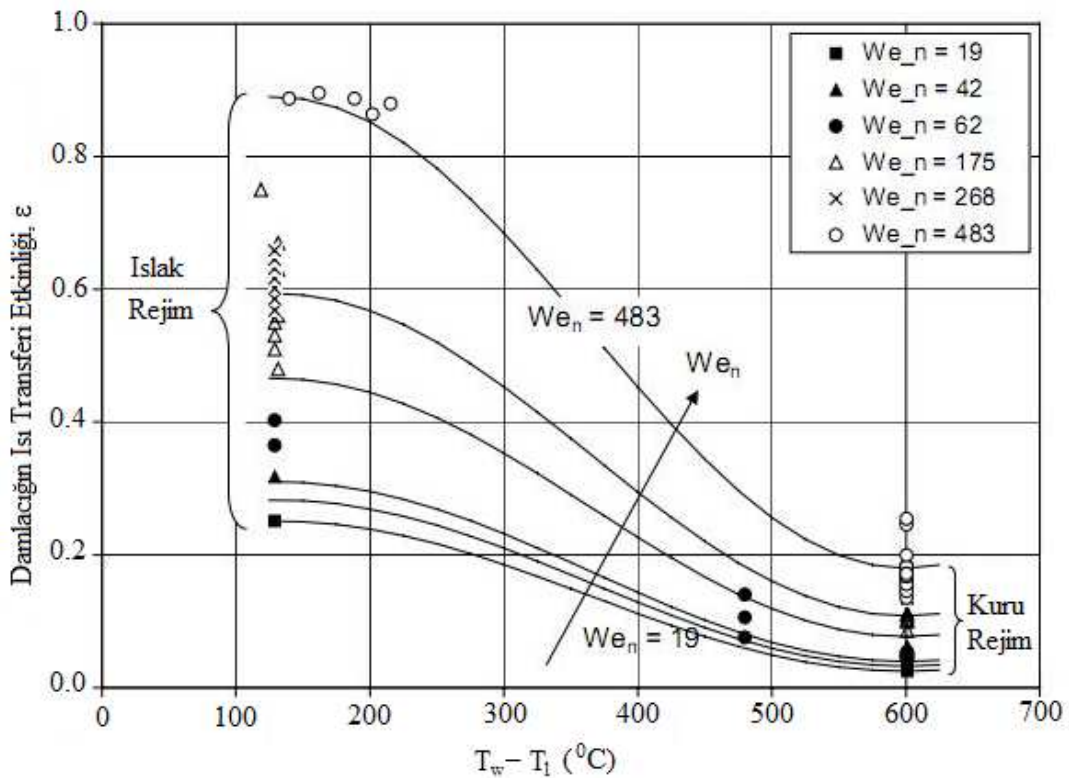


Şekil 2.21. Kuru temaslı ısı transferi koşulunda damlacığın ısı transferi etkinliğinin yüzeye çarpan damlacığın normal doğrultusundaki Weber sayısına bağlı değişimi [50]

Issa [50], Şekil 2.20 ve 2.21'deki deneysel verileri enterpole ederek Şekil 2.22'de gösterildiği gibi damlacığın ısı transferi etkinliğini yüzey sıcaklığının ve çarpan damlacığın normal doğrultusundaki Weber sayısının fonksiyonu olarak ifade etmiştir.

Şekil 2.22'deki eğri suyun kaynama karakteristiğiyle benzer davranış göstermektedir. Aynı zamanda, bu eğri damlacığın temas ısı transferi etkinliğini hesaplamak için de kullanılabilir. Literatür incelemesine dayanılarak damlacık temas ısı transferi etkinliği film kaynama rejimi  $We_n$ 'in bir fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$\varepsilon = (0.10 + 5.2 \times 10^{-4} We_n) \cos \frac{\pi}{470} [(T_w - T_f) - 130] + 8.6 \times 10^{-4} We_n + 0.12 \quad (2.27)$$



Şekil 2.22. Damlacık temas ısı transferi etkinliğinin yüzey ile damlacık arasındaki sıcaklık farkına ve çarpan damlacığın normal doğrultusundaki Weber sayısına bağlı olarak değişimi [50]

Sözber ve arkadaşları [22] su sisiyle paslanmaz çelik bir yüzeyi soğuttukları deneysel çalışmalarında disk boyunca radyal yöndeki iletimle ısı transferinin ihmal

edilebileceğini varsayarak damlacıklar olmadan havayla soğutma prosesinde ısı transferi için aşağıdaki denklemi önermişlerdir.

$$mc_p \left( \frac{dT}{dt} \right) = hA(T_h - T_y) + \epsilon_{disk} \sigma 2A(T_y^4 - T_\zeta^4) \quad (2.28)$$

Denklemdaki  $m$  levhanın kütlesi,  $c_p$  özgül ısı,  $h$  ısı taşınım katsayısı,  $A$  levhanın bir tarafındaki ısı transferi alanı,  $T_y$  levha yüzeyinin başlangıçtaki sıcaklığı,  $T_h$  havanın başlangıçtaki sıcaklığı,  $T_\zeta$  çevre sıcaklığı,  $\epsilon_{disk}$  yayılım katsayısı ve  $\sigma$  Stefan-Boltzman sabitidir. Graham ve Ramadhyani [72] tarafından yürütülen çalışmada durgunluk noktası Nusselt sayısı ( $Nu_{h,0}$ ) aşağıdaki gibi tespit edilmiştir.

$$Nu_{h,0} = Re^{0.5} Pr^{0.4} \quad (2.29)$$

Reynolds sayısı ( $Re$ ) ve durgunluk noktası Nusselt sayısı ( $Nu_{h,0}$ ) sprey hızı ve nozul çapına bağlı olarak aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$Nu_{h,0} = \frac{h_{h,0} D}{k_h} \quad (2.30)$$

$$Re = \frac{u_h D}{\nu_h} \quad (2.31)$$

Denklemdaki  $u$ , nozul çıkışındaki hava hızı ve  $D$  nozul çapıdır.

Sözbir ve Yao [39] su sisiyle cam yüzeyi soğuttukları deneysel çalışmalarında su sisinin ısı taşınım katsayısını ( $h_{sis}$ ) sıvı kütle akısının ( $G$ ) fonksiyonu olarak elde etmişlerdir.

$$h_{sis} = 284G^{0.8} \quad (2.32)$$

Denklem (2.32) aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Nu_{sis} = 194 Re_{su}^{0.8} \quad (2.33)$$

Denklem (2.33)'deki  $Nu_{sis}$  ve  $Re_{su}$  aşağıdaki gibi formülize edilebilir.

$$Nu_{sis} = \frac{h_{sis} D}{k_{su}} \quad (2.34)$$

$$Re_{su} = \frac{GD}{\mu_{su}} \quad (2.35)$$

Genel olarak su sisiyle soğutma prosesinde, ışınlım ısı kayıpları ortalama ısı transferinin %10-15'i civarındadır. Sözbir ve Yao [39] ışınlımla ısı transferini ihmal ederek film kaynama koşulunda su sisi akışının toplam ısı transferini hava ve su sisi bileşenlerinin toplamı olarak gösterilebileceğini öne sürmüştür. Aynı yaklaşım Issa ve arkadaşları [73] tarafından da önerilmiştir.

$$h_{Toplam} = h_{h,0} + h_{sis} \quad (2.36)$$

Denklem (2.36)'daki  $h_{h,0}$  Denklem (2.29)'dan ve  $h_{sis}$  Denklem (2.33)'den bulunabilir. Film kaynama koşulu için Denklem (2.28)'in ilk terimindeki ısı taşınım katsayısı yerine Denklem (2.36)'daki toplam ısı taşınım katsayısı yazılarak su sisiyle soğutma prosesi için ısı transferi denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$mc_p \left( \frac{dT}{dt} \right) = h_{Toplam} A (T_d - T_y) \quad (2.37)$$

## **BÖLÜM 3. SAYISAL MODELİN HAZIRLANMASI**

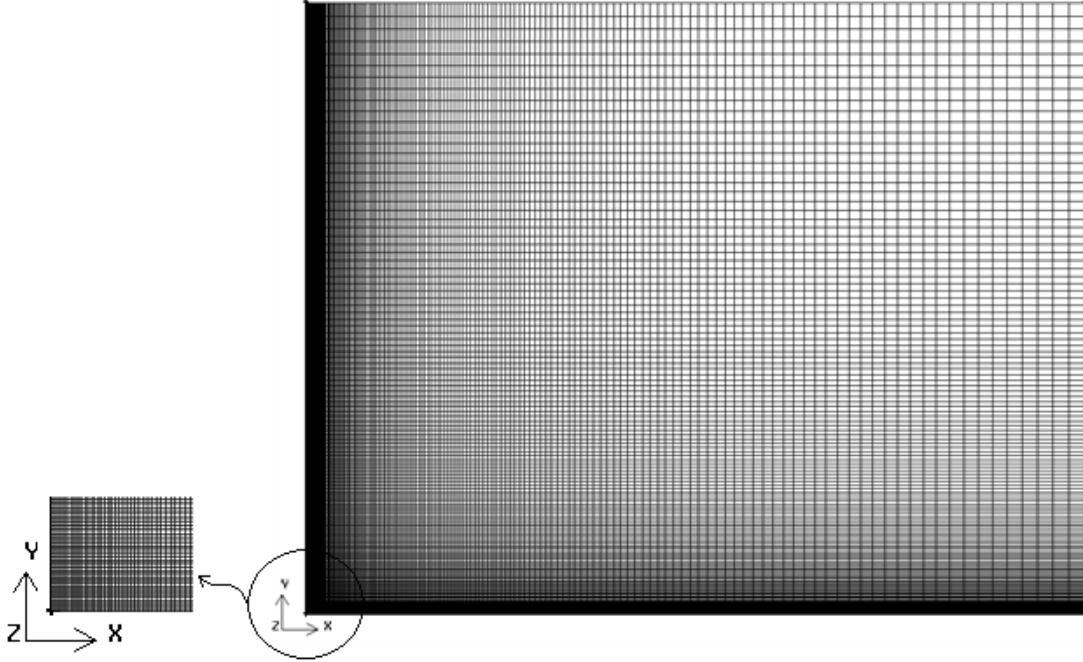
Gambit (2.3.16) yazılımı ile hesaplama bölgesi çizilip ağ yapısı oluşturulduktan sonra, sayısal hesaplamalar Fluent (6.3.26) yazılımı kullanılarak yapıldı. Sayısal çalışma kapsamında 798 K sıcaklığında, 101.6 mm çapında ve 1 mm kalınlığında paslanmaz çelik (AISI 304) disk, sprey akışı vasıtasıyla soğutulmaya çalışılmıştır. Disk merkezinden 40 mm yukarıda konumlandırılmış 7.9 mm çapa sahip nozulun oluşturduğu sprey 24.9-50.288 m/s hava hızı ve 0-7.67 kg/m<sup>2</sup>s aralığında değişen sıvı kütle akışı ihtiva etmektedir. Spreyin gaz fazını hava, sıvı fazını da su oluşturmaktadır. Model iki aşamada oluşturulmuştur. İlk olarak sadece hava akışı modellenerek analizler yapılmıştır. Daha sonra hava akışıyla taşınan su damlacıkları tanımlanarak su sisi modellenmiştir.

### **3.1. Sayısal Hesaplama Bölgesinin Tanımlanması**

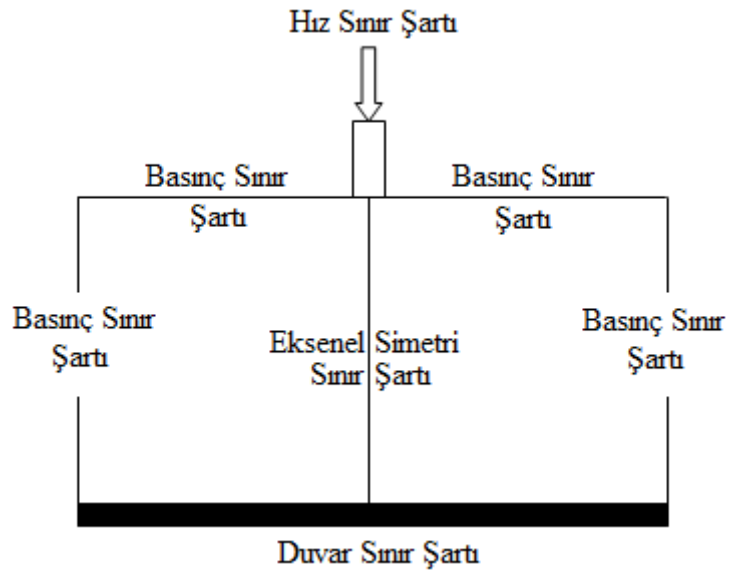
Sayısal hesaplama bölgesi iki boyutlu aksiyel simetrik olarak Gambit yazılımıyla çizildi. Analizler için dikdörtgen elemanlar ihtiva eden ağ yapısı oluşturuldu. Sonuçların doğruluğu açısından ağ yapısının iyi olması son derece önemlidir. Bundan dolayı, daha hassas hesaplamalara ihtiyaç duyulan disk yüzeyine ve nozulun merkezinden geçen aksiyel simetri eksenine yakın bölgelerdeki ağ dokusu Şekil 3.1’de gösterildiği gibi bir ağırlık faktörü kullanılarak diğer bölgelerdeki elemanlara nazaran daha küçük elemanlardan oluşturuldu. Disk yüzeyi 160, aksiyel simetri eksenini 140 parçaya ayrılarak bu parçalar disk merkezine doğru yaklaşıldıkça 1.02 oranında küçültülerek boyutlandırıldı. Ağ yapısı 20.32 cm<sup>2</sup>’lik hesaplama bölgesinde 22400 dörtgensel eleman içermektedir.

Modelin ağ yapısı oluşturulduktan sonra, hesaplama bölgesinin sınır koşulları Şekil 3.2’de gösterildiği gibi tanımlanmıştır. Disk merkezinin 40 mm üzerindeki nozul çıkışı, hız sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Nozul merkeziyle disk merkezi arasındaki

eksen aksi-simetri eksenini, diskin üstü ise duvar sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Sayısal hesaplama bölgesinin geriye kalan kısımları da basınç sınır şartı olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.1. Modelin ağ yapısı



Şekil 3.2. Modelin sınır şartları

### 3.2. Hava ile Soğutma Sürecinin Sayısal Modeli

Çözücü metodu olarak kapalı Navier-Stokes algoritması ve aksenal simetrik model seçildi. Sprey ile disk arasındaki ısı transferinin hesaplanabilmesi için enerji denklemleri kullanıldı. Işınım ile ısı transferi hesaplamalara katılmış olup sayısal çözümde P1 ışınım modeli kullanıldı. Sadece hava ile soğutma prosesinde taşınım ve ışınım ile ısı geçişi göz önüne alınmıştır. Aşağıdaki denklemi kullanarak ısı transferi hesaplanır.

$$mc_p \left( \frac{dT}{dt} \right) = h_h A (T_h - T_y) + \varepsilon_{disk} \sigma 2A (T_y^4 - T_c^4) \quad (3.1)$$

Hava akışının türbülansını modellemek için standart k-ε metodu tercih edildi. Standart k-ε metot, transport denklemlerinde türbülans kinetik enerji (k) ve türbülans harcanım oranını (ε<sub>t</sub>) temel alan yarı ampirik bir modeldir [74]. Türbülans kinetik enerji aşağıdaki gibi hesaplanır [75-77].

$$k = 1.5 (u I)^2 \quad (3.2)$$

Denklemdaki u nozul çıkışındaki hava hızı ve I türbülans yoğunluğudur. Türbülans yoğunluğu aşağıdaki gibi bulunur [75].

$$I = 0.16 \text{Re}^{-1/8} \quad (3.3)$$

k-ε metottaki türbülans harcanım oranı ise şöyle ifade edilir [75].

$$\varepsilon_t = C_{\mu}^{3/4} \left( \frac{k^{3/2}}{l} \right) \quad (3.4)$$

Denklemdaki l uzunluk ölçeği ve C<sub>μ</sub> model sabitidir. k-ε türbülans metodunda yazılımın kullandığı model sabitleri Tablo 3.1'de verilmektedir. Boyut ölçeği sınır

şartlarına bağlı olarak belirlenmektedir. Eksenel simetrik spreylerde hız sınır şartı için uzunluk ölçeği aşağıdaki gibi hesaplanır [75].

$$l = 0.075L \quad (3.5)$$

Denklem (3.5)'deki L eksenel simetrik spreyn nozul çıkışındaki yarı genişliğidir. Basınç sınır şartında ( $\partial P/\partial x = 0$ ) boyut ölçeği aşağıdaki gibi bulunur [75].

$$l = 0.09L' \quad (3.6)$$

Denklemdaki  $L^1$ , sınır tabakası genişliğidir.

Tablo 3.1 k-ε türbülans metodu için kullanılan model sabitleri [78]

$C_\mu$	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
0.09	1.44	1.92	1	1.3

Standart k-ε metodu tercih edildiğinde gaz fazı için genel transport denklemi türbülans kinetik enerji ve türbülans harcama oranı için sırasıyla Denklem (3.7) ve (3.8)'deki gibidir [75, 78].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \varepsilon_t \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon_t)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon_t u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon_t}} \right) \frac{\partial \varepsilon_t}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon_t}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon_t^2}{k} \quad (3.8)$$

Türbülans viskozitesi,  $\mu_t$ , aşağıdaki denklemle hesaplanır [78].

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon_t} \quad (3.9)$$



Denklem (3.7) ve (3.8) düşük Reynolds sayıları için aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir [78].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \varepsilon_t \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon_t)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon_t u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon_t}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon_t}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon_t^2}{k} \quad (3.11)$$

Sadece hava ihtiva eden spreyn oluşturulması için ayrık faz modeli (DPM) kullanıldı. Analizde kullanılan materyallerin termodinamik özellikleri Fluent yazılımının veri tabanından alınarak modele sıcaklığın fonksiyonu olarak girilmiştir.

Modelin hız sınır şartında aksel doğrultuda hız bileşeni tanımlanırken, nozul çıkışında radyal yönde hız bileşeni olmadığı kabul edildi. Hız ve basınç sınır şartları için Türbülans tanımlama metodu olarak türbülans yoğunluğu ve uzunluk ölçeği tercih edildi. Duvar sınır şartında ısıl koşul olarak sıcaklık seçildi ve disk yüzeyine başlangıç sıcaklık değeri atandı.

Sayısal hesaplamalar için türbülans ve enerji denklemleri çözüldü. Çözülen bu denklemler için artık katsayıları ve rahatlatma faktörleri sırasıyla Tablo 3.2 ve Tablo 3.3'de verilmektedir. Sayısal hesaplama bölgesi için başlangıçtaki basınç, aksel hız, sıcaklık, türbülans kinetik enerji ve harcanım oranı parametreleri tanımlandıktan sonra model ilk etapta birinci dereceden sonlu farklar çözümüne yönelik bir sayısal analiz yöntemiyle çözüldü. Analiz yakınsadıktan sonra elde edilen bu ilk çözüm modele başlangıç koşulu olarak tanıtıldı ve artık katsayıları (Tablo 3.4) değerleri düşürüldü. Sayısal çözüm yeniden çalıştırılarak ikinci dereceden sonlu farklar çözümüne yönelik bir sayısal analiz yöntemiyle sonuçlar alındı.

Tablo 3.2 Birinci dereceden çözüm için girilen artık katsayıları

Süreklilik	Hız (x)	Hız (y)	Enerji	k	$\varepsilon$	P1
1e-03	1e-03	1e-03	1e-06	1e-03	1e-03	1e-05

Tablo 3.3 Modele girilen rahatlatma faktörleri

Basınç	0.3	Türbülans kinetik enerji	0.8
Yoğunluk	1	Türbülans harcanım oranı	0.8
Kuvvet	1	Türbülans viskozitesi	1
Momentum	0.7	Enerji	0.9
P1	0.8		

Tablo 3.4 İkinci dereceden çözüm için girilen artık katsayıları

Süreklilik	Hız (x)	Hız (y)	Enerji	k	$\epsilon$	P1
1e-05	1e-05	1e-05	1e-07	1e-05	1e-05	1e-05

Modelde yapılan kabuller ana hatlarıyla aşağıda listelenmiştir;

1. Aksenal simetrik sayısal hesaplama bölgesi hazırlandı,
2. Çözücü metodu olarak kapalı Navier-Stoke algoritması seçildi,
3. Kararlı hal koşulunda çözüm yapıldı,
4. Sprey ile disk arasında taşınım ve disk ile çevre yüzeyi arasında ışınlımla ısı transferi olduğu göz önüne alındı,
5. Hava hızı 24.9-50.288 m/s aralığında değiştirildi,
6. Soğutulan diskin analiz başlangıcındaki sıcaklığı 798 K alındı,
7. k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanıldı,
8. Çevre basıncı 101325 Pa ve yerçekimi ivmesi  $9.81 \text{ m/s}^2$  alındı,
9. DPM model kullanılarak konik sprej akışı elde edildi ve enjeksiyon tipi olarak hava püskürtmeli nozul seçildi,
10. Sprej ve disk materyallerinin termodinamik özellikleri modele sıcaklığın fonksiyonu olarak girildi,
11. Hız girişi ve basınç çıkışı sınır koşulları için Türbülans tanımlama metodu olarak türbülans yoğunluğu ve uzunluk ölçeği tercih edildi,
12. Model ilk etapta birinci dereceden sonlu farklar çözümüne yönelik bir sayısal analiz yöntemiyle çözüldü,
13. Analiz yakınsadıktan sonra elde edilen ilk çözüm modele başlangıç koşulu olarak tanıtıldı ve sayısal hesaplama yeniden çalıştırılarak ikinci dereceden sonlu farklar çözümüne yönelik bir sayısal analiz yöntemiyle sonuçlar alındı.

### 3.3. Su Sisi Soğutma Sürecinin Sayısal Modeli

Hava ile soğutma prosesi için hazırlanan modelde sprej akışı içerisinde su damlacıkları tanımlanarak su sisi soğutma prosesi için sayısal model hazırlandı. Damlacıkların yörüngeleri hava akışı içerisinde stokastik (rastgele) olarak hesaplandı. Şekil 3.3’de 2.56 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısında ve 24.9 m/s hava hızında damlacıkların yörüngeleri gösterilmektedir.



Şekil 3.3. 2.56 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısında ve 24.9 m/s hava hızında damlacıkların yörüngeleri

Yörüngeler, damlacıkların üzerinde kuvvet dengesi uygulanarak hesaplandı. Bu kuvvet dengesinde damlacığın atalet kuvvetlerinin kayma, yerçekimi ve dış kuvvetlerle dengelendiği kabul edildi [78].

$$\frac{d\vec{u}_d}{dt} = F_D (\vec{u}_h - \vec{u}_d) + \frac{\vec{g} (\rho_d - \rho_h)}{\rho_d} + \vec{F} \quad (3.12)$$

Denklem (3.12)’deki  $u_h$  gaz fazın (hava) hızı,  $u_d$  ayırık fazın (su damlacıklarının) hızıdır.  $\rho_h$  ve  $\rho_d$  sırasıyla havanın ve su damlacıklarının yoğunluğudur.  $g$  yerçekimi

ivmesini ve F dış kuvvetleri temsil etmektedir. Denklemdaki  $F_D$  kayma kuvvetleridir ve aşağıdaki eşitlikle hesaplandı.

$$F_D = \frac{18\mu_d C_D \text{Re}}{\rho_d d^2} \quad (3.13)$$

Denklemdaki Reynolds sayısı;

$$\text{Re} = \frac{\rho_h d |u_d - u_h|}{\mu_h} \quad (3.14)$$

eşitliğiyle hesaplandı.

Denklemin (3.13)'teki  $C_D$  kayma katsayısıdır. Morsi ve Alexander [79] tarafından Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$C_D = \frac{24}{\text{Re}} \quad (\text{Re} < 0.1) \quad (3.15)$$

$$C_D = \frac{22.73}{\text{Re}} + \frac{0.0903}{\text{Re}^2} + 3.69 \quad (0.1 < \text{Re} < 1) \quad (3.16)$$

$$C_D = \frac{29.17}{\text{Re}} + \frac{3.89}{\text{Re}^2} + 1.22 \quad (1 < \text{Re} < 10) \quad (3.17)$$

$$C_D = \frac{46.5}{\text{Re}} + \frac{116.67}{\text{Re}^2} + 0.6167 \quad (10 < \text{Re} < 100) \quad (3.18)$$

$$C_D = \frac{98.33}{\text{Re}} + \frac{2778}{\text{Re}^2} + 0.3644 \quad (100 < \text{Re} < 1000) \quad (3.19)$$

$$C_D = \frac{148.62}{\text{Re}} + \frac{4.75 \times 10^4}{\text{Re}^2} + 0.357 \quad (1000 < \text{Re} < 5000) \quad (3.20)$$

Damlacığın sıcaklığı, damlacık üzerine bir enerji dengesi uygulanarak hesaplandı. Damlacığın ısı enerjisi; taşınım ve ışınlama ile gizli ısıya eşittir [78].

$$m_d c_{p,d} \frac{dT_d}{dt} = hA_d (T_h - T_d) + \frac{dm_d}{dt} h_{fg} + A_d \epsilon_d \sigma (T_r^4 - T_d^4) \quad (3.21)$$

Burada  $m_d$  damlacık kütlesi,  $c_{p,d}$  damlacığın sabit basınçta özgül ısısı,  $T_d$  ve  $T_h$  sırasıyla damlacığın ve havanın sıcaklığı,  $h_{fg}$  buharlaşma gizli ısısı,  $\epsilon_d$  damlacığın yayılım katsayısı,  $T_r$  radyasyon sıcaklığıdır ve aşağıdaki denklemle bulunur [78].

$$T_r = \left( \frac{I_r}{4\sigma} \right)^{1/4} \quad (3.22)$$

Denklemdaki  $I_r$  radyasyon yoğunluğudur.

Spreyin termodinamik özellikleri sıcaklığın fonksiyonu olarak modele girilmiştir. Su sisinin ısı iletkenliğini hesaplamak için aşağıdaki denklem önerilmiştir.

$$k_{su\ sis} = 2.9961^{0.0376G^*} k_h (1 + B) \quad (3.23)$$

Denklemdaki B sabiti, aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$B = 1 - \left( \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_d} \right) \left( \frac{k_h}{k_d} \right) \quad (3.24)$$

Hız, basınç ve duvar sınır şartları için hava hızına ve sıvı kütle akısına bağlı olarak spreyi oluşturan materyallerin kütle fraksiyonları hesaplanarak modele girilmiştir.

Model hava spreyi soğutma sisteminde olduğu gibi ilk etapta birinci dereceden sonlu farklar çözümüne yönelik bir sayısal analiz yöntemiyle çözüldü. Birinci dereceden çözüm için modele girilen artık katsayıları ve rahatlatma faktörleri sırasıyla Tablo 3.5 ve Tablo 3.6'da verilmiştir. Analiz yakınsadıktan sonra elde edilen ilk çözüm

modele başlangıç koşulu olarak tanıtıldı ve benzetim yeniden başlatılarak ikinci dereceden sonlu farklar çözümüne yönelik bir sayısal analiz yöntemiyle sonuçlar alındı. İkinci dereceden çözüm için modele girilen artık katsayıları Tablo 3.7’de verilmektedir.

Tablo 3.5 Birinci dereceden çözüm için girilen artık katsayıları

Süreklilik	Hız (x)	Hız (y)	Enerji	k	$\epsilon$	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	P1
1e-03	1e-03	1e-03	1e-06	1e-03	1e-03	1e-03	1e-03	1e-05

Tablo 3.6 Modele girilen rahatlatma faktörleri

Basınç	0.3	Türbülans kinetik enerji	0.8
Yoğunluk	1	Türbülans harcanım oranı	0.8
Kuvvet	1	Türbülans viskozitesi	1
Momentum	0.7	H <sub>2</sub> O	1
Enerji	0.9	O <sub>2</sub>	1
P1	0.8	Ayrık faz kaynağı	0.5

Tablo 3.7 İkinci dereceden çözüm için girilen artık katsayıları

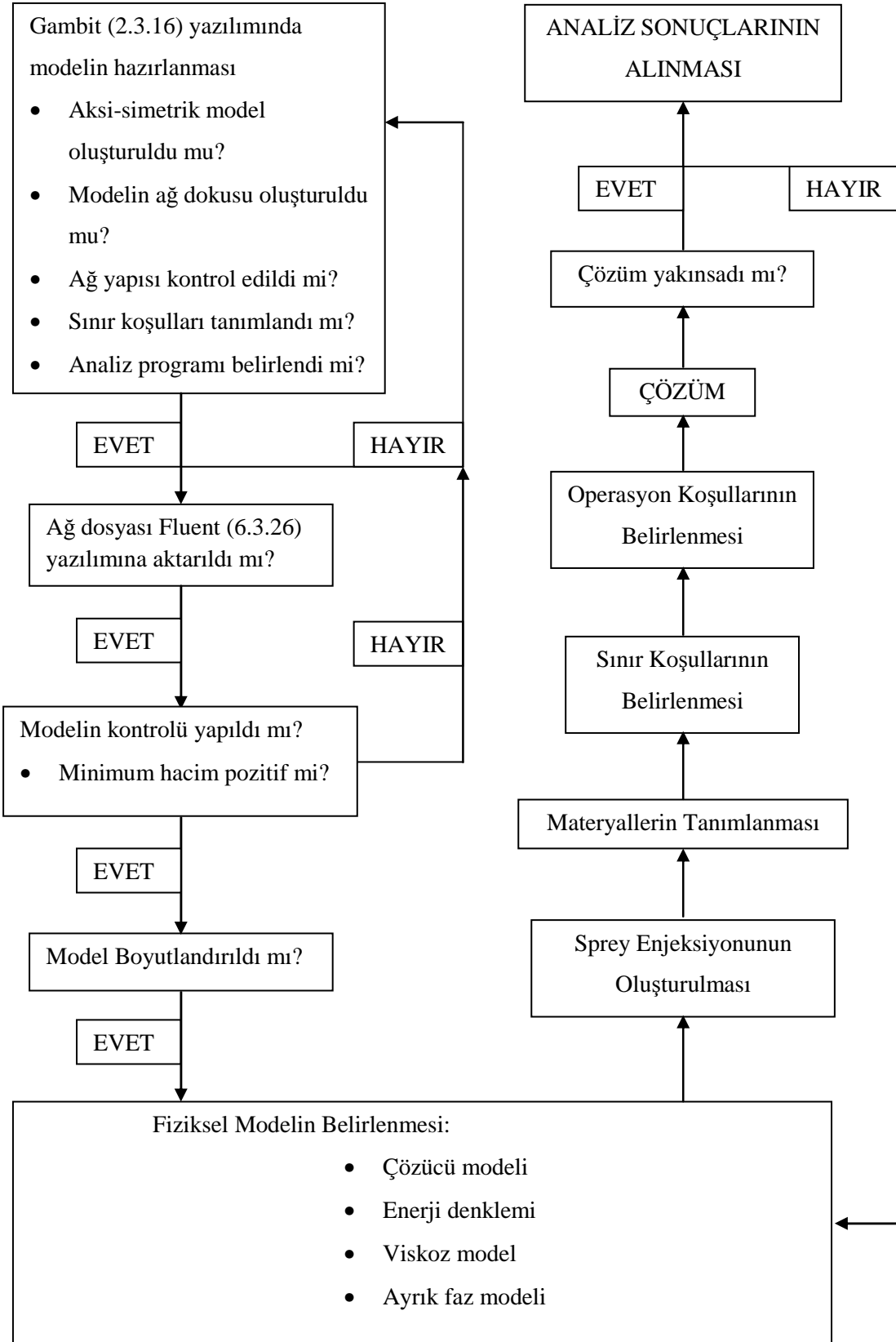
Süreklilik	Hız (x)	Hız (y)	Enerji	k	$\epsilon$	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	P1
1e-06	1e-04	1e-04	1e-07	1e-04	1e-04	1e-07	1e-03	1e-05

Model kabulleri aşağıda listelenmiştir;

1. Eksenel simetrik sayısal hesaplama bölgesi hazırlandı,
2. Çözücü metodu olarak basınç temelli Navier-Stokes algoritması seçildi,
3. Kararlı hal koşulunda çözüm yapıldı,
4. Film kaynama koşulunda su sisi akışının toplam ısı transferini hava ve su sisi bileşenlerinin toplamı olarak düşünüldü,
5. Radyasyonla ısı transferi için P1 modeli seçildi,
6. Hava hızı 24.9-50.288 m/s aralığında değiştirildi,
7. Sıvı kütle akısı 2.56-7.67 kg/m<sup>2</sup>s aralığında değiştirildi,
8. Soğutulan diskin analiz başlangıcındaki sıcaklığı 798 K alındı,
9. k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanıldı,

10. Çevre basıncı 101325 Pa ve yerçekimi ivmesi  $9.81 \text{ m/s}^2$  alındı,
11. DPM model kullanılarak konik sprey akışı elde edildi ve enjeksiyon tipi olarak grup seçildi,
12. Nozul çıkışında sıvı fazın tamamen damlacığa dönüştüğü kabul edildi,
13. Damlacıkların yörüngeleri hava akışı içerisinde modele stokastik (rastgele) olarak hesaplatıldı,
14. Damlacıkların disk yüzeyine kritik Weber sayısının üzerinde bir Weber sayısı ile çarptığı kabul edildi,
15. Yüzey sınır koşulu olarak duvar filmi seçildi,
16. Damlacıkların disk üzerinde parçalandığı kabul edildi,
17. Disk yüzeyinde damlacıklar arasında etkileşim olmadığı kabul edildi,
18. Hız girişi ve basınç çıkışı sınır koşulları için türbülans tanımlama metodu olarak türbülans yoğunluğu ve boyut skalası tercih edildi,
19. Bütün sınır koşulları için hava hızına ve sıvı kütle akısına bağlı olarak spreyi oluşturan materyallerin kütle fraksiyonları modele girildi,
20. Sprey ve disk materyallerinin termodinamik özellikleri modele sıcaklığın fonksiyonu olarak girildi,
21. Model ilk etapta birinci dereceden sonlu farklar çözümüne yönelik bir sayısal analiz yöntemiyle çözüldü,
22. Analiz yakınsadıktan sonra elde edilen ilk çözüm modele başlangıç koşulu olarak tanıtıldı ve benzetim yeniden çalıştırılarak ikinci dereceden sonlu farklar çözümüne yönelik bir sayısal analiz yöntemiyle sonuçlar alındı.

Sayısal hesaplamalarda kullanılan modelin akış diyagramı Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4. Modelin akış diyagramı



## **BÖLÜM 4. SONUÇLAR**

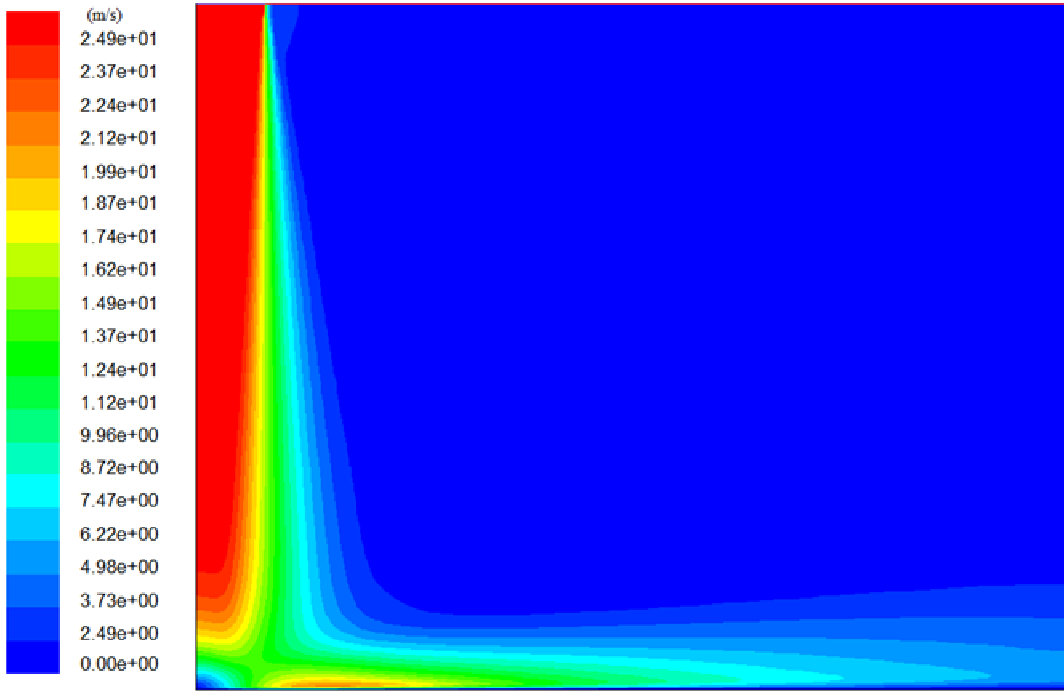
### **4.1. Sonuçların Değerlendirilmesi**

Bu bölümde sayısal hesaplamalardan elde edilen sonuçlar değerlendirilip literatürdeki [22] deneysel verilerle karşılaştırılmaktadır.

#### **4.1.1. Spreyin hız profilinin değişimi**

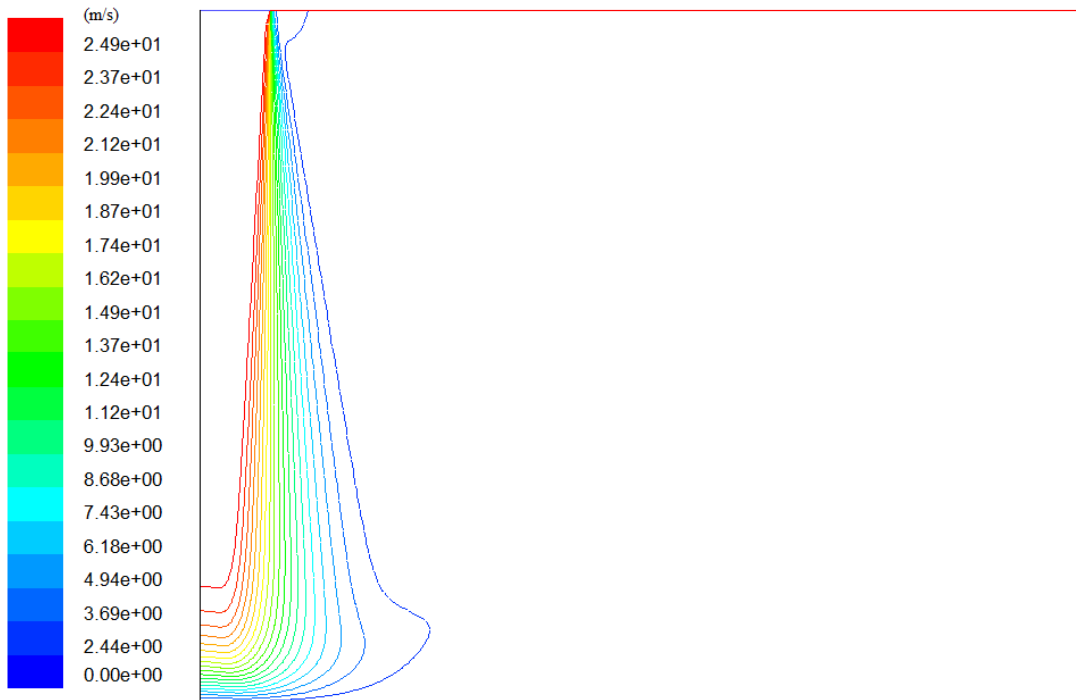
Şekil 4.1’de nozul çıkışındaki hızı 24.9 m/s olan hava spreynin hız profili gösterilmektedir. Literatüre [80] uyumlu bir biçimde çıkış noktasından uzaklaştıkça sprej ve dış çevre arasındaki momentum değişimi sprej serbest sınırının genişlemesine ve içindeki üniform çıkış hızını tutan potansiyel çekirdeğin küçülmesine neden olmaktadır. Potansiyel çekirdeğin aksel simetri doğrultusundaki hız profili sprej kesit alanı boyunca üniform değildir ve maksimum hız nozul çıkışından uzaklaştıkça azalmaktadır.

Disk merkezinde, sprej içerisinde bir durgunluk bölgesi oluşmaktadır. Bunun nedeni, akışın hedef yüzeyden etkilenmesi ve yüzeyin normali doğrultusundaki hızının azalarak sıfıra düşmesidir.



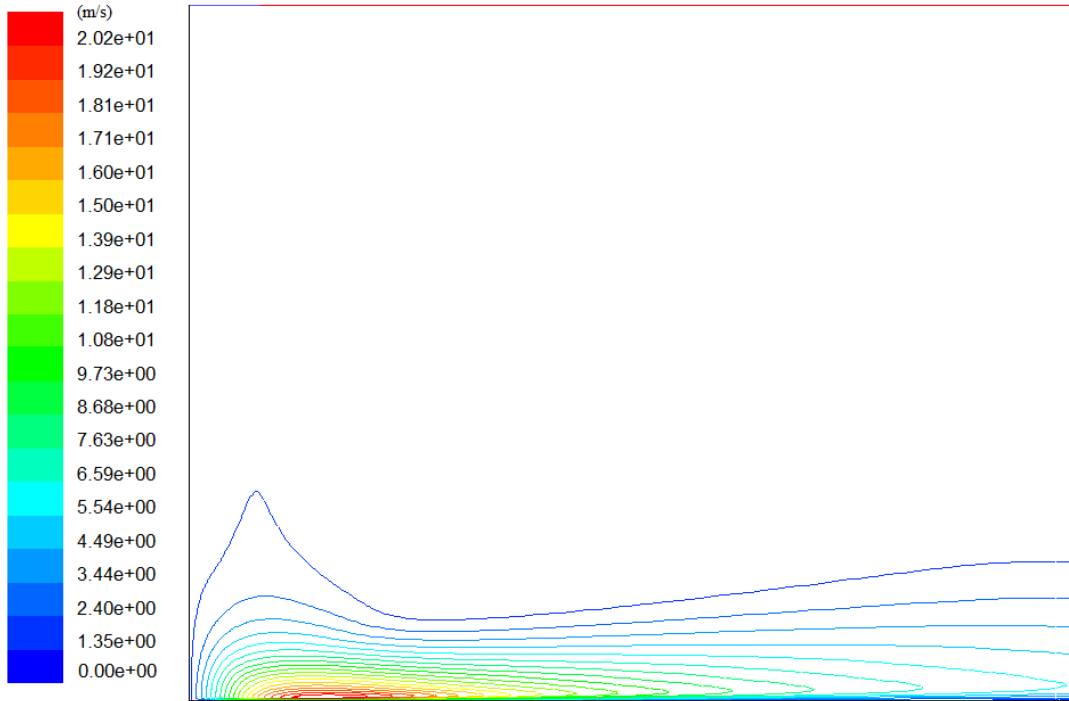
Şekil 4.1. Nozul çıkışındaki hızı 24.9 m/s olan hava spreynin hız profili

Şekil 4.2'de nozul çıkış hızı 24.9 m/s olan hava spreynin aksel simetri doğrultusundaki hız profili görülmektedir.

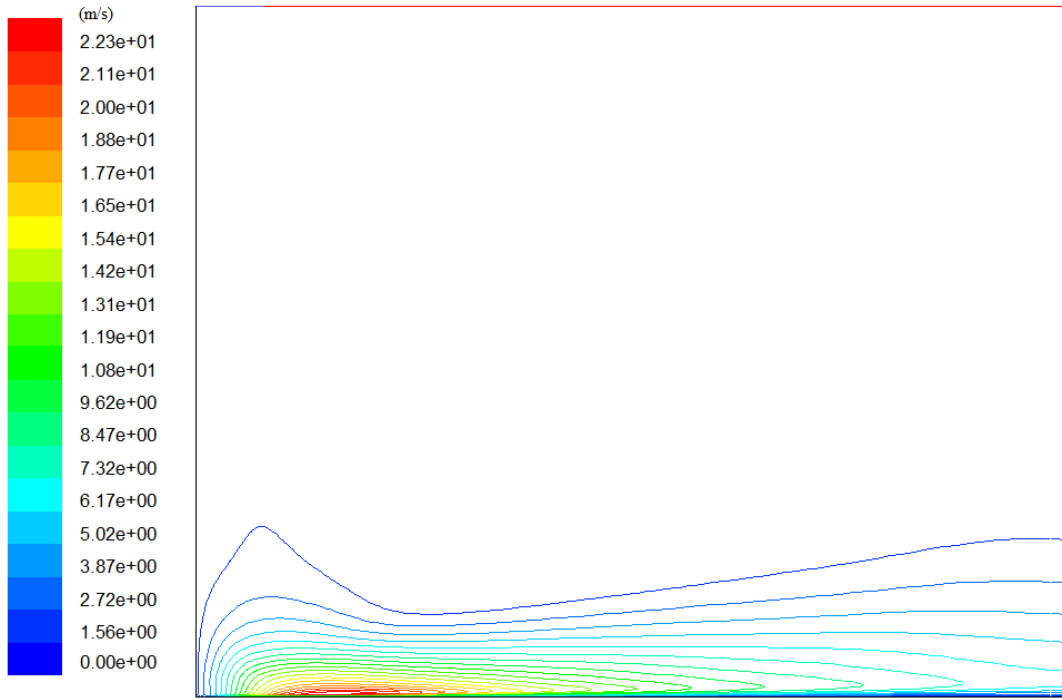


Şekil 4.2. Nozul çıkış hızı 24.9 m/s olan spreyn aksel simetri doğrultusundaki hız profili

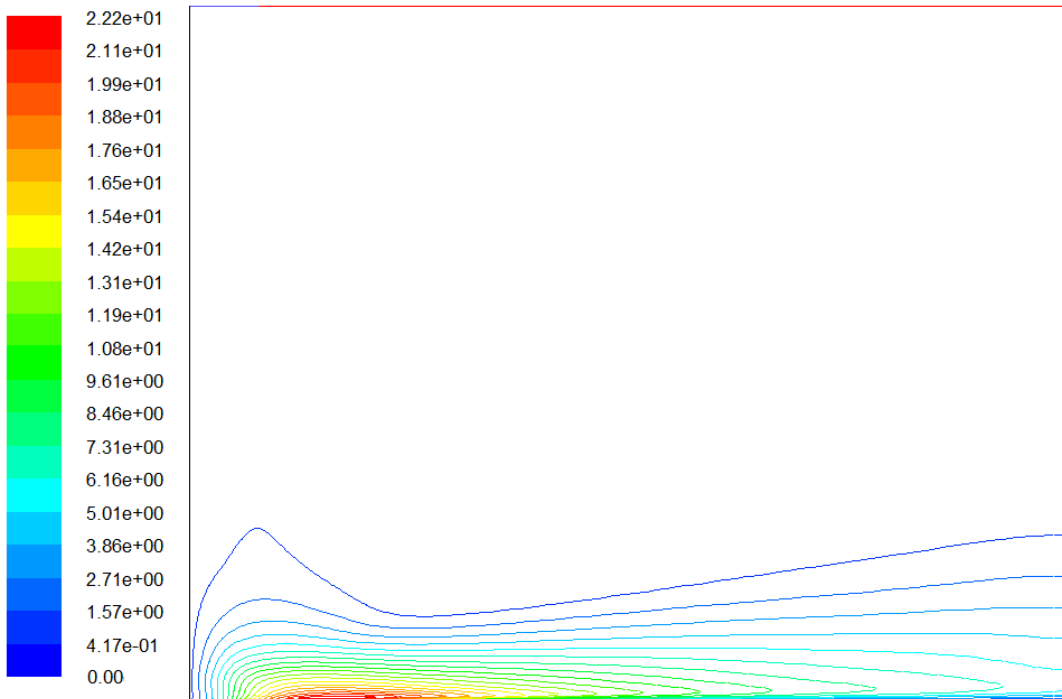
Durgunluk bölgesinde spreyn normal doğrultudaki hız profili azalırken, radyal doğrultudaki hız profili artmaktadır. Ancak spreyn akışı sıfır momentumlu akışkana doğru devam ettiği için, yatay yöndeki hızlanma giderek yavaşlayan bir duvar jetine dönüşür. Böylelikle, spreyn radyal yöndeki hız bileşeni sıfırdan bir maksimum değere artar ve tekrar sıfıra düşer. Şekil 4.3’de nozul çıkışında 24.9 m/s hava hızına sahip bir spreyn radyal yöndeki hız profili, Şekil 4.4’de nozul çıkışında 24.9 m/s hava hızına ve 2.56 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısına sahip bir spreyn radyal yöndeki hız profili gösterilmektedir. 5.11 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısındaki spreyn radyal yöndeki hız profili Şekil 4.5’de gösterilmektedir.



Şekil 4.3. Nozul çıkışında 24.9 m/s hava hızına sahip spreynin radyal doğrultudaki hız profili

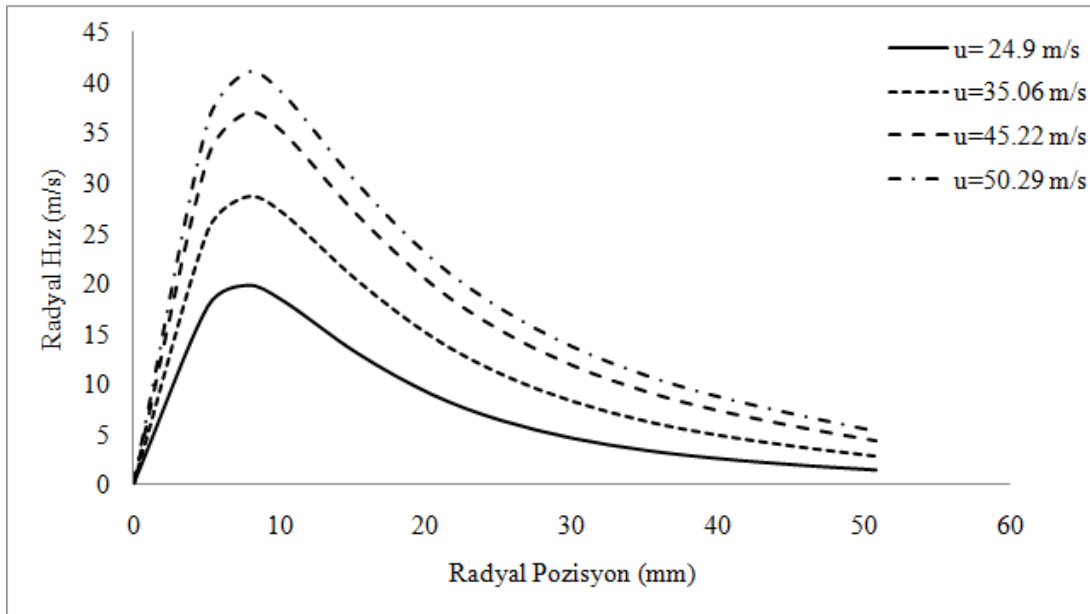


Şekil 4.4. Nozul çıkışında 24.9 m/s hava hızına ve 2.56 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısına sahip spreyn radyal doğrultudaki hız profili

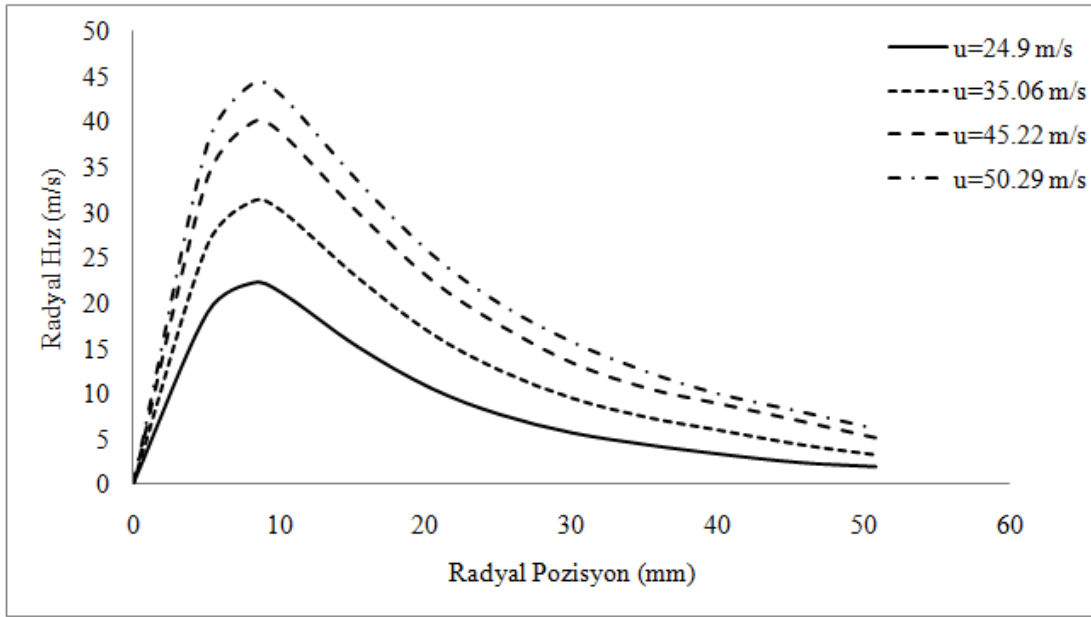


Şekil 4.5. Nozul çıkışında 24.9 m/s hava hızına ve 5.11 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısına sahip spreyn radyal doğrultudaki hız profili

Şekil 4.6'da diskin 2 mm üzerinde sadece hava ihtiva eden spreyn ve Şekil 4.7'de ise  $2.56 \text{ kg/m}^2\text{s}$  sıvı kütle akısına sahip olan spreyn çeşitli hava hızlarındaki radyal yönde hız dağılımları gösterilmektedir. Şekil 4.6 ve 4.7'de de görüldüğü üzere spreyn disk merkezine çarptıktan sonra önce radyal yönde hızlanmakta ve bir maksimum hız değerine ulaştıktan sonra yavaşlayarak hızı düşmektedir. Radyal yöndeki hız değerinin sıfıra kadar düştüğünün grafiklerde görülememesinin nedeni diskin yarıçapının yeteri kadar büyük olmamasıdır.

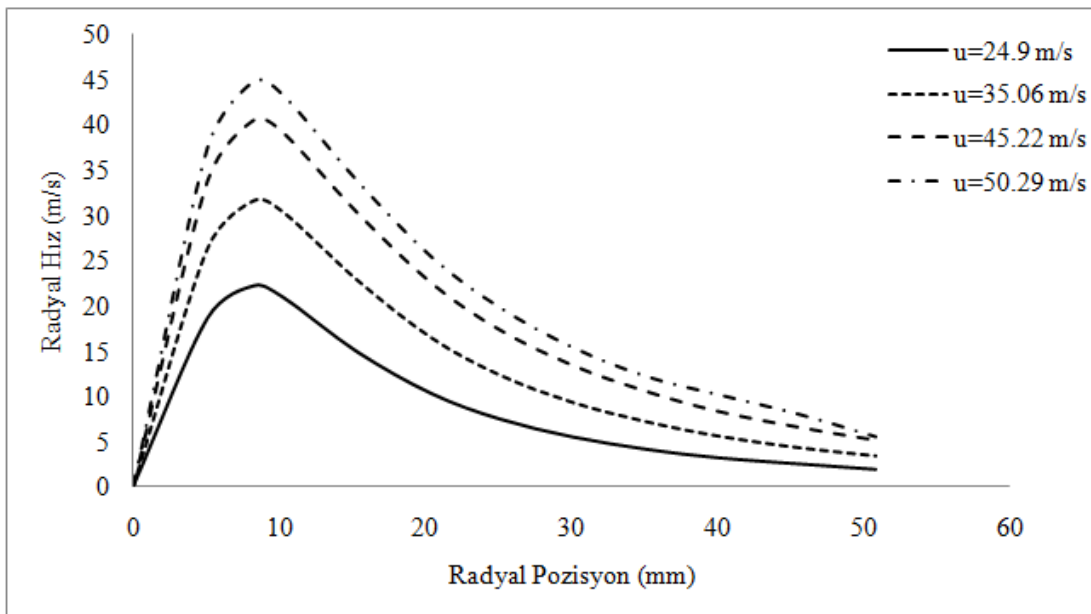


Şekil 4.6. Çeşitli hava hızlarında sadece hava ihtiva eden spreynin radyal doğrultudaki hız dağılımları

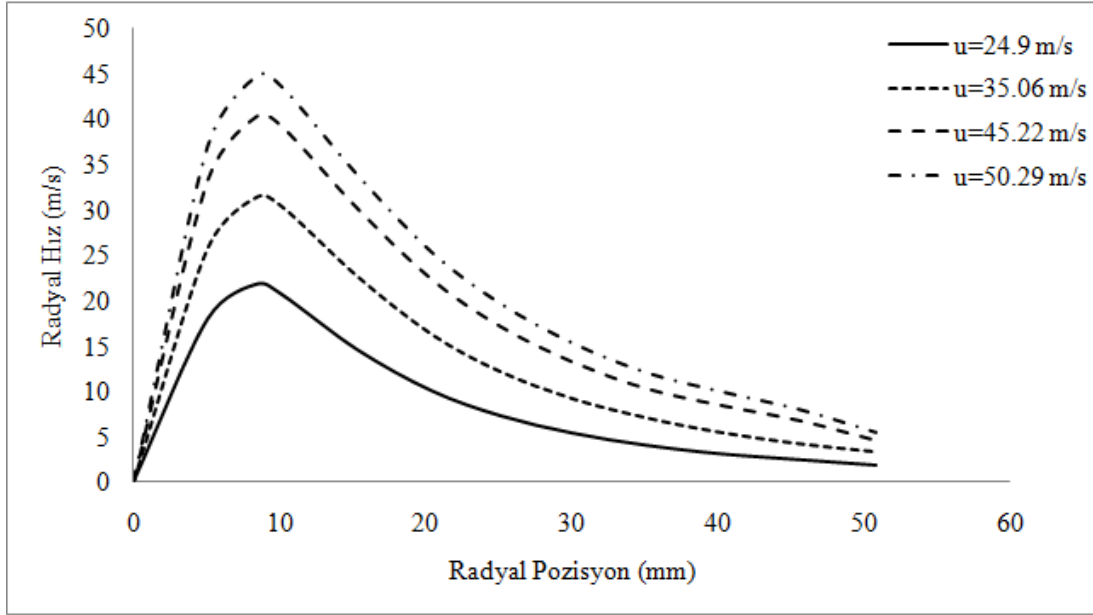


Şekil 4.7. Çeşitli hava hızlarında  $2.56 \text{ kg/m}^2\text{s}$  sıvı kütle akısına sahip spreyn radyal doğrultudaki hız dağılımları

$5.11 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve  $7.67 \text{ kg/m}^2\text{s}$  sıvı kütle akılarındaki spreylere için radyal hız değişimleri sırasıyla Şekil 4.8 ve 4.9'da gösterilmektedir.

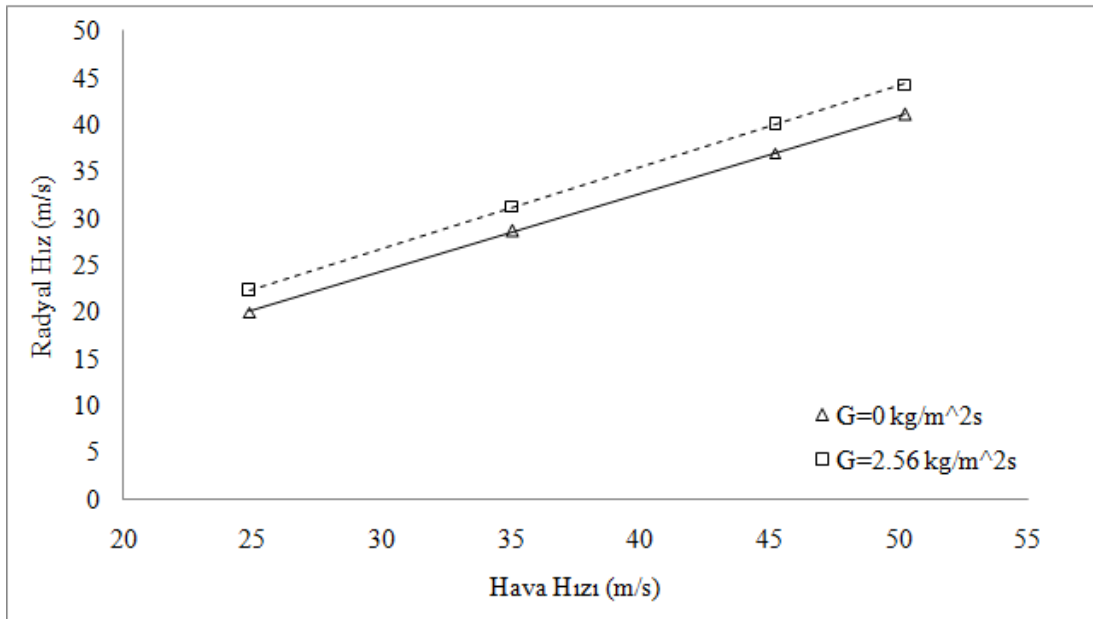


Şekil 4.8. Çeşitli hava hızlarında ve  $5.11 \text{ kg/m}^2\text{s}$  sıvı kütle akısına sahip spreyn radyal doğrultudaki hız dağılımları



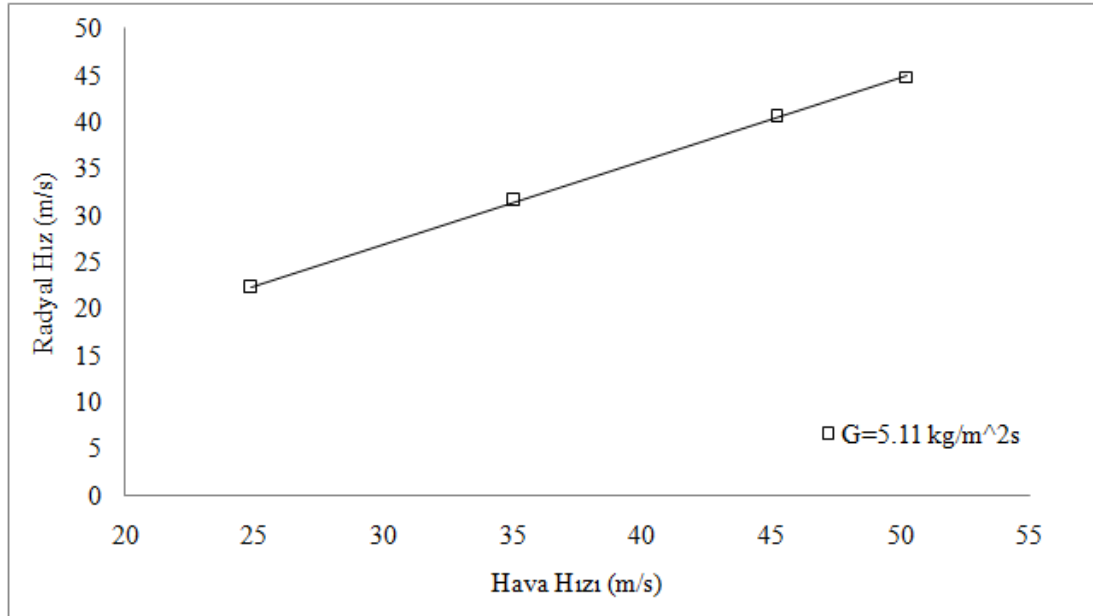
Şekil 4.9. Çeşitli hava hızlarında ve  $7.67 \text{ kg/m}^2\text{s}$  sıvı kütle akısına sahip spreyn radyal doğrultudaki hız dağılımları

Radyal yöndeki maksimum hızın hava hızına ve sıvı kütle akısına göre değişimi Şekil 4.10'da gösterilmektedir. Radyal yöndeki maksimum hız, hava hızı arttığında dikkate değer bir biçimde artarken sıvı kütle akısı arttırıldığında göreceli olarak az bir artış eğilimi göstermektedir.

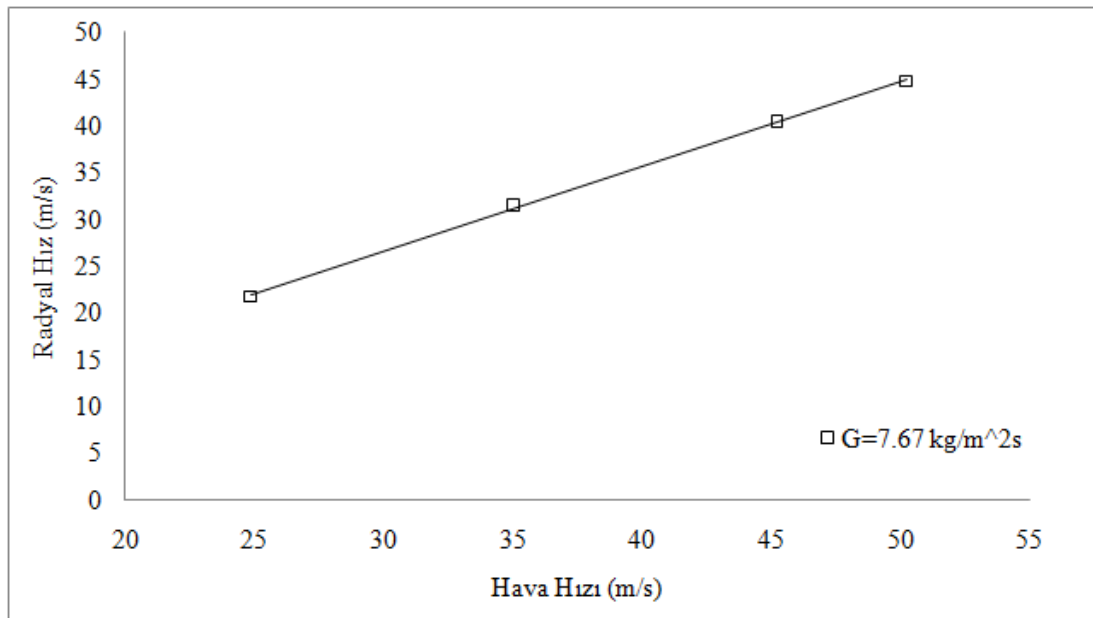


Şekil 4.10. Radyal yöndeki maksimum hızın hava hızına ve sıvı kütle akısına göre değişimi

5.11 kg/m<sup>2</sup>s ve 7.67 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akılarında radyal yöndeki maksimum hızın hava hızına bağlı değişimi sırasıyla Şekil 4.11 ve 4.12’de gösterilmektedir.



Şekil 4.11. 5.11 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısı ihtiva eden spreyn radyal yöndeki maksimum hız değerinin hava hızına göre değişimi

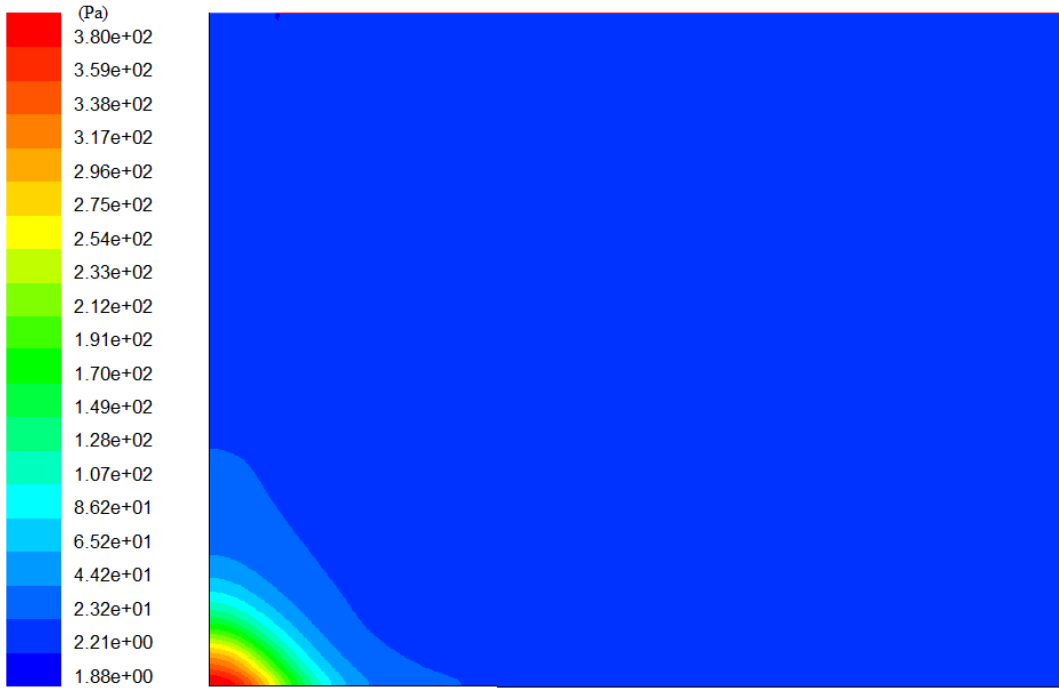


Şekil 4.12. 7.67 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısı ihtiva eden spreyn radyal yöndeki maksimum hız değerinin hava hızına göre değişimi

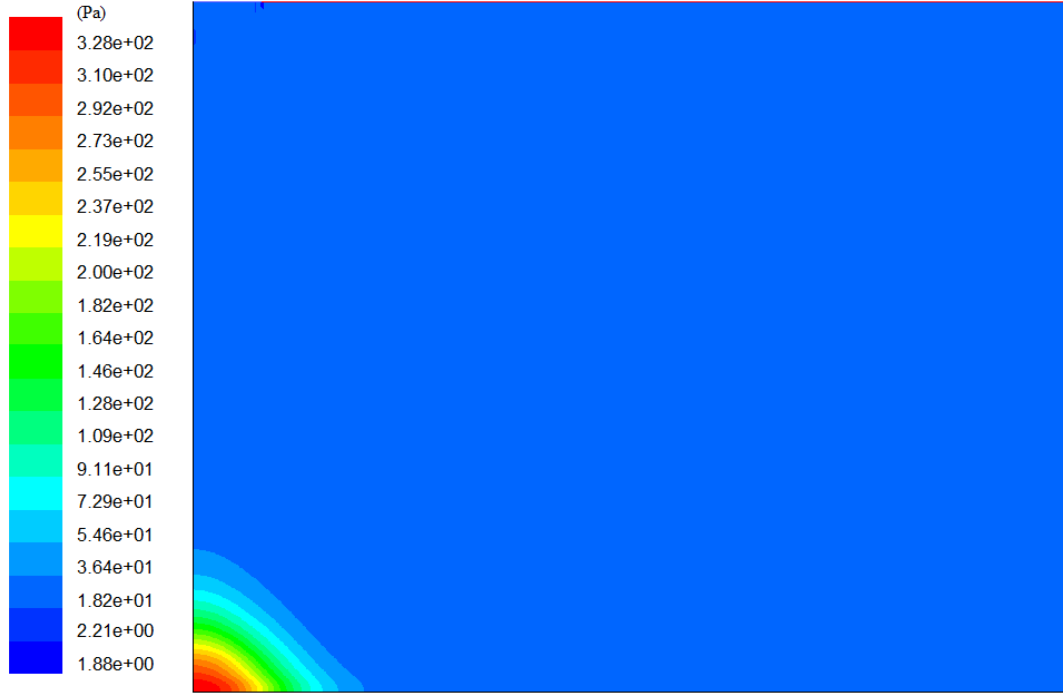


#### 4.1.2. Spreyin basınç profilinin değişimi

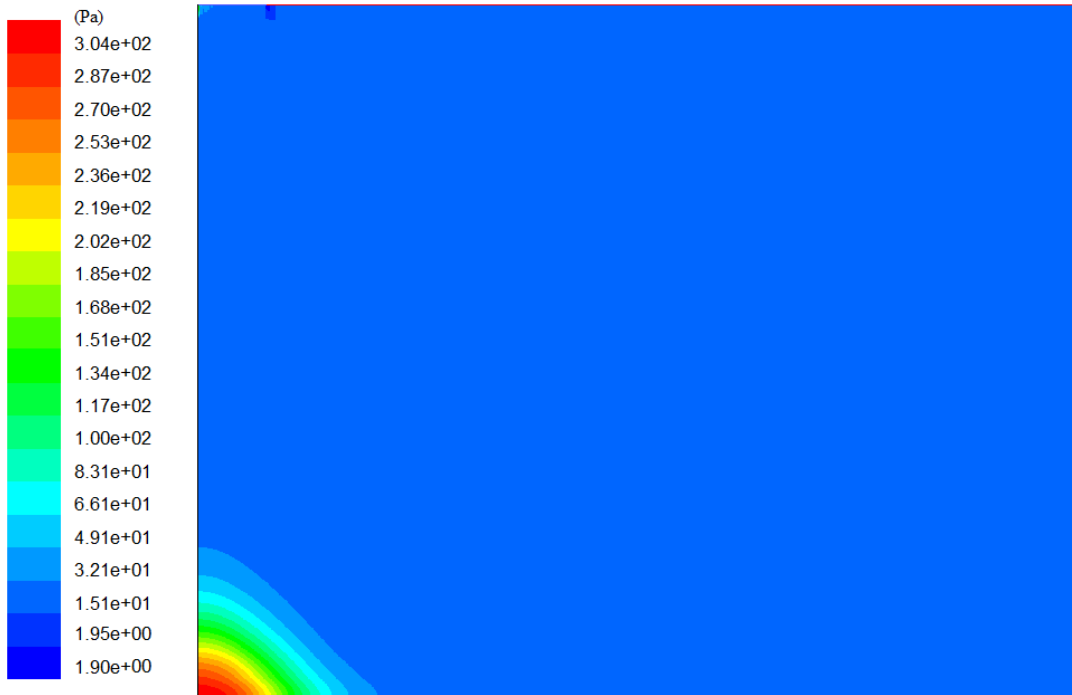
Şekil 4.13’de hava spreynin 24.9 m/s nozul çıkış hızı için basınç profili gösterilmektedir. Spreyin aksenal simetri yönündeki hızı durgunluk bölgesinde sıfıra kadar düşer. Buna paralel olarak statik basınç artar. Radyal yöndeki statik basıncın azalması ise spreynin bu doğrultudaki hızının durgunluk bölgesi içerisinde maksimum bir değere kadar artmasıyla açıklanabilir. Başka bir deyişle; spreynin akışı boyunca önce statik basınç artmakta ve durgunluk noktasında en yüksek değere ulaştıktan sonra radyal yönde azalmaktadır. 2.56 kg/m<sup>2</sup>s ve 5.11 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısına ve 24.9 m/s hava hızına sahip spreynin statik basınç dağılım profilleri sırasıyla Şekil 4.14 ve 4.15’de gösterilmektedir.



Şekil 4.13. 24.9 m/s nozul çıkış hızına sahip hava spreynin basınç profili



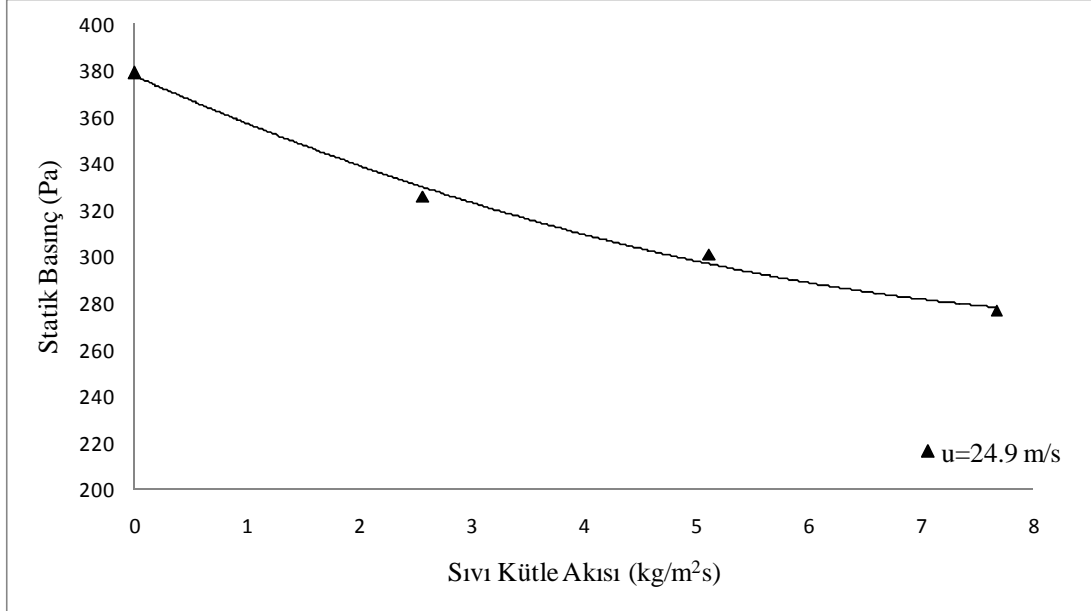
Şekil 4.14. 24.9 m/s hava hızı ve 2.56 kg/m<sup>3</sup>s sıvı kütle akısında sprey içerisindeki basınç profili



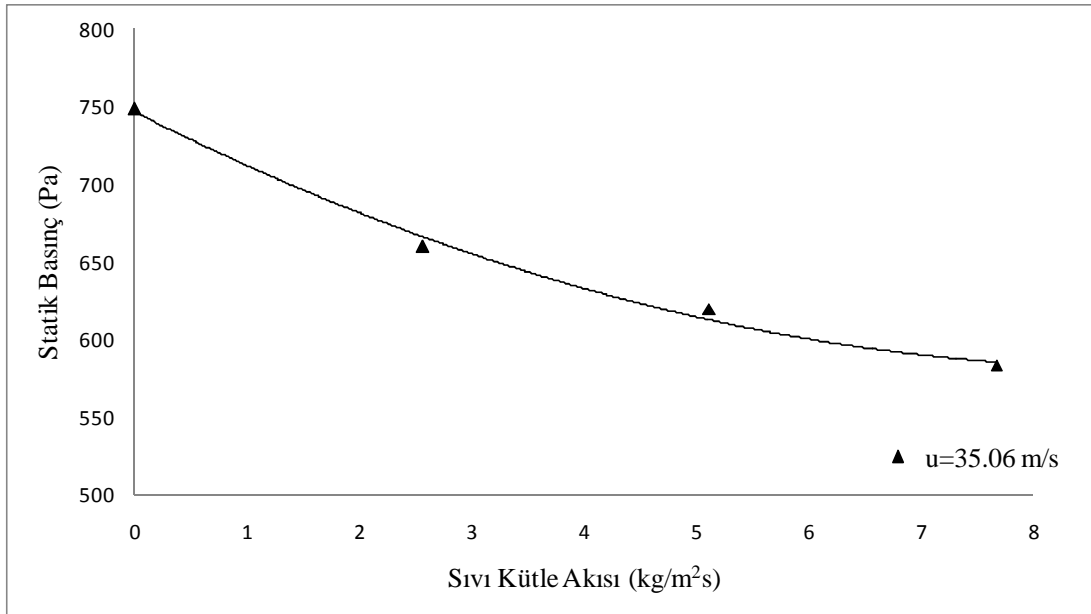
Şekil 4.15. 24.9 m/s hava hızı ve 5.11 kg/m<sup>3</sup>s sıvı kütle akısında sprey içerisindeki basınç profili

Sprey içerisindeki sıvı kütle akısı arttırıldığında durgunluk bölgesindeki statik basınç düşmektedir. 24.9 m/s ve 35.056 m/s hava hızlarında sıvı kütle akısına bağlı olarak

durgunluk noktasındaki statik basıncın değişimi sırasıyla Şekil 4.16 ve 4.17’de gösterilmektedir.

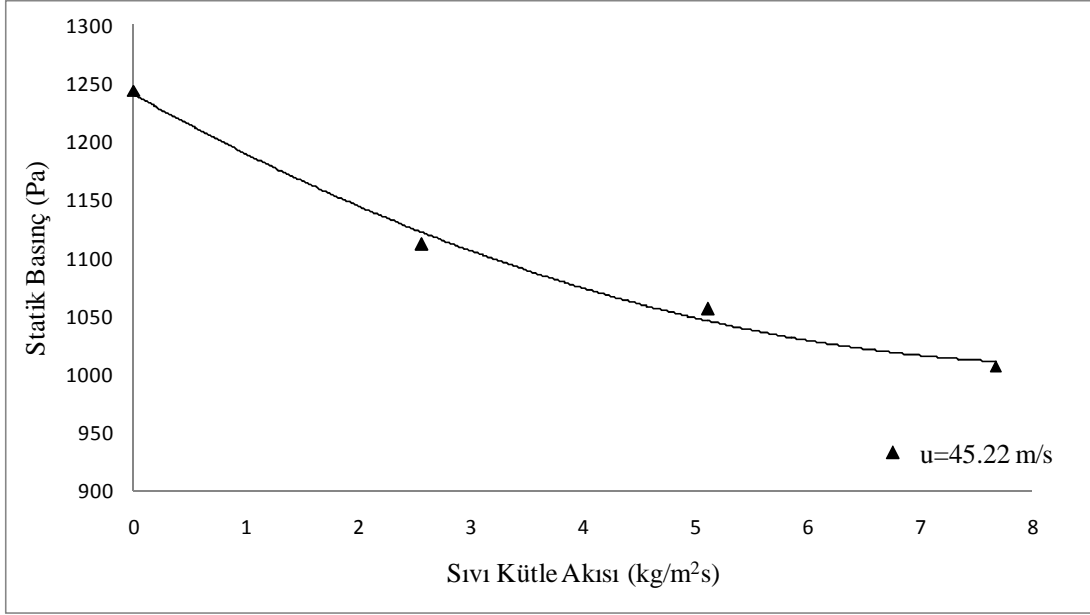


Şekil 4.16. 24.9 m/s hava hızında sıvı kütle akısıyla durgunluk bölgesindeki statik basıncın değişimi

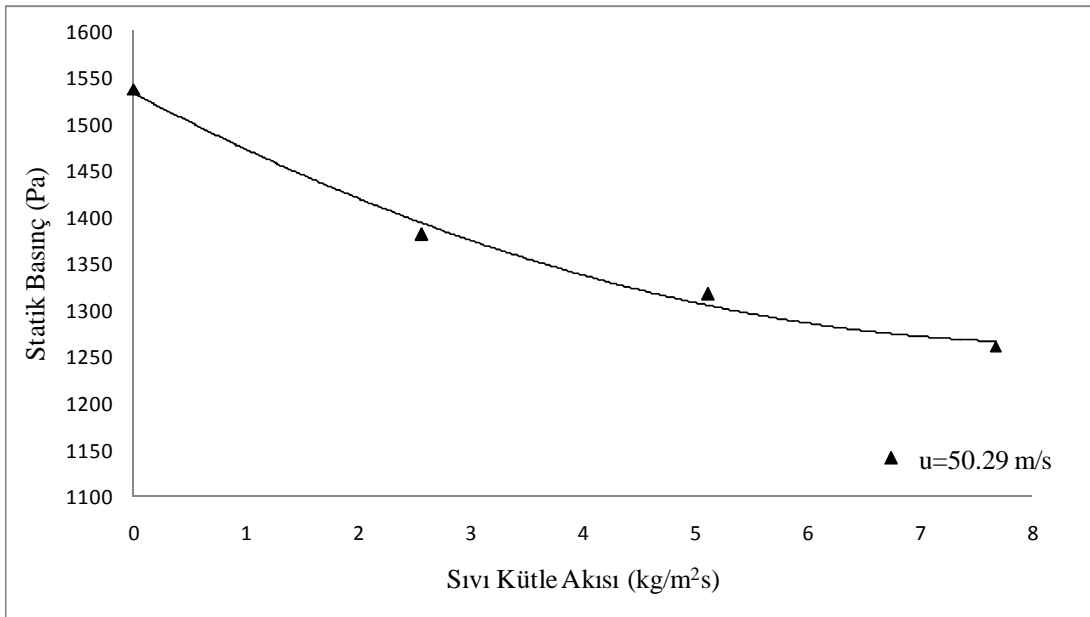


Şekil 4.17. 35.056 m/s hava hızında sıvı kütle akısıyla durgunluk bölgesindeki statik basıncın değişimi

Şekil 4.18 ve 4.19’da sırasıyla 45.22 m/s ve 50.288 m/s hava hızlarında sıvı kütle akısıyla durgunluk bölgesindeki statik basıncın değişimi gösterilmektedir.

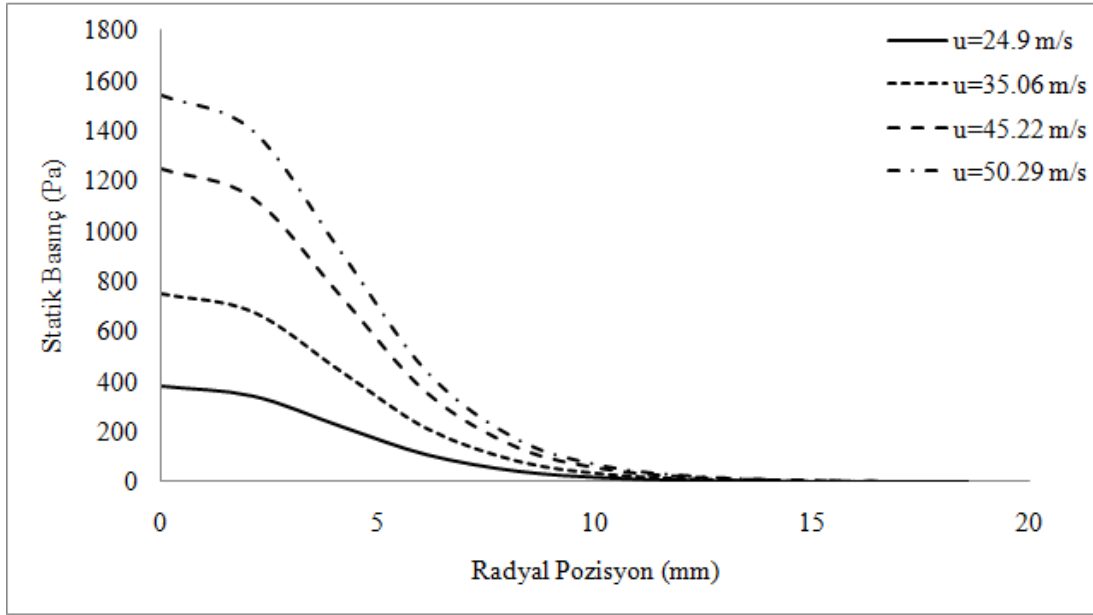


Şekil 4.18. 45.22 m/s hava hızında sıvı kütle akısıyla durgunluk bölgesindeki statik basıncın değişimi



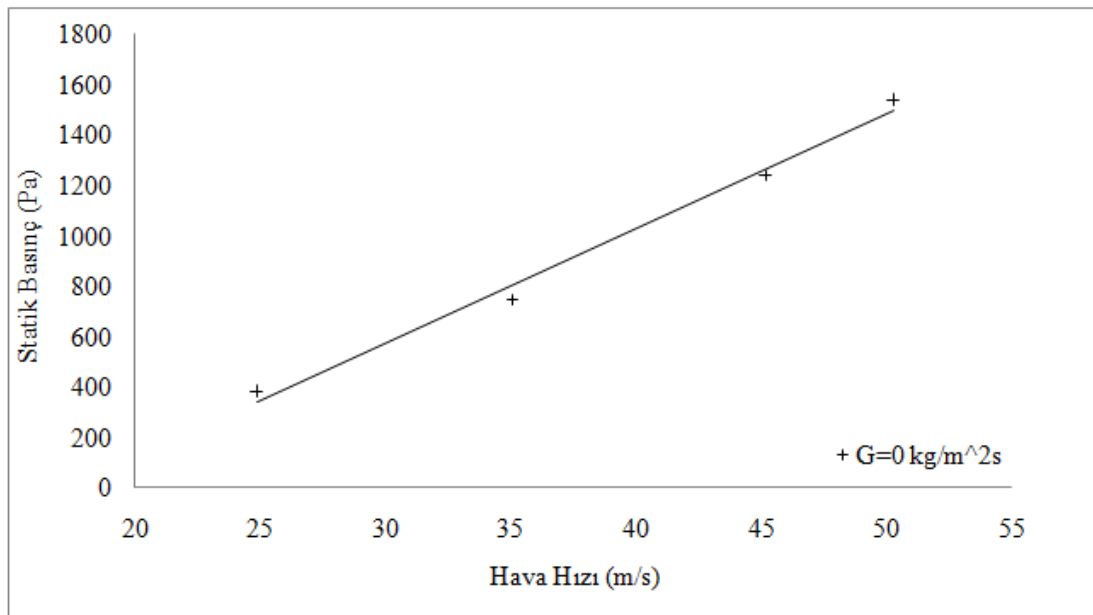
Şekil 4.19. 50.29 m/s hava hızında sıvı kütle akısıyla durgunluk bölgesindeki statik basıncın değişimi

Şekil 4.20'de değişik nozul çıkış hızları için hava spreyi içerisindeki radyal yönde basınç değişimi gösterilmektedir. Statik basınç durgunluk bölgesinde en yüksek değerine sahipken radyal yönde azalmaktadır.



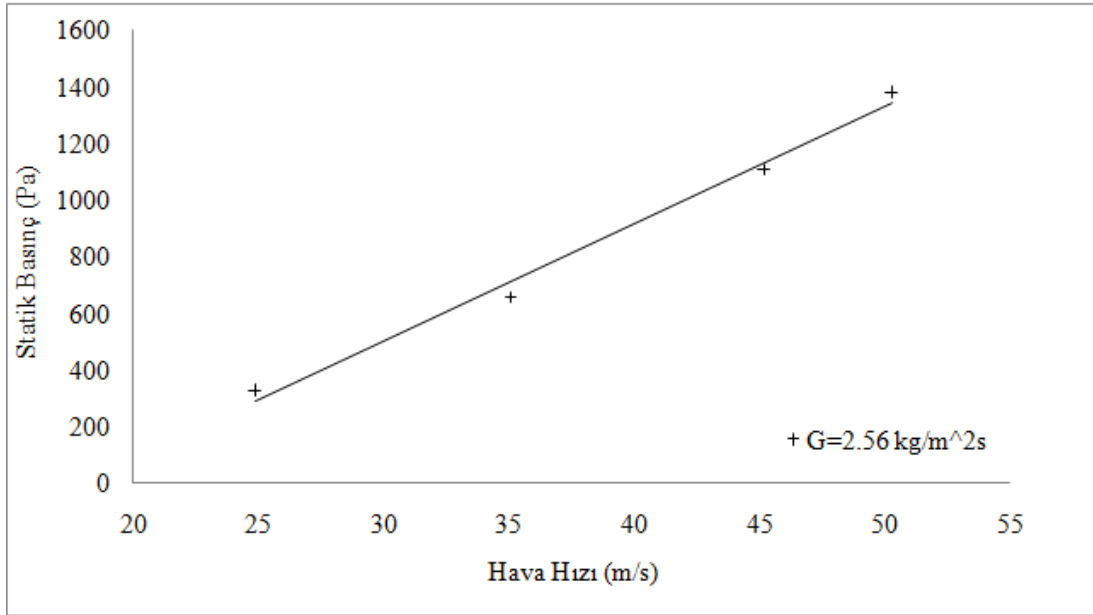
Şekil 4.20. Çeşitli nozul çıkış hızlarında hava spreji içerisindeki radyal yönde basınç değişimi

Şekil 4.21'de hava spreji için durgunluk bölgesindeki statik basıncın hava hızına bağlı olarak değişimi gösterilmektedir. Statik basınç durgunluk bölgesinde hava hızının artmasıyla yaklaşık lineer olarak artmaktadır. Bu durum enerjinin korunumu ilkesinden hareketle, artan hava hızına bağlı olarak nispeten daha fazla enerjinin basınç enerjisine dönüşmesiyle açıklanabilir.

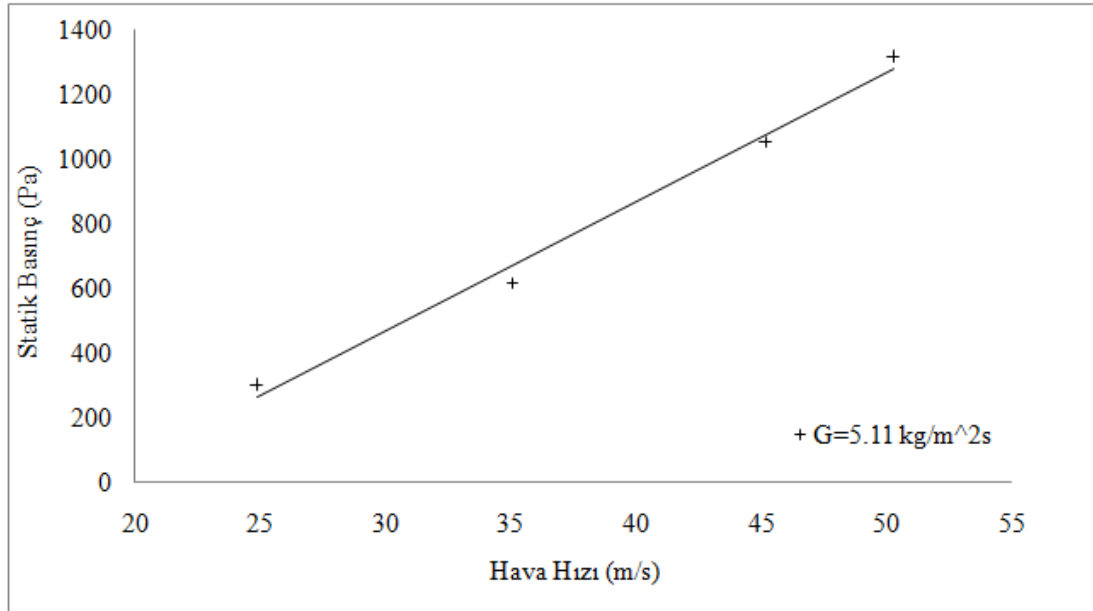


Şekil 4.21. Hava spreji için durgunluk bölgesinde statik basıncın hava hızına göre değişimi

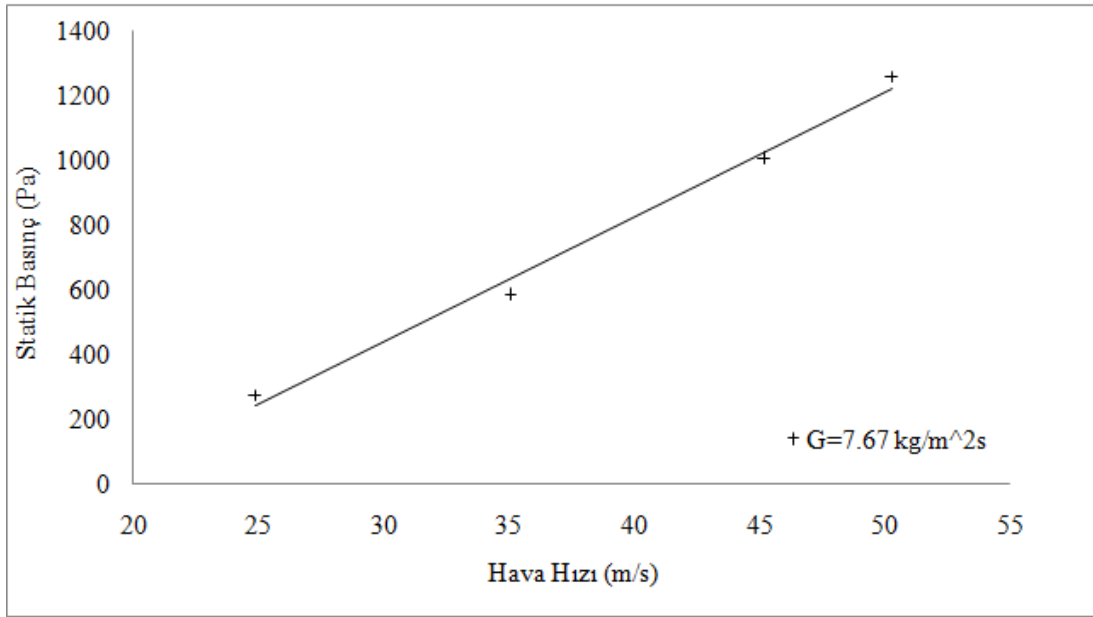
2.56 kg/m<sup>2</sup>s, 5.11 kg/m<sup>2</sup>s ve 7.67 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akılarında ve değişik hava hızlarında sprey içerisindeki radyal yönde basınç dağılımları sırasıyla Şekil 4.22, 4.23 ve 4.24'de gösterilmektedir.



Şekil 4.22. 2.56 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısında durgunluk bölgesindeki statik basıncın hava hızına bağlı değişimi



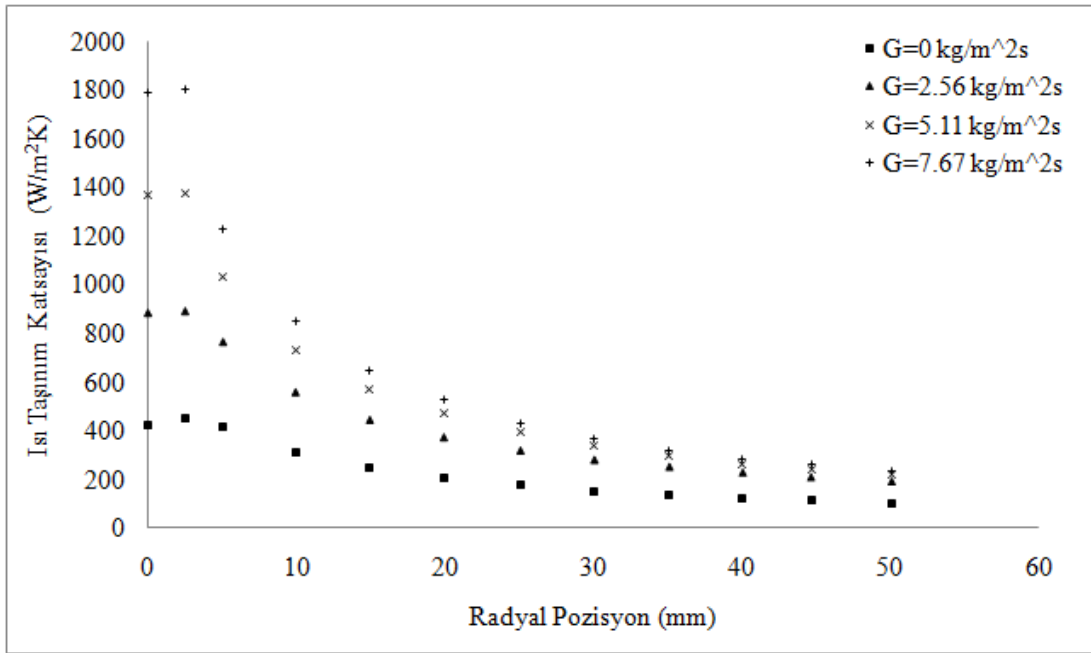
Şekil 4.23. 5.11 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısında durgunluk bölgesindeki statik basıncın hava hızına bağlı değişimi



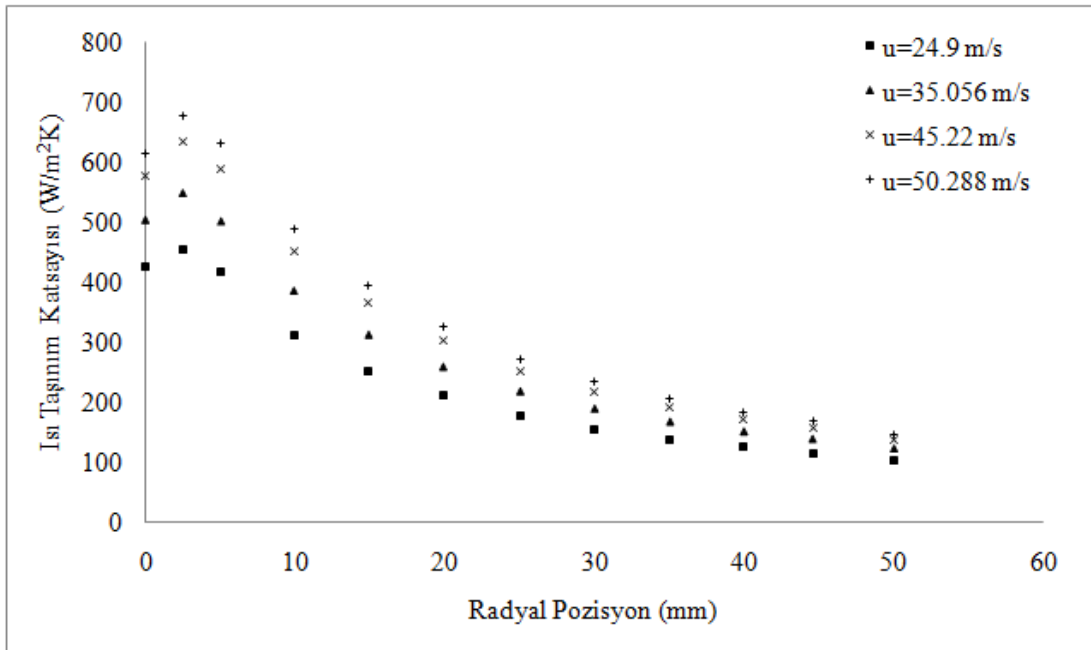
Şekil 4.24.  $7.67 \text{ kg/m}^2\text{s}$  sıvı kütle akısında durgunluk bölgesindeki statik basıncın hava hızına bağlı değişimi

#### 4.1.3. Isı taşınım katsayısının değişimi

Disk yüzeyinde spray akışı içerisindeki ısı taşınım katsayısının radyal yönde sıvı kütle akısına göre değişimi Şekil 4.25’de, hava hızına göre değişimi ise Şekil 4.26’da gösterilmektedir. Her iki şekil de incelendiğinde beklendiği gibi maksimum ısı transferinin durgunluk bölgesinde meydana geldiği görülmektedir. Çünkü bu bölgede spray ile disk arasındaki sıcaklık farkı en yüksek değere sahiptir. Isı taşınım katsayısı eğrisinin pik yaptığı noktanın, disk merkezinden radyal yönde birkaç milimetre ötelenmesinin nedeni ise sprayin radyal yöndeki hız dağılımıdır. Yapılan sayısal hesaplamalarda sprayin disk yüzeyine çarptıktan sonra radyal yönde 7 ila 9 mm boyunca hızını arttırdığı ve maksimum bir değere ulaştıktan sonra yavaşladığı tespit edilmiştir.



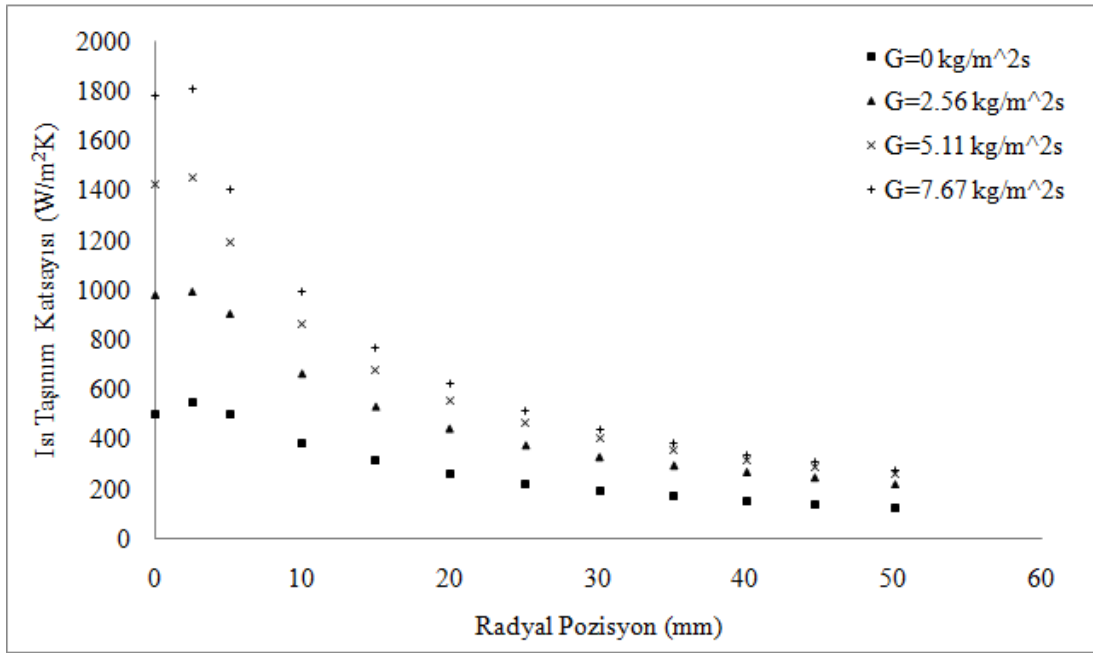
Şekil 4.25. 24.9 m/s hava hızına sahip spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi



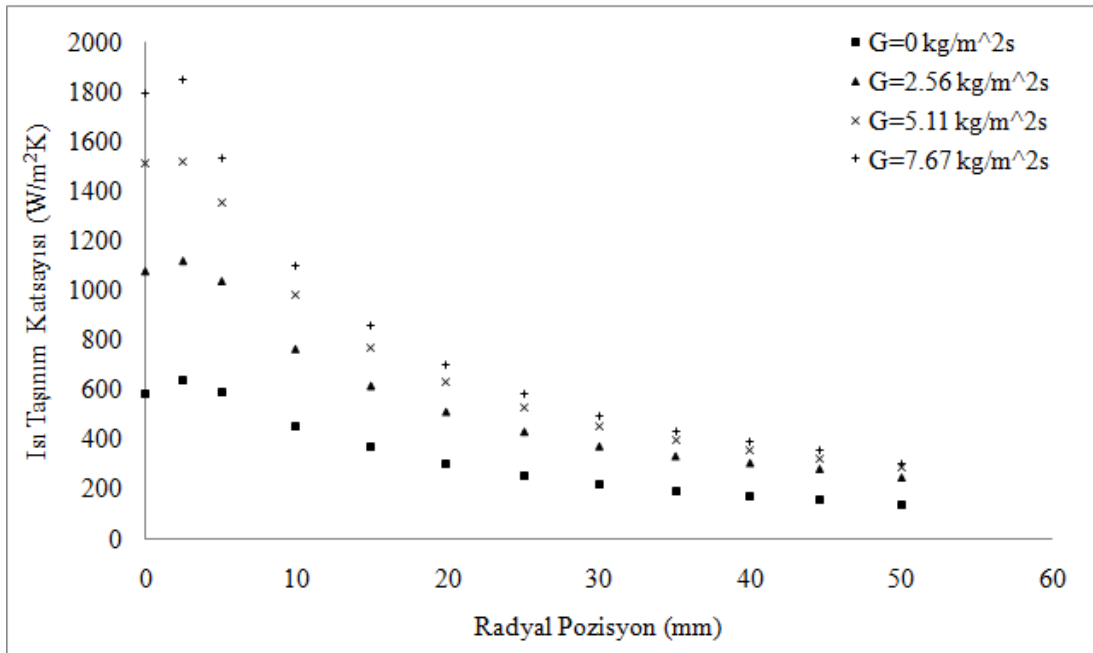
Şekil 4.26. Sadece hava ihtiva eden spreyn ısı değişim katsayısının nozul çıkışındaki hava hızına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi

Değişik hava hızları için ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına göre radyal yöndeki değişimi Şekil 4.27, 4.28 ve 4.29'da gösterilmektedir.

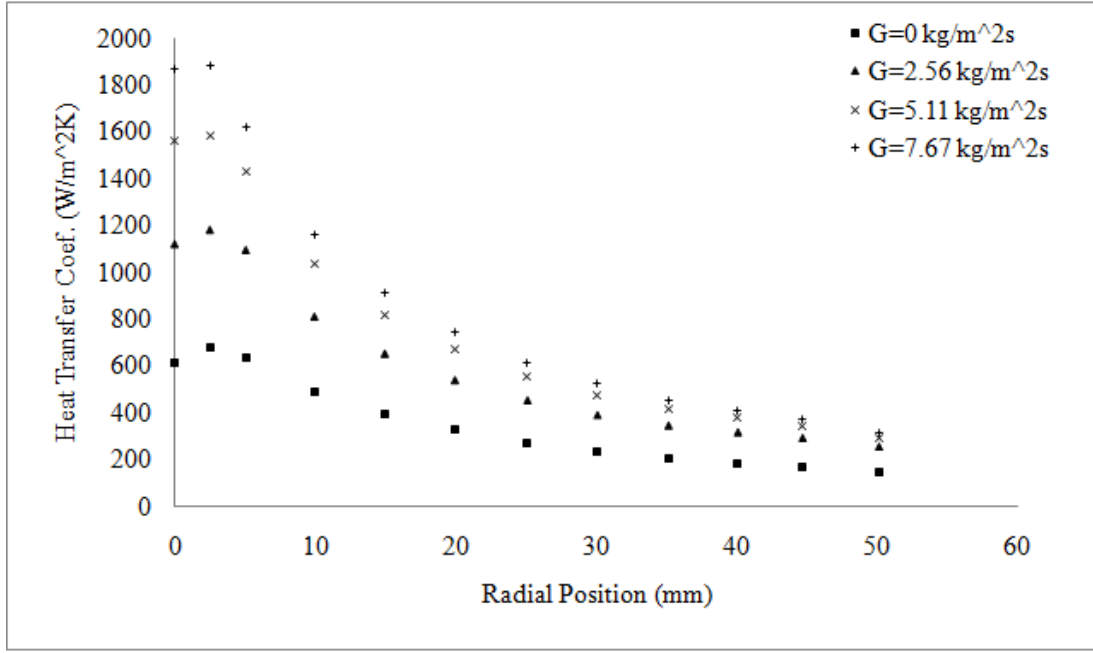




Şekil 4.27. 35.056 m/s hava hızına sahip spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi

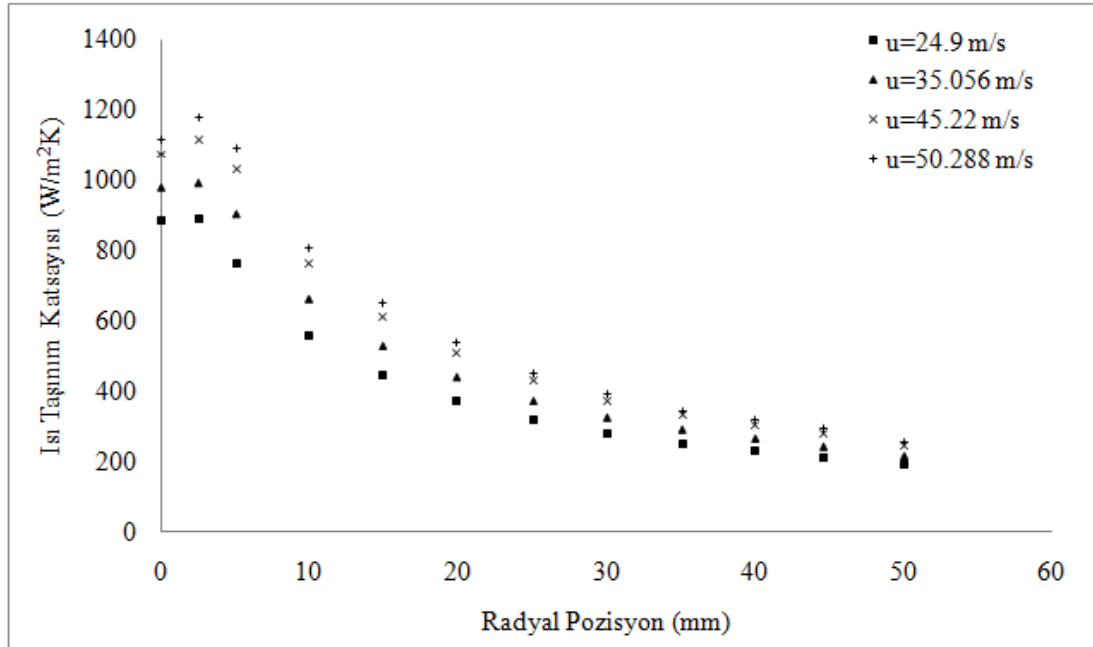


Şekil 4.28. 45.22 m/s hava hızına sahip spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi

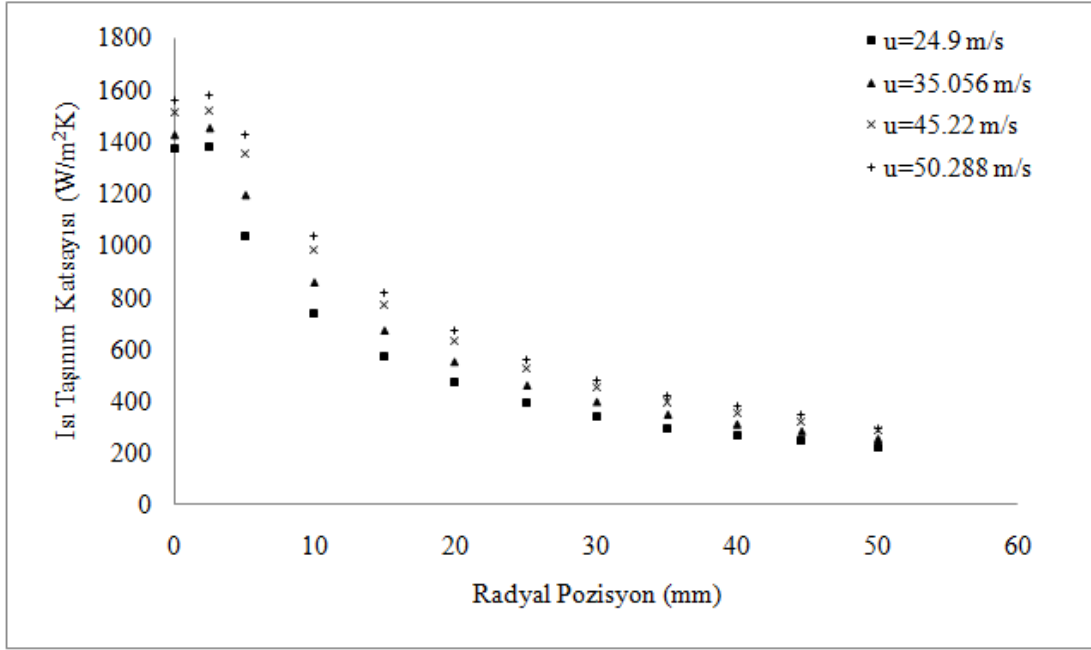


Şekil 4.29. 50.288 m/s hava hızına sahip spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi

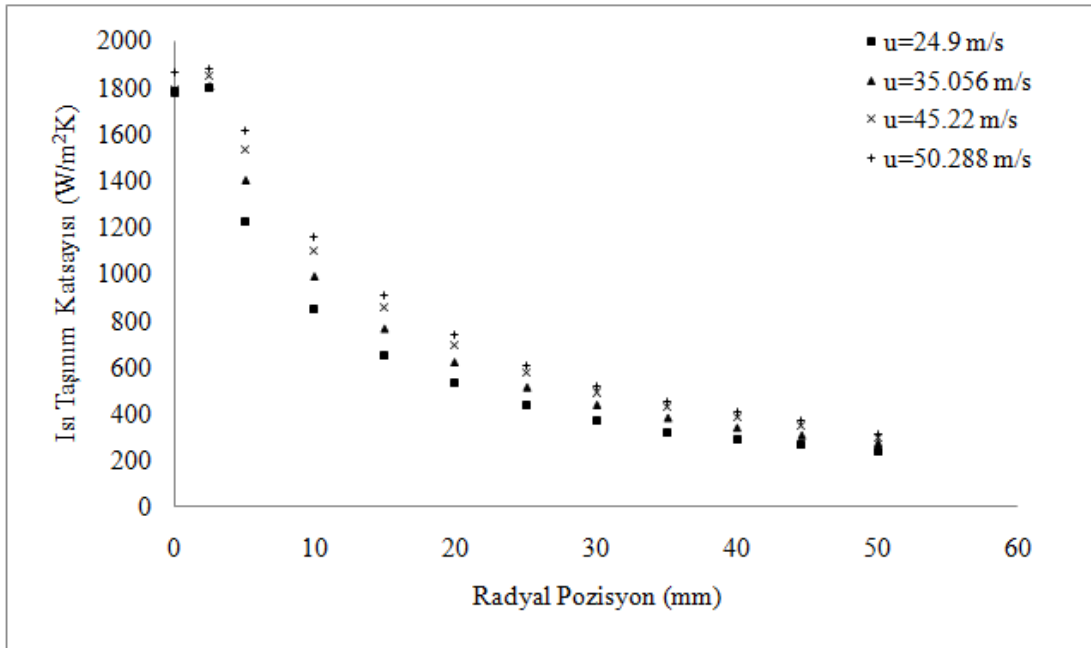
Farklı sıvı kütle akıları için ısı taşınım katsayısının hava hızına göre radyal yöndeki değişimi Şekil 4.30, 4.31 ve 4.32’de gösterilmektedir.



Şekil 4.30. 2.56 kg/m²s sıvı kütle akısı ihtiva eden spreyn ısı değişim katsayısının nozul çıkışındaki hava hızına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi



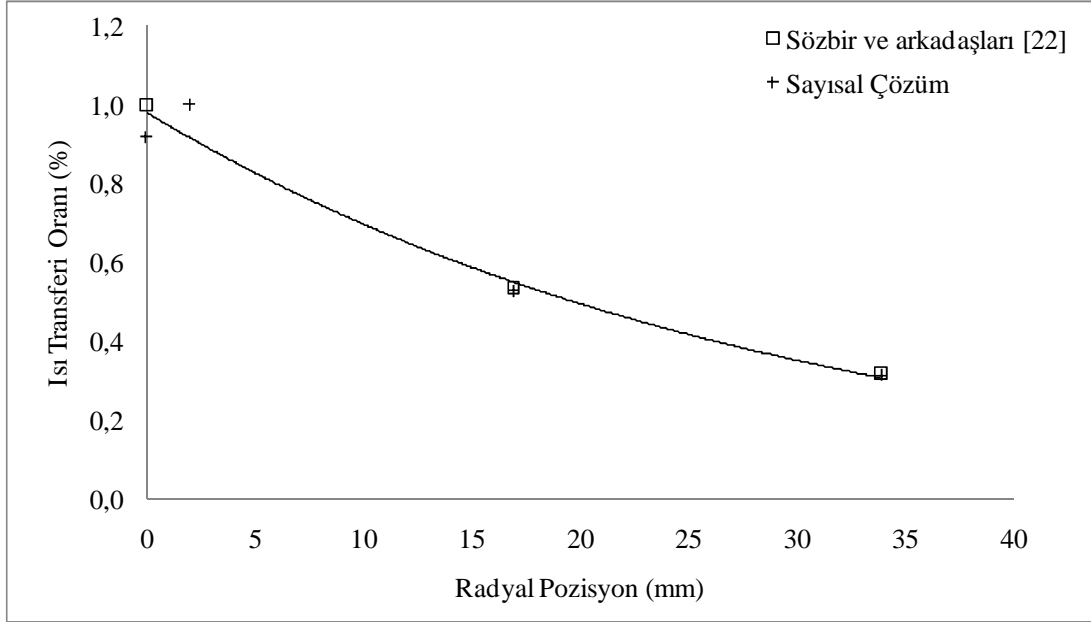
Şekil 4.31. 5.11 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısı ihtiva eden spreyn ısı değişim katsayısının nozul çıkışındaki hava hızına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi



Şekil 4.32. 7.67 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısı ihtiva eden spreyn ısı değişim katsayısının nozul çıkışındaki hava hızına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi

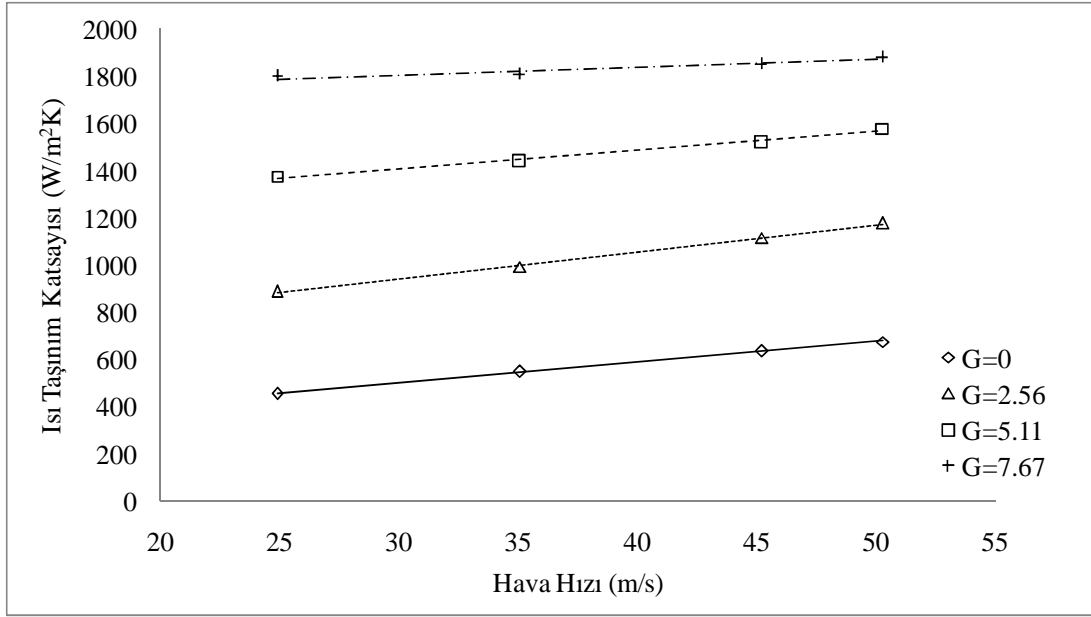
Şekil 4.33'de sadece hava ihtiva eden ve nozul çıkışındaki hava hızı 35.056 m/s olan spreyn ısı transferi oranının radyal yöndeki değişimi deneysel verilerle

karşılaştırılmaktadır. Sayısal hesaplamalardan elde edilen veriler için çizdirilen eğri, deneysel sonuçlarla iyi bir uyum göstermektedir.

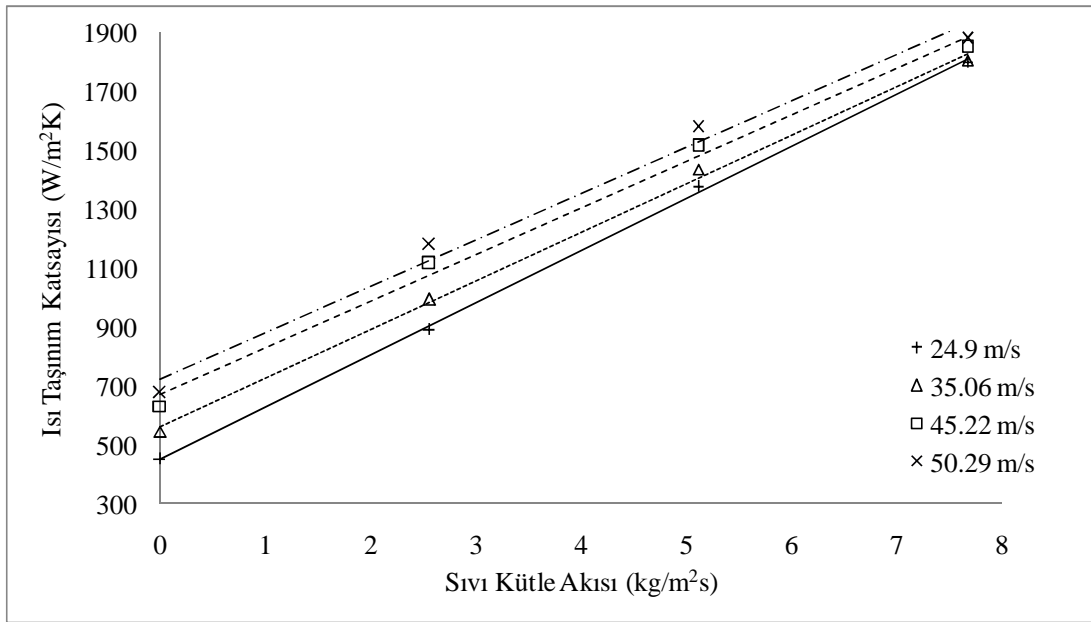


Şekil 4.33. 35.056 m/s hava hızına sahip spreynin ısı transfer oranının radyal yöndeki değişimi ( $G=0 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )

Sıvı kütle akısının değişen değerlerinde hava hızına bağlı olarak ve değişik hava hızlarında sıvı kütle akısına bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi sırasıyla Şekil 4.34 ve 4.35'de gösterilmektedir. Isı taşınım katsayısı hem hava hızı arttığında hem de sıvı kütle akısı arttığında artmaktadır. Ancak Şekil 4.34 ve 4.35'deki grafikler incelendiğinde, ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısı arttırıldığında dikkate değer bir oranda arttığı gözlemlenirken, hava hızı arttırıldığında göreceli olarak daha az bir miktarda artış olduğu görülmektedir.



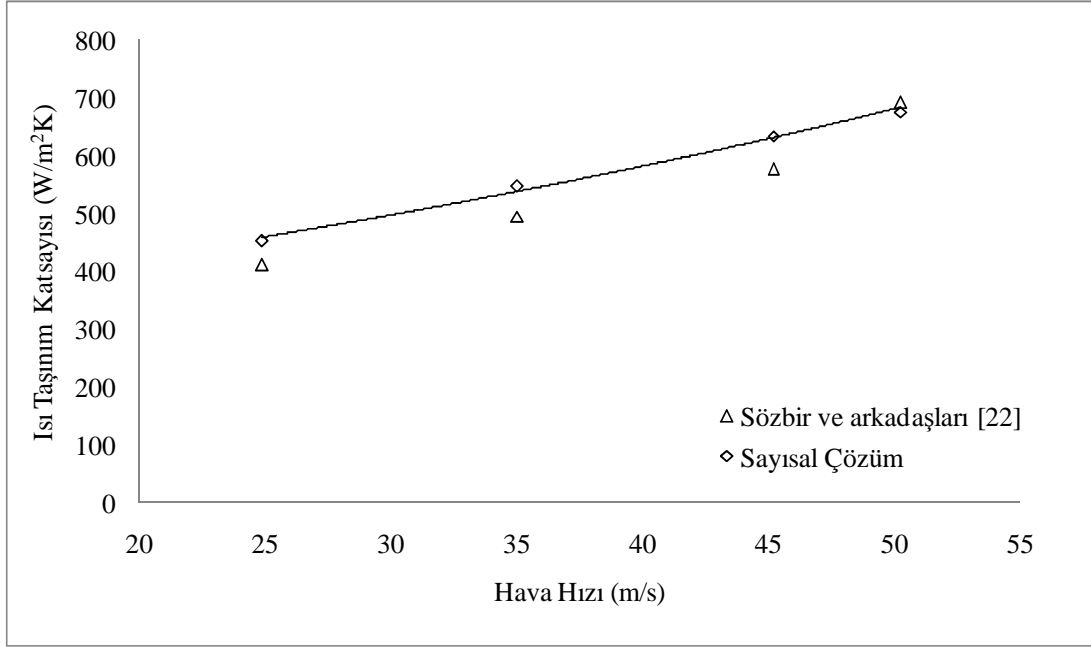
Şekil 4.34. Çeşitli sıvı kütle akılarında hava hızına bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi



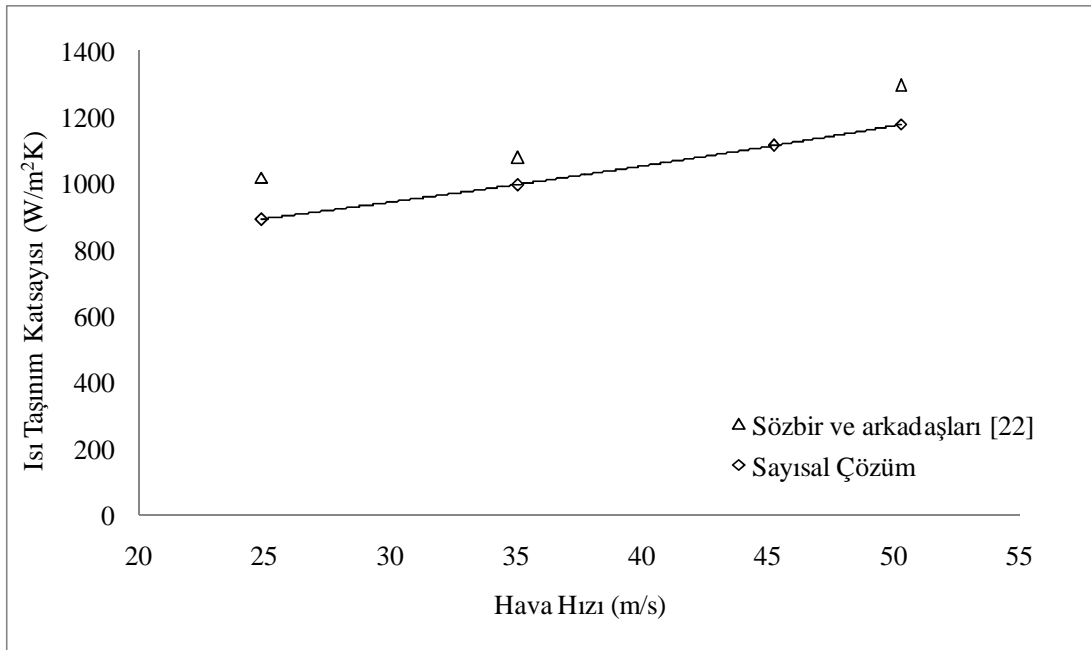
Şekil 4.35. Çeşitli hava hızlarında sıvı kütle akısına bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi

Şekil 4.36'da sadece hava ihtiva eden spreynin, Şekil 4.37'de  $2.56 \text{ kg/m}^2\text{s}$  sıvı kütle akısı ihtiva eden su sisinin hava hızına bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi deneysel sonuçlarla karşılaştırılmaktadır. Deneysel sonuçlarla sayısal benzetim arasındaki hata %2.25-12.53 arasında değişmektedir. %20'ye kadar olan bu hata

oranının literatürde kabul edilebilir ölçüler arasında kaldığı düşünülürse, sayısal hesaplamalardan elde edilen sonuçların güvenilir olduğu anlaşılmaktadır.

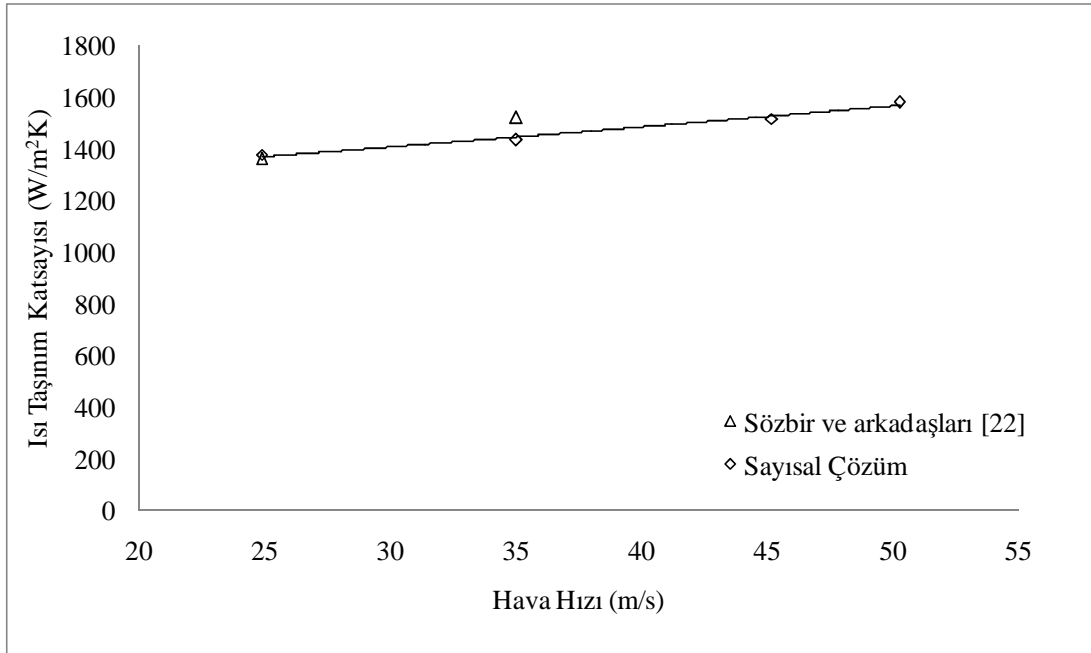


Şekil 4.36. Sadece hava ihtiva eden spreynin ısı taşınım katsayısının hava hızına bağlı olarak değişimi

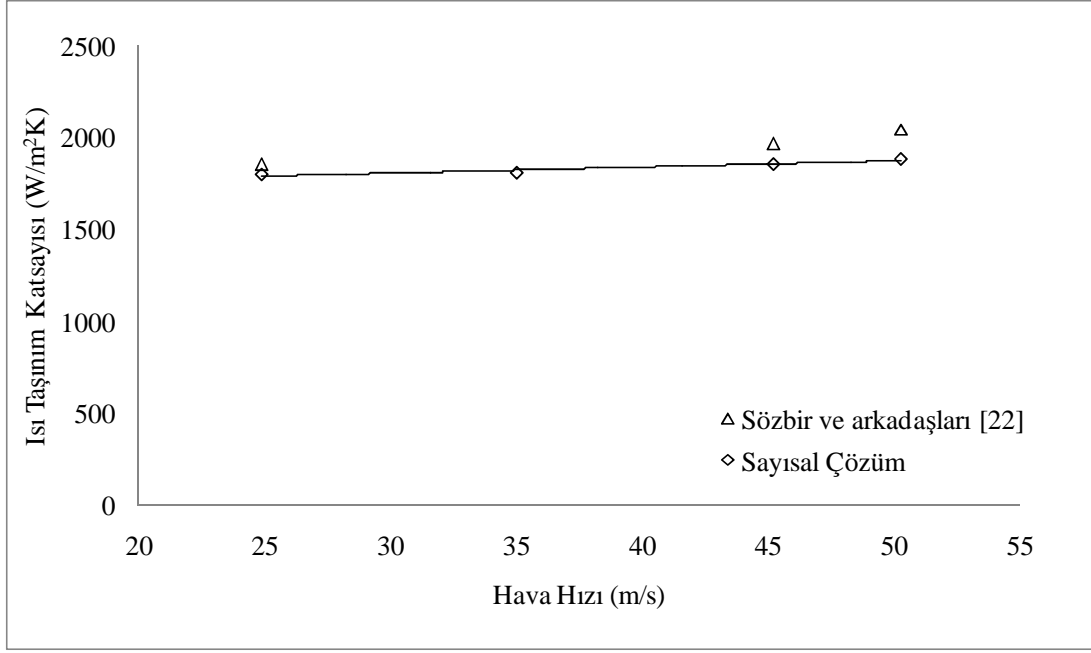


Şekil 4.37. 2.56 kg/m²s sıvı kütle akısı ihtiva eden su sisinin ısı taşınım katsayısının hava hızına bağlı olarak değişimi

Şekil 4.38’de  $5.11 \text{ kg/m}^2\text{s}$  sıvı kütle akısı ve Şekil 4.39’da ise  $7.67 \text{ kg/m}^2\text{s}$  sıvı kütle akısı ihtiva eden su sisinin hava hızına bağlı olarak ısı taşınım katsayısı değişimleri ayrı ayrı deneysel sonuçlarla karşılaştırılmaktadır. Grafikler incelendiğinde sıvı kütle akısı arttığında, hava hızının ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisinin azaldığı görülmektedir.



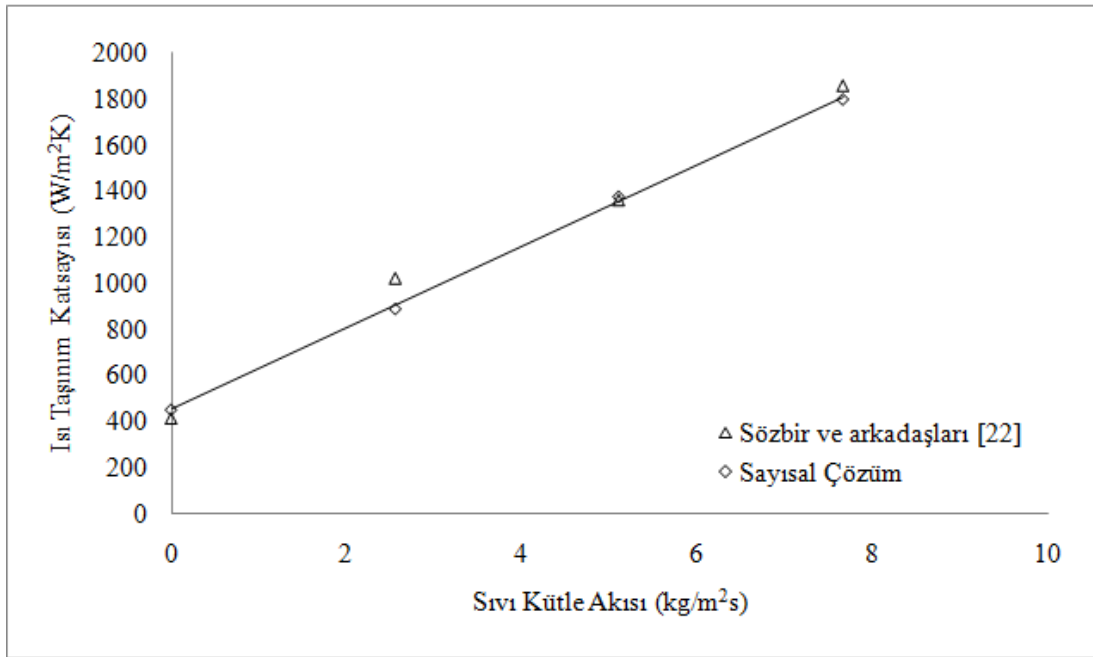
Şekil 4.38.  $5.11 \text{ kg/m}^2\text{s}$  sıvı kütle akısı ihtiva eden su sisinin ısı taşınım katsayısının hava hızına bağlı olarak değişimi



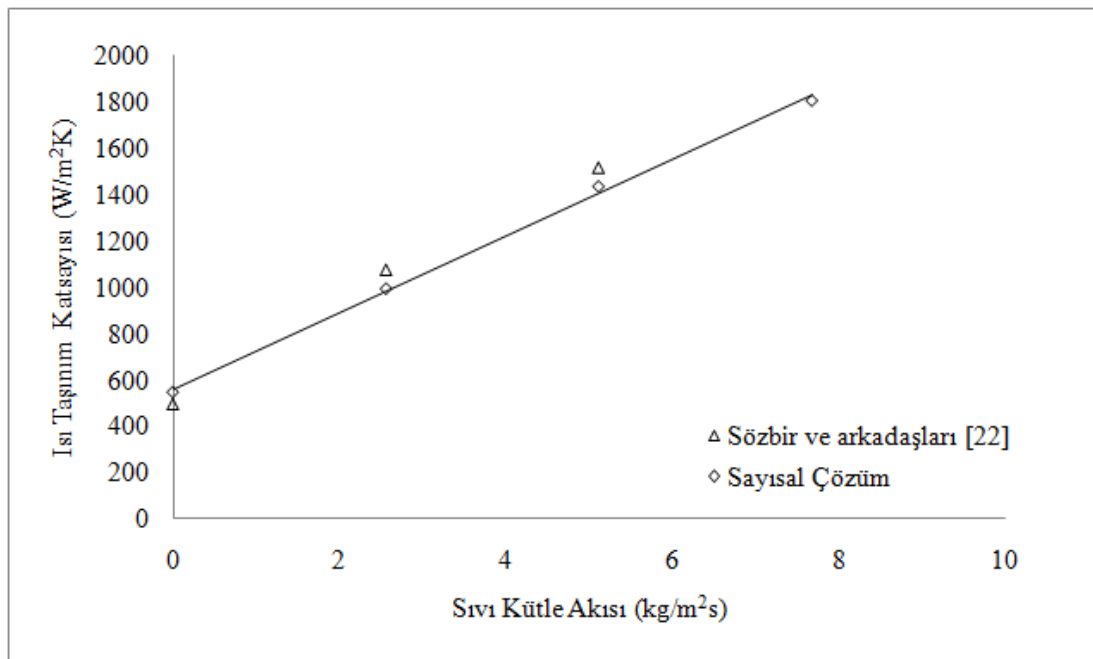
Şekil 4.39.  $7.67 \text{ kg/m}^2\text{s}$  sıvı kütle akısı ihtiva eden su sisinin ısı taşınım katsayısının hava hızına bağlı olarak değişimi

Nozul çıkışındaki hava hızı  $24.9 \text{ m/s}$  ve  $35.056 \text{ m/s}$  olan spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişiminin deneysel verilerle karşılaştırılması sırasıyla Şekil 4.40 ve 4.41'de gösterilmektedir. Grafiklerden de görüldüğü üzere ısı taşınım katsayısı sıvı kütle akısıyla birlikte yaklaşık lineer olarak artmaktadır. Sıvı kütle akısı %20 arttırıldığında ısı taşınım katsayısı yaklaşık olarak %9.2 artmaktadır.



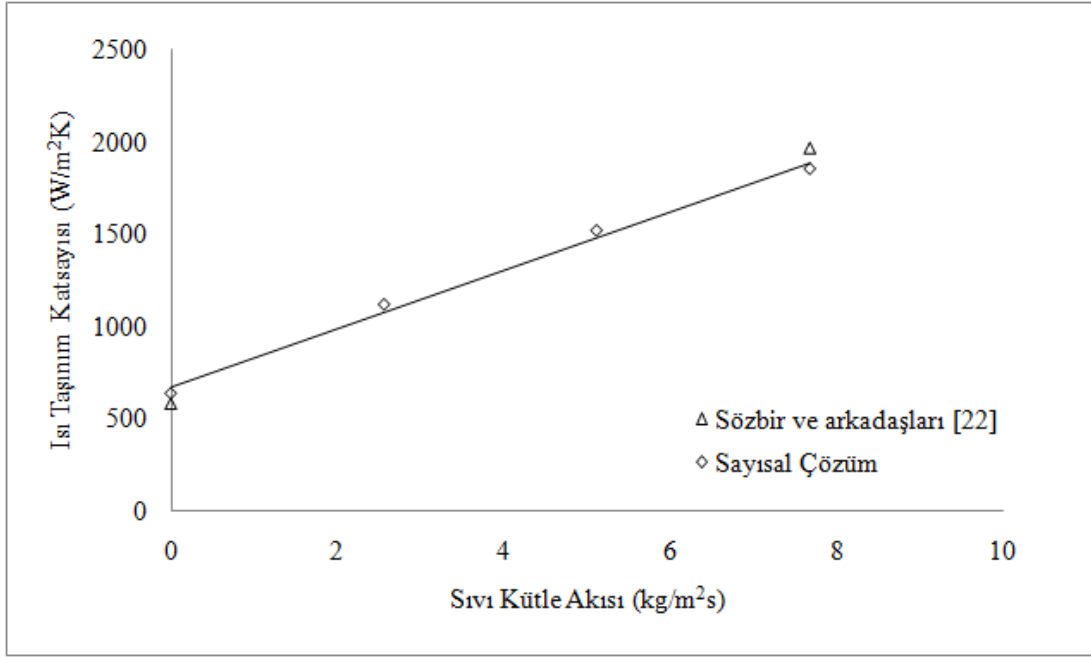


Şekil 4.40. 24.9 m/s nozul çıkış hızında spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişimi

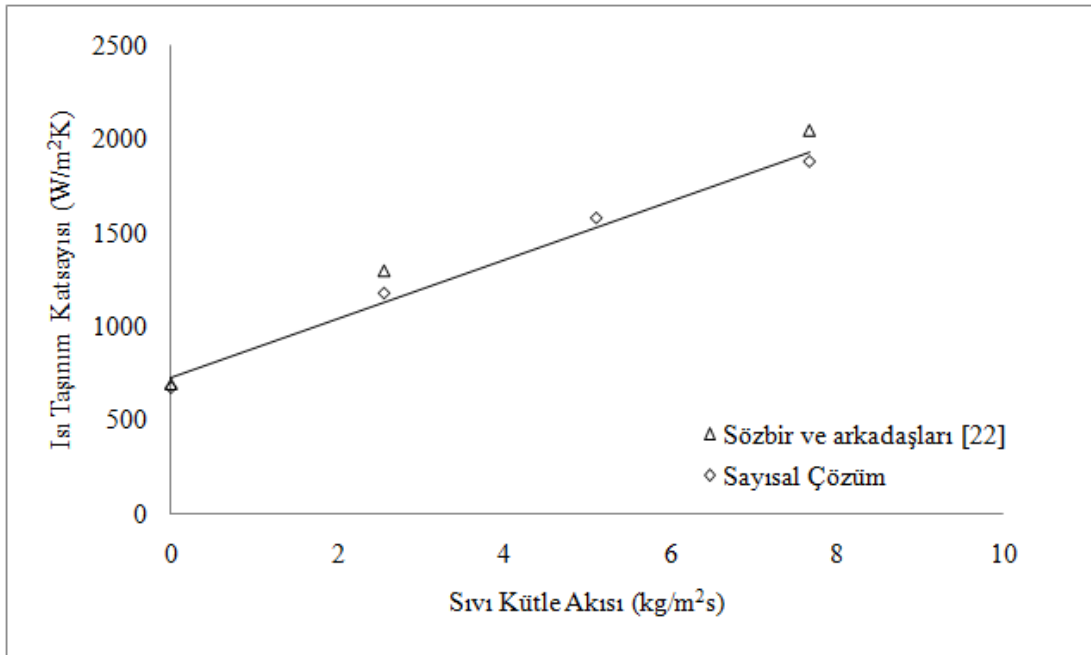


Şekil 4.41. 35.056 m/s nozul çıkış hızında spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişimi

Nozul çıkışındaki hava hızı 45.22 m/s ve 50.288 m/s olan spreylere ısı taşınım katsayılarının sıvı kütle akısına bağlı değişimleri deneysel verilerle karşılaştırılması sırasıyla Şekil 4.42 ve 4.43’de gösterilmektedir.



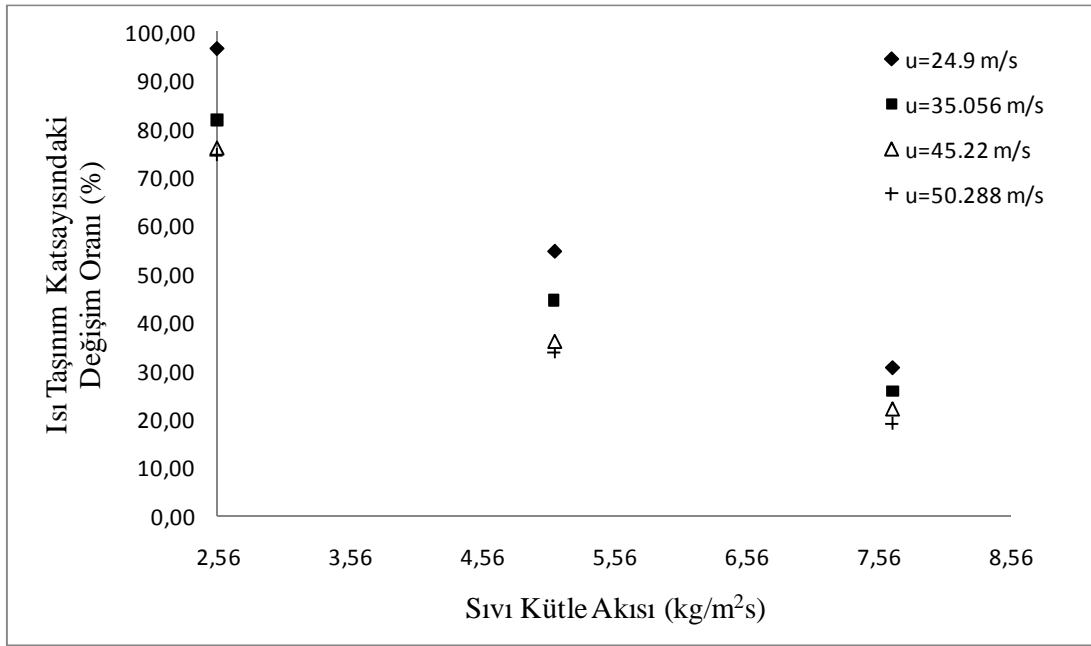
Şekil 4.42. 45.22 m/s nozul çıkış hızında spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişimi



Şekil 4.43. 50.288 m/s nozul çıkış hızında spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişimi

Düşük sıvı kütle akılarında hava hızı %10 arttırıldığında ısı taşınım katsayısı yaklaşık %4.27 artış gösterirken, yüksek sıvı kütle akılarında bu artış oranı yaklaşık %1.50'ye kadar düşmektedir.

Şekil 4.44’de sıvı kütle akısına bağlı olarak ısı taşınım katsayısındaki artışın değişimi gösterilmektedir. Isı taşınım katsayısı sıvı kütle akısı attıkça artmaktadır. Ancak bu artış miktarı giderek azalmaktadır. Bundan dolayı en uygun hava hızı ve sıvı kütle akısı hesaplanmıştır. Sayısal hesaplamalardan elde edilen verilerden hareketle, en uygun hava hızı yaklaşık 35.056 m/s ve sıvı kütle akısı 4.84 kg/m<sup>2</sup>s olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.44. 50.288 m/s nozul çıkış hızında spreynin ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişimi

## BÖLÜM 5. TARTIŞMA VE ÖNERİLER

Fluent yazılımıyla yapılan sayısal hesaplamalar ile literatürdeki deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında hata oranı %2.25 ile %12.53 aralığında kalmıştır. Hata oranının %20'nin altında olması yapılan sayısal modelin güvenilirliğini desteklemektedir. Nümerik çalışmadan çıkarılan temel sonuçlar aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

1. Sprey disk üzerine çarptıktan sonra radyal yönde hızı bir süre artmakta ve sonra yavaşlayarak sıfıra düşmektedir. Radyal yönde ulaşılabilecek maksimum hız değeri üzerinde sıvı kütle akısının küçük bir etkisi olurken, nozul çıkışındaki hava hızının dikkate değer bir etkisi vardır.
2. Sprey alanı içerisinde maksimum statik basınç değeri durgunluk bölgesinde oluşmaktadır.
3. Durgunluk bölgesindeki statik basınç, hava hızının artmasıyla birlikte yaklaşık lineer olarak artmaktadır.
4. Sıvı kütle akısı arttığında durgunluk bölgesindeki statik basınç azalmaktadır.
5. Maksimum ısı transferi durgunluk bölgesinde meydana gelmektedir. Isı taşınım katsayısının maksimum değere ulaştığı nokta disk merkezinden bir miktar ötelenmektedir. Buda radyal yöndeki hız değişiminden dolayı meydana gelmektedir.
6. Radyal yönde sprej ile disk arasındaki sıcaklık farkı azaldığından ısı taşınım katsayısı değeri azalmaktadır. Hem hava sprejinde hem de su sisi sprejinde radyal yöndeki ısı taşınım katsayısı değişimi benzerdir.
7. Isı taşınım katsayısı hem hava hızı hem de sıvı kütle akısı ile artış eğilimi göstermektedir. Ancak sıvı kütle akısının ısı taşınım katsayısı üzerine etkisi hava hızından daha fazladır. Sıvı kütle akısı %20 arttırıldığında ısı taşınım katsayısı yaklaşık olarak %9.2 artmaktadır.
8. Sıvı kütle akısı arttığında, hava hızının ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisi azalmaktadır.

9. Isı taşınım katsayısı sıvı kütle akısıyla birlikte yaklaşık lineer bir artış eğilimi göstermektedir.

### 5.1. Öneriler

Disk kenarlarıyla kıyaslandığında durgunluk bölgesinde daha fazla ısı transferi meydana geldiği sonucuna varılmaktadır. Bu bilgiden hareketle de disk üzerinde homojen bir sıcaklık dağılımı elde edebilmek için birden fazla nozul kullanılarak soğutma işlemi yapılması gerektiği anlaşılmaktadır.

Hava içerisine katılan sıvıya yüzey aktif maddesi eklenerek, sıvının yüzey gerilimi düşürülebilir. Böylelikle, hedef yüzey üzerinde daha fazla ıslak alan elde edilerek ısı transferi oranı arttırılabilir.

Damlacığın yüzeye çarpma açısının ve nozul ile hedef yüzey arasındaki mesafenin ısı transferi üzerine etkisi gibi konular gelecekte yapılacak daha ileri çalışmalar kapsamında ayrıca incelenebilir.

## KAYNAKLAR

- [1] EVANS, J.F., Numerical Modeling of hot strip mill runout table cooling, *Iron and Steel Eng.*, pp. 50-55, 1993
- [2] AUNZINGERI, D., PARZEN, F., POSCH, G., Process optimization for laminar cooling, *Association of Iron and Steel Eng.*, AISE, 2, pp. 1293-1304, 1997.
- [3] ISHIDA, R., Basic characteristic of pipe nozzle cooling with retaining water on plate, *ISIJ International*, 29, 4, pp. 339-344, 1989.
- [4] HADRIAN, U.T., The cooling efficiency of laminar-orthogonal water (LOW) curtains in hot strip mill, *Metallurgical Plant and Technology*, 6, pp. 44-49, 1984.
- [5] HALVORSON, P., CARSON, R., JETER, S., ABDEL-KHALIK, S.I., Critical heat flux limits for a heated surface impacted by a stream of liquid droplets, *Journal of Heat Transfer*, 116, pp. 679-684, 1994.
- [6] PAIS, M.R., CHOW, L.C., SEHMBEY, M.S., Surface roughness and its effects on the heat transfer mechanism in spray cooling, *Journal of Heat Transfer*, 114, pp. 211-219, 1992.
- [7] ESTES, K.A., MUDAWAR, I., Correlation of sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 33, pp. 2985-2996, 1995.
- [8] MESLER, R., MAILEN, G., Nucleate boiling in thin liquid films, *AICHE Journal*, 23, 6, pp. 954-957, 1977.
- [9] SAWYER, M., JETER, S., ABDEL-KHALIK, S.I., A critical heat flux correlation for droplet impact cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40, 9, pp. 2123-2131, 1997.
- [10] SEHMBEY, M.S., CHOW, L.C., HAHN, O.J., PAIS, M.R., Spray cooling of power electronics at cryogenic temperatures, *AIAA J. Thermophys. Heat Transfer*, 9, pp. 123-128, 1995.
- [11] CHOW, L.C., SEHMBEY, M.S., PAIS, M.R., High heat flux spray cooling, *Ann. Rev. Heat Transfer*, 8, pp. 291-318, 1997.

- [12] HEALY, W.M., HALVORSON, P.J., HARTLEY, G.J., ABDEL-KHALIK, S.I., A critical heat flux correlation for droplet impact cooling at low weber number and various ambient pressures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41, pp. 975-978, 1998.
- [13] CABRERA, E., GONZALEZ, J.E., Heat flux correlation for spray cooling in the nucleate boiling regime, *Exp. Heat Transfer*, 16, pp. 19-44, 2003.
- [14] CHEN, R.H., CHOW, L.C., NAVEDO, J.E., Effects of spray characteristics on critical heat flux in sub-cooled water spray cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, pp. 4033-4043, 2002.
- [15] PEDERSEN, C.O., An experimental study of the dynamic behavior and heat transfer characteristics of water droplets impinging upon a heated surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 13, 2, pp. 369-381, 1970.
- [16] KENDALL, G.E., ROHSENOW, W.M., Heat transfer to impacting drops and post critical heat flux dispersed flow, *Heat Transfer Lab. Massachusetts Ints. of Technology, Technical Report 85694-100, Cambridge, 1978.*
- [17] SENDA, J., YAMADA, K., FUJIMOTO, H., MIKI, H., The heat transfer characteristics of a small droplet impinging upon a hot surface, *JSME Int. J.*, 11, 31, pp. 105-111, 1988.
- [18] MCGINNIS, F.K., HOLMAN, J.P., Individual droplet heat transfer rates for splattering on hot surfaces, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 12, 1, pp. 95-108, 1969.
- [19] CHANDRA, S., DI MARZO, M., QIAO, Y.M., TERTERINI, P., Effect of liquid-solid contact angle on droplet evaporation, *Fire Safety Journal*, 27, pp. 141-148, 1996.
- [20] PASANDIDEH-FARD, M., QIAO, Y.M., CHANDRA, S., MOSTAGHINI, J., Capillary effects during droplet impact on a solid surface, *Physics of Fluids*, 8, 2, pp. 650-659, 1995.
- [21] STROTOS, G., GAVAISES, M., THEODORAKAKOS, A., BERGELES, G., Numerical investigation of the cooling effectiveness of a droplet impinging on a heated surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 19, pp. 4728-4742, 2008.
- [22] SÖZBİR, N., CHANG, Y.W., YAO, S.C., Heat transfer of impacting water mist on high temperature metal surface, *ASME Journal of Heat Transfer*, 125, pp. 70-74, 2003.

- [23] SÖZBİR, N., YAO, S.C., Investigation of water mist cooling for glass tempering system, ASME Int. 6<sup>th</sup> Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, ESDA, Istanbul, Turkey, 2002.
- [24] NIRMALAN, N.V., WEAVER, J.A., HYLTON, L.D., An experimental study of turbine vane heat transfer with water-air cooling, *J. Turbomach*, 120, 1, pp. 50-62, 1998.
- [25] YANG, J., PAIS, M.R., CHOW, L.C., Critical heat flux limits in secondary gas atomized liquid spray cooling, *Exp. Heat Transfer*, 6i pp. 55-67, 1993.
- [26] YANG, J., CHOW, L.C., PAIS, M.R., Nucleate boiling heat transfer in spray cooling, *Journal of Heat Transfer*, 118, pp. 668-671, 1996.
- [27] WENDELSTORF, J., SPITZER, K.H., WENDELSTORF, R., Spray water cooling heat transfer at high temperatures and liquid mass fluxes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, pp. 4902-4910, 2008.
- [28] AUMAN, P.M., GIFFITHS, D.K., HILL, D.R., Hot strip mill runout table temperature control, *Iron and Steel Eng.*, pp. 174-179, 1967.
- [29] EUGENE, A., MIZIKAR, A., Spray cooling investigation for continuous casting of billets and blooms, *Iron and Steel Eng.*, 47, 6, pp. 53-60, 1970.
- [30] JACOBI, H., KAESTLE, G., WUNNENBERG, K., Heat transfer in cyclic secondary cooling during solidification of steel, *Steelmak*, 11, 3, pp. 132-145, 1984.
- [31] SASAKI, K., SAGUTANI, Y., KAWASAKI, Y., Heat transfer in spray cooling on hot surface, *Tetsu-to-Hagane (J. Iron Steel Inst. Jpn.)*, 65, pp. 90-96, 1979.
- [32] XISHI, W., GUANGXUAN, L., WEICHING, F., DOBASHI, R., Experimental study on cooling a hot solid surface with water mist, *Journal of Fire Science*, 22, 5, pp. 355-366, 2004.
- [33] ISSA, R.J., YAO, S.C., A numerical model for the mist dynamics and heat transfer at various ambient pressures, *ASME Journal of Fluid Engineering*, 127, pp. 631-639, 2005.
- [34] CICHELLI, M.T., BONILLA, C.F., Heat transfer to liquid boiling under pressure, *American Inst. of Chemical Engineers*, 42, 2, pp. 755-787, 1946.
- [35] BONILLA, C.F., PERRY, C.W., Heat transmission to boiling binary liquid mixtures, *Transactions of American Society of Chemical Engineers*, 37, pp.685-705, 1941.



- [36] GHODBANE, M., HOLMAN, J.P., Experimental study of spray cooling with Freon-113, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34, 4/5, pp. 1163-1174, 1991.
- [37] YANG, G., FAN, L.S., 3-D modeling of the dynamics and heat transfer characteristics of sub-cooled droplet impact on a surface with film boiling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, pp. 4231-4249, 2006.
- [38] SCHWARDSKOPF, J., SOVAR, G., CADER, T., OKAMOTO, K., LI, B-Q., RAMAPRIAN, B., Effect of spray angle in spray cooling thermal management, *ASME Heat Transfer/Fluid Engineering Summer Conference*, Charlotte, NC, 4, pp. 423-432, 2004.
- [39] SÖZBİR, N., YAO, S.C., Experimental investigation of water mist cooling for glass tempering, *Atomization and Sprays*, 14, 3, pp. 191-210, 2004.
- [40] CHANG, Y.W., YAO, S.C., Studies of water mist cooling on heated metal surfaces, *Proceedings of NHTC'00, 34<sup>th</sup> National Heat Transfer Conference*, 1, New York, pp. 682-690, 2000.
- [41] ORTIZ, L., GONZALEZ, J.E., Experiment on steady-state high heat fluxes using spray cooling, *Exp. Heat Transfer*, 12, 3, pp. 215-233, 1999.
- [42] OHKUBO, H., NISHIO, S., Study of transient characteristics of mist cooling heat transfer from a horizontal upward-facing surface, *Heat Transfer-Japanese Research*, 21, 6, pp. 543-555, 1992.
- [43] PAIS, M.R., CHOW, L.C., MAHEFKEY, E.T., Surface roughness and its effects on the heat transfer mechanism in spray cooling, *Journal of Heat Transfer*, 114, 1, pp. 211-219, 1992.
- [44] CADER, T., WESTRA, L.J., EDEN, R.C., Spray cooling thermal management for increased device reliability, *IEEE Transactions on Device and Materials Reliability*, 4, 4, pp. 605-613, 2004.
- [45] WEBB, B.W., MA, C.F., Single-phase liquid jet impingement, *Adv. Heat Transfer*, 26, pp. 105-217, 1995.
- [46] STANTON, D.W., Rutland, C.J., Multi-dimensional modeling of thin liquid films and spray-wall interactions resulting from impinging sprays, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41, pp. 3037-3054, 1998.
- [47] BAI, C., GOSMAN, A.D., Development of methodology for spray impingement simulation, *SAE Technical Report 950283*, 1995.
- [48] RODRIGUES, F., MESLER, R., Some drops don't splash, *Journal of Colloid and Interface Science*, 106, 2, pp. 347-352, 1985.

- [49] JAYARATNE, O.W., MASON, B.J., The coalescence and bouncing of water drops at an air/water interface, *Proceedings of the Royal Society of London A*, 280, pp. 545-565, 1964.
- [50] ISSA, R.J., Numerical modeling of the dynamics and heat transfer of impacting sprays for a wide range of pressures”, PhD Thesis, University of Pittsburgh, 2003.
- [51] STOW, C.D., HADFIELD, M.G., An experimental investigation of fluid flow resulting from the impact of a water drop with an unyielding dry surface, *Proceedings of the Royal Society of London A*, 373, pp. 419-441, 1989.
- [52] MAKINO, K., MICHİYOSHI, I., “The behavior of a water droplet on heated surfaces, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27, 5, pp. 781-791, 1984.
- [53] CHANDRA, S., AVEDISIAN, C.T., On the collision of a droplet with a solid surface, *Proceedings of the Royal Society of London A*, 432, pp. 13-41, 1991.
- [54] WACHTERS, L.H.J., WESTERLING, N.A.J., The heat transfer from a hot wall to impinging water drops in the spheroidal state, *Chemical Engineering Science*, 21, 11, pp. 1047-1056, 1996.
- [55] NABER, J.D., FARRELL, P.V., Hydrodynamics of droplet impingement on a heated surface, SAE Publication no. 930919, 1993.
- [56] HATTA, N., FUJIMOTO, H., TAKUDA, H., KINOSHITA, K., TAKAHASHIO, O., Collision dynamics of a water droplet impinging on a rigid surface above the leidenfrost temperature, *ISIJ International*, 35, 1, pp. 50-55, 1995.
- [57] KARL, A., RIEBER, M., SCHEKLE, M., ANDERS, K., FROHN, A., Comparison of new numerical results for droplet wall interactions with experimental results, *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Summer Meeting*, 236, pp. 201-206, 1996.
- [58] KARL, A., FROHN, A., Experimental investigation of interaction processes between droplets and hot walls, *Physics of Fluids*, 12, 4, pp. 785-796, 2000.
- [59] YARIN, A.L., WEISS, D.A., Impact of drops on solid surfaces: self-similar capillary waves, and splashing as a new type of kinematic discontinuity, *Journal of Fluid Mechanics*, 283, pp. 141-173, 1995.
- [60] PEROT, B., NALLAPATI, R., A moving unstructured staggered mesh method for the simulation of incompressible free-surface flows, *Journal of Computational Physics*, 184, pp. 192-214, 2003.

- [61] FEIDLER, R., NABER, J., Spring Meeting, Central States Section, Combustion Institute, April 30 to May 2, Dearborn, Michigan, 1989.
- [62] FUJIMOTO, H., OGINO, T., TAKUDA, H., HATTA, N., Collision of a droplet with a hemispherical static droplet on a solid, *International Journal of Multiphase Flow*, 27, pp. 1227-1245, 2001.
- [63] AKAO, F., ARAKI, K., MORI, S., MORIYAMA, A., Deformation behaviors of a liquid droplet impinging onto hot metal surface, *Transactions of Iron and Steel Institute of Japan*, 20, 11, pp. 737-743, 1980.
- [64] UEDA, T., ENOMOTO, T., KANETSUKI, M., Heat transfer characteristics and dynamic behavior of saturated droplets impinging on a heated vertical surface, *Bulletin of JSME*, 22, 167, pp. 724-732, 1979.
- [65] HATTA, N., FUJIMOTO, H., KINOSHITA, K., TAKUDA, H., Experimental study of deformation mechanism of a water droplet impinging on hot metallic surface above the leidenfrost temperature, *Transactions of the ASME*, 119, 3, pp. 692-700, 1997.
- [66] MUNDO, C., SOMMERFELD, M., TROPEA, C., Droplet-wall collisions: experimental studies of the deformation and breakup process, *International Journal of Multiphase Flow*, 21, 2, pp. 151-173, 1995.
- [67] HONSEK, R., Development of a three-dimensional eulerian model of droplet-wall interaction mechanisms, Master Thesis, McGill University, Department of Mechanical Engineering, Montreal-Quebec, 2005.
- [68] MANZELLO, S.L., YANG, J.C., On the collision dynamics of a water droplet containing an additive on a heated solid surface, *Proceeding of the Royal Society of London A*, 458, pp. 2417-2444, 2002.
- [69] DEB, S., YAO, S.C., Analysis on film boiling heat transfer of impacting sprays, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32, 11, pp. 2099-2112, 1989.
- [70] YAO, S.C., COX, T.L., Investigation into the use of large-drop sprays for hot strip rolling mills, 40<sup>th</sup> MWSP Conf. Proc., ISS, 35, 1998.
- [71] SHI, M.H., BAI, T.C., YU, J., Dynamic behavior and heat transfer of a liquid droplet impinging on a solid surface, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 6, 2, pp. 202-207, 1993.
- [72] GRAHAM, K.M., RAMADHYANI, S., Experimental and theoretical studies of mist jet impingement cooling, *ASME Journal of Heat Transfer*, 118, pp. 343-349, 1996.

- [73] ISSA, R.J., HUNT, E.M., Davis, F.J., Experimental measurement and numerical modeling for the air-mist cooling of a heated cylinder, Proceedings of ASME Summer Heat Transfer Conference, August 10-14, Jacksonville, FL, USA, 2008.
- [74] LAUNDER, B.E., SPALDING, D.B., Lectures in mathematical models of turbulence, Academic Press., London, England, 1972.
- [75] VERSTEEG, H.K., MALALASEKERA, W., An introduction to computational fluid dynamics, Longman Scientific & Technical, 1995.
- [76] BISWAS, G., ESWARAN, V., Turbulent flow”, Alpha Science Int., Kanpur, 2002.
- [77] PATANKAR, S.V., Numerical heat transfer and fluid flow, Taylor & Francis Inc., 2007.
- [78] FLUENT User Manuel
- [79] MORSI, S.A., ALEXANDER, A.J., An investigation of particle trajectories in two-phase flow systems, Journal of Fluid Mechanics, 55, 2, pp. 193-208, 1972.
- [80] INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P., Fundamental of heat and mass transfer, John Wiley & Sons Inc., New York, 2001.

## ÖZGEÇMİŞ

Cemil YİĞİT 1977 yılında Almanya’da doğdu. 1994 yılında Karasu Lisesinden mezun oldu. 1995 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümüne girdi. 1999 yılında bu bölümden başarıyla mezun olduktan sonra aynı yıl Sakarya Üniversitesinde Makine Tasarım İmalat bilim dalında yüksek lisans eğitime başladı. 2001 yılında yüksek lisans programından mezun olduktan sonra aynı yıl Enerji bilim dalında Doktora eğitime başladı. 2001 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı.