



Numerical investigation of flow and heat transfer on smooth surface using inclined impinging jet

Amir Lak¹, Tamer Çalışır^{1*}, Şenol Başkaya^{1,2}

¹Department of Mechanical Engineering, Gazi University, Ankara, 06570, Turkey

²Department of Mechanical Engineering, Near East University, Lefkoşa/KKTC, 99138, Turkey

Highlights:

- Investigation of flow field and heat transfer using inclined impinging jet with numerical techniques
- Numerical investigation using PHOENICS software
- Numerical results were validated using experimental data in the literature

Keywords:

- Inclined jet
- Heat transfer
- Computational fluid dynamics

Graphical/Tabular Abstract

The hydrodynamic and heat transfer properties of a smooth surface cooled with a inclined impinging jet has been investigated using the PHOENICS CFD code. The effects of different jet inclination angles at different Re numbers and nozzle-to-plate spacing on fluid flow and heat transfer characteristics has been investigated. A two-dimensional computational domain was built and simulations were performed for different parameters. The findings were shown as velocity vectors and temperature contours. The findings were summarized with a correlation, which were obtained using the parameters under investigation.

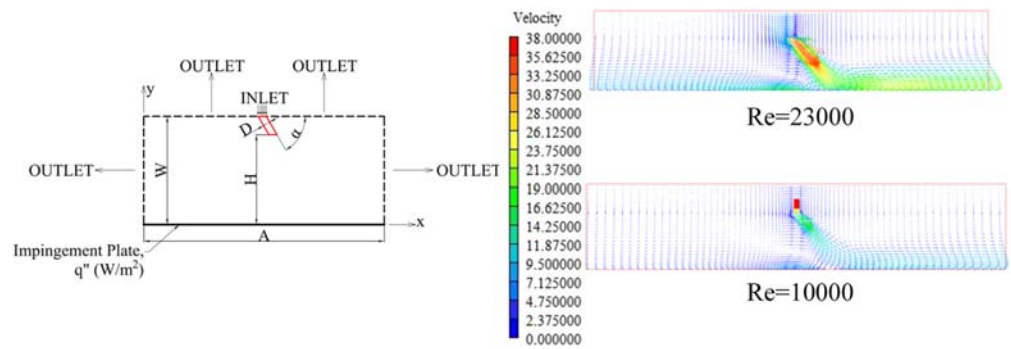


Figure A. Computational Domain, velocity vectors for different Re numbers at 45° jet inclination angle.

Article Info:

Research Article
Received: 12.05.2017
Accepted: 01.12.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416473

Acknowledgement:

Correspondence:

Author: Tamer Çalışır
e-mail:
tamercalisir@gazi.edu.tr
phone: +90 312 582 3469

Purpose: The aim of the study was to investigate numerically the fluid flow and heat transfer characteristics on smooth surfaces using inclined impinging jets.

Theory and Methods:

The problem under investigation was studied numerically for a two-dimensional computational using the PHOENICS CFD code. The code is based on the finite volume approach. The flow and heat transfer characteristics were investigated for jet inclination angles of $45^\circ < \alpha < 90^\circ$, nozzle-to-plate distances of $2 < H/D < 8$ and Reynolds numbers of $1500 < Re < 30000$.

Results:

It was observed that, for all H/D and Re numbers that with decreasing jet angle the heat transfer decreases. In the investigated geometry, the stagnation point location of the jet is not the same for all jet angles, and is in the mid of the impingement plate for $\alpha=90^\circ$. With decreasing jet angle the stagnation point moves to the right. The heat transfer decreases with increasing H/D for low Re numbers.

Conclusion:

The flow and heat transfer behavior of inclined impinging jets have been investigated numerically for different jet inclination angles, Re numbers and nozzle-to-plate distances. The findings showed that with decreasing the jet angle the heat transfer for all H/D and Re numbers decreases. The highest heat transfer for all cases has been obtained for an inclination angle of $\alpha=90^\circ$.



Çarpan eğik akışkan jet kullanarak düz plaka üzerindeki akış ve ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi

Amir Lak¹, Tamer Çalışır^{1*}, Şenol Başkaya^{1,2}

¹Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 06570 Maltepe Ankara, Türkiye

²Yakın Doğu Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Yakın Doğu Bulvarı, 99138 Lefkoşa/KKTC, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Çarpan eğik jet kullanılarak akış alanının ve ısı transferinin sayısal yöntemlerle incelenmesi
- PHOENICS akışkanlar dinamiği yazılımı ile sayısal olarak inceleme yapılmıştır
- Sayısal sonuçlar literatürde bulunan deneysel veriler ile doğrulanmıştır

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 12.05.2017

Kabul: 01.12.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416473

Anahtar Kelimeler:

Eğik jet,
ısı transferi,
sayısal akışkanlar dinamiği

ÖZET

Bu çalışmada, PHOENICS Sayısal Akışkanlar Dinamiği programı ile dairesel eğik bir jet kullanılarak bir yüzey üzerindeki hidrodinamik ve ısı transferi özellikleri sayısal olarak incelenmiştir. Farklı Re sayıları ve nozul-plaka mesafelerinde jet açısının ısı transferi ve akış alanına etkileri iki boyutlu olarak irdelenmiştir. Jet açıları ($45^\circ < \alpha < 90^\circ$), nozul-plaka arası mesafe ($2 < H/D < 8$) ve Re sayısı ise ($1500 < Re < 30000$) aralıklarında modellenmiştir. Bu çalışmanın amacı eğik jet altındaki yüzeyler üzerinden olan ısı transferinin sayısal yöntemler kullanılarak hidrodinamik ve ısı transfer özelliklerinin detaylı bir şekilde incelemektir. Ayrıca sayısal sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılıp uyumluluğu ispatlanmıştır. Çalışmada, tüm Re sayılarında ve H/D değerlerinde jet açısının azalmasıyla ısı transferinin azaldığı gözlemlenmiştir. İncelenen geometride jetin durma noktası farklı açılar için aynı değildir ve $\alpha=90^\circ$ durumunda durma noktası tam plakanın ortasıdır. Ancak, açının azalmasıyla çarpma noktası sağ tarafa kaymaktadır. Düşük Re sayıları için nozul-plaka mesafesi arttıkça ısı transferi azalmaktadır.

Numerical investigation of flow and heat transfer on smooth surface using inclined impinging jet

H I G H L I G H T S

- Investigation of flow field and heat transfer using inclined impinging jet with numerical techniques
- Numerical investigation using PHOENICS software
- Numerical results were validated using experimental data in the literature

Article Info

Research Article

Received: 12.05.2017

Accepted: 01.12.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416473

Keywords:

Inclined jet,
heat transfer,
computational fluid
dynamics

ABSTRACT

In this study, the hydrodynamic and heat transfer properties of a surface were investigated numerically using a circular inclined impinging jet with the PHOENICS CFD code. The effects of different jet inclination angles at different Re numbers and nozzle-plate distances on heat transfer and fluid flow were investigated in 2-D. Jet angles ($45^\circ < \alpha < 90^\circ$), nozzle-to-plate distances ($2 < H/D < 8$) and different Re numbers ($1500 < Re < 30000$) were modelled. The aim of this study is to investigate the hydrodynamic and heat transfer properties of a surface under an inclined impinging jet, using heat transfer and numerical techniques. In addition, numerical results were validated with experimental results. For all H/D and Re numbers it was observed that with decreasing jet angle heat transfer decreases. In the investigated geometry, the stagnation point location of the jet is not the same for all jet angles, and is in the mid of the impingement plate for $\alpha=90^\circ$. With decreasing jet angle the stagnation point moves to the right. The heat transfer decreases with increasing H/D for low Re numbers.

*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: amirlakeng@gmail.com, tamerchalisir@gazi.edu.tr, baskaya@gazi.edu.tr / Tel: +90 312 582 3469

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Çarpan akışkan jetleri taşınımı ısı ve kütle transferinin artırılmasında etkili bir yöntem olarak çok geniş bir alanda kullanılmaktadır. Yüksek etkinliklerinden ve yüksek ısı transfer oranları sağladıkları için, bu jetler hızlı ısıtma ve soğutma işlemlerinde yaygın olarak uygulanmaktadır. Çarpmalı jetler türbin kanatçıklarının soğutulması, cam levhaların temperlenmesi, uçak kanatlarında antifriz olarak, kâğıt, tekstil ve gıda sektöründe kurutma işlemleri, metallerin ısı işlemleri gibi alanlarda kullanılmaktadır [1-3].

Son yıllarda her geçen gün enerji tasarımının ne kadar önemli olduğu ispat olduğundan ve yüksek ısı üreten mikro işlemciler ve elektronik elemanlardaki gelişmeler çarpan jetlerin bu elemanların soğutulmasına yönelik uygulamalarını da başlatmıştır. Çarpan hava jeti uygulamaları, elde edilen yerel ısı transferi miktarları bakımından havayla zorlanmış taşınımın üst limitini oluşturmaktadır. Jetler, çarptıkları yüzeydeki sınır tabakayı kaldırmak veya inceltmek suretiyle ısı transferini artırarak yüksek yerel ısı ve kütle transferi sağlamaları nedeniyle çarpan jetler çok ilgi uyandırmışlardır.

Literatürde düz jetler için bir çok çalışma bulunmaktadır. Çalışır ve arkadaşları çarpan akışkan düz jetler kullanarak kanatçıklı yüzeyler üzerinde akış ve ısı transferi analizin sayısal olarak incelemişlerdir [4]. Ama çarpan akışkan eğik jetlerle ilgili çalışmalar sınırlı olup genelde deneysel çalışmalardır [5-7]. Choo ve arkadaşları bir çalışmalarında düz yüzey ve farklı açılarda olan ikili jet kullanmışlardır. Jetlerin çapını 20 mm ve akışın gelişmiş olması için nozul uzunluğun 40 mm seçip ve jetlerin açısı (0° - 40°), Reynolds sayısı (5000-15000), Nozul-plaka arasındaki mesafe (0,125-6) seçip çalışmalarında jet eğikliğinin ve diziliminin akış özelliklerini ve bu özelliklerin ısı transferine olan etkilerini incelemişlerdir [8]. Kılıç vd. farklı parametreler için yüksek ısı akısına sahip yüzeylerden olan ısı transferini nano-akışkanlar ile çoklu çarpmalı jetler kullanarak incelemişlerdir [9, 10]. Bir başka çalışmada Kılıç vd. tek bir jet kullanarak dikdörtgen kanal içindeki düz bir yüzey üstündeki ısı transferini akış yönlendiricili ve akış yönlendiricisiz durum için deneysel ve sayısal olarak irdelemişlerdir [11, 12]. Muthukannan vd. [13] çalışmalarında sayısal olarak iki boyutlu laminar çarpmalı jetleri irdelemişlerdir. Lai vd. [14] parçacıklı görüntüleme tekniği (PIV) kullanarak dönen bir disk üzerindeki eğik jetin akış alanını incelemişlerdir. Akçay vd. oto camlarının temperlenmesinde jetler kullanarak camların ani ısıtma ve soğutulması sırasında değişen parçacık sayısını irdelemişlerdir [1].

Bu çalışmada farklı Reynolds sayıları, boyutsuz nozul-plaka mesafesi, jet açısı için ısı transferine olan etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Mevcut çalışmada sayısal olarak deneysel çalışmaya göre jet açısı 50° eğiklik, Reynolds sayılarında ise 10000 ve 15000 aralığı ekstra olarak incelenmiştir ve sistematik biçimde karşılaştırılmıştır. Jetin

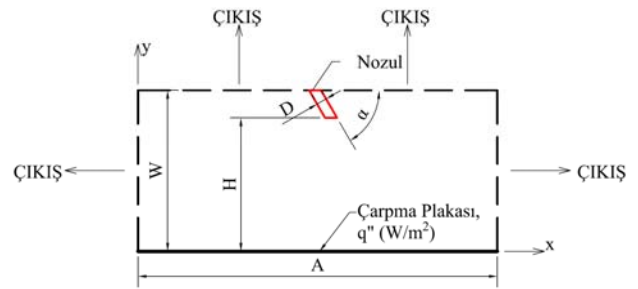
çıkış geometrisinin dairesel ve türbülans modelin standart k-e seçerek bu parametrelerin etkisini ve eğik açının farklı parametrelere ve ısı transferine olan etkileri irdelenmiştir.

2. MATEMATİKSEL FORMÜLASYON VE SAYISAL MODEL (MATHEMATICAL FORMULATION AND NUMERICAL MODEL)

Bu bölümde incelenen problem tanımlanıp ve sayısal olarak çözülmesi için gerekli tanımlamalar yapılmıştır, çözüm alanı ve problemin geometrisi ve çözüm için kullanılan korunum denklemleri sunulmuştur.

Attalla ve Salem yaptıkları çalışmada bir tekli eğik jetin düz bir yüzey üzerine çarptırılması sonucu gelişen akış ve ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada ise nozulun ($45^{\circ} < \alpha < 90^{\circ}$) aralığındaki açılarda düz bir yüzeye çarpması sonucu oluşan akış yapısı ve ısı transferi sayısal olarak irdelenmiştir. Sabit ısı akısına sahip çarpma yüzeyi 425 mm uzunluğunda ve 225 mm genişliğinde iki boyutlu olarak modellenmiştir. Nozul (D) 9,53 mm çapındadır ve farklı açılarda yüzeye çarptırılmıştır [5].

Çalışmada ayrıca farklı nozul-plaka mesafeleri, Reynolds sayıları, kanatçık yükseklikleri, kütle korunumu, momentum ve enerji denklemleri uygun sınır şartları verilerek PHOENICS [15, 16] paket programı ile çözülmüştür. Nozuldan çıkan havanın hızı ve sıcaklığı sabit olarak alınmıştır. İncelenecek problemin geometrisi Şekil 1'de detaylı bir şekilde gösterilmiştir. Çalışmada $45^{\circ} \leq \alpha \leq 90^{\circ}$ aralığında incelenmiştir. Çevreye radyasyon ile olan ısı transferi hesaba katılmayıp, sadece türbülanslı, zorlanmış taşınım ile olan ısı transferi incelenmiştir. x-y düzlemi üzerine yerleştirilmiş plakanın sabit 1000 W/m^2 ısı akısına sahip olacak şekilde modellenmiştir. Bu değerler literatürde yapılmış çalışmalarda görülen ve en yüksek Nusselt sayılarının elde edildiği mesafelere göre ve literatürde yapılan çalışmalardan ekstra bir parametrelerde seçilmiştir.



Şekil 1. Problem geometrisi ve sınır şartları (Problem geometry and boundary conditions)

Çarpan akışkan jetlerde $Re=1000$ olduktan sonra akış türbülanslı olmaya başladığı kabul edilmiştir. Mevcut çalışmada $Re=1500-30000$ arası çalışılmıştır. Eimsa ve Promvonge, iki boyutlu bir kanal içerisinde, alt kanal duvarında ısı akısını sabit tutarak ve üst duvarı yalıtarak

türbülanslı zorlanmış konveksiyonu sayısal incelemişler ve bu çalışmada farklı türbülans modeli kullanarak en son RNG ve k-ε türbülans modellerinin daha iyi uyum sağlamasını ortaya çıkarmışlardır [17].

2.1. Korunum denklemleri ve türbülans modeli (Governing equations and turbulence model)

Kartezyen koordinatlarda kararlı halde sıkıştırılmaz akışlar için süreklilik, momentum ve enerjinin korunum denklemleri sırasıyla Eş. 1 – Eş. 4 arasında verilmiştir.

Süreklilik denklemi

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

Momentum

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \quad (2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] \quad (3)$$

Enerji denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (4)$$

Standart k-ε türbülans modelinde, sıkıştırılmaz bir akışta, türbülanslı kinetik enerjisi k ve dissipasyon oranı ε sırasıyla Eş. 5 ve Eş. 6.'da sunulmuştur. Eş. 7'de ise türbülanslı kinetik viskozite denklemi gösterilmiştir.

$$\rho U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\rho U_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + f_1 C_1 \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - f_2 C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

$$\mu_t = f_\mu C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

Standart k-ε modelinde duvar sönümleme fonksiyonlarının değeri birdir. Mevcut denklemlerin hesaplaması ve elde edilmesi detaylı bilgi ve ayrıntıları Tennekes ve Lumley

tarafından verilmiştir [18]. C_{1e} , C_{2e} , C_μ k-ε modeli içindeki ampirik sabitlerdir, ayrıca σ_k , σ_ε vesırasıyla k ve ε için türbülanslı Prandtl sayılarıdır. Denklemlerde kullanılan deneysel sabitlerin değeri Eş. 8 ile verilmiştir.

$$\sigma_k = 1,00; \quad \sigma_\varepsilon = 1,314; \quad C_1 = 1,44; \\ C_2 = 1,92; \quad C_\mu = 0,09 \quad (8)$$

Eş. 9'da jetin giriş sınır şartları izah edilmiştir ve havanın girişteki özellikleri ve türbülanslı sınır şartları sunulmuştur. Girişteki sınır şartında akışkanın sıcaklığı ve hızı sabit tutulmuş ve akışın tam gelişmiş olduğu farzı kabul edilmiştir. Ayrıca sadece nozul girişi modellenmiştir.

$$U = 0; \quad V = V_{jet}; \quad T = T_{jet} = 23^\circ C \quad (9)$$

Girişte türbülans ile ilgili k ve ε için giriş şartı doğrudan verilmemiş, bu miktarları elde etmemiz için girişte verilen türbülans yoğunluğunu ve ortalama hız kullanarak Eş. 10 kullanılarak elde edilmiştir:

$$k = (T_i w_{jet})^2 \quad (10)$$

Benzer şekilde ε için giriş sınır şartı Eş. 11 ile hesaplanmıştır:

$$\varepsilon = (C_\mu C_d)^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L} \quad (11)$$

Seçtiğimiz türbülans modelinde duvar fonksiyonları uygulanmadığı için duvarlarda bu fonksiyonlar yerine kinetik enerji ve dissipasyon oranı için Eş. 12'deki sınır şartları kabul edilmiş ve uygulanmıştır.

$$k = 0; \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = 0 \quad (12)$$

Çarpma yüzeyin ve jet plakasının oluşturduğu duvarlarda ortalama hızların değerini kaymazlık şartından dolayı Eş. 13'te gösterildiği gibi sıfır alınmıştır.

$$U = 0; \quad V = 0 \quad (13)$$

Alt plaka da ise Eş. 14'te sunulduğu gibi sabit ısı akısı sınır şartı uygulanmıştır.

$$q'' = \text{sabit} = 1000 \text{ W/m}^2 \quad (14)$$

Çıkışlar tüm yönlerde olmaktadır ve y yönündeki çıkışlar jetin etrafından olmaktadır. Ayrıca çıkış sınır şartındaki olan akış atmosferik hava kabul edilmiştir, hız ve sıcaklık iki nokta arasındaki farklılıklarda (gradyan) sıfır olarak kabul edilmiştir. Çıkışta k ve ε için x ve y yönlerinde sınır şartları Eş. 15 – Eş. 18 arasında sunulmuştur.

$$x \text{ yönü için}; \quad \frac{\partial k}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0 \quad (15)$$

$$y \text{ yönü için; } \frac{\partial k}{\partial y} = 0; \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = 0 \quad (16)$$

$$x \text{ yönü için; } \frac{\partial U}{\partial x} = 0; \frac{\partial V}{\partial x} = 0; \frac{\partial T}{\partial x} = 0; P = P_o \quad (17)$$

$$y \text{ yönü için; } \frac{\partial U}{\partial y} = 0; \frac{\partial V}{\partial y} = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0; P = P_o \quad (18)$$

Reynolds sayısı Eş. 19 ile hesaplanmıştır. Bu formülde W_j jet giriş hızı (m/s), D (m) nozul çapıdır ve ν ise havanın kinematik viskozitesidir (m^2/s) dir.

$$Re = \frac{W_j \cdot D}{\nu} \quad (19)$$

Yerel ve ortalama Nusselt sayıları sırasıyla Eş. 20 ve Eş. 21 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$Nu = \frac{q'' \cdot d}{k(T_w - T_j)} \quad (20)$$

$$Nu_o = \frac{\int Nu \cdot dx}{A} \quad (21)$$

Denklemden q'' ısı sabit ısı akısını, k havanın ısı iletim katsayısını, T_w duvarın yerel sıcaklığını, T_j ise jet çıkış sıcaklığını göstermektedir. Ayrıca, A değeri alanı tanımlamaktadır.

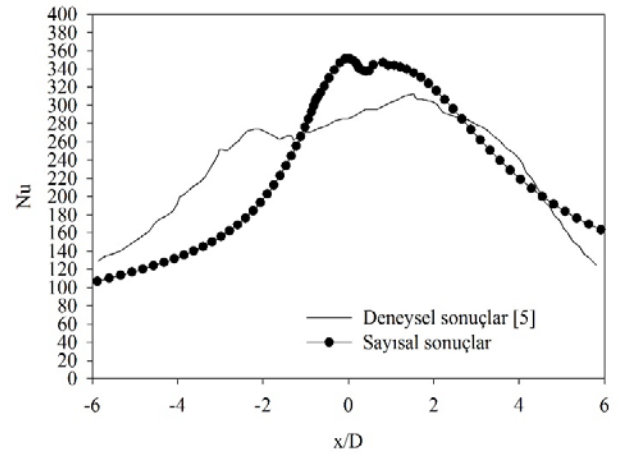
2.2. Sayısal sonuçların doğrulanması (Validation of the numerical results)

Bu çalışmada, yakınsama kriterlerin sağlanmasını kontrol ettikten sonra elde edilen sonuçlar Attalla ve Salem'in [5] yapmış oldukları deneysel çalışmayla karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Farklı x/D için karşılık gelen Nusselt sayıları Şekil 2'de gösterilmiştir ve kıyaslama için $\alpha=45^\circ$, $H/D=2$ ve $Re=23000$ 'de kıyaslama yapılmıştır.

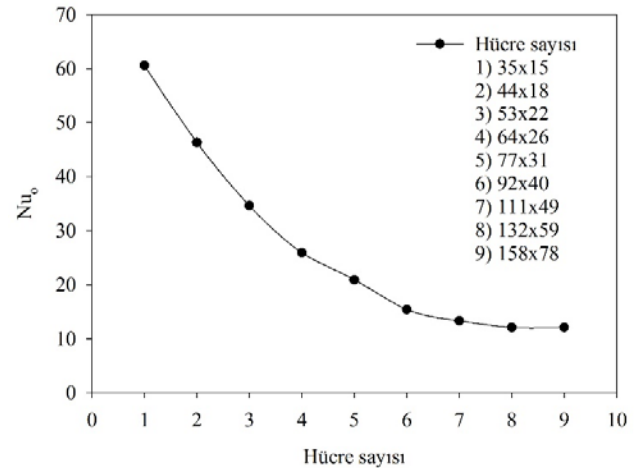
Sonuçlarda bazı bölgeler dışında büyük oranda uyumlu ve değerlerin birbirine yakın olduğu görülmektedir. Bazı noktalardaki büyük farkın oluşmasının sebebi ise türbülans modelinin bu bölgede yetersiz olduğundan dolayı olabileceği şeklinde yorumlanmıştır. Ayrıca bazı noktalarda kaymalar olduğu görülmüştür. Bunun sebebi ise duvara yakın bölgede türbülans modelinin bu noktaları tam yakalayamamasından dolayı olabileceği şeklinde yorum getirilmiştir.

Wang ve Mujumdar [19] tarafından yapılan bir çalışmada 5 farklı düşük Reynolds sayısı türbülans modeli kullanılarak yapılan çalışmada, modellerin durma noktasındaki ve plaka sonlarına yakın bölgedeki Nusselt sayısı için deneysel değerlerden daha farklı değerler ortaya çıktığını görmüşlerdir. Bu durumun sebebi olarak, kullanılan türbülans modellerdeki çok büyük türbülans uzunluk

boyutlarının, iletimin baskın mod olduğu tabakanın kalınlığının azalmasına sebep olmasını göstermişlerdir. Bazı noktaların fazla farklılık nedeni ise modelimizde kullanılan sönümlenme fonksiyonlarının durma noktasında türbülans enerji üretiminin olduğundan fazla görünmesine engel olamadığıdır. Şekil 3'te jetin merkezinden geçen çizgi boyunca ortalama Nusselt sayısının hücre sayısı ile değişimi grafiği gösterilmiştir. Ortalama Nusselt sayısının (132x59) hücre sayısından sonra yaklaşık olarak sabit kaldığı görülmüştür. Çalışmada uygun hücre sayısı olarak hem de ideal ve daha garantili bir çözüm elde etmek için uygun hücre sayısı (158x78) olarak seçilmiştir. Buradaki değerler sırasıyla x ve y yönlerindeki hücre sayılarını ifade etmektedir.



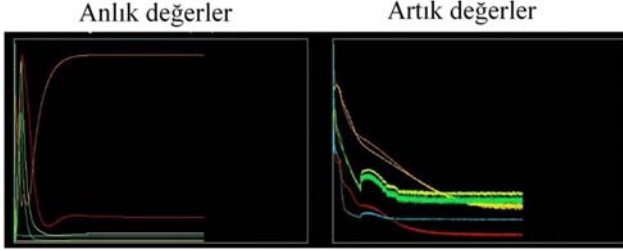
Şekil 2. $\alpha=45^\circ$, $H/D=2$ ve $Re=23000$ için yerel Nusselt sayısının deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması (Experimental and numerical comparison of local Nu number values for $\alpha=45^\circ$, $H/D=2$ and $Re=23000$)



Şekil 3. 10000 iterasyon sayısı için farklı hücre sayılarında elde edilen Nu_o sayıları (Nu_o values at different mesh numbers for 10000 iterations)

Şekil 4'te çalışma kapsamında dairesel jetin örnek olarak $Re=1500$ değerinde, jet-plaka mesafesi ise $H/D=6$ ve jet açısı ise 90° olduğu durumda türbülanslı akış modellemesi sonucu elde edilen anlık değerlerin ve kalıntıların iterasyon sayısı ile

değişimleri görülmektedir. Çözümün yakınsaması için gerekli olan, mevcut değişkenlerin kalıntıları monoton veya değişken bir şekilde azalmakta, ayrıca bütün değişkenler için anlık değerler bir süre dalgalanmadan sonra sabit bir değere ulaşmaktadır.



Şekil 4. Çözümün yakınsama görseli
(Convergence of the computation)

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Çarpmalı akışkan jetlerinde akış ve ısı transferini etkileyen parametrelerin arasında jet geometrisi, jet açısı, Reynolds sayısı ve nozul-plaka mesafesi sayılabilmektedir. Bu çalışmada bahsedilen parametreler alt bölümler halinde incelenmiş ve sonuçları sunulmuştur. Her bölümde farklı jet açıları için sonuçlar sunulmuş ve irdelenmiştir.

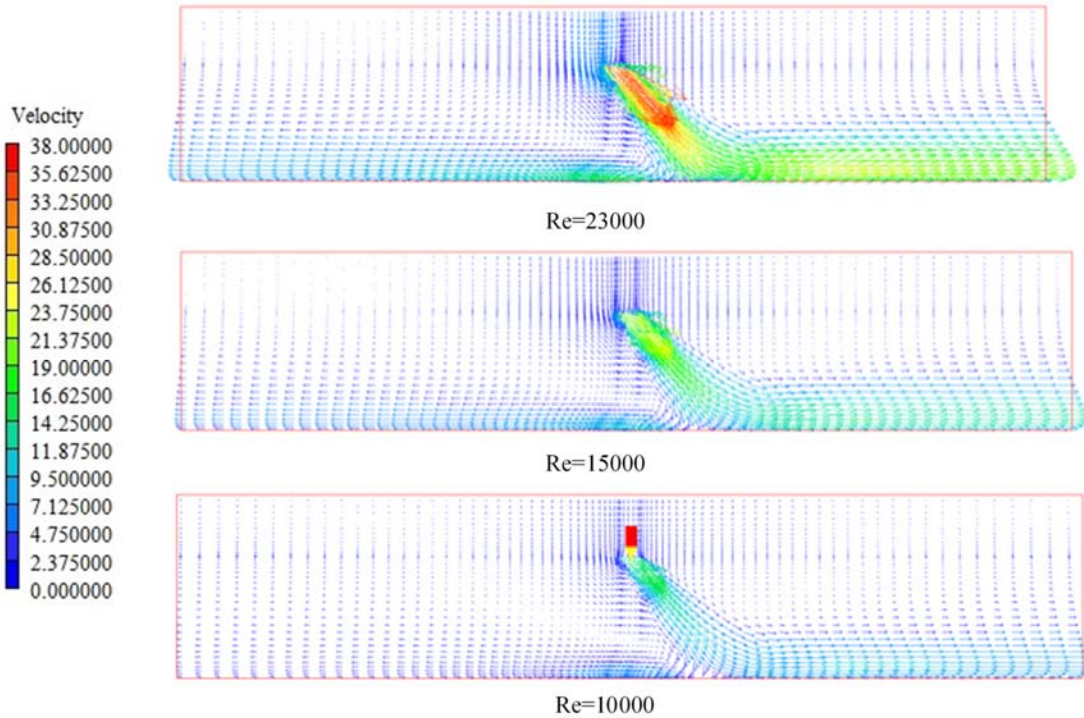
Şekil 5'te 45° eğik jet için yüzey boyunca nozulun altındaki vektörel hız dağılımları Reynolds sayısının sırasıyla 23000, 15000 ve 10000 değerleri için $H/D=6$ olduğu düzenlemeler

için sunulmuştur. Tüm şekillerde gördüğümüz gibi akış aşağı yönde yavaşlayarak akmakta ve yüzeye çarpmaktadır. Çarpma sonrası eğik jetin akım yönü açığa göre durma noktası taşınmaktadır ve duvar akımları birbirleriyle etkileşmektedir. Reynolds sayısının artması ile duvar jetlerinin etkileşiminin arttığı ve çarpışmanın daha etkili olduğu görülmektedir.

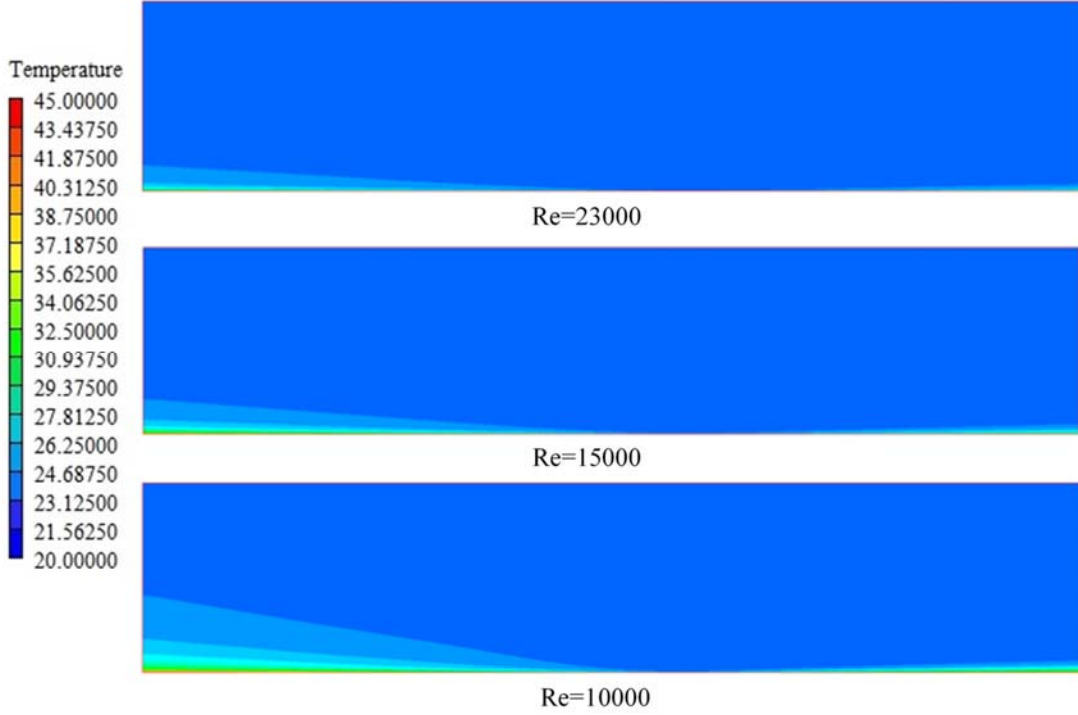
Şekillerden tüm açılar için Reynolds sayısının artması ile yerel Nusselt sayısının plaka boyunca arttığı görülmüştür. Yüksek Reynolds sayılarında çarpma kuvveti ve dolayısıyla momentumun daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Benzer şekilde, Şekil 6'da $Re=23000$, 15000 ve 10000, $H/D=6$ ve 45° eğik jet için sıcaklık dağılımları sunulmuştur. Görüldüğü üzere Re sayısının azalması ile birlikte sıcaklık sınır tabakası kalınlığında artış olmaktadır. Bu durum ısı transferini azaltan bir etkiye sahiptir ve dolayısıyla Re sayısının artması ile birlikte ısı transferi artmaktadır. Bununla birlikte, jetin baktığı yönün zıt tarafında hızların daha düşük olmasından dolayı sıcaklık sınır tabakası gelişiminin daha hızlı gerçekleştiği görülmüştür.

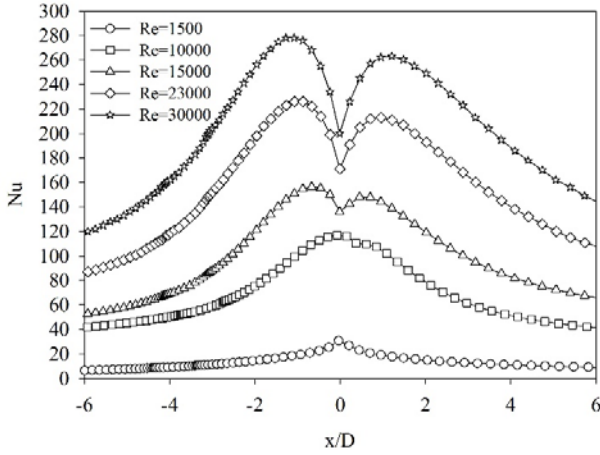
Ayrıca farklı jet açıları için Reynolds sayısının etkisini daha iyi incelemek için Şekil 7'de $\alpha=45^\circ$ için farklı Reynolds sayısının etkileri $H/D=6$ için sunulmuştur. Bu durumda açı 90° olduğunda en yüksek ısı transferinin elde edildiği görülmüştür. Plaka üzerinde Reynolds sayısı arttıkça ısı transferi artmaktadır. Maksimum ısı transferi durma noktasının hemen çevresinde oluşmakta olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5. $H/D=6$ durumunda 45° için jet boyunca vektörel hız dağılımı
(Velocity distribution along the jet for $Re=23000$, $H/D=6$ and 45°)



Şekil 6. $H/D=6$ durumunda 45° için jet boyunca sıcaklık dağılımı (Temperature distribution along the jet for $Re=23000$, $H/D=6$ and 45°)

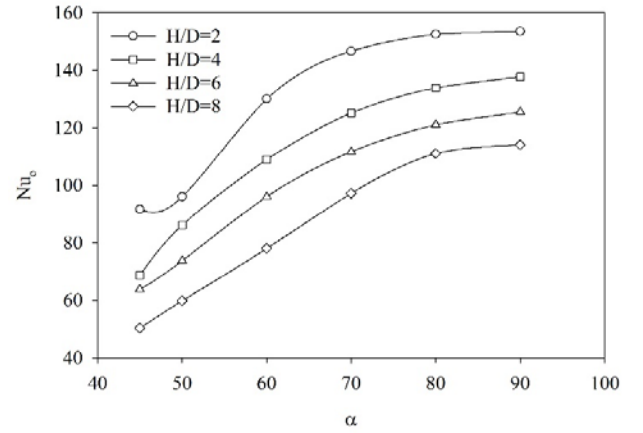


Şekil 7. $H/D=6$ ve $\alpha=45^\circ$ için Re sayısının Nu sayısına etkileri (Effect of Re number on Nu number for $H/D=6$ and $\alpha=45^\circ$)

Şekil 8'de $H/D=2-8$ arasındaki değerlerin farklı jet açılarında ve $Re=15000$ için ısı transferine ve ortalama Nusselt sayısına olan etkileri incelenmiştir. Nozul-plaka mesafesi azalmasıyla Nusselt sayısı artış göstermektedir. Literatürde yapılmış jet akışkan jetler çalışmalarında nozul-plaka mesafesi arttıkça ısı transferinin genelde azaldığı görülmüştür [20, 21]. Benzer durum jet açısının değişimi de durumu için de geçerliliğini koruduğu gözlemlenmiştir.

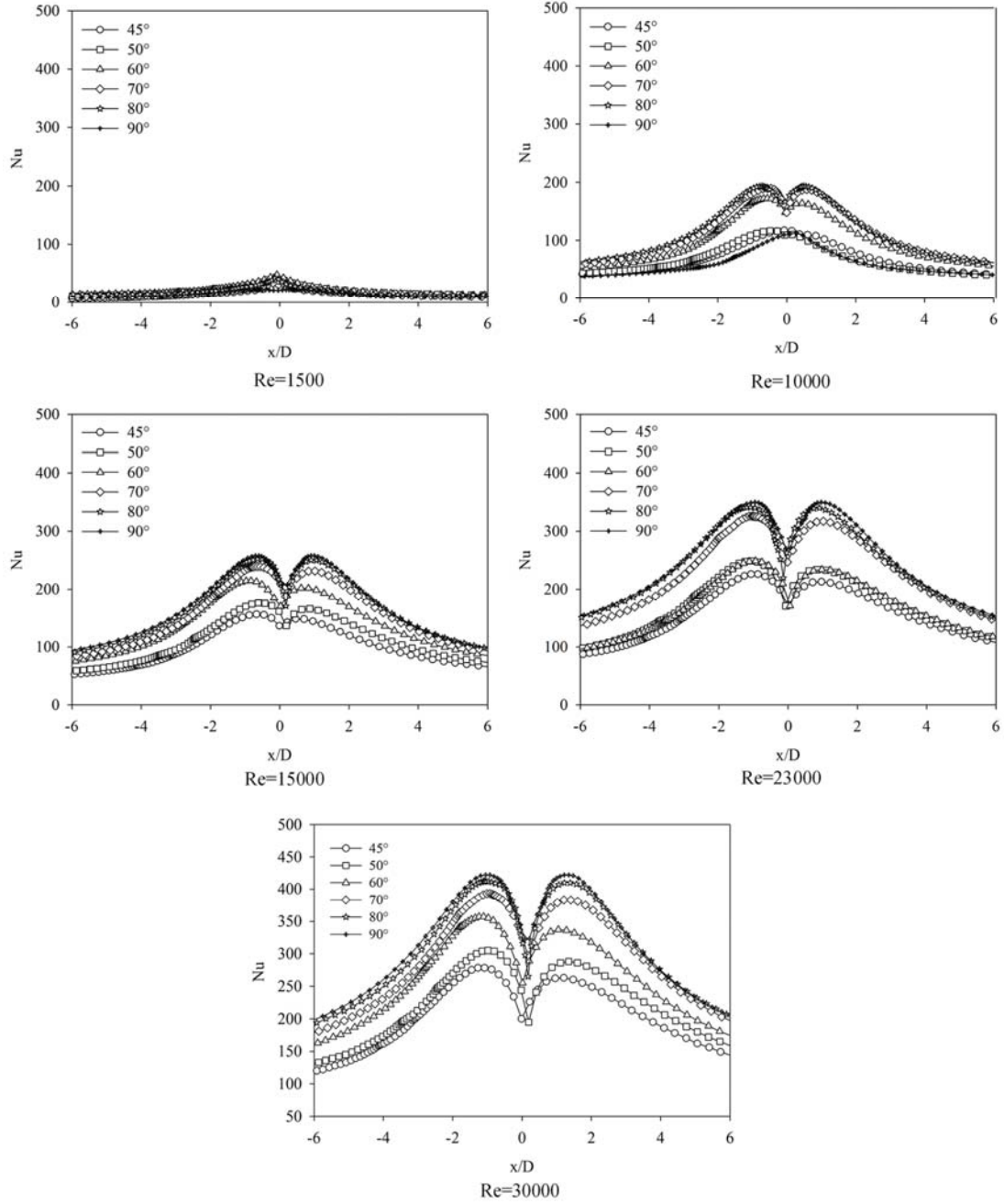
Şekil 9'da farklı Re sayılarında ve $H/D=6$ durumu için jet açısı farklı değerlerinde ısı transferine etkileri gösterilmiştir. Durma noktasındaki en yüksek Nusselt sayısı 90° dereceye ait olduğu görülmektedir. Ayrıca en düşük ısı transferi ise 45° derece açı için görülmektedir. Burada akışkan jetlerin açılı

olduğunun ısı transferine etkisini daha iyi bir şekilde tespit edilmiştir. Açının değişimiyle çarpma noktası değişmektedir, O'Donovan ve Murray [22] bir çalışmada çarpma noktasının değişimin jet açısına göre göstermişlerdir.



Şekil 8. $Re=15000$ olduğunda farklı jet açılarında Nozul-plaka mesafesinin Nu_0 sayısına etkisi (Effect of jet-to-plate-distance on Nu_0 at $Re=15000$ and different jet angles)

Şekil 10 ve Şekil 11'de ise nozul açısının değişiminin ortalama Nusselt sayısına etkisi farklı Re sayılarında ve sırasıyla $H/D=4$ ve $H/D=6$ için gösterilmiştir. Her iki şekilde de açının artmasıyla ortalama Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. En düşük Nusselt ortalama değişimi jetin 45° olduğunda elde edilmiş ve en yüksek ortalama Nusselt sayısı ise jetin 90° olduğu duruma aittir. Ortalama Nusselt sayısı için jetin açısı 80° ve 90° olduğunda sonuçlar çok bir birine



Şekil 9. $H/D=6$ olduğunda farklı Re ve nozul açılarının yerel ısı transferine etkisi
(Effect of Re number and nozzle angle on local heat transfer at $H/D=6$)

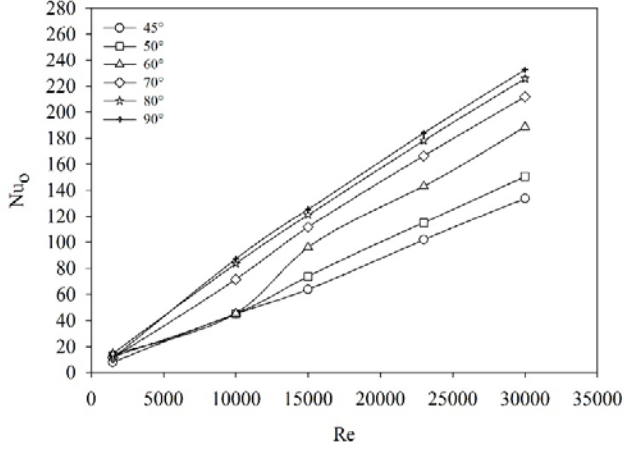
yakındır ve bu sonuç her iki şekilde görülmektedir [23-26]. Ayrıca açı sıralamasında en büyük farklar 60° ve 70° arasında görülmektedir, diğerlerinde ise her açının bir sonraki açıyla mantıklı bir şekilde ortalama Nusselt sayısı farkı vardır.

Bu bölümde $H/D=4$ 'te farklı Re sayıları için farklı nozul açılarındaki Nu sayısına etkisi sunulmuştur. $Re=1500-30000$ aralığı için incelemeler yapılmıştır. Şekil 12'de en düşük ortalama Nusselt değişimleri en düşük hıza yani $Re=1500$ 'e ait olduğu görülmektedir, yani Reynolds sayısı yükseldikçe ortalama Nusselt sayısı yükselmektedir. Ayrıca bu etkiyi iyi

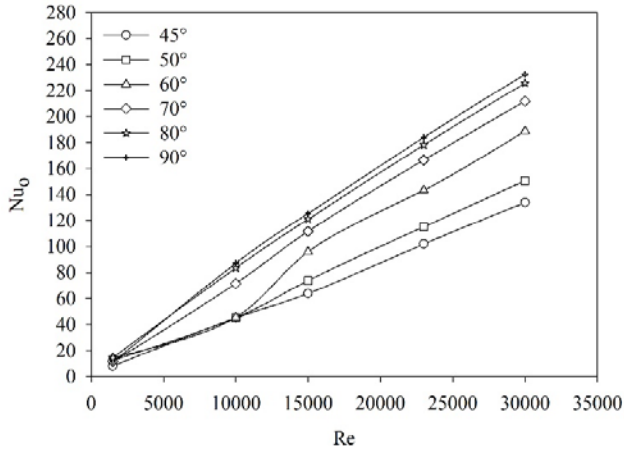
bir şekilde jet açıları içinde görülmektedir. Burada jet eğim açısı azaldıkça maksimum ve ortalama Nusselt sayısı azalmaktadır. Burada jet hızı yükseldikçe zorlanmış taşınımın etkisi çoğalmaktadır. $Re=30000$ en yüksek hız olduğundan en yüksek ısı transferine sahiptir.

Dikey boyutsuz hızların (v/w_{jy}) değişimi $H/D=2$ ve $Re=10000$ ve $Re=30000$ sayılarında Şekil 13'te sunulmuştur. Bu bölümde yüzeyin üstünde boyutsuz hız değişimleri kanal yüksekliği boyunca incelenmiştir. Jetin eğik olmasından dolayı hız bileşenleri sadece bir yönde değil iki ayrı yönde incelenmiştir, y/D mesafelerinde plakaya dik

hız ve yatay hız değişimleri boyutsuz y/D mesafesiyle yüksekliklerinde sunulmuştur. Dik hız (v/w_{jy}) ise y eksenine ve yatay hız (u/w_{jx}) ise x eksenine olarak adlandırılmıştır. İfadelerde kullanılan w_j , jet giriş hızını (m/s), D çapı (m) göstermektedir. Bütün dik ve yatay radyal hız şekillerinde y/D sıfır olduğu nokta jetin merkezi ve maksimum noktalar ise nozul-plaka mesafesini göstermektedir.



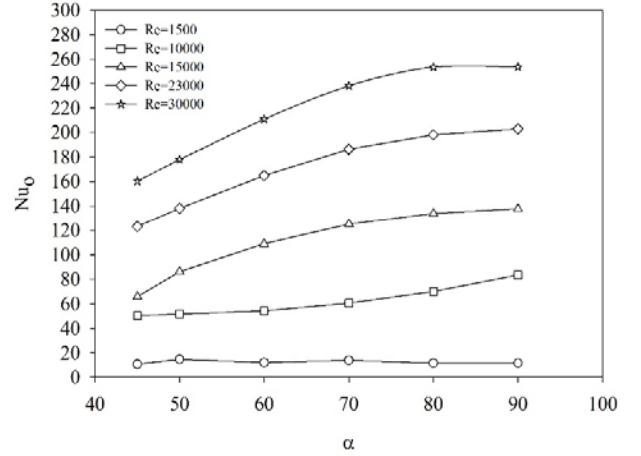
Şekil 10. $H/D=4$ olduğunda farklı Re sayılarında Nu_0 sayısına etkisi (Effect of Re number on Nu_0 for $H/D=4$)



Şekil 11. $H/D=6$ olduğunda farklı Re sayılarında Nu_0 sayısına etkisi (Effect of Re number on Nu_0 for $H/D=6$)

Şekil 13'te x ve y yönündeki farklı jet açıları için $x/D=0$ durumunda elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Hızlar giriş jet hızları ile oranlanmış ve sonuçlar boyutsuz olarak sunulmuştur. Şekilde görüldüğü gibi 45° ve 90° arası hız dağılımının başlangıç ve bitiş noktası farklı ve bir birinin tersine ilerlemektedir, bununla birlikte nozul-plaka mesafesinin etkilidir. Nozul-plaka mesafesi yükseldikçe açıların arasındaki fark artış göstermekte ve bu ise jetin merkezindeki türbülans yoğunluğundan kaynaklanmaktadır. Kullanılan türbülans modellerdeki çok büyük türbülans uzunluk boyutlarının, iletimin baskın durumda olduğu sınır tabakanın kalınlığının azalmasına sebep olmasından meydana gelmektedir. Devamında sunduğumuz şekillerde yatay hız olduğundan dolayı farklı jet açılarında sonuçlar bir

birlerine çok yakın sonuçlar vermektedir ve var olan az farklılıkların sebebi ise açıların yatay yönde etkisidir. Jet merkezinden uzaklaştıkça bütün açıları ve farklı nozul-plaka mesafeleri için mantıklı ve uyumlu bir şekilde dağılımları görülmektedir. Bütün şekillerde 90° derece açı için grafik sunulmamıştır, bunun sebebi ise yatay yönde yani x ekseninin üzerinde hız miktarı kosinüs yönde olduğundan dolayı sıfırdır.

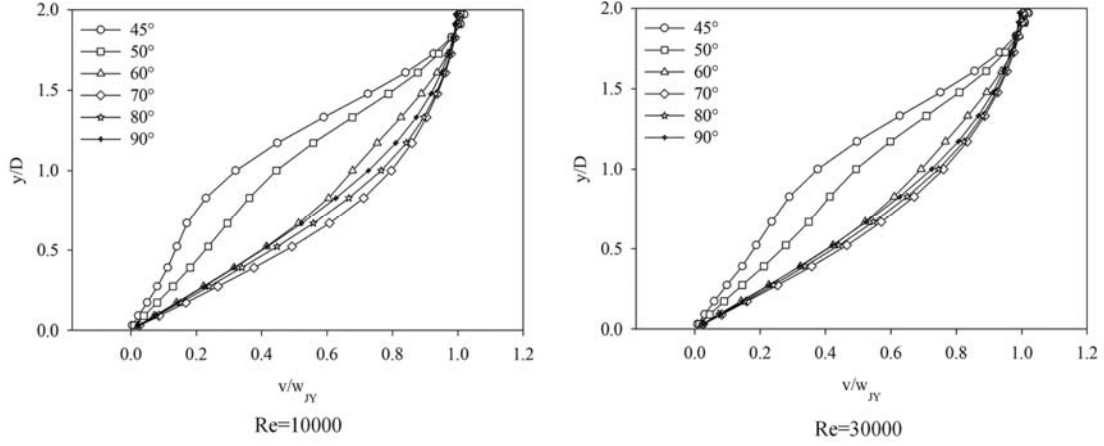


Şekil 12. $H/D=4$ 'te farklı Re değerlerinde nozul açısının ortalama Nusselt sayısına etkisi (Effect of nozzle angle on mean Nusselt number for $H/D=4$ and different Re numbers)

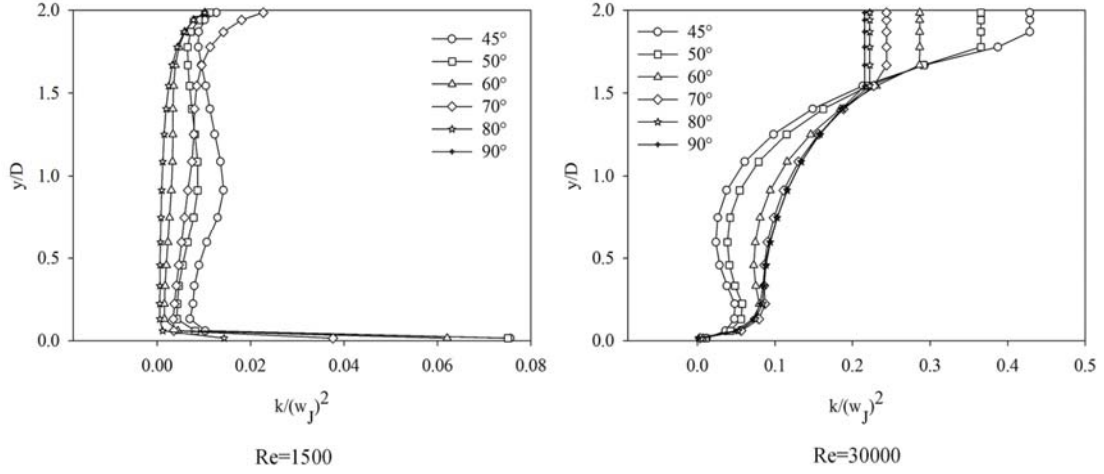
Türbülanslı kinetik enerji $H/D=2$ ve farklı $Re=1500$ ve $Re=30000$ için Şekil 14'te gösterilmiştir. $Re=1500$ olduğunda bütün nozul-plaka mesafelerinde türbülanslı kinetik enerji yükseklik boyunca yaklaşık olarak sıfıra yakın veya sıfır olmaktadır. Ancak Re sayısı yükseldikçe türbülansla ani bir artış meydana gelmektedir.

Akışkan jetin açısı azaldıkça türbülansla artışlar görülmektedir, yani her iki grafikte de kinetik enerjinin sıfırdan başlayıp ve açı 90° 'den 45° 'ye doğru geldiğinde anlık türbülans kinetik enerjisi artış göstermektedir, bunun sebebi ise jetin eğik olmasındandır. Çarpan jetlerin türbülanslı kinetik enerjinin üretiminin olduğundan fazla göstermesinin sebebi ise çalışmada türbülans modelin standart $k-\epsilon$ modelinin kullanmasından dolayıdır. Gibson ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmalarında standart $k-\epsilon$ kullanarak bu modelin daha iyi sonuçlar verdiği ancak türbülans kinetik enerjinin üretimi olduğundan daha fazla gösterildiği görülmüştür [27].

Durma noktalarındaki Nu sayısı (Nu_s) değerleri kullanılarak $1500 \leq Re \leq 30000$, $2 \leq H/D \leq 8$ ve $45^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ aralığındaki değerler için bir korelasyon üretilmiştir. Şekil 15'te oluşturulan korelasyonun denklem ve gözlemlenen değerlerinin değişimi gösterilmiştir. Değerlerin oldukça uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Grafikte x ekseninde elde edilen verilerden oluşturulmuş korelasyon sonuçlarını, y eksenine ise sayısal simülasyonlar sonucu elde edilen hesaplama sonuçlarını göstermektedir. Oluşturulan korelasyon Eş. 22'de gösterilmiştir.

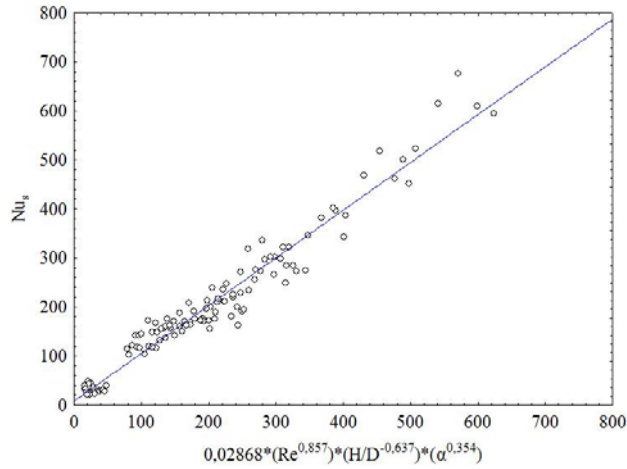


Şekil 13. $H/D=2$ ve farklı Re sayılarında $x/D=0$ konumunda yatay boyutsuz hızların yükseklik boyunca değişimi
(Horizontal dimensionless velocity distribution along channel height for $H/D=2$ and different Re numbers at $x/D=0$)



Şekil 14. $H/D=2$ ve farklı Re sayılarında türbülanslı kinetik enerjinin kanal yüksekliği boyunca değişimi
(Turbulence kinetic energy distribution along channel height for $H/D=2$ and different Re numbers)

$$Nu_s = 0,02868 \cdot Re^{0,857} \cdot (H/D)^{-0,637} \cdot \alpha^{0,354} \quad (22)$$



Şekil 15. Durma noktasındaki Nu sayısı değerleri için oluşturulmuş korelasyon
(Correlation for the stagnation point Nusselt numbers)

4. SİMGELER (SYMBOLS)

A	: Plaka uzunluğu, mm
a	: Katsayı
b	: Kaynak terimi
C	: Katsayı
C_1, C_2, C_μ	: Türbülans modeli deneysel sabitleri
C_p	: Basınç katsayısı
D	: Nozul çapı, mm
f_1, f_2, f_μ	: Sönümlenme fonksiyonları
H	: Nozul – plaka arası mesafe, mm
h	: Yerel ısı transfer katsayısı (W/m^2K)
H/D	: Boyutsuz nozul – plaka mesafesi
K	: Türbülans kinetik enerjisi
K	: Isı iletkenlik sayısı (W/mK)
Nu	: Nusselt sayısı
Nu_o	: Ortalama Nusselt sayısı
Nu_s	: Durma noktasında Nusselt sayısı
NT	: Zaman dilimi sayısı
NX	: X yönündeki hücre dağılımı
NY	: Y yönündeki hücre dağılımı
$N\Phi$: Değişken sayısı

q''	: Plaka sabit ısı akısı (W/m^2)
p	: Basınç (Pa)
P_o	: Atmosfer Basıncı (Pa)
p'	: Salınım basınç bileşeni (Pa)
Re	: Reynolds sayısı
Re_t	: Türbülans Reynolds sayısı
Re_z	: Duvar yakınındaki türbülans Reynolds sayısı
T	: Sıcaklık ($^{\circ}C$)
T_j	: Jet giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_s	: Çarpma plakası yerel sıcaklığı ($^{\circ}C$)
u_r	: Sürtünme hızı
u, v	: Hız bileşenleri (m/s)
u', v'	: Salınım hızı bileşenleri (m/s)
V	: Değişkenin hesaplanan noktadaki değeri
W	: Plaka genişliği (mm)
w_j	: Jet giriş hızı (m/s)
w_{jx}	: Jet giriş hızı x yönünde(m/s)
w_{jy}	: Jet giriş hızı y yönünde(m/s)
x, y	: Koordinat eksenleri
y^+	: Duvardan boyutsuz uzaklık
α	: Nozul açısı, derece
β	: Isıl genleşme katsayısı (K^{-1})
ε	: Disipasyon oranı
μ	: Dinamik viskozite ($kg/m.s$)
μ_t	: Edi viskozitesi
ν	: Kinematik viskozite (m^2/s)
P	: Havanın yoğunluğu (kg/m^3)
σ_k	: k için türbülanslı Prandtl sayısı
σ_ε	: ε için türbülanslı Prandtl sayısı
τ_w	: Duvardaki kayma gerilmesi (Pa)
ϕ_p	: P düğüm noktasındaki ϕ değeri
SAD	: Sayısal akışkanlar dinamiği

5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada eğik çarpmalı akışkan jetleri kullanarak sabit ısı akısına sahip olan düz yüzey üzerindeki ısı transferi $1500 \leq Re \leq 30000$, $2 \leq H/D \leq 8$, $45^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ için PHOENICS SAD kodu kullanılarak çalışmalar yapılmıştır. Çalışmada bütün parametreler için jetin farklı açılarında irdelenmiştir.

Çarpan akışkan eğik jet olan durumlarda en önemli elde ettiğimiz sonuç plaka üzerinde durma noktasının değişimidir, yani jetin açısı 90° olduğunda duvar üzerinde durma veya çarpma noktası tam plakanın ortasındadır, bütün çalışmada akışkan jetin olduğu nokta plakanın tam ortasındadır. Akışkan jetin açısı azaldıkça durma noktası yeri değişmektedir ve çalışmada jetin açısının ayarı sağ taraftan olduğu için, açı azaldıkça durma noktası plakanın sağ tarafına kaymaktadır. Açılı durumlarda durma noktası merkezden sağa kayıp ve açığa göre durma noktası değişmekte ve o noktada Nu sayısı ve ısı transferi maksimum olmaktadır. Açılı durumlarda önemli olan ısı transferine maksimum miktara gerek duyulduğu noktalarda kolaylıkla jetin açısı ayarlanıp ve o noktada maksimum ısı transferini elde edilmesi mümkün olabilmektedir.

Küçük nozul-plaka mesafesinde açılı durumlarda plakanın sol tarafında ısı transferi dağılımları aynı ve yakın

miktarlarda olduğunda, plakanın diğer yüzünde ve jetin açıyla çarptığı tarafta hızlı düşüşler görülmektedir. Bunun sebebi ise jetin durma noktası plakanın o noktada olduğundan kaynaklanır. Durma noktası bütün açılar için ne kadar nozul-plaka mesafesi az olursa o kadar merkeze yakındır, ve bu 90° ve düz çarpan açı hariç bütün açılar için geçerlidir. Çalışmada jet açısı azaldıkça ısı transferi azalmaktadır ve bu bütün H/D, Re sayıları ve durumlar için geçerlidir. Ayrıca nozul-plaka mesafesinin artmasıyla plaka üzerinde oluşan dönme hareketlerinin azaldığı bütün jet açılarında görülmektedir ve açılı durumlarda dağılımların plakanın direkt çarpmayan bölgelerinde bu dağılımların çok az ve karmaşık olmadığı görülmektedir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Akçay M., Sekmen Y., Gölcü M., The effect of Heating and Cooling Temperatures on Rapid Cooling Time and Particle Number in Auto Glass Tempering Process, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 29 (3), 605-615, 2014.
2. O'Donovan T.S., Murray D.B., Torrance A.A., Jet heat transfer in the vicinity of a rotating grinding wheel, Proc Inst Mech Eng Part C J Mech Eng Sci, 220, 836-845, 2006.
3. Yan X., Saniei N., Heat transfer from an obliquely impinging circular air jet to a flat plate, Int J Heat Fluid Flow, 18 (6), 591-599, 1979.
4. Çalışır T., Çalışkan S., Kılıç M., Başkaya Ş., Numerical investigation of flow field ribbed surfaces using impinging jets, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 32 (1), 127-138, 2017.
5. Attalla M., Salem M., Heat transfer from a flat surface to an inclined impinging jet, Heat Mass Transfer, 50 (7), 915-922, 2014.
6. Schueren S., Hoefler F., Wolfersdorf J.V., Naik S., Heat transfer in an oblique jet impingement configuration with varying jet geometries, Journal of Turbomachinery, 135 (2), 021010-1-021010-10, 2013.
7. Metzger D.E., Bunker R.S., Local Heat Transfer in Internally Cooled Turbine Airfoil Leading Edge Regions: Part I – Impingement Cooling without Film Coolant Extractio, Journal of Turbomachinery, 112 (3), 451-458, 1990.
8. Choo K., Kang T.Y., Kim S.J., Study of heat transfer for a pair of rectangular jets impinging on an inclined surface, Heat and Mass Transfer, 46 (3), 411-425, 2003.
9. Kılıç M., Özcan O., Numerical Investigation of Heat Transfer and Fluid Flow of Nanofluids with Impinging Jets, International Conference on Advances and Innovations in Engineering ICAEIE, Elazığ-Türkiye, 434-440, 10-12 May, 2017.
10. Kılıç M., Yavuz M., Yılmaz I. H., Effects of Nanofluids on Heat Transfer and Fluid Flow with Impinging Jet, International Conference on Advances and Innovations in Engineering ICAEIE, Elazığ-Türkiye, 466-472, 10-12 May, 2017.

11. Kılıç M., Çalışır T., Başkaya, Ş., Experimental and Numerical Study of Heat Transfer from a Heated flat Plate in a Rectangular channel with an Impinging Jet, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39 (1), 329-344, 2017.
12. Kılıç M., Çalışır T., Başkaya Ş., Experimental and Numerical Investigation of vortex promoter effect on heat transfer from heated electronic components in a rectangular channel with an impinging jet, *Heat Transfer Research*, 48 (5), 435-463, 2017.
13. Muthukannan M., Kanna P. R., Bajpai A., Jeyakumar S., Numerical Investigation on the Fluid Flow Characteristics of a Laminar Slot Jet on Solid Block Mounted on a Horizontal Surface, *Arabian Journal for Science and Engineering*, 39 (11), 8077-8098, 2014.
14. Lai W. C., Yin P., Liu Y. H., Investigation of flow characteristics from an inclined jet on a heated rotating disk, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, 943-956, 2018.
15. Kılıç M., Başkaya Ş., Improvement of heat transfer from high heat flux surfaces by using vortex promoters with different geometries and impinging jets, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 32 (3), 693-707, 2017.
16. CHAM., Documentation for PHOENICS Version 2009, London.
17. Eiamsa S., Promvong P., Numerical study on heat transfer of turbulent channel flow over periodic grooves, *Heat and Mass Transfer*, 35 (7), 844–852, 2008.
18. Tennekes H., Lumley J.L., *A First Course in Turbulence*, United States: MIT Press, (16 Edition), 59-100, 1997.
19. Wang S.J., Mujumdar A.S., A comparative study of five low Reynolds number $k-\epsilon$ models for impingement heat transfer, *Applied Thermal Engineering*, 25 (1), 31-44, 2005.
20. Lytle D., Webb B.W., Air jet impingement heat transfer at low nozzle-plate spacings, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 37 (12), 1687-1697, 1994.
21. Köseoğlu, M.F., Çarpan Akışkan Jetleri Kullanılarak Elektronik Elemanların Soğutulmasının Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi, *Doktora Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 127-135, 2007.
22. O'Donovan T.S., Murray D.B., Fluctuating fluid flow and heat transfer of an obliquely impinging air jet, *Int J Heat Mass Transf*, 51 (25-26), 6169–6179, 2008.
23. Goldstein R.J., Behbahani A.I., Heppelmann K.K., Stream-wise distribution of the recovery factor and the local heat transfer coefficient to an impinging circular air jet, *Int J Heat Mass Transf*, 29 (8), 1227–1235, 1986.
24. Baughn J.W., Shimizu S.S., Heat transfer measurements from a surface with uniform heat flux and an impinging jet, *ASME J Heat Transf*, 111 (4), 1096–1098, 1989.
25. Rubel A., Oblique impingement of a round jet on plane surface, *AIAA J*, 20 (12), 1756–1758, 1982.
26. Beitelmal A.H., Michel A.S., Chandrakant D.P., The effect of inclination on the heat transfer between a flat surface and an impinging two-dimensional air jet, *Int J Heat Fluid Flow*, 21 (2), 156–163, 2000.
27. Gibson M.M., Harper R.D., Calculation of impinging jet heat transfer with the low Reynolds number $k-\epsilon$ turbulence model, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 18 (1), 80-87, 1997.