

# SICAK YÜZEYLERİN SU SİSİYLE SOĞUTULMASININ SAYISAL İNCELENMESİ

Cemil YİĞİT, Nedim SÖZBİR, H. Rıza GÜVEN

Sakarya Üniversitesi Mühendislik fakültesi Makine Mühendislik Bölümü

## ÖZET

Atmosferik koşullarda yüksek sıcaklıktaki yüzeylerin spreyle soğutulması için bir sayısal model geliştirilmiştir. Su damlacıklarını taşıyan hava hızı 0-50.29 m/s, sıvı kütle akısı 0-7.67 kg/m<sup>2</sup>s ve paslanmaz çelik yüzey sıcaklığı 500°C ile 525°C aralığında değişmektedir. Değişik sıvı kütle akılarında radyal ısı taşınım katsayıları sayısal olarak elde edildi ve literatürdeki sonuçlarla karşılaştırıldı. Yapılan sayısal çözümde, ısı taşınım katsayısının radyal yönde hem hava spreğinde hem de su sisi spreğinde benzer bir eğilim gösterdiği görülmüştür. Maksimum ısı transferi, durgunluk bölgesinde meydana gelmektedir. Bu çalışma hava spreyi içerisine katılacak küçük miktarda suyun ısı taşınım katsayısını dikkate değer bir biçimde arttırdığını göstermektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Sprey Soğutma, Nümerik Sprey İncelemesi

## A NUMERICAL INVESTIGATION OF WATER MIST COOLING ON HOT SURFACES

### ABSTRACT

A numerical model is developed to simulate for atmospheric applications with spray on heated high temperatures surfaces. The simulations conditions of water mist cover the variations of air velocity from 0-50.29 m/s, liquid mass flux from 0-7.67 kg/m<sup>2</sup>s, and surface temperature of stainless steel between 525°C and 500°C. Radial heat transfer distributions were obtained from computational analysis at different liquid mass flux 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. The highest heat transfer rate occurred at the stagnation point. This study shows that with a small amount of water added in the impacting air jet, the heat transfer is dramatically increased.

**Keyword:** Spray Cooling, Computational Spray Investigation

### 1. GİRİŞ

Sprey enjeksiyonuyla soğutma işlemi yüksek sıcaklık değerlerindeki metal yüzeylerin soğutulması proseslerinde uzun süredir kullanılmaktadır. Örneğin: metalürji endüstrisinde eriyiğin bir oluk içerisinden 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 arttırmak amacıyla yüksek sıvı kütle akılarında çalışılmasından kaynaklanabilecek homojen olmayan ısı transferi dağılımı, düşük soğutma etkinliği ve yüksek su sarfiyatı gibi dezavantajlarından dolayı, zaman içerisinde yani arayışlar içerisine girilmiştir. Bu doğrultuda yapılan çalışmalar içerisinde tek damlacık üzerinde yapılan araştırmaların su sisi spreji

ile soğutma prosesini anlayabilmek adına temel oluşturduğu söylenebilir. Su sisi 100 µm çapında ve daha küçük su damlacıkları içerir ve damlacıklar hava akışıyla birlikte taşınırlar. Su sisi sprejinin sıvı kütle akısı (G) düşük olduğu için ısı transferi oranı geleneksel su sprejleri kadar yüksek değildir. Ancak daha üniform bir sıcaklık dağılımı elde edilir ve su kullanım verimlilikleri nispeten yüksektir.

Günümüzde giderek artan bir oranda endüstriyel proseslerin soğutulması süreci için su sisi sprejleri kullanılmaya başlanmıştır. Özellikle yüksek sıcaklık değerlerinden hızlı bir soğuma gerektiren proseslerde bu yöntem tercih edilmektedir. Sözbir ve arkadaşları [5] yüksek sıcaklıktaki metal yüzeylere çarpan su sisinin ısı transferi üzerine etkilerini deneysel olarak araştırdı ve

hava jetine eklenen az miktarda suyun ısı transferini çarpıcı bir şekilde arttırdığını tespit ettiler. Bu konuda yapılmış bir başka çalışmada Sözbir ve Yao [6] sertleştirilmiş cam için su sisi ile soğutma prosesini deneysel olarak çalıştı. Bu çalışmada, yüksek basınçlı havanın kullanımında kesin bir tasarruf gösterdiği ve sistemin enerji gereksinimlerinin dikkate değer bir biçimde düşürüldüğü saptandı.

Yang ve arkadaşları [7] atomizasyon basıncının ve sıvı kütle akısının ısı akısı üzerine etkilerini incelediler. Deneysel çalışmalarında damlacık çapı 12.4-17.3  $\mu\text{m}$ , damlacık hızı 25.6-57.3 m/s, yüzey üzerinde oluşan sıvı filmi kalınlığı 85-235  $\mu\text{m}$  aralığında ve yüzey pürüzlülüğü 0.28  $\mu\text{m}$ 'den küçüktür. Araştırmacılar sıvı kütle akısı arttığında ısı akısının da arttığını tespit etmişlerdir. Yang ve arkadaşları [8] önceki çalışmalarını geliştirerek hava ve saf suyun kütledebilerinin soğutma prosesi üzerine etkilerini incelediler. Yaptıkları diğer çalışmaya [7] uygun olarak, spreyi oluşturan akışkanlardan birinin kütledebisi sabit tutulurken diğerinin ki artırıldığında ısı akısının da arttığını rapor ettiler.

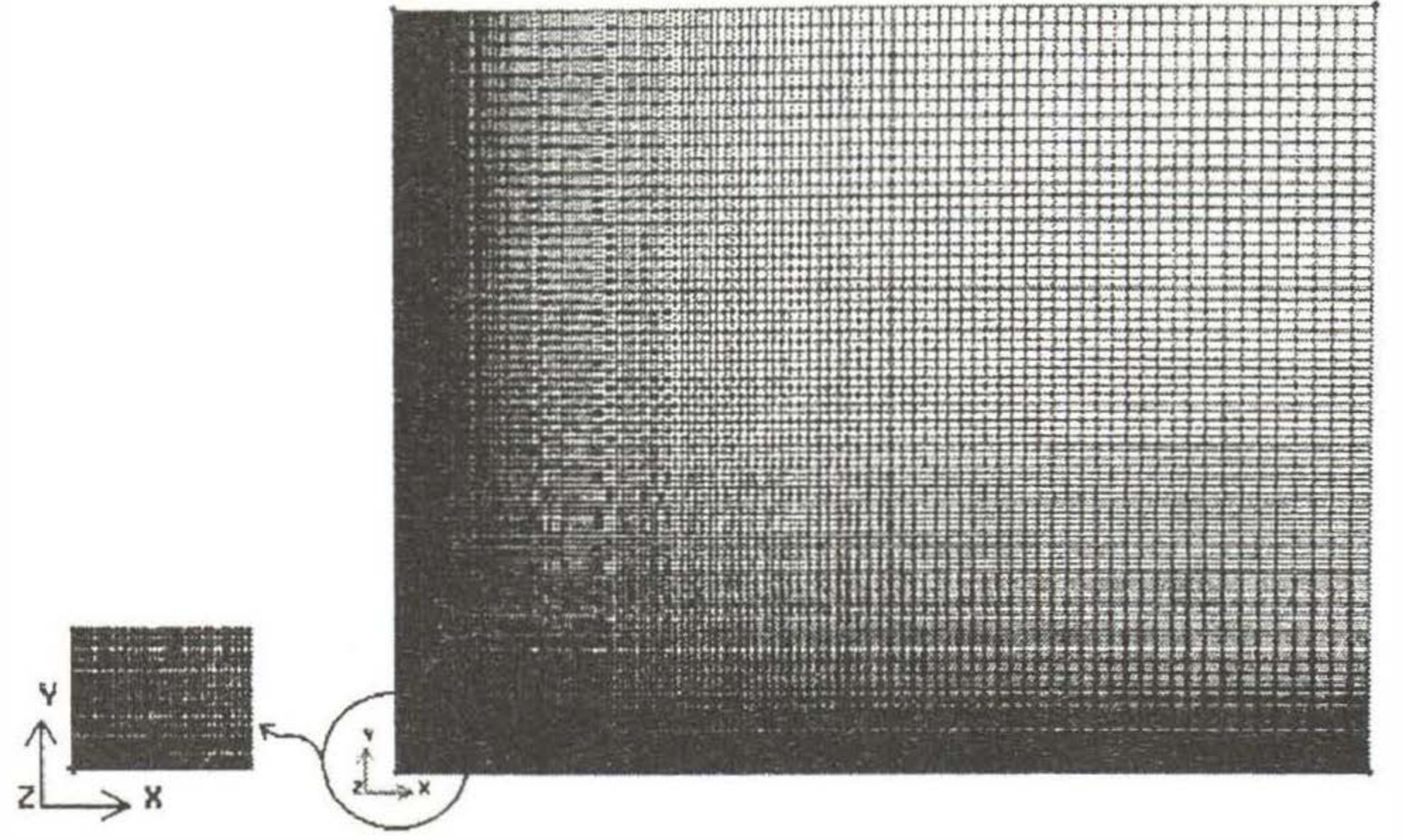
Xishi ve arkadaşları [9] yüzey sıcaklığı, damlacık çapı ve hızı gibi sprej karakteristiklerinin soğutma prosesi üzerine etkilerini incelediler. 0.2 MPa, 0.4 MPa ve 0.6 MPa değerlerindeki farklı çalışma basınçlarında ve 80°C, 100°C ve 120°C yüzey sıcaklıklarında yürüttükleri deneysel çalışmalarda, damlacığın soğutma etkinliğinin yüzey sıcaklığına ve sprej karakteristiklerinden özellikle Weber Sayısına bağlı olarak ciddi değişim gösterdiğini saptamışlardır.

Issa ve Yao [10] damlacık ile yüzey arasındaki etkileşim dinamiklerinin ve çeşitli çevre basıncı koşullarında ısı transferi mekanizmasının benzetimini yapmak için bir nümerik model geliştirdi. Araştırmacılar basınç arttıkça Leidenfrost Sıcaklığının da arttığını tespit etmişlerdir. Buna bağlı olarak damlacığın çarpma esnasında yüzeyi ıslatma miktarı ve temas ısı transfer etkinliği de artacaktır.

Bu alanda çalışmalar yürüten diğer araştırmacılar; Sözbir ve Yao [11], Chang ve Yao [12] yüzeyde meydana gelen ısı transferini etkileyen en önemli parametreler olarak yüzey sıcaklığı, damlacık çapı ve Weber Sayısını göstermişlerdir.

## 2. NÜMERİK ÇALIŞMA

Sayısal hesaplama bölgesi 2 boyutlu aksi-simetrik (eksenel simetrik) olarak Gambit (2.3.16) yazılımıyla oluşturuldu. Analizler için dörtgen elemanlar ihtiva eden ağ yapısı seçildi. Sonuçların doğruluğu açısından ağ yapısının iyi olması son derece önemlidir. Bundan dolayı, daha hassas hesaplamalara ihtiyaç duyulan disk yüzeyine ve nozulun merkezinden geçen aksi-simetri eksenine yakın bölgelerdeki ağ dokusu Şekil 1'de gösterildiği gibi

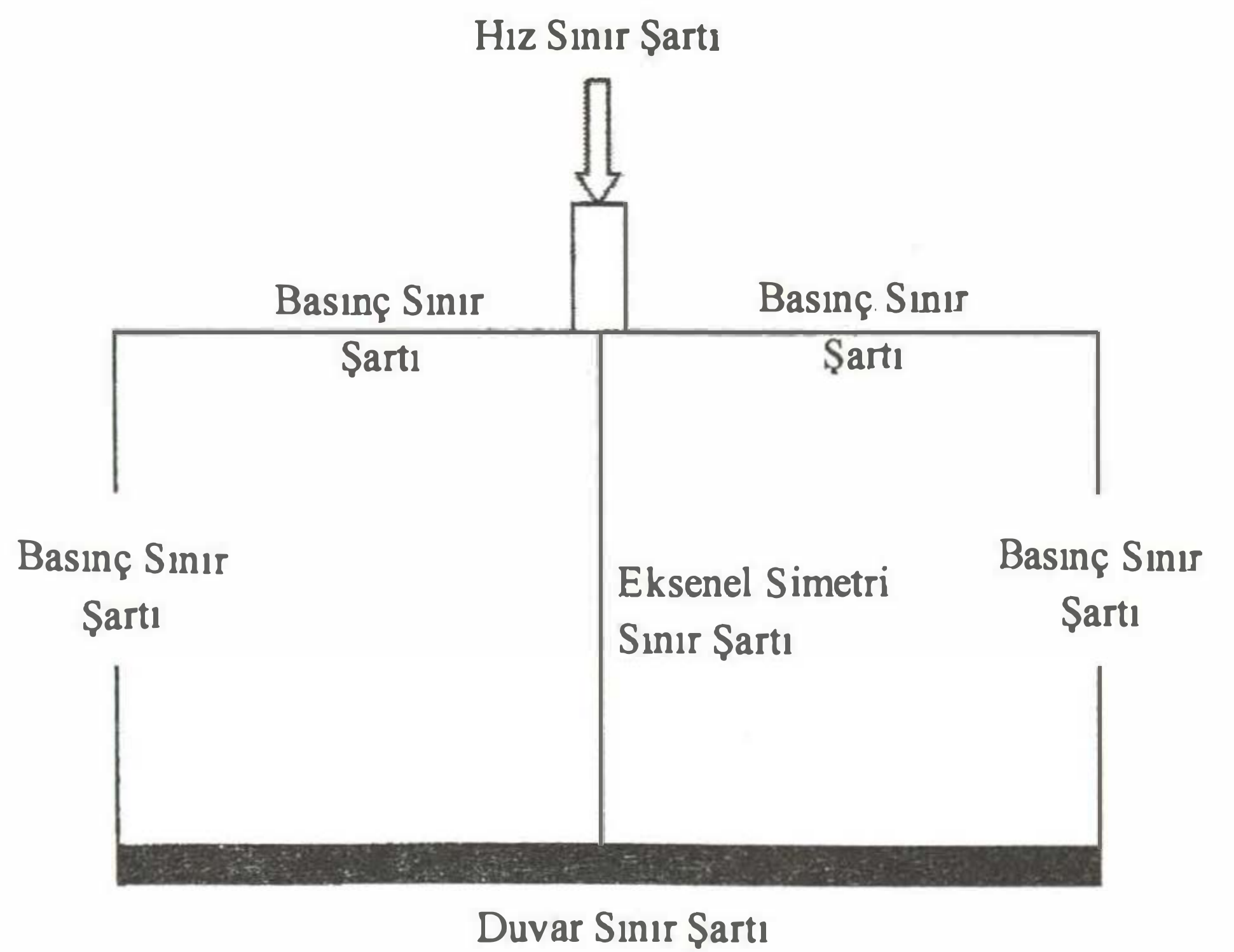


Şekil 1. Modelin ağ yapısı

bir ağırlık faktörü kullanılarak diğer bölgelerdeki elemanlara nazaran daha küçük elemanlardan oluşturuldu. Disk yüzeyi 160, aksi-simetri eksenini 140 parçaya ayrılarak bu parçalar disk merkezine doğru yaklaşıldıkça 1.02 oranında küçültülerek boyutlandırıldı. Ağ yapısı 20.32  $\text{cm}^2$ 'lik hesaplama bölgesinde 22400 dörtgensel eleman içermektedir.

Modelin ağ yapısı oluşturulduktan sonra, hesaplama bölgesinin sınır koşulları Şekil 2'de gösterildiği gibi tanımlanmıştır. Nozul çıkışı hız girişi sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. Nozul merkeziyle disk merkezi arasındaki eksen aksi-simetri eksenini, diskin üstü ise duvar sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. Sayısal hesaplama bölgesinin geriye kalan kısımları da basınç çıkışı sınır koşulu olarak belirlenmiştir.

Sayısal çalışma kapsamında 798 K sıcaklığında, 101.6 mm çapında ve 1 mm kalınlığında paslanmaz çelik (AISI 304) disk, sprej akışı vasıtasıyla soğutulmaya çalışılmıştır. Disk merkezinden 40 mm yukarıda konumlandırılmış 7.9 mm çapa sahip nozulun oluşturduğu sprej 0-50.288 m/s aralığında değişen hava hızı (gaz fazı) ve 0-7.67  $\text{kg/m}^2\text{s}$  aralığında değişen sıvı kütle akısı ihtiva etmektedir.



Şekil 2. Modelin sınır şartları

Çözücü metodu olarak kapalı (implicit) Navier-Stoke algoritması ve aksi-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 transferini hesaplanır.

$$m c_p \left( \frac{dT}{dt} \right) = h_{sis} A (T_{sis} - T_w) + \epsilon \sigma 2A (T_w^4 - T_c^4) \quad (1)$$

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') temel alan yarı ampirik bir modeldir [13]. Türbülans kinetik enerji aşağıdaki gibi hesaplanabilir [14-15].

$$k = 1.5(u \cdot l)^2 \quad (2)$$

Denklemden u nozul çıkışındaki hava hızı ve l türbülans yoğunluğudur. Türbülans yoğunluğu aşağıdaki gibi bulunabilir [16].

$$l = 0.16(Re)^{-1/8} \quad (3)$$

k-ε metottaki türbülans harcanım oranı ise şöyle ifade edilebilir [16].

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

Denklemden l boyut ölçeği (skalası) ve C<sub>μ</sub> model sabitidir. k-ε türbülans metodunda yazılımın kullandığı model sabitleri Tablo 1'de verilmektedir. Boyut ölçeği sınır şartlarına bağlı olarak belirlenmektedir. Aksi-simetrik spreylere hız sınır şartı için boyut ölçeği aşağıdaki gibi hesaplanır [14].

$$l = 0.075L \quad (5)$$

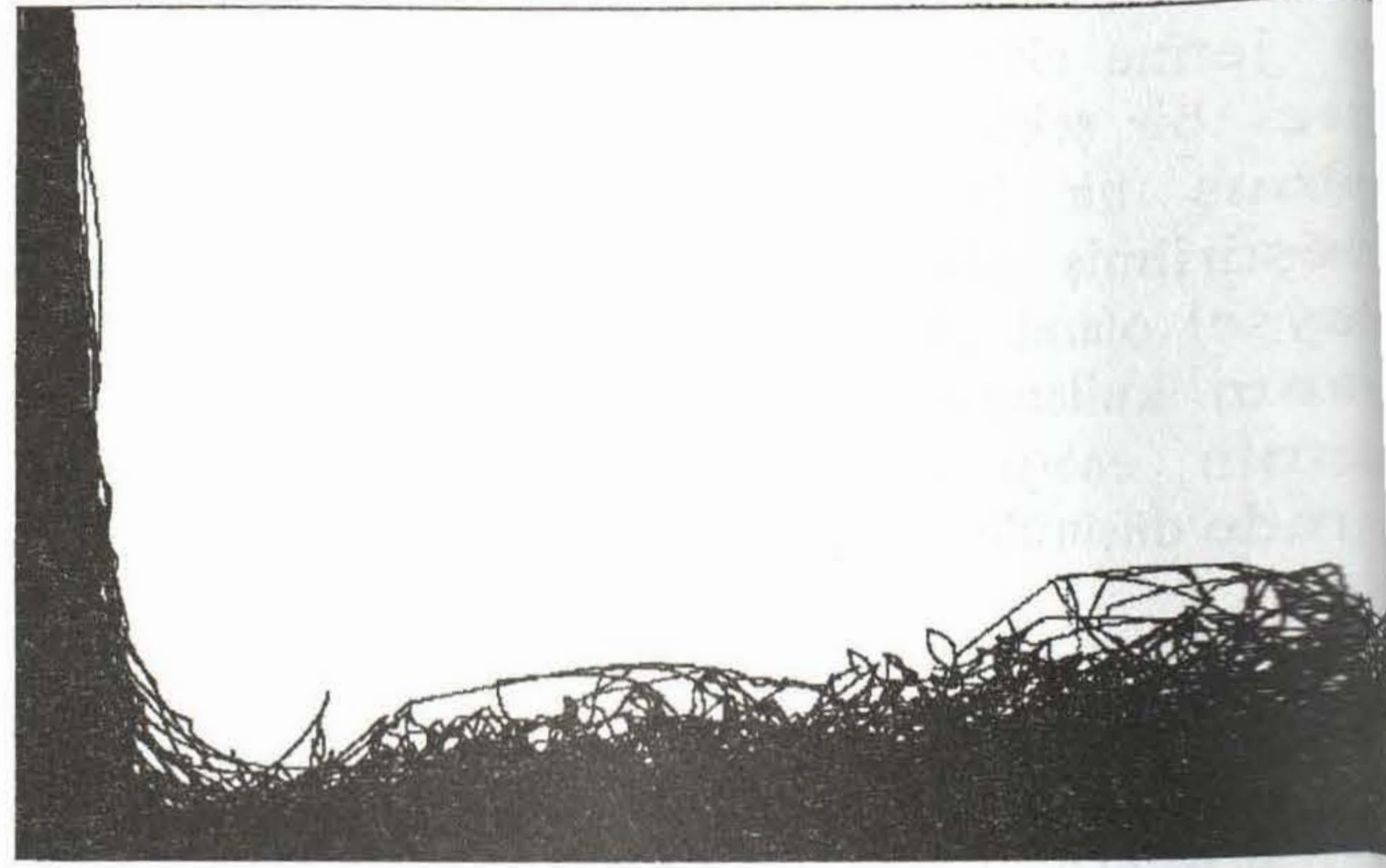
Denklemin (3.5)'deki L aksi-simetrik spreyn nozul çıkışındaki yarı genişliğidir. Basınç sınır şartında (∂P/∂x = 0) boyut ölçeği aşağıdaki gibi bulunur [14].

$$l = 0.09L' \quad (6)$$

Tablo 1. k-ε türbülans metodu için kullanılan model sabitleri [19]

C <sub>μ</sub>	C <sub>1ε</sub>	C <sub>2ε</sub>	σ <sub>k</sub>	σ <sub>ε</sub>
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 harcanım oranı için sırasıyla Denklem (7) ve (8)'deki gibidir [14, 16].



Şekil 3. 2.56 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısında ve 24.9 m/s hava hızında damlacıkların yörüngeleri

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \epsilon \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{2\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (8)$$

Türbülans viskozitesi, μ<sub>t</sub>, aşağıdaki denklemle hesaplanır [16].

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (10)$$

Denklemin (7) ve (8) düşük Reynold sayıları için aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir [16].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \epsilon \quad (11)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{2\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (12)$$

Modelin hız sınır şartında aksel doğrultuda hız bileşeni tanımlanırken, nozul çıkışında radyal yönde hız bileşeni olmadığı kabul edildi. Hız ve çıkışı sınır şartları için Türbülans tanımlama metodu olarak türbülans yoğunluğu ve boyut ölçeği tercih edildi. Duvar sınır şartında ısı şart olarak sıcaklık seçildi ve disk yüzeyine başlangıç sıcaklık değeri alındı.

Spreyin oluşturulması için ayrık faz modeli (DPM) kullanıldı. Damlacıkların yörüngeleri hava akışı içerisinde stokastik (rastgele) olarak hesaplandı. Şekil 3'de 2.56 kg/m<sup>2</sup>s sıvı kütle akısında ve 24.9 m/s hava hızında damlacıkların yörüngeleri gösterilmektedir.

Yörüngeler, damlacıkların üzerinde kuvvet dengesi uygulanarak hesaplanır. Bu kuvvet dengesinde damlacığın atalet kuvvetlerinin kayma, yerçekimi ve dış kuvvetlerle dengelendiği kabul edildi [16].

$$\frac{d\vec{u}_d}{dt} = F_D (\vec{u}_h - \vec{u}_d) + \frac{g(\rho_d - \rho_h)}{\rho_d} + \vec{F} \quad (13)$$

Denklem (13)'deki  $u_h$  gaz fazın (hava) hızı,  $u_d$  ayrık fazın (su damlacıklarının) hızıdır.  $\rho_h$  ve  $\rho_d$  sırasıyla havanın ve su damlacıklarının yoğunluğudur.  $g$  yerçekimi ivmesini ve  $F$  dış kuvvetleri temsil etmektedir. Denklemdeki  $F_D$  kayma kuvvetleridir ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$F_D = \frac{18\mu_d C_D Re}{\rho_d d^2} \quad (14)$$

Denklemdeki Reynold sayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$Re = \frac{\rho_h d |u_d - u_h|}{\mu_h} \quad (15)$$

Denklem (3.13)'deki  $C_D$  kayma katsayısıdır. Morsi ve Alexander [17] kayma katsayısının Reynold sayısının bir fonksiyonu olarak hesaplanabileceğini önermiştir.

Damlacığın sıcaklığı, damlacık üzerine bir enerji dengesi uygulanarak hesaplanır. Damlacığın ısı enerjisi, taşınım ve ışınım ile ısı transferi ve gizli ısıya eşittir [16].

$$m_d c_{p,d} \frac{dT_d}{dt} = h A_d (T_h - T_d) + \frac{dm_d}{dt} h_{fg} + A_d \epsilon_d \sigma (T_r^4 - T_d^4) \quad (16)$$

Burada  $m_d$  damlacık kütlesi,  $c_{p,d}$  damlacığın sabit basınçta özgül ısısı,  $T_d$  ve  $T_h$  sırasıyla damlacığın ve havanın sıcaklığı,  $h_{fg}$  gizli buharlaşma ısısı,  $\epsilon_d$  damlacığın yayılım katsayısı,  $T_r$  radyasyon sıcaklığıdır ve aşağıdaki denklemle bulunur [16].

$$T_r = \left( \frac{I_r}{4\sigma} \right)^{1/4} \quad (17)$$

Denklemdeki  $I_r$  Bulunduğu yere ve yöne bağlı bir büyüklük olan radyasyon yoğunluğudur.

Analizde kullanılan materyallerin termodinamik özellikleri Fluent yazılımının veri tabanından alınarak modele sıcaklığın fonksiyonu olarak girilmiştir. Su sisinin ısıl iletkenliğini hesaplamak için aşağıdaki denklem önerilmiştir.

$$k_{sis} = 2.9961^{0.0376G^*} k_h (1 + B) \quad (18)$$

Denklemdeki B sabiti, aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$B = 1 - (\dot{m}_h / \dot{m}_d) (k_h / k_d) \quad (19)$$

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

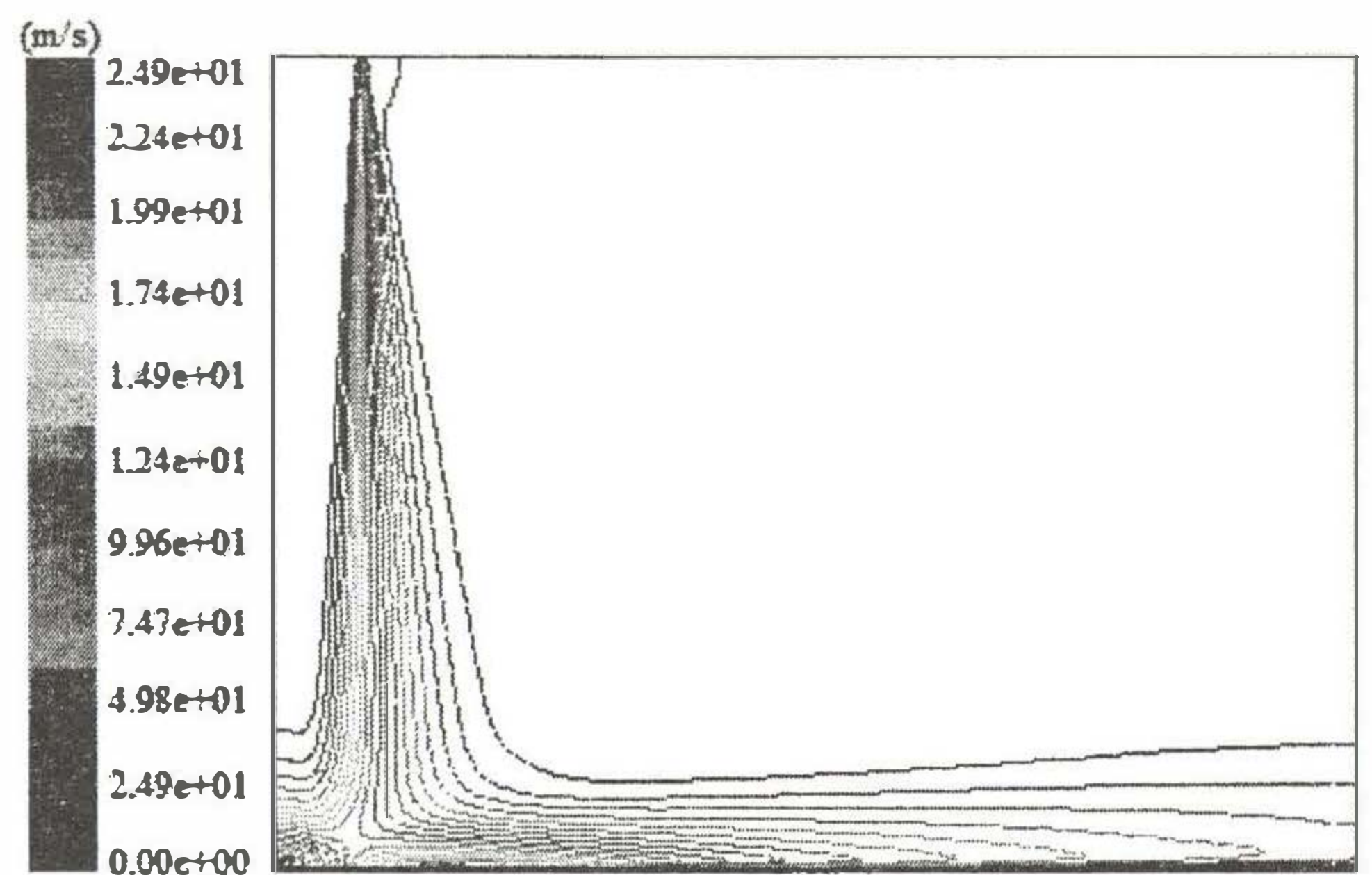
Sayısal hesaplamalar için akış, türbülans ve enerji denklemleri çözüldü. Sayısal hesaplama bölgesi için başlangıçtaki basınç, aksel hız, sıcaklık, türbülans kinetik enerji ve harcanım oranı parametreleri

tanımlandıktan sonra model ilk etapta birinci dereceden sonlu farklar çözümüne yönelik bir sayısal analiz yöntemiyle çözüldü. Analiz yakınsadıktan sonra elde edilen ilk çözüm modele başlangıç koşulu olarak tanıtıldı ve benzetim yeniden başlatılarak ikinci dereceden sonlu farklar çözümüne yönelik bir sayısal analiz yöntemiyle sonuçlar alındı.

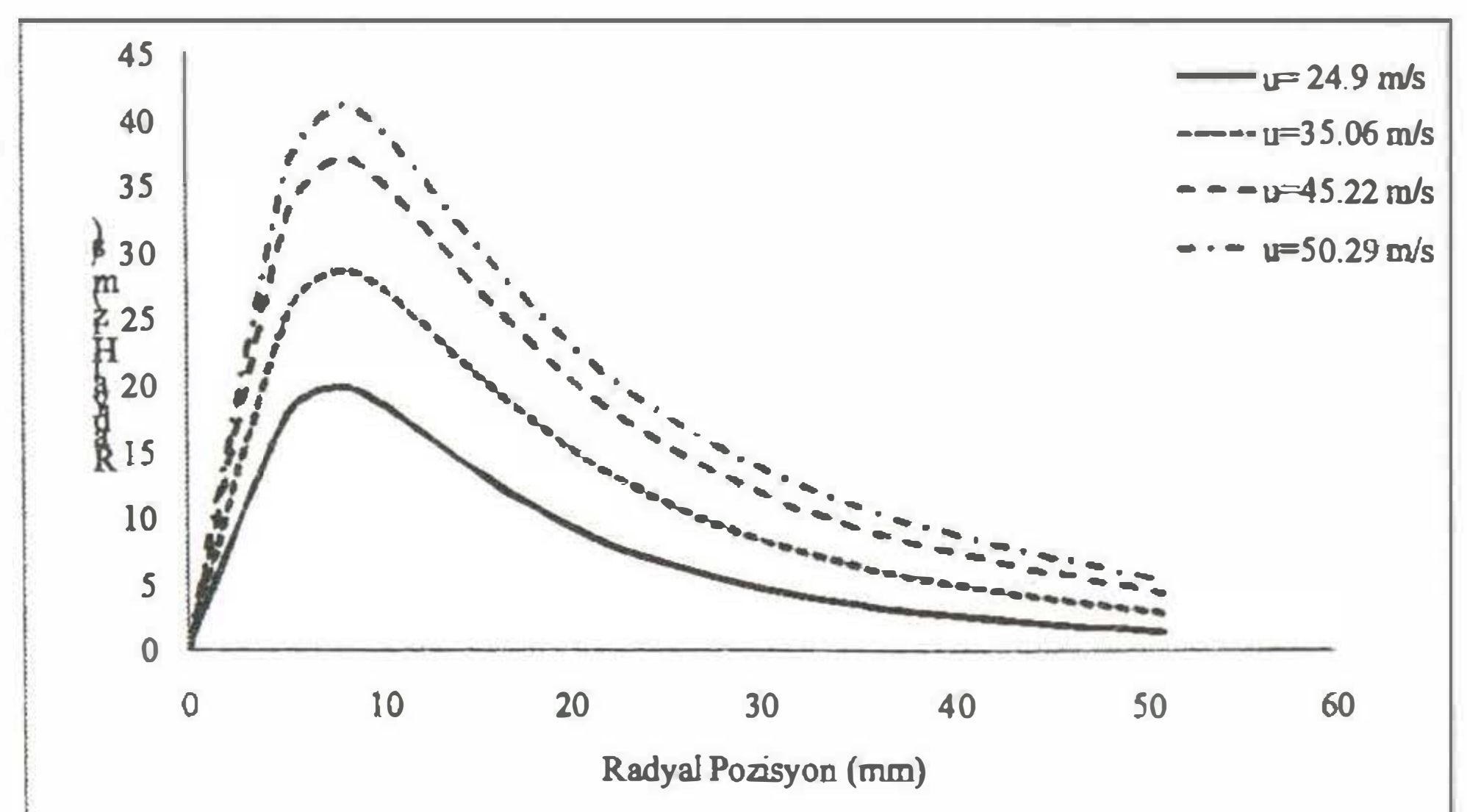
### 3. ARAŞTIRMA BULGULARI

#### 3.1. Spreyin Hız Profiline Değişimi

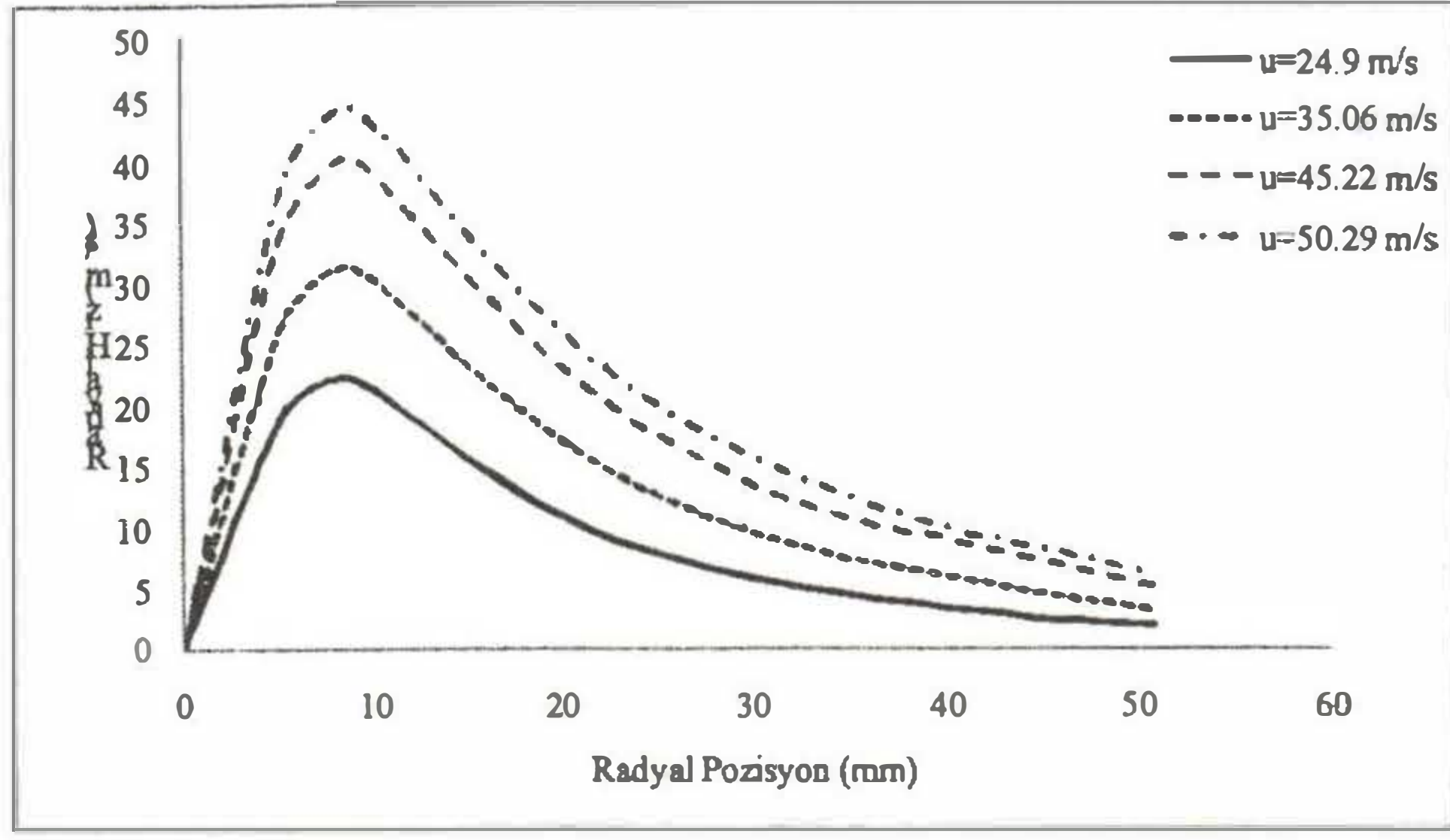
Şekil 4'de nozul çıkışındaki hızı 24.9 m/s olan hava spreyinin hız profili gösterilmektedir. Literatüre [18] uyumlu bir biçimde çıkış noktasından uzaklaştıkça sprey ve dış çevre arasındaki momentum değişimi spreyin serbest sınırının genişlemesine ve içindeki üniform çıkış hızını tutan potansiyel çekirdeğin küçülmesine neden olmaktadır. Potansiyel çekirdeğin aksel simetri doğrultusundaki hız profili spreyin kesit alanı boyunca üniform değildir ve maksimum hız nozul çıkışından uzaklaştıkça azalmaktadır. Durgunluk bölgesinde spreyin normal doğrultudaki hız profili azalırken, radyal doğrultudaki hız profili artmaktadır. Ancak sprey akışı sıfır momentumlu akışkana doğru devam ettiği için, yatay yöndeki hızlanma giderek yavaşlayan bir duvar jetine dönüşür. Böylelikle, spreyin radyal yöndeki hız bileşeni sıfırdan bir maksimum değere artar ve tekrar sıfıra düşer.



Şekil 4. Spreyin hız profili



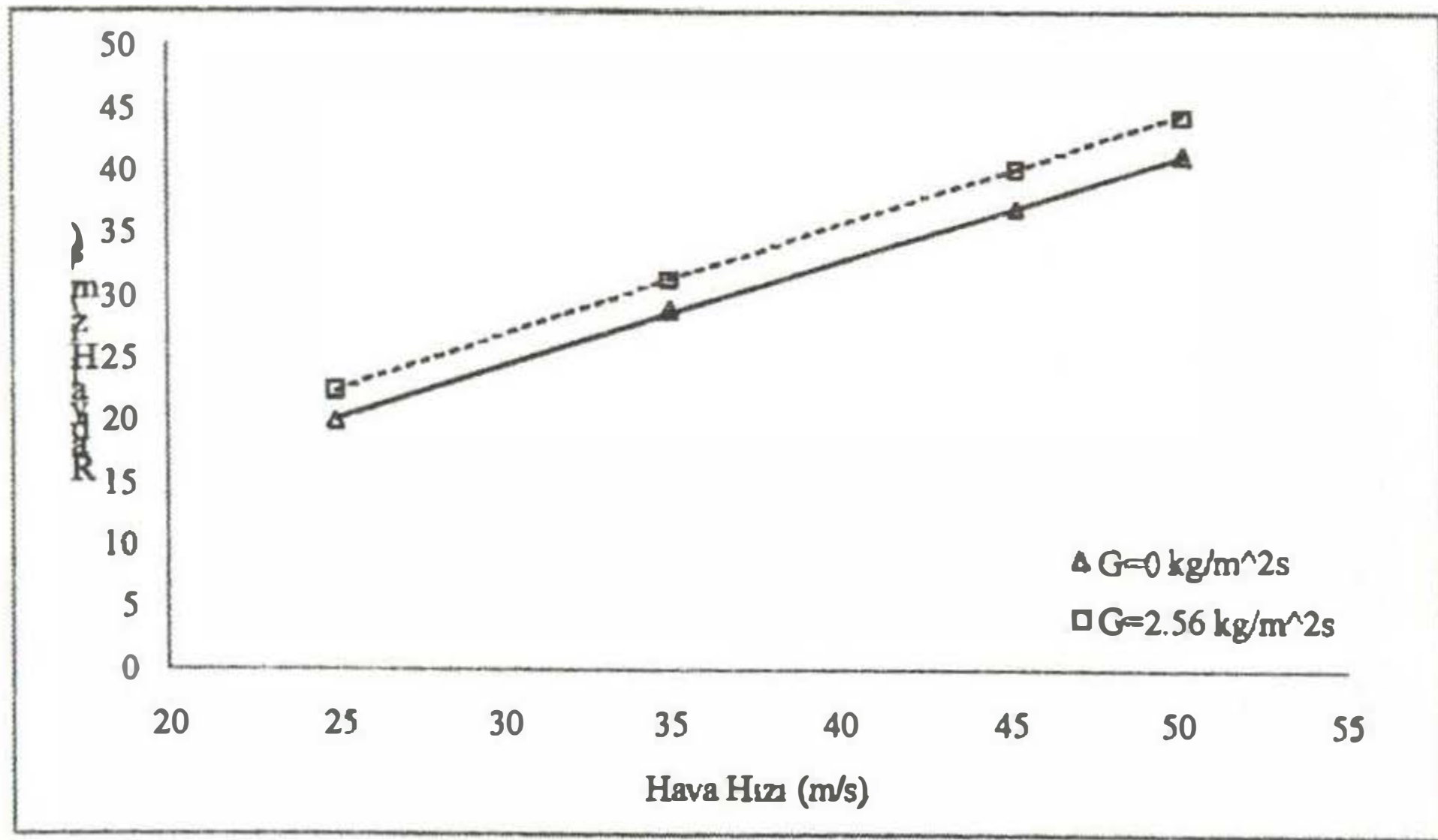
Şekil 5 Hava spreyinin radyal doğrultudaki hız dağılımları



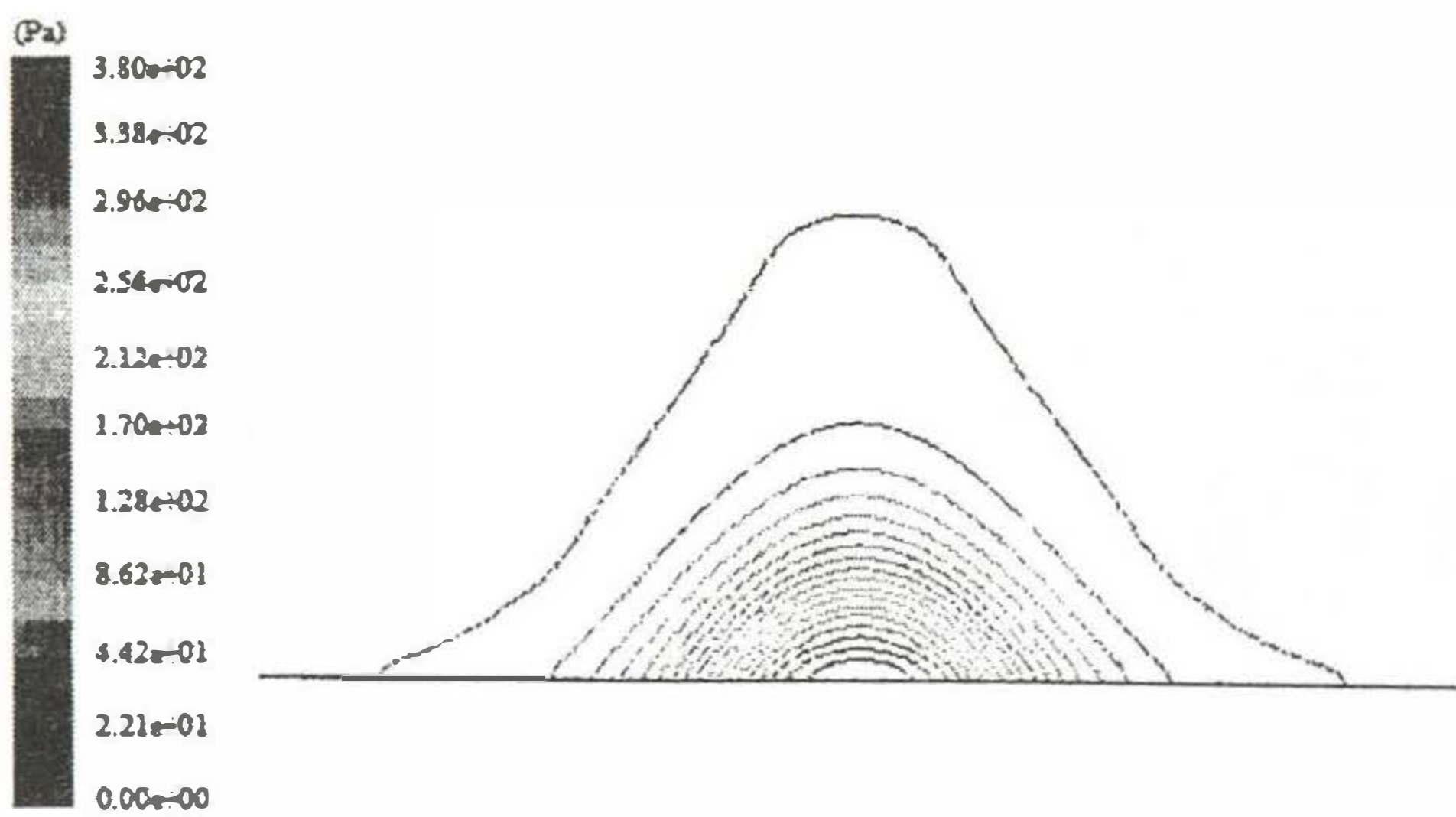
Şekil 6 Spreyin radyal doğrultudaki hız dağılımı ( $G=2.56 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )

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

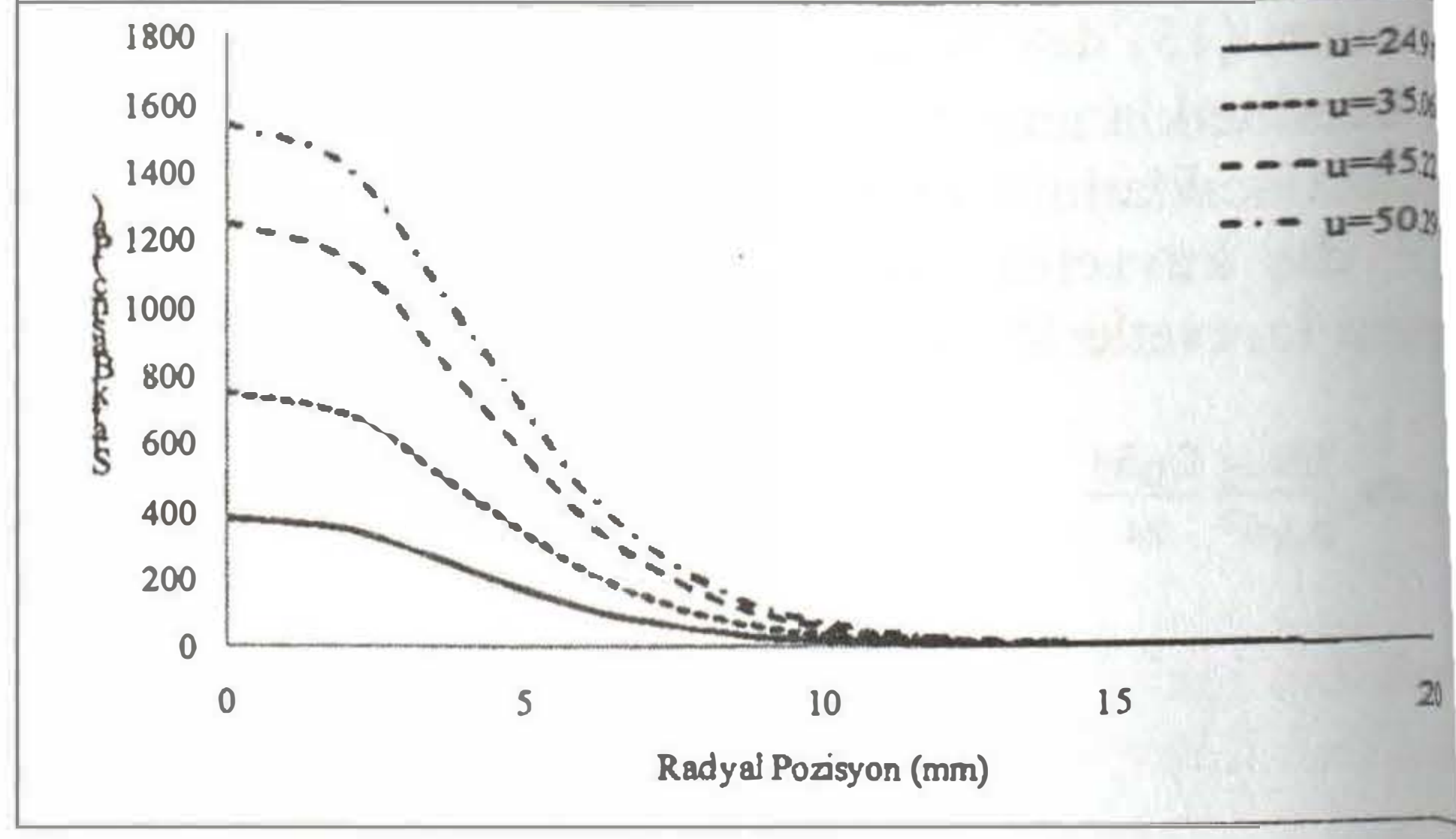
Şekil 5'de diskin 2 mm üzerinde sadece hava ihtiva eden sprej ve Şekil 6'da ise  $2.56 \text{ kg/m}^2\text{s}$  sıvı kütle akısına sahip olan sprej için çeşitli hava hızlarındaki radyal yönde hız dağılımları gösterilmektedir. Şekil 5 ve 6'da görüldüğü üzere sprej disk merkezine çarptıktan sonra önce 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 7 Radyal yöndeki maksimum hızın hava hızına ve sıvı kütle akısına göre değişimi



Şekil 8 24.9 m/s nozul çıkış hızına sahip hava sprejinin basınç profili



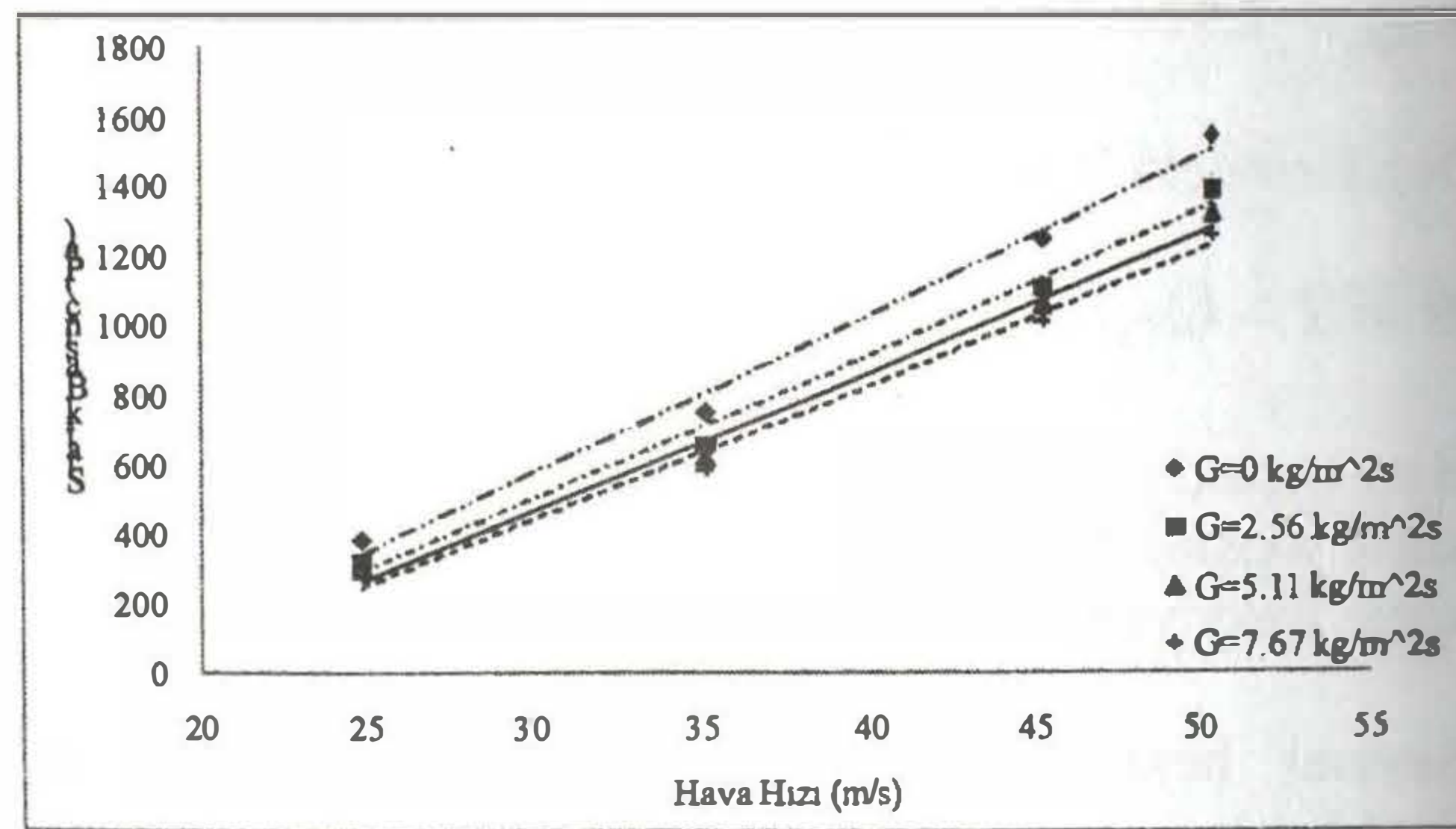
Şekil 9 Hava spreji için statik basıncın radyal yöndeki değişimi

Radyal yöndeki maksimum hızın hava hızına ve sıvı kütle akısına göre değişimi Şekil 7'de gösterilmektedir. Radyal yöndeki maksimum hız hava hızı arttığında dikkate değer bir biçimde artarken sıvı kütle akısı arttırıldığında göreceli olarak az bir artış eğilimi göstermektedir.

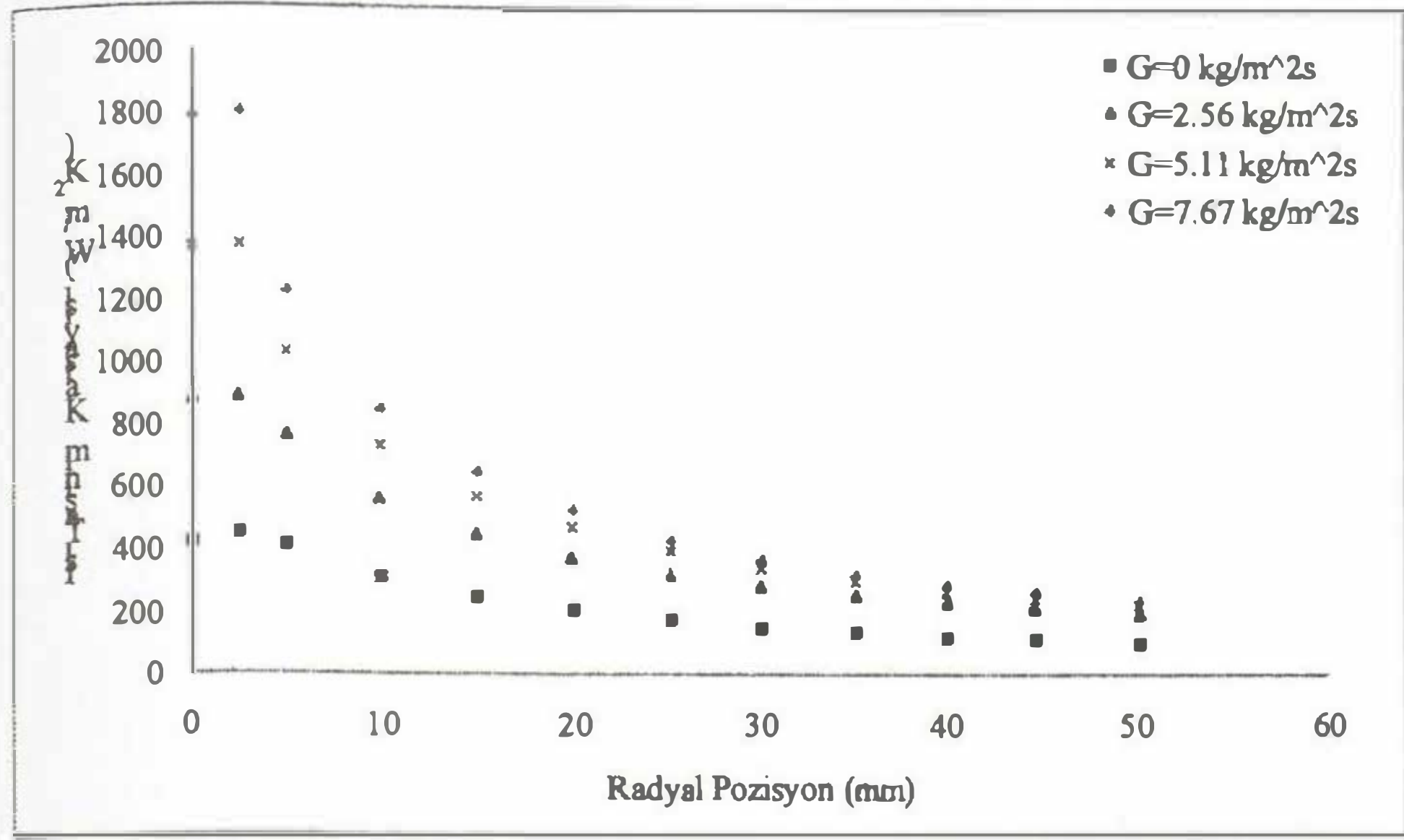
### 3.2. Sprejin Basınç Profiline Değişimi

Şekil 8'de hava sprejinin 24.9 m/s nozul çıkış hızı için basınç profili gösterilmektedir. Sprej için aksiyel simetrik yöndeki hızı durgunluk bölgesinde sıfıra kadar düşürür. Buna paralel olarak statik basınç artar. Radyal yöndeki statik basıncın azalması ise sprej bu doğrultudaki hızının durgunluk bölgesi içerisinde maksimum bir değere kadar artmasıyla açıklanabilir. Başka bir deyişle; sprej akışı boyunca statik basınç, önce artmakta ve durgunluk noktasında en yüksek değere ulaştıktan sonra radyal yönde azalmaktadır. Şekil 9'da sadece hava ihtiva eden sprej için statik basıncının hava hızına göre radyal yöndeki değişimi gösterilmektedir.

Şekil 10'da durgunluk bölgesindeki statik basıncın hem hava hızına hem de sıvı kütle akısına 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 daha fazla enerjinin basınç enerjisine dönüşmesiyle açıklanabilir. Sıvı kütle akısı arttığında statik basınç azalmaktadır.



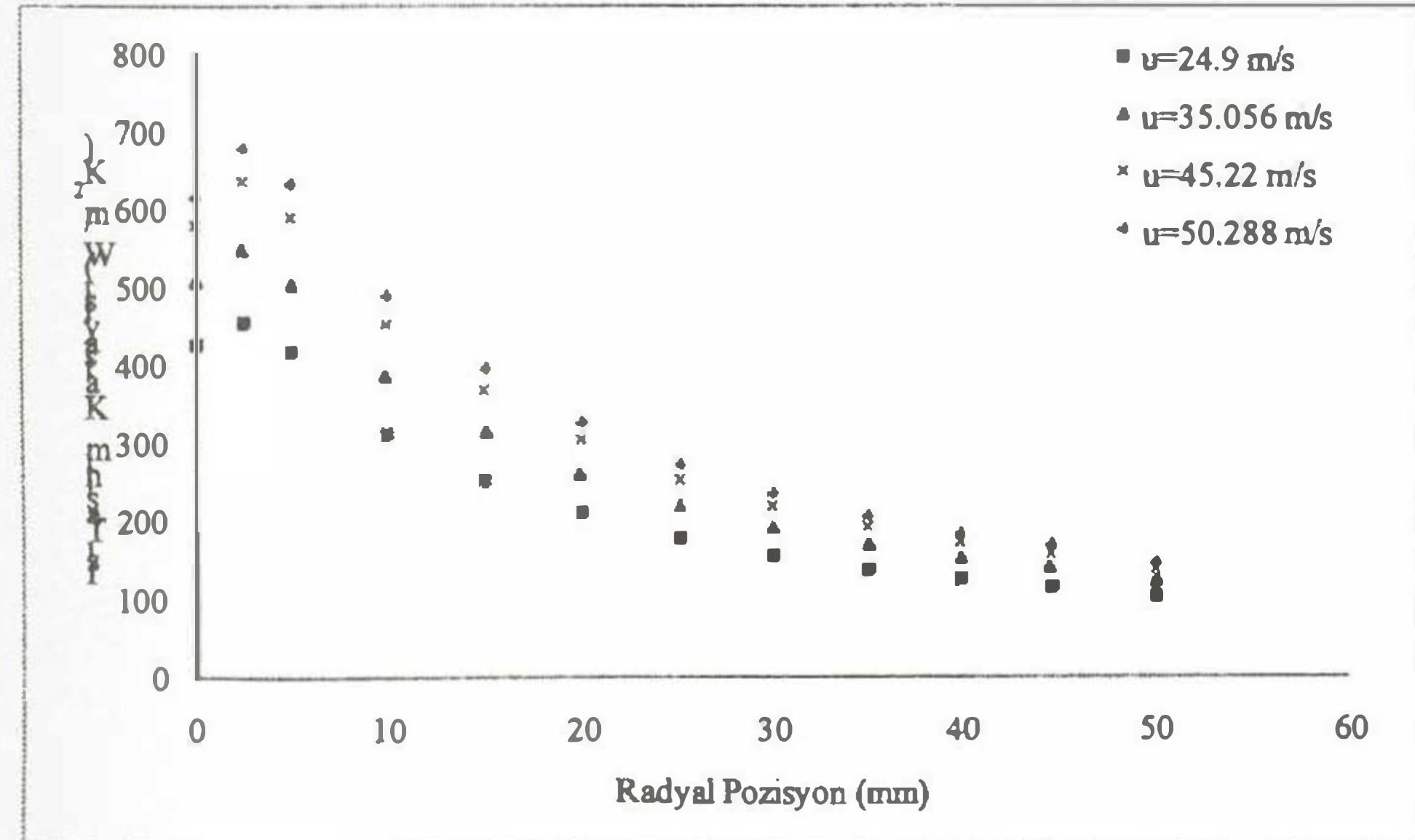
Şekil 10 Hava hızına bağlı olarak statik basıncın değişimi



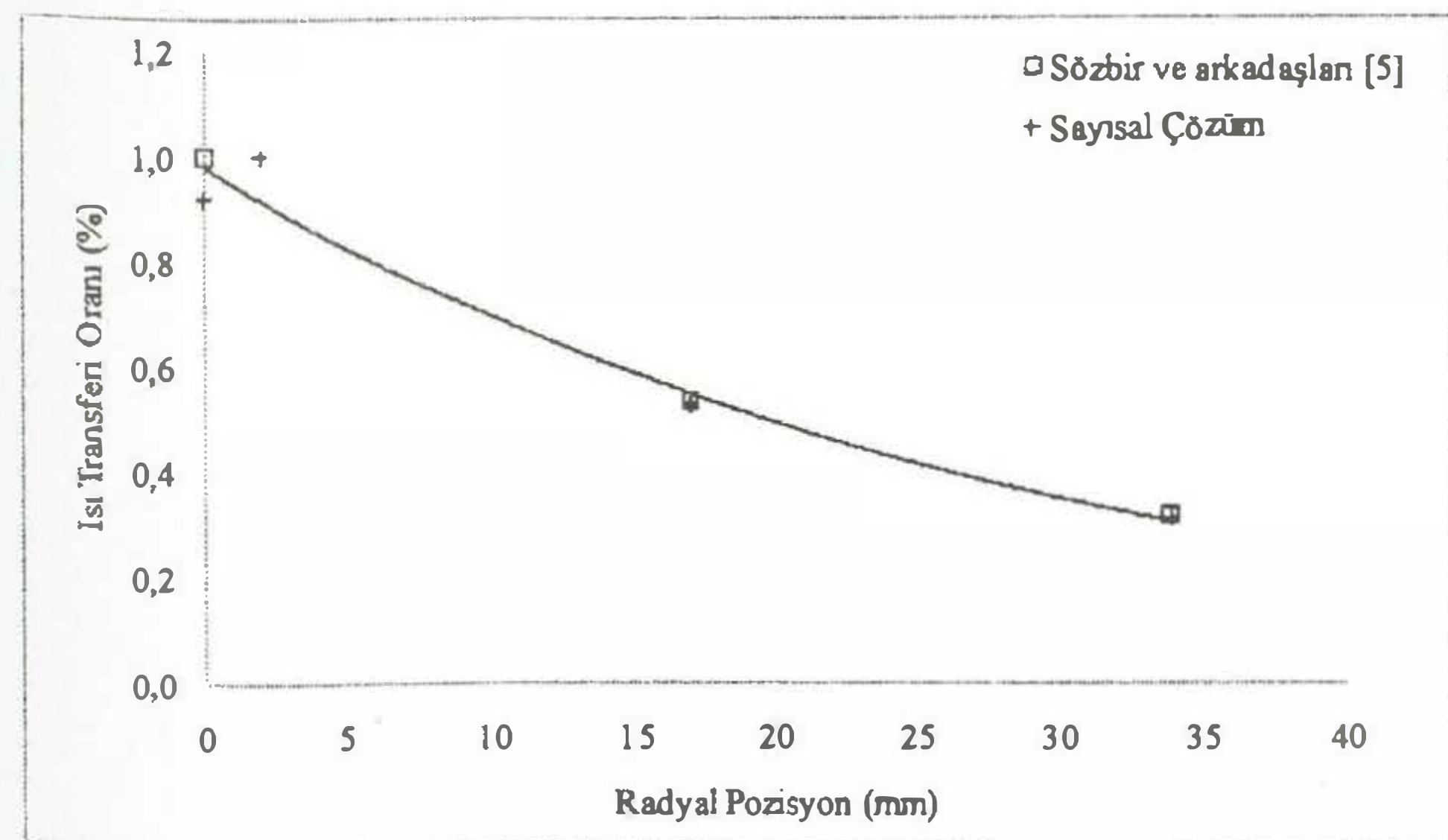
Şekil 11 Spreyin (24.9 m/s hava hızı) ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi

### 3.3. Isı Taşınım Katsayısının Değişimi

Disk yüzeyinde spreyn akışı içerisindeki ısı taşınım katsayısının radyal yönde sıvı kütle akısına göre değişimi Şekil 11'de, hava hızına göre değişimi ise Şekil 12'de gösterilmektedir. Beklendiği gibi maksimum ısı transferinin durgunluk bölgesinde meydana geldiği görülmektedir. Bu bölgede spreyn disk arasındaki sıcaklık farkı en yüksek değere sahiptir. Isı taşınım katsayısı eğrisi pikinin disk merkezinden radyal yönde birkaç milimetre ötelenmesinin nedeni ise spreyn radyal yöndeki hız dağılımıdır. Yapılan sayısal hesaplamalarda spreyn disk yüzeyine çarptıktan sonra radyal yönde 7 ila 9 mm boyunca hızını arttırdığı tespit edilmiştir.



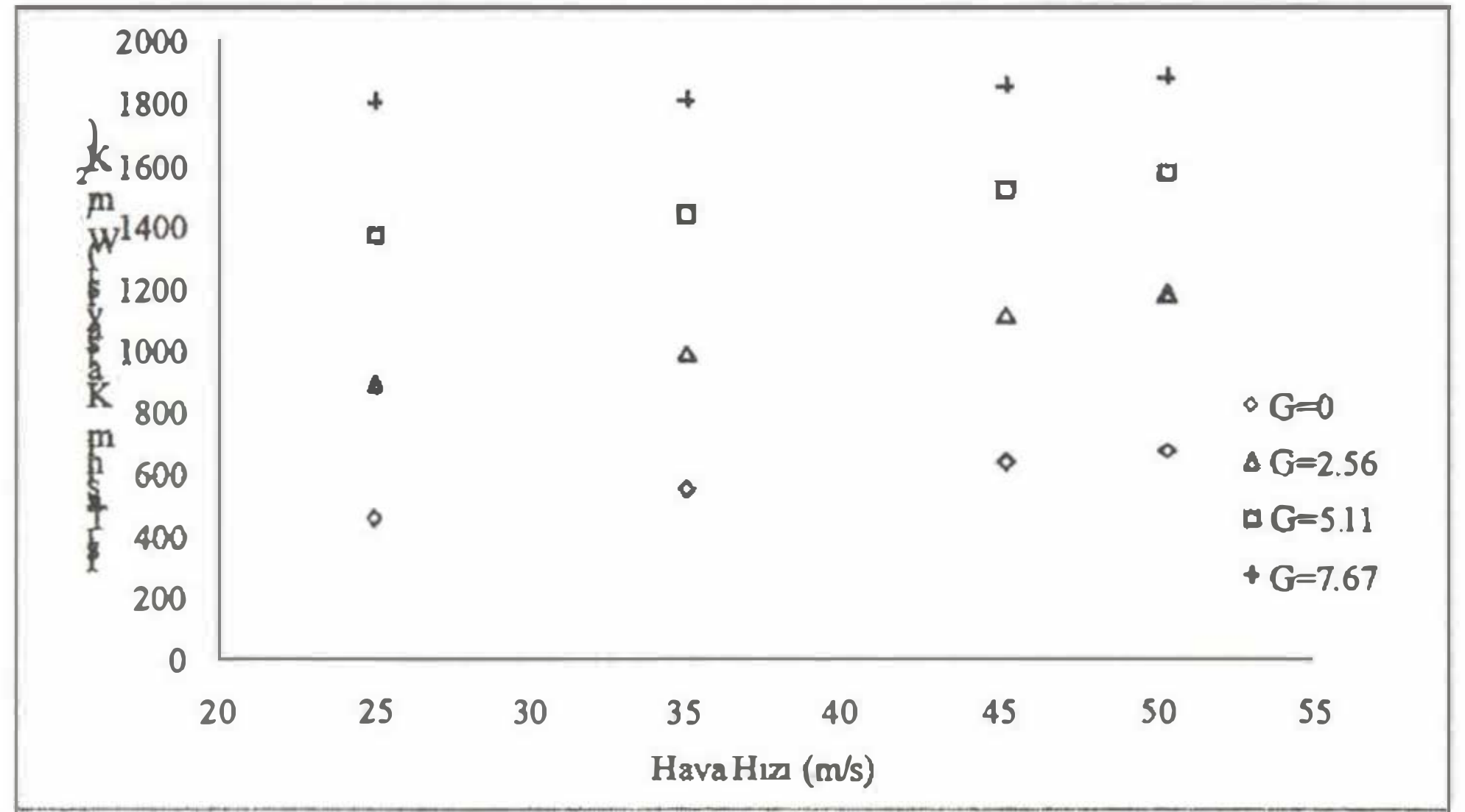
Şekil 12 Sadece hava ihtiva eden spreyn ısı değişim katsayısının nozul çıkışındaki hava hızına bağlı olarak radyal yöndeki değişimi



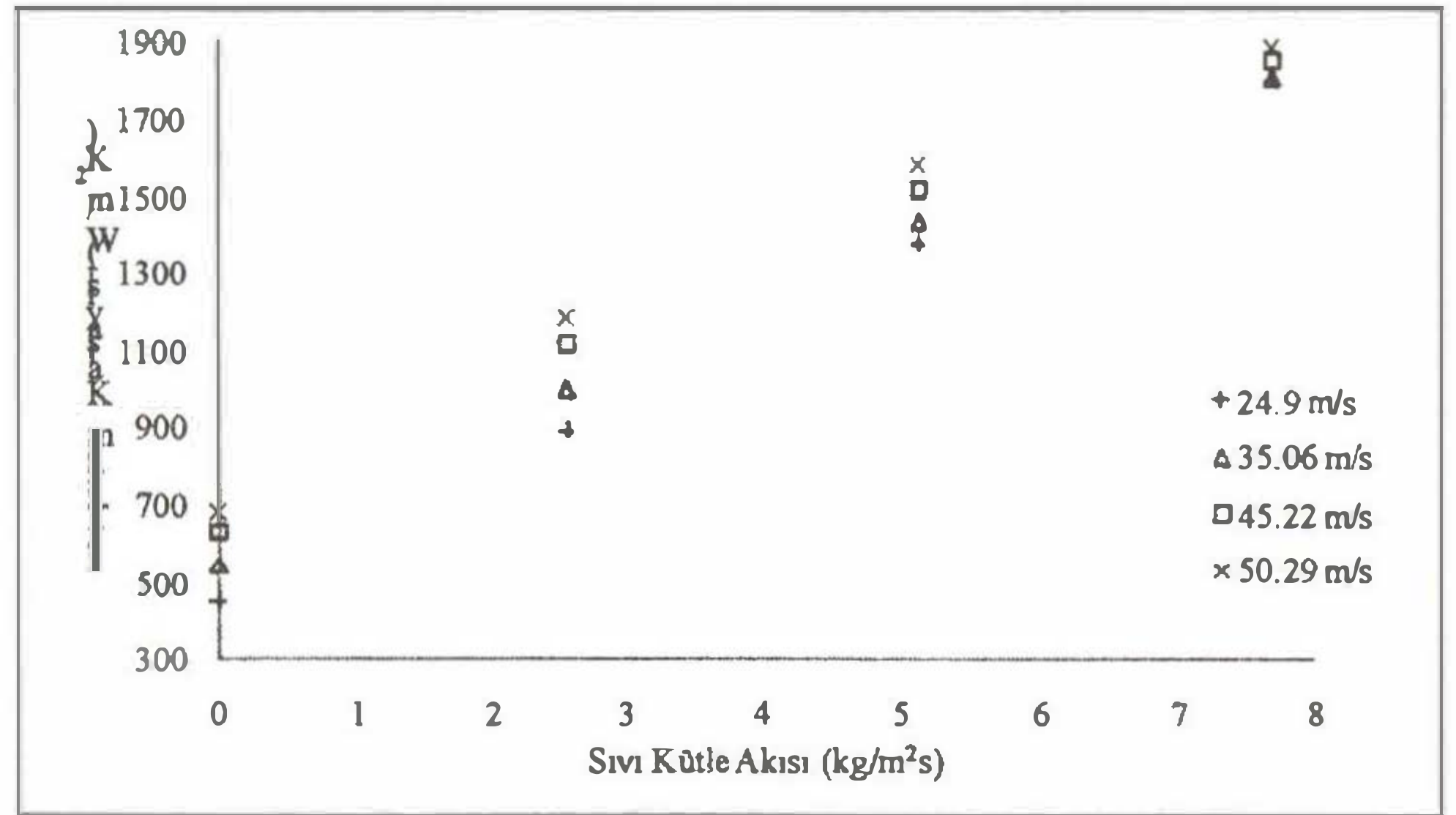
Şekil 13 35.056 m/s hava hızına sahip spreyn ısı transfer oranının radyal yöndeki değişimi ( $G=0 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )

Şekil 13'de sadece hava ihtiva eden ve nozul çıkışındaki 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.

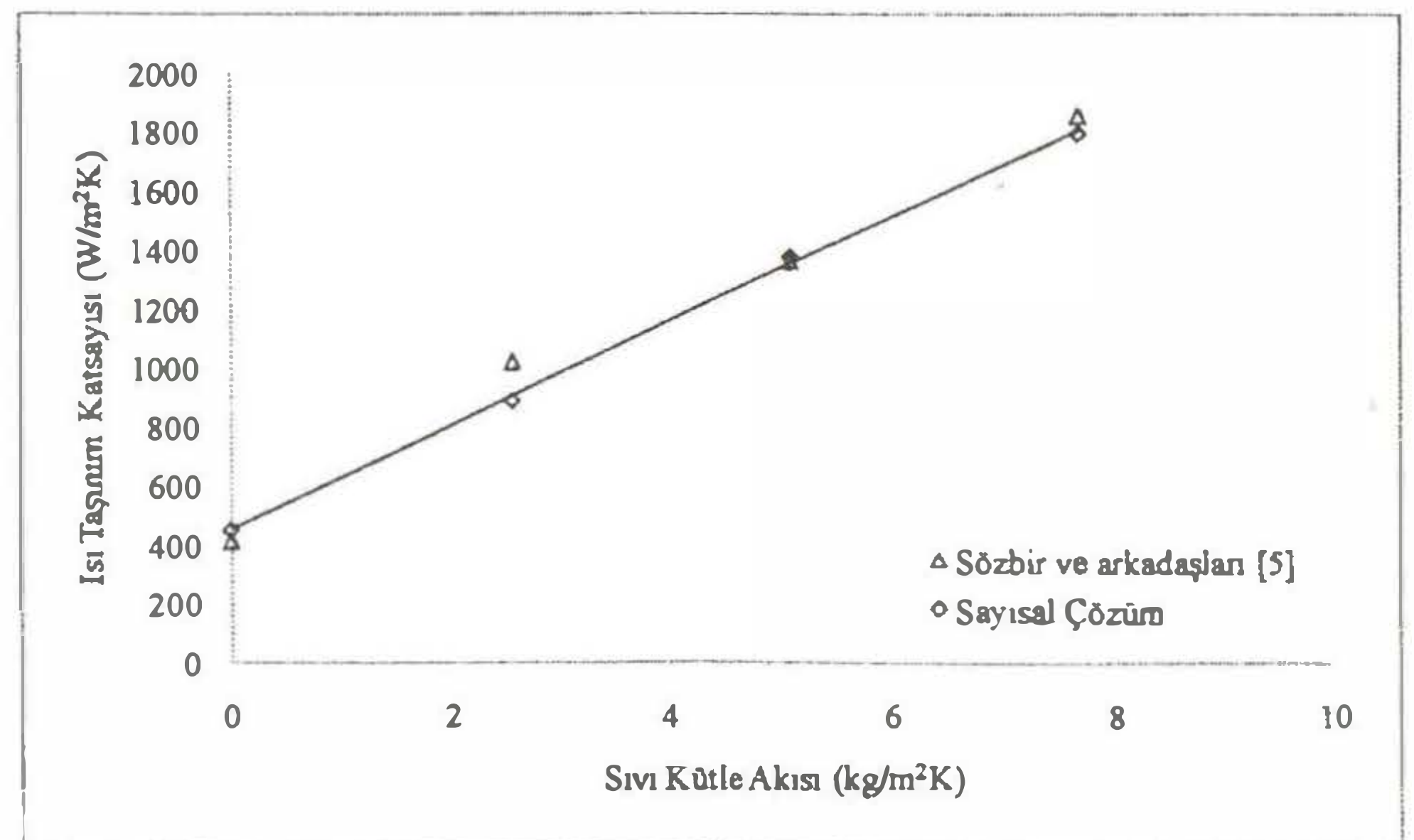
Sıvı kütle akısının değişen değerlerinde hava hızına bağlı olarak ve değişik hava hızlarında sıvı kütle akısına bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi sırasıyla Şekil 14 ve 15'de gösterilmektedir. Isı taşınım katsayısı hem hava hızı arttığında hem de sıvı kütle akısı arttığında artmaktadır. Isı taşınım katsayısı sıvı kütle akısıyla birlikte dikkate değer bir oranda artarken, hava hızı arttırıldığında nispeten daha az bir miktarda artmaktadır.



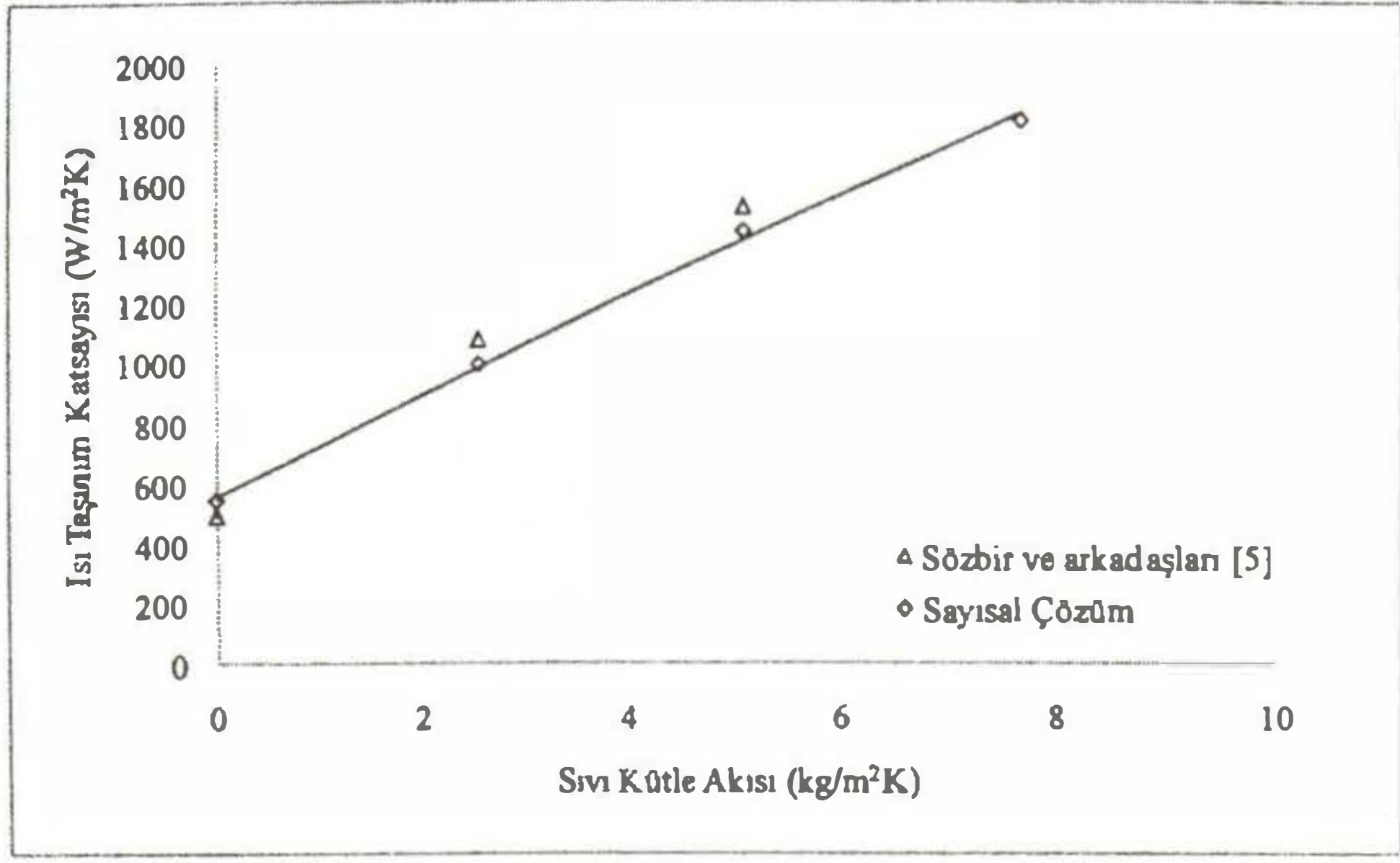
Şekil 14 Çeşitli sıvı kütle akılarında hava hızına bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi



Şekil 15 Çeşitli hava hızlarında sıvı kütle akısına bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi

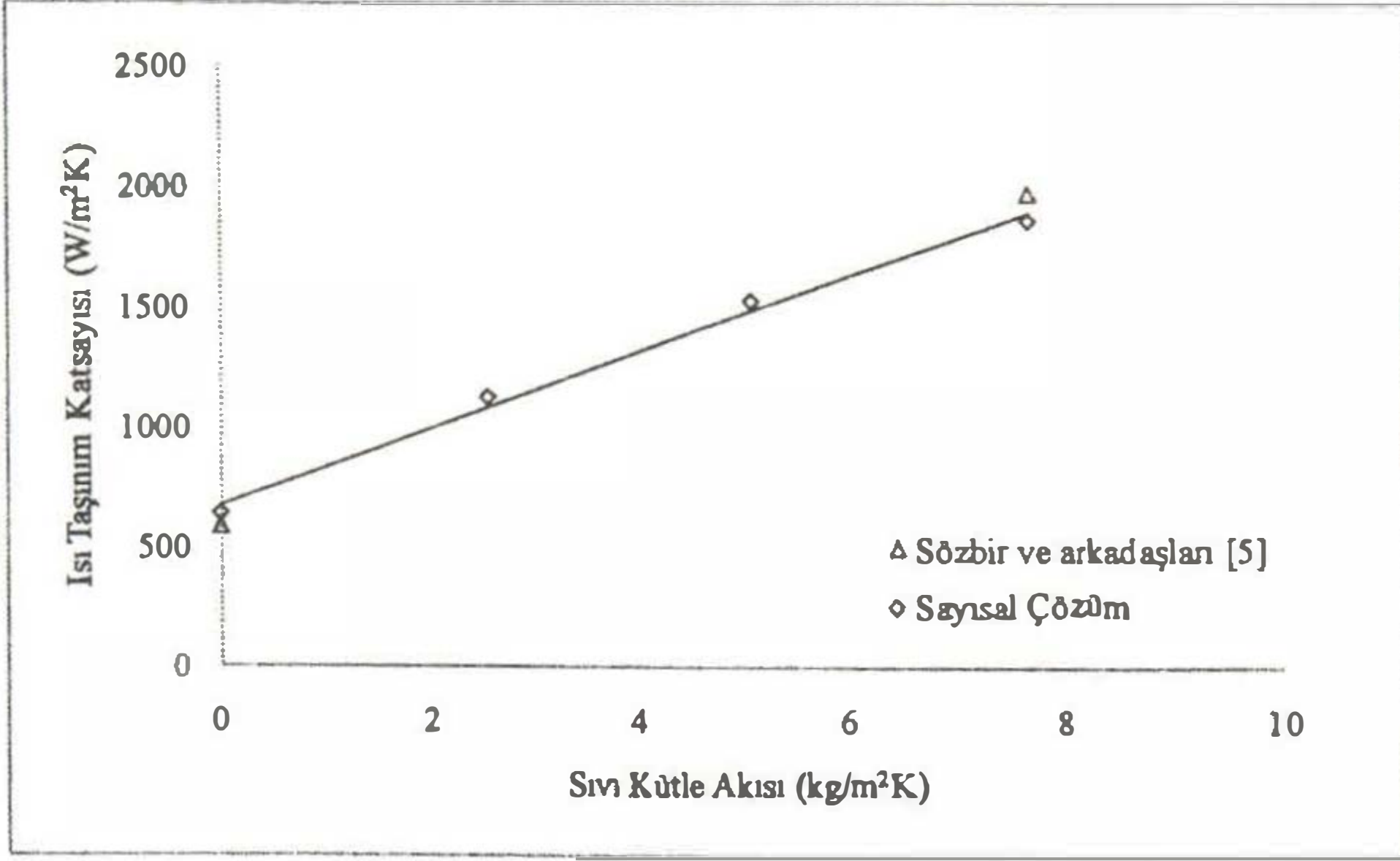


Şekil 16 24.9 m/s nozul çıkış hızında spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişimi

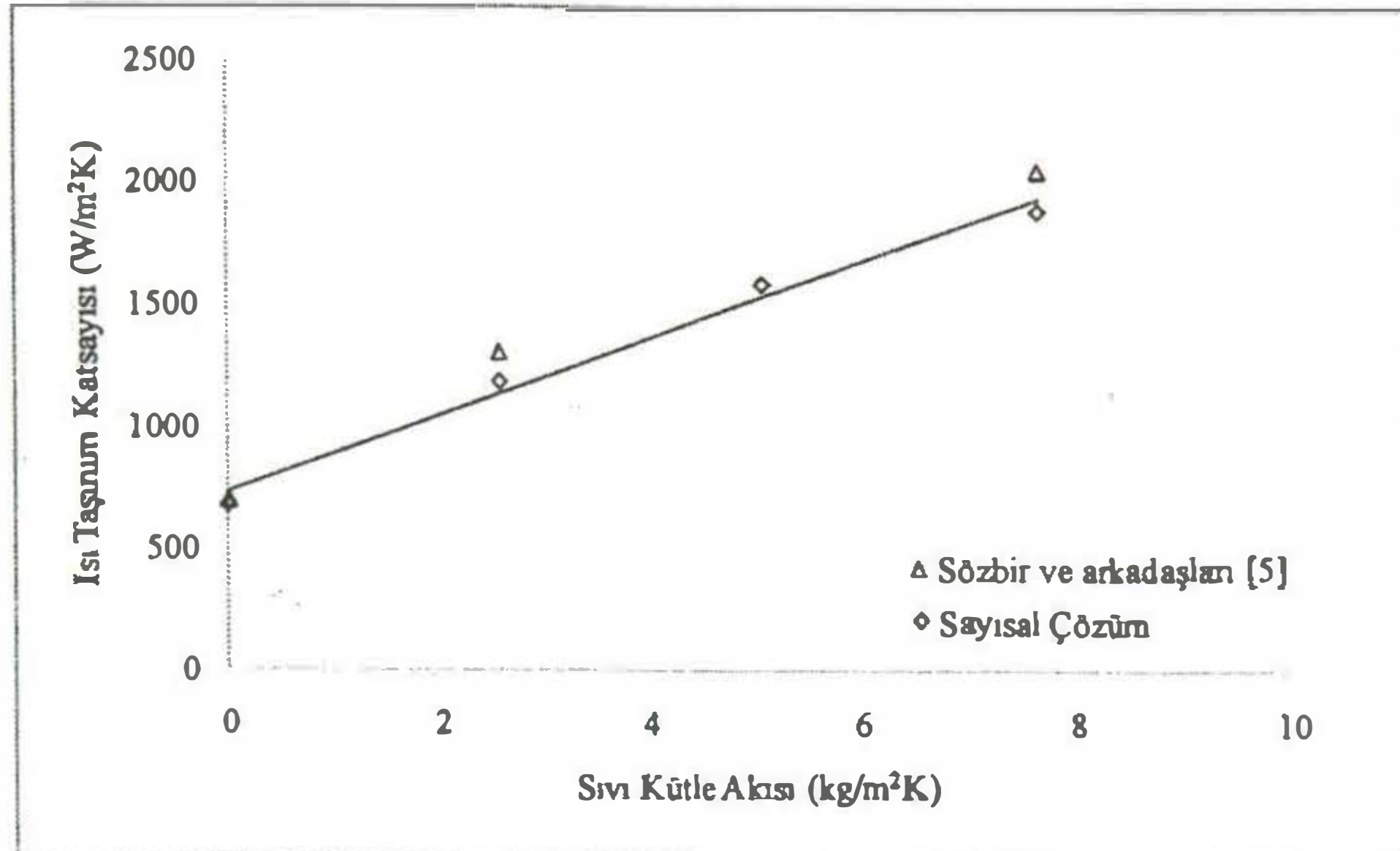


Şekil 17 35.056 m/s nozul çıkış hızında spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişimi

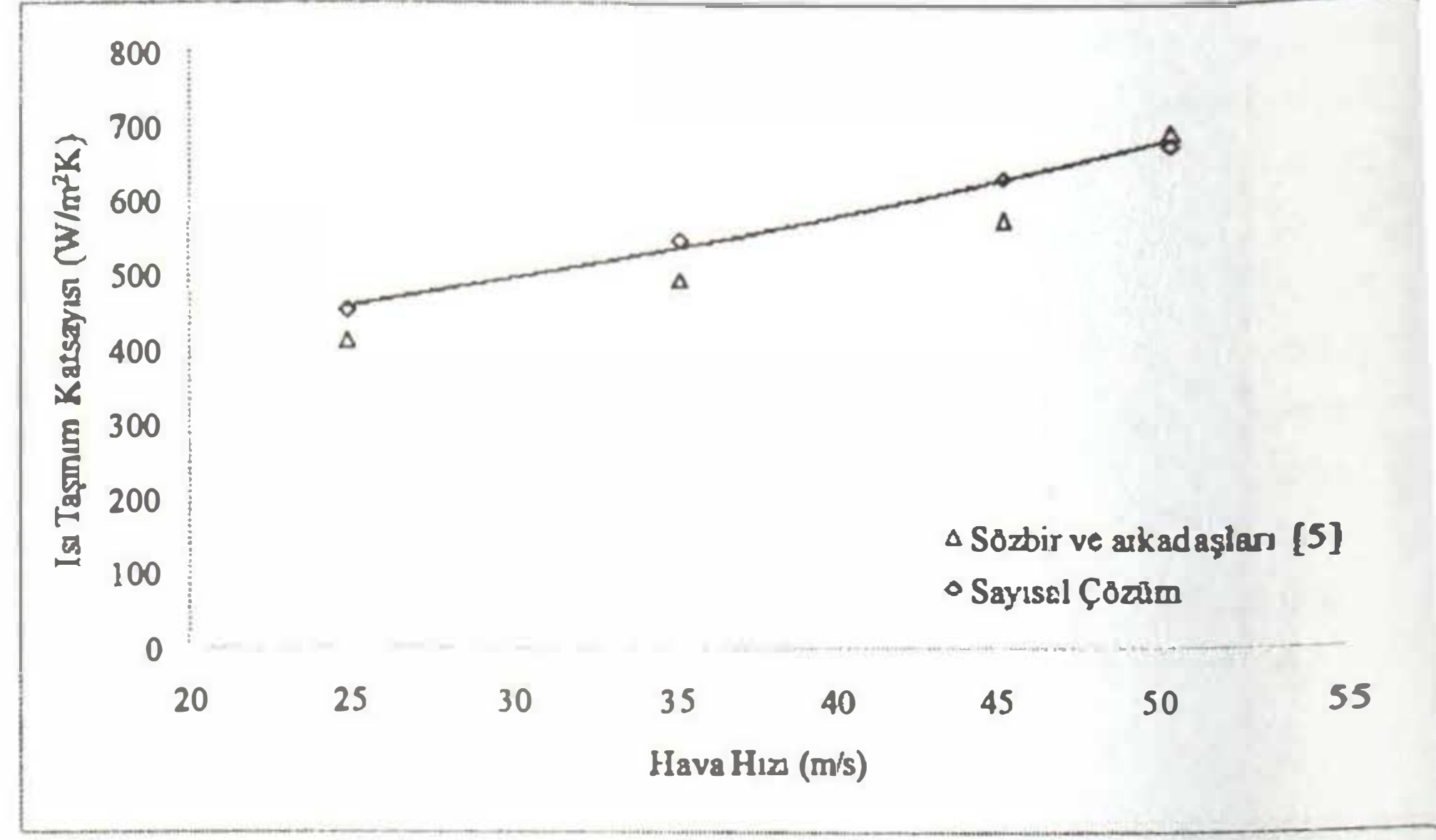
Nozul çıkışındaki hava hızı 24.9 m/s ve 35.056 m/s olan spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişiminin deneysel verilerle karşılaştırılması sırasıyla Şekil 16 ve 17'de gösterilmektedir. Grafiklerden de görüldüğü üzere ısı taşınım katsayısı sıvı kütle akısıyla birlikte yaklaşık lineer olarak artmaktadır. Sıvı kütle akısı %20 arttırıldığında ısı taşınım katsayısı yaklaşık olarak %9.2 artmaktadır. Nozul çıkışındaki hava hızı 45.22 m/s ve 50.288 m/s olan spreyleyin ısı taşınım katsayılarının sıvı kütle akısına bağlı değişimlerinin deneysel verilerle karşılaştırılması ise sırasıyla Şekil 18 ve 19'da gösterilmektedir.



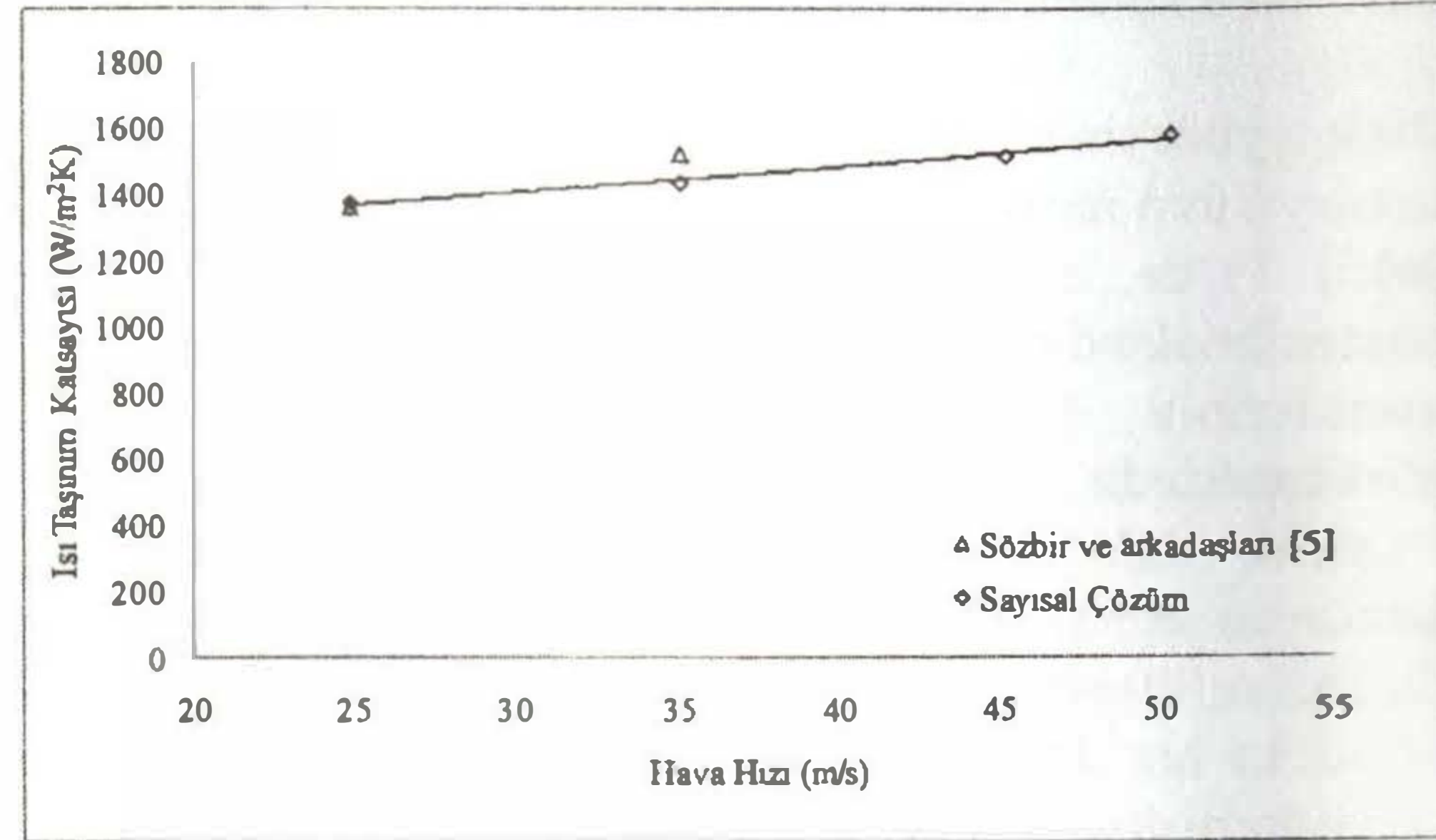
Şekil 18 45.22 m/s nozul çıkış hızında spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişimi



Şekil 19 50.288 m/s nozul çıkış hızında spreyn ısı taşınım katsayısının sıvı kütle akısına bağlı değişimi



Şekil 20 Sadece hava ihtiva eden spreyn ısı taşınım katsayısının hava hızına bağlı olarak değişimi



Şekil 21 5.11 kg/m²s sıvı kütle akısı ihtiva eden su sisinin ısı taşınım katsayısının hava hızına bağlı olarak değişimi

Şekil 20'de sadece hava ihtiva eden spreyn ve Şekil 21'de 5.11 kg/m²s sıvı kütle akısı ihtiva eden su sisinin hava hızına bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi deneysel sonuçlarla karşılaştırılmaktadır. Grafikler incelendiğinde sıvı kütle akısı arttığında, hava hızının ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisinin azaldığı görülmektedir. 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.

#### 4. SONUÇLAR

Bu çalışmada literatürdeki [5] deneysel koşulları birebir saylayan bir sayısal model hazırlanmış ve sayısal hesaplamalarla deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Model ile deneysel sonuçların iyi bir uyum göstermektedir. 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 ulaşılacak maksimum hız değeri üzerinde sıvı kütle akısının küçük bir etkisi

olurken, nozul çıkışındaki hava hızının dik kate 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.

#### 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] 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.
- [6] 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.
- [7] YANG, J., PAIS, M., CHOW, L., Critical heat flux limits in secondary gas atomized liquid spray cooling, Exp. Heat Transfer, 6i pp. 55-67, 1993.
- [8] YANG, J., CHOW, L., PAIS, M., Nucleate boiling heat transfer in spray cooling, Journal of Heat Transfer, 118, pp. 668-671, 1996.
- [9] 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.
- [10] ISSA, R-J., YAO, S-C., A numerical model for the mist dynamics and heat transfer at various ambient pressure, ASME Journal of Fluid Engineering, 127, pp. 631-639, 2005.
- [11] SÖZBİR, N., YAO, S-C., Experimental investigation of water mist cooling for glass tempering, Atomization and Sprays, 14, 3, pp. 191-210, 2004.
- [12] 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.
- [13] LAUNDER, B-E., SPALDING, D-B., Lectures in mathematical models of turbulence, Academic Press., London, England, 1972.
- [14] VERSTEEG, H-K., MALALASEKERA, W., An introduction to computational fluid dynamics, Longman Scientific & Technical, 1995.
- [15] PATANKAR, S-V., Numerical heat transfer and fluid flow, Taylor & Francis Inc., 2007.
- [16] Fluent User Manuel.
- [17] 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.
- [18] INCROPERA, F-P., DEWITT, D-P., Fundamental of heat and mass transfer, John Wiley & Sons Inc., New York, 2001.