



Çarpan akışkan jetleri kullanarak kanatçıklı yüzeyler üzerindeki akış alanının sayısal olarak incelenmesi

Tamer Çalışır^{1*}, Sinan Çalışkan², Mustafa Kılıç³, Şenol Başkaya^{1,4}

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

²Hitit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 19030 Çevre Yolu Çorum, Türkiye

³Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makina Mühendisliği, 01000 Seyhan Adana, Türkiye

⁴Yakın Doğu Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Yakın Doğu Bulvarı, Lefkoşa/KKTC, Mersin 10, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Çoklu çarpmalı akışkan kullanılarak kanatçıklı yüzeyler üzerindeki akış ve ısı transferi
- PHOENICS yazılımı kullanılarak sayısal olarak inceleme yapılmıştır.
- Literatürdeki deneysel veriler ile sayısal sonuçlar doğrulanmıştır.

Makale Bilgileri

Geliş: 17.11.2015

Kabul: 16.05.2016

DOI:

10.17341/gazimmfd.300601

Anahtar Kelimeler:

Çarpmalı jet,
akış alanı,
kanatçık,
hesaplamalı akışkanlar
dinamiği

ÖZET

Bu çalışmada, 7x3 olarak dikdörtgen dizilime sahip dairesel jetler kullanılarak üçgen ve kare kanatçık bulunan yüzeyler üzerine çarptırılması sonucu oluşan akış yapısı sayısal olarak incelenmiştir. Re sayısının, jet-plaka mesafesinin (H/d) ve kanatçık geometrisinin akışa etkisi irdelenmiştir. Çalışmada öncelikle matematiksel formülasyon ve sınır şartları sunulmuş ve sonrasında oluşturulan sayısal model literatürde bulunan deneysel verilerle doğrulanmıştır. Gerçekleştirilen çalışmada hız konturları gösterilmiş ve sonrasında jetlerdeki eksenel ve radyal hız dağılımları sunulmuştur. Ayrıca türbülans etkilerinin görülmesi amacıyla türbülans kinetik enerjisi dağılımları sunulmuştur. Kare kanatçıklı yüzey üstünde jet akışı kanatçık üstünde ayrılmaktadır. Hızın artması ile birlikte kare kanatçıklar üstündeki ayrışma da daha erken gerçekleşmektedir. H/d=2 olduğu durumda duvar jetleri daha etkilidir ve iki komşu jetin duvar jeti etkileşmektedir. Bu nedenle üçgen kanatçıklı yüzeyler üstündeki duvar jetlerinin hızı daha yüksek olmaktadır.

Numerical investigation of flow field on ribbed surfaces using impinging jets

H I G H L I G H T S

- Flow and heat transfer on ribbed surfaces using multiple impinging jets
- Numerical investigation using PHOENICS software
- Verification of numerical results using experimental data in the literature

Article Info

Received: 17.11.2015

Accepted: 16.05.2016

DOI:

10.17341/gazimmfd.300601

Keywords:

Impinging jet,
flow field,
rib,
computational fluid
dynamics

ABSTRACT

This paper presents the numerical investigation of the flow field of triangular and square ribbed surfaces under a 7x3 rectangular array of circular impinging air jets. The effect of Re number, jet-to-plate distance (H/d) and rib geometry on fluid flow characteristics was examined. Firstly, the mathematical formulation and boundary conditions were presented and afterwards the numerical model was verified with experimental results from the literature. Velocity contours were shown and axial and radial velocity distributions were presented. Additionally, the turbulence kinetic energy distribution was shown. A separation of the jet flow occurs for square ribbed surfaces before impingement. For square ribbed surfaces the separation of the jet occurs at a higher location with increasing inlet velocity. Wall jets interact more effectively for the case of H/d=2. The velocity values of the wall jets for the case of triangular ribbed surface is therefore higher.

* Sorumlu Yazar/Corresponding author: tamerchalisir@gazi.edu.tr / Tel: +90 312 582 3469

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Isıtılması veya soğutulması istenen bir yüzeye yüksek yerel ısı ve kütle transferi sağlamları nedeniyle, çarpmalı akışkan jetleri birçok alanda uygulanmaktadır. Bunlar arasında elektronik elemanların soğutulması, metallerin ve plastiklerin ısı işlemleri, camların temperlenmesi, gaz türbinlerinin soğutulması, kâğıt ve tekstil ürünlerinin kurutulması, gıda işlemleri, kriyocerrahi vs. bulunmaktadır. Elde edilen yerel ısı transferi miktarları bakımından havayla zorlanmış taşınımın üst limitini oluşturmaktadır. Isı transferi edilecek yüzeylerde kanatçıklar konveksiyonla ısı transferini artırmak ve türbülansı yükseltmek için kullanılmaktadır ve geniş bir yelpazede kullanım bulmaktadır.

Çarpmalı jetlerle ilgili literatürde yapılmış bir çok çalışma bulunmaktadır ve birçok araştırmacı bu konu ile ilgilenmişlerdir. Gau ve Lee [1] tek bir jet için kare kanatçıklı yüzey üzerindeki çarpmalı akışı ve ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Bir başka çalışmada Gau ve Lee [2] tek bir jet için üçgen kanatçıklı yüzey üzerindeki akışı görüntülemişler ve ısı transferini irdelemiştir. Chakroun vd. [3] alttan çarptırılan tek bir jet kullanarak kanatçıklı yüzey üzerindeki ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Mushatat [4] jetlerin çapraz akış etkilerini dikkate alarak türbülanslı akış ve ısı transferi karakteristiklerini kanatçıklı ve kanatçıksız yüzeyler üstünde sayısal olarak incelemiştir. Akçay vd. [5] çalışmalarında oto camlarının temperlenmesinde jetler kullanılarak camların ani ısıtma ve soğutulması sırasında değişen parçacık sayısını irdelemiştir. Farklı nozul-plaka mesafeleri için çalışmalar yapılmıştır. Bunlardan bir tanesi Lytle ve Webb [6] tarafından nozul-plaka boyutsuz mesafesinin birden düşük değerleri için deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Narayanan vd. [7] deneysel çalışmalarında akış alanı, yüzey basıncı ve ısı transferini düz bir yüzey üstünde incelemiştir. Iwana vd. [8] jetin kayma tabakasına periyodik etkileşimlerde bulunarak akış ve ısı transferini deneysel olarak irdelemiştir. San ve Lai [9] dairesel jetler için jet-jet mesafesinin yerel ısı transferine etkilerini incelemiştir. Wang vd. [10] Lazer Doppler anemometresi (LDA) kullanarak iki paralel jetin karışım karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışkan [11] deneysel çalışmada perfore kanatçıklar üstüne çoklu jetler çarpılması ile oluşan akış ve ısı transferini incelemiştir. Çalışkan ve Başkaya [12] V-şeklinde ve daralan-genişleyen kanatçıklar üzerindeki çarpmalı akış ve ısı transferini incelemiştir. Çalışmalarında çoklu jetler kullanmışlardır. Çalışkan vd. [13] jet geometrisinin çarpmalı akış ve ısı transferine etkisini deneysel ve sayısal olarak irdelemiştir. Köseoğlu ve Başkaya [14] tek bir jet kullandıkları çalışmalarında nozul geometrisinin akış ve ısı transferine etkisini incelemiştir. Miao vd. [15] sayısal çalışmalarında akış ve ısı transferini yapısını çoklu dairesel jetler kullanarak incelemiştir. Jetlerde türbülans modeli seçimi oldukça önemlidir ve jet çarpma noktasındaki doğru çözümün elde

edilebilmesi açısından birçok yaklaşım geliştirilmiştir. Wang ve Mujumdar [16] tek bir jet için düşük Re sayısı k-e modelinin beş farklı versiyonu için sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiş ve deneysel sonuçlar ile kıyaslayarak en uygun modeli bulmaya çalışmışlardır. Patel vd. [17] duvar yakını ve düşük Reynolds sayısı türbülans modelleri için bir derleme çalışması gerçekleştirmişlerdir. Bredberg ve Davidson [18] duvar yakını için işlemler yapmışlar ve düşük Reynolds sayısı türbülans modellerinde kaba hücre yapıları için hassaslığın azalmaması için çalışmalar yürütmüşlerdir. Penumadu ve Rao [19] sayısal çalışmalarında çoklu çarpmalı jetler kullanarak Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) ve Large Eddy Simulation (LES) yaklaşımları ile incelemiştir ve deneysel veriler ile doğrulamışlardır. Ichikawa vd. [20] stereoscopic parçacık görüntüleme velosimetre (PIV) yöntemi ile kare dizilimli jetler kullanarak üç boyutlu akışı görüntülemişler ve ısı transferi üzerindeki etkisini irdelemiştir.

Literatür araştırmasından görüldüğü üzere çarpmalı jetler ile ilgili birçok çalışma yapılmış ancak çoklu çarpmalı akışkan jetleri kullanılarak kanatçıklı yüzeyler üstündeki akış yapısının hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak incelenmesi ile ilgili çalışmalarda eksiklikler bulunmaktadır. Bu anlamda, bu çalışmada farklı Reynolds sayıları (Re), boyutsuz nozul-plaka mesafesi (H/d), kanatçık geometrisi ve dizilim için çalışmalar gerçekleştirilmiş ve akış yapısına etkileri anlaşılmasına çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlar ile hız dağılımları ve türbülans büyüklükleri ele alınmıştır.

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

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

Gau ve Lee [1] tek bir jet için kare kanatçıklı yüzey üzerindeki çarpmalı akışı ve ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Diğer bir çalışmada Gau ve Lee [2] tek bir jet için üçgen kanatçıklı yüzey üzerindeki akışı görüntülemişler ve ısı transferini irdelemiştir.

Bu çalışmada ise 7x3 olarak düzenlenmiş nozulların altındaki kanatçıklı yüzey üzerindeki ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Çarpma yüzeyi üzerinde üçgen ve kare kanatçıklar yerleştirilmiştir ve iki farklı kanatçık düzenlemesi için çalışmalar yapılmıştır. Sabit ısı akısına sahip çarpma yüzeyi 210 mm uzunluğunda ve 90 mm genişliğinde modellenmiştir. Nozullar 6 mm çapındadır ve dik bir şekilde çarpma plakasına çarptırılmıştır. Çalışmada ayrıca farklı Reynolds sayıları, nozul-plaka mesafeleri, kanatçık düzenlemeleri ve kanatçık geometrilerinin akış yapısı ve ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Kütle korunumu, momentum ve enerji denklemleri uygun sınır şartları verilerek PHOENICS [21] paket programı ile

çözülmüştür. Nozuldan çıkan havanın hızı ve sıcaklığı sabit olarak alınmıştır. Şekil 1’de oluşturulan üç boyutlu çözüm alanı ve sınır şartları sunulmuştur. Görüldüğü üzere 7x3 olarak düzenlenmiş nozullar bulunmaktadır. Çıkış tüm yönlere doğru gerçekleşmektedir. Çarpma plakasına sabit ısı akısı olarak $q''=1200 \text{ W/m}^2$ sınır şartı tanımlanmıştır. Kılıç [27] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada ısı akısı olarak 1000 W/m^2 ile 3000 W/m^2 arasında uygulanmıştır. Sonuç olarak, ısı akısının ısı transferi üzerindeki etkisinin oldukça düşük olduğunu tespit etmiştir. Yapılan daha önceki çalışmalarda [22] kanatçık boyutsuz yüksekliği olan e/d değerinin ısı transferine etkisinin oldukça düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bu nedenle bu çalışmada sabit ve $e/d=0,5$ değeri kullanılmıştır. Kanatçıkların nozulların tam altında olduğu düzenleme A düzenlemesi ve iki jetin tam ortasında olduğu düzenlemeye ise B düzenlemesi olarak adlandırılmıştır.

Sürekli şartlarda gerçekleştirilen hesaplamalarda çevreye radyasyon ile olan ısı transferi hesaba katılmayıp, sadece türbülanslı, zorlanmış taşınım ile olan ısı transferi incelenmiştir. x-y düzlemi üzerine yerleştirilmiş plakanın sabit ısı akısına sahip olacak şekilde ısıtıldığı ve plaka üstündeki kanatçıklarda iletimin olmadığı kabul edilmiştir. Gau ve Lee [1] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, çarpma yüzeyinde kullanılan kanatçıklar düşük ısı iletim katsayısına sahip bir malzemeden seçilmiştir. Benzer olarak bu çalışmada, çoklu jet kullanılmış ancak kanatçık malzemesi olarak ısı iletim katsayısı sıfır olan bir malzeme tanımlanmıştır. Böylece kanatçıkların, akış yapısında oluşturduğu değişiklik neticesinde, düz yüzeye göre kanatçıklı yüzeyde ısı transferinin değişimi irdelenmiştir. Jetler -z yönünde tanımlanmıştır. Katti ve Prabhu [23] jetlerin enine yöndeki mesafenin ısı transferine etkilerini irdelenmişlerdir. Bir diğer çalışmada Katti ve Prabhu [24] jetlerin plakanın uzunluğu boyunca mesafelerinin ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Buna göre en yüksek

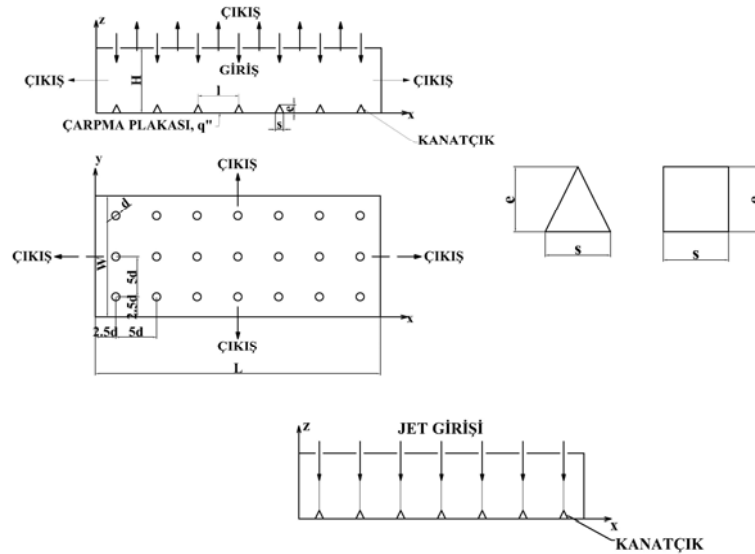
Nusselt sayılarının elde edildiği değerlerin nozullar arası mesafenin beş nozul çapı olmasından dolayı bu değer kullanılmıştır. Akış alanının çevresine minimum çapraz akış olacak şekilde çıkış sınır şartı verilmiştir.

2.1. Korunum Denklemleri ve Türbülans Modeli (Governing Equations and Turbulence Model)

Zuckerman ve Lior [25] çalışmalarında jetlerin uygulama alanlarını, akış alanı ve ısı transferi ile ilgili bilgiler vermişlerdir. Chang-geng ve Jie-min [26] tek bir jet için geniş bir aralıktaki Re sayılarında çarpmalı akış ve ısı transferini deneysel ve sayısal olarak irdelenmişlerdir. Her iki çalışmada da çarpmalı jetlerde $Re > 1000$ için akışın türbülanslı olmaya başladığını göstermişlerdir. Bu çalışmada Re sayısının 3000 ile 10000 değerleri arasında incelemeler yapılmasından dolayı türbülanslı ve zaman ortalama alınmış korunum denklemleri çözdürülmüştür. Wang ve Mujumdar [16] çalışmalarında birçok farklı düşük Reynolds sayısı k-ε modelini çarpmalı jetler için incelemiş ve bu modellerin Nu sayısı dağılımını oldukça iyi temsil ettiği ancak durma noktası Nu sayısını çok yüksek hesapladığını tespit etmişlerdir. Bu nedenle ve aynı zamanda kullanılan yazılımdaki basitliği nedeniyle bu çalışmada Lam-Bramhorst düşük Reynolds sayısı k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Bu modelde, standart k-ε türbülans modelinden farklı olarak C_{μ} , C_1 and C_2 ampirik katsayıları sönümlenme fonksiyonları ile çarpılmaktadır. Böylece fazla kinetik enerji üretimi azaltılabilmekte ve durma noktasındaki yüksek değerlerin hesaplanmasının önüne geçilebilmektedir. Süreklilik, türbülanslı momentum ve enerji denklemleri Eş. 1 – Eş. 3 arasında sunulmuştur.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$



Şekil 1. Çözüm alanı geometrisi ve sınır şartları (Computational domain and boundary conditions)

Momentum denklemi:

$$\rho U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i u_j'} \right] \quad (2)$$

Enerji denklemi:

$$\rho c_p U_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{u_i T'} \right] \quad (3)$$

k-ε modeli için, sıkıştırılamaz bir akışta, türbülanslı kinetik enerjisi k ve dissipasyon oranı ε sırasıyla Eş. 4 ve Eş. 5'te verilmiştir.

$$\rho U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon \quad (4)$$

$$\rho U_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + f_1 C_{1\mu} \mu_t \frac{\epsilon}{k} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - f_2 C_{2p} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

Türbülanslı kinetik viskozite denklemi Eş. 6'da sunulmuştur;

$$\mu_t = f_\mu C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (6)$$

Denklemlerde, C_μ , C_1 ve C_2 ampirik sabitler, σ_k ve σ_ϵ ise sırasıyla k ve ε denklemlerinin türbülanslı Prandtl sayılarıdır. Kullanılan türbülans modelindeki bu sabitlerin değerleri ise Eş. 7'de gösterilmiştir:

$$\sigma_k = 1,00; \sigma_\epsilon = 1,314; C_1 = 1,44; C_2 = 1,92; C_\mu = 0,09; C_d = 0,1643 \quad (7)$$

Lam-Bramhorst düşük Reynolds sayısı k-ε türbülans modelinde kullanılan sönmüleme fonksiyonları ise Eş. 8 – Eş. 12 arasındaki denklemlerde gösterilmiştir.

$$f_\mu = \left[1 - \exp(-0,0165 Re_z) \right]^2 \left(1 + \frac{20,5}{Re_i} \right) \quad (8)$$

$$f_1 = \left(1 + \frac{0,05}{f_\mu} \right)^3 \quad (9)$$

$$f_2 = 1 - \exp(-Re_i^2) \quad (10)$$

$$Re_i = \frac{\rho k^2}{\mu \epsilon} \quad (11)$$

$$Re_z = \frac{\rho k^{1/2} z}{\mu} \quad (12)$$

Akışkan jetleri ile ilgili sınır şartları problemin fiziksel olarak tanımlanmasına olanak sağlayan parametrelerdir. Bunlar giriş, çıkış ve duvar sınır şartlarıdır. Giriş sınır şartı olarak sadece nozul girişi modellenmiştir ve akışın tam gelişmiş olduğu kabul edilmiştir.

$$U = 0; \quad V = 0; \quad W = w_{jet}; \quad T = T_{jet} = 20^\circ C \quad (13)$$

Türbülans ile ilgili sınır şartları k ve ε için doğrudan verilmemiş ve sırasıyla Eş. 14 ve Eş. 15 ile hesaplanmıştır.

$$k = (T_{jet})^2 \quad (14)$$

$$\epsilon = (C_\mu C_d)^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L} \quad (15)$$

Seçtiğimiz düşük Reynolds sayısı türbülans modelinde duvar fonksiyonları uygulanmadığı için duvarlarda bu fonksiyonlar yerine kinetik enerji ve dissipasyon oranı için Eş. 16'daki sınır şartları uygulanmıştır.

$$k = 0; \quad \frac{\partial \epsilon}{\partial z} = 0 \quad (16)$$

Çarpma plakası ve jet plakasının oluşturduğu duvarlarda ortalama hızlar kaymazlık şartından dolayı sıfır alınmıştır. Isı transferi açısından alt plakada ise sabit ısı akısı sınır şartı uygulanmıştır. Uygulanan tüm sınır şartları Eş. 17'de gösterilmiştir.

$$U = 0; \quad V = 0; \quad W = 0; \quad q'' = \text{sabit} = 1200 \frac{W}{m^2} \quad (17)$$

Duvar sınır şartlarının aksine çıkıştaki k ve ε sınır şartları için düşük ve yüksek Reynolds sayılı modellerde aynı sınır şartları kullanılabilir. Çıkışta k ve ε için x, y ve z yönlerinde ayrı ayrı sınır şartları Eş. 18 – Eş. 20 arasında sunulmuştur. Çıkışlar tüm yönlerde olmaktadır ve çıkışın atmosfer şartlarındaki havaya olduğu kabul edilmiştir. z yönündeki çıkışlar nozulların etrafından olmaktadır. Ayrıca hız ve sıcaklık gradyanları da sıfır olarak alınmıştır.

x yönü:

$$\frac{\partial k}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial \epsilon}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial V}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial W}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0; \quad P = P_0 \quad (18)$$

y yönü:

$$\frac{\partial k}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial \epsilon}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial V}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial W}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0; \quad P = P_0 \quad (19)$$

z yönü:

$$\frac{\partial k}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial \epsilon}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial V}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial W}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0; \quad P = P_0 \quad (20)$$

Sayısal olarak ele alınan problem kartezyen koordinatlarda zamandan bağımsız olarak çözülmüştür. Denklemlerin formülasyonunda eliptik denklem tipi ve kaydırılmış hücre yapısı kullanılmıştır. Matematiksel olarak kararlı haldeki viskoz akışlar eliptik yapıya sahiptir. Bu da akışın bir noktasındaki değerlerin çevresindeki noktalardan etkilendiği manasına gelmektedir. Ayrıklaştırma işlemi algoritması olarak hibrid şeması kullanılmıştır. Bu şema upwind şemasının kararlılığı ile merkezi farklar şemasının hassaslığını birleştiren bir şemadır. Basınç için doğrudan bir denklem bulunmaması sebebiyle basınç için SIMPLE algoritmasının bir varyasyonu olan SIMPLEST (SIMPLEShortened) algoritması ile kullanılmıştır. Türbülanslı akış modellemesinde kullandığımız türbülans modeli olan düşük Reynolds sayısı k-ε modeli duvar fonksiyonlarını kullanmaması sebebiyle standart k-ε modelinden farklı bir hücre yapısına ihtiyaç duymaktadır. Bu bilgiler ışığında çözüm alanı içerisinde çarpma plakasına yakın bölgelerde sınır tabakasındaki değişiklikleri yakalayabilmek ve viskoz alt tabakayı modelleyebilmek için hücrelerin sıklığı artırıldı. Özellikle türbülanslı akışta düşük Reynolds sayısı modelini kullanabilmek için tavsiye

edilen y^+ değerinin 1'den küçük bir değeri için en az bir hücre yerleştirilmesi kriteri sağlanmaya çalışıldı. Bu kriter Eş. 21 kullanılarak hesaplanmıştır.

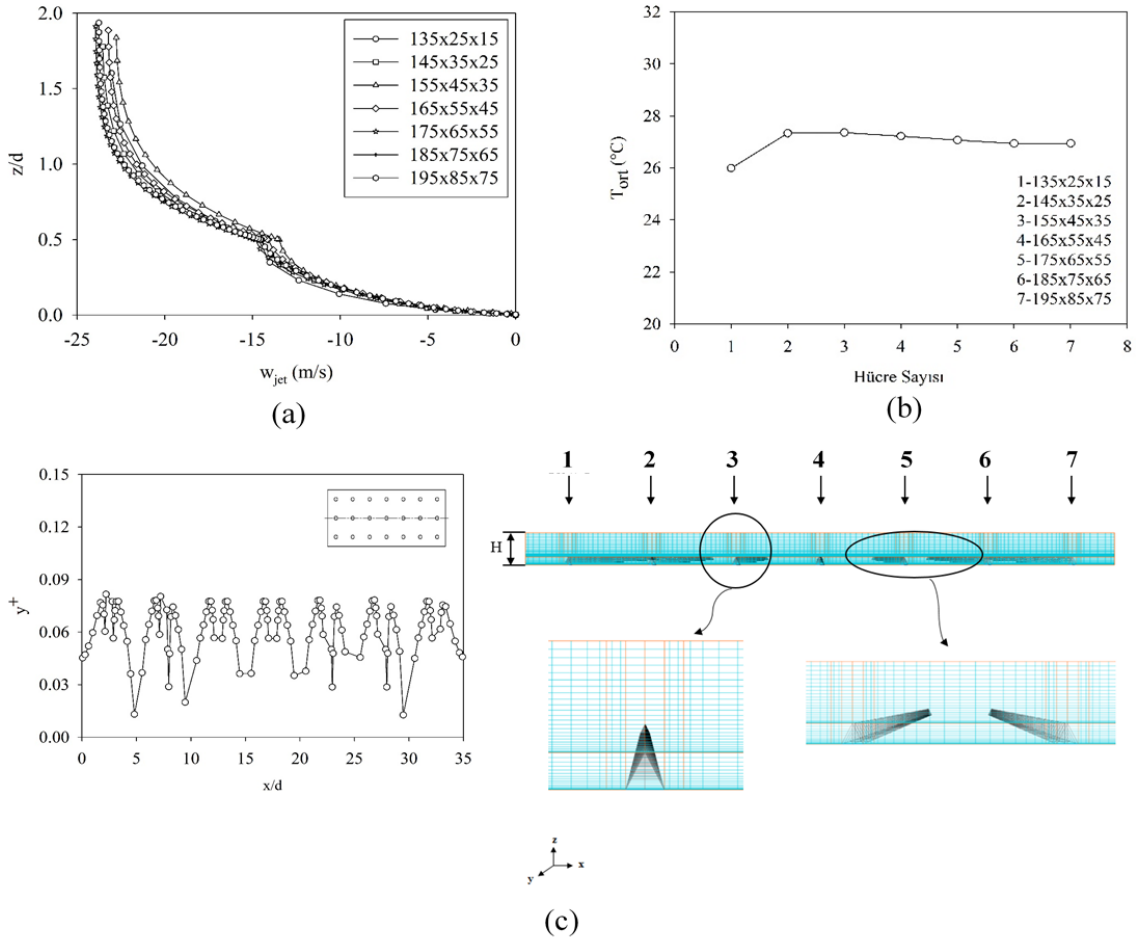
$$y^+ = \frac{u_t z}{\nu} \quad (21)$$

$$u_t = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (22)$$

Eş. 22'de u_t sürtünme hızıdır ve duvara yakın bölgedeki hızları temsil eden hız ölçeğidir.

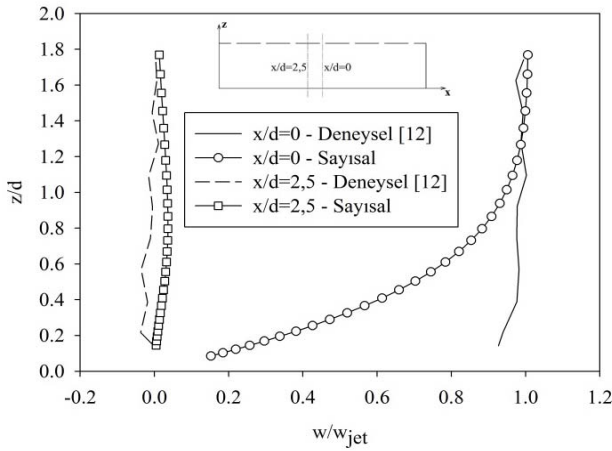
2.2. Sayısal Sonuçların Doğrulanması (Validation of the Numerical Results)

Kısmi diferansiyel denklemlerin sonlu hacimler yöntemi ile integrali alınarak elde edilen lineer cebrik denklemler iteratif olarak çözdürülmüştür. İteratif bir çözümün uygulanmasından dolayı kalıntı değerler takip edilmiş ve 10^{-7} 'den daha düşük kalıntı değerleri elde edildiğinde problemin yakınsadığı kabul edilmiştir. Yapılan



Şekil 2. Sayısal çalışmanın hücre sayısından bağımsızlaştırılması (a) jet çıkış hızının hücre sayısı ile değişimi (b) ortalama çarpma plakası sıcaklığının hücre sayısı ile değişimi (c) kullanılan hücre yapısı ve y^+ dağılımı
(Optimization of the grid number for the numerical study (a) variation jet outlet velocity with mesh (b) variation of mean temperature of impingement plate with mesh (c) used mesh structure and y^+ distribution)

çözümlerde sonuçların yaklaşık olarak 1500 iterasyondan sonra iterasyon sayısından bağımsız hale geldiği gözlemlenmiştir. Çalışma boyunca 2000 iterasyon sayısı seçilmiştir. Çözümün hücre yapısından bağımsızlaştırılması ve optimum hücre sayısının bulunması için farklı hücre sayıları için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Şekil 2. (a)'da farklı hücre sayılarında 7x3 olarak düzenlenmiş nozulların ortasında bulunan jetin merkezindeki dikey hız bileşenin kanal yüksekliği boyunca değişimi sunulmuştur. Şekil 2 (b)'de ise ortalama çarpma plakası yüzey sıcaklığının farklı hücre sayılarında değişimi gösterilmiştir. Görüldüğü üzere 2 numaralı hücre sayısından itibaren sıcaklık çok az değişmektedir. Hücre bağımsızlaştırması çalışması, $Re=10000$, $H/d=2$ ve üçgen kanatçıklı yüzey için elde edilmiştir. Ayrıca daha önce yapılan çalışmada [22] Nusselt sayısının hücre sayısı ile değişimi de gösterilmiştir. Bu bilgiler doğrultusunda optimum hücre sayısı olarak x-y-z düzlemlerinde 165-55-45 hücre sayısı seçilmiştir. Şekil 2.'de ayrıca y^+ değerinin plaka boyunca değişimi de gösterilmiştir. Görüldüğü üzere plaka boyunca y^+ değerleri 1'in altındadır. Optimum hücre yapısı dağılımı ise Şekil 2 (c)'de verilmiştir. Şekil 3'te ise sayısal sonuçların doğrulanması gösterilmiştir. Sonuçlar Çalışkan vd. [13] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışma ile karşılaştırılmıştır. $Re=10000$ ve $H/d=2$ durumunda nozulun tam ortasındaki ve iki nozulun tam ortasındaki eksenel hız dağılımı sonuçları sunulmuştur. Çalışma düz yüzey için gerçekleştirilmiş bu nedenle düz yüzey için aynı şartlarda simülasyon yapılmış ve karşılaştırma gerçekleştirilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi $x/d=2,5$ olduğu durumda deneysel ile sayısal çalışmanın oldukça uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Ancak $x/d=0$ olduğu durumda deneysel ve sayısal çalışmalar arasında fark olduğu görülmektedir. Bu durum jetin merkezindeki türbülans yoğunluğundan dolayıdır. Kullanılan türbülans modellerindeki çok büyük türbülans uzunluk boyutlarının, iletimin baskın mod olduğu tabakanın kalınlığının azalmasına sebep olmasından meydana gelmektedir. Jet merkezlerinden uzaklaştıkça x/d değerinin artması ile birlikte sayısal çalışmanın deneysel çalışmayla uyum içerisinde olduğu görülmektedir.



Şekil 3. $Re=10000$ ve $H/d=2$ için farklı konumlarda eksenel hız dağılımının deneysel ve sayısal karşılaştırılması (Validation of numerical results with experimental results for $Re=10000$ and $H/d=2$)

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Bu bölümde, Reynolds sayısının, jet-çarpma plakası mesafesinin ve kanatçık geometrisinin çarpmalı akışa olan etkilerinin sonuçları gösterilmiştir. Üçgen ve kare kanatçıklar için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Çalışmada kullanılan Reynolds sayısı hesabı aşağıda sunulan Eş. 23 ile gösterilmiştir.

$$Re = \frac{w_{jet} \cdot d}{\nu} \quad (23)$$

Denklemden, w_{jet} giriş hızını, d jet çapını ve ν kinematik viskoziteyi tanımlamaktadır. Yerel Nusselt sayısı hesabı ise Eş. 24 ile gerçekleştirilmiştir.

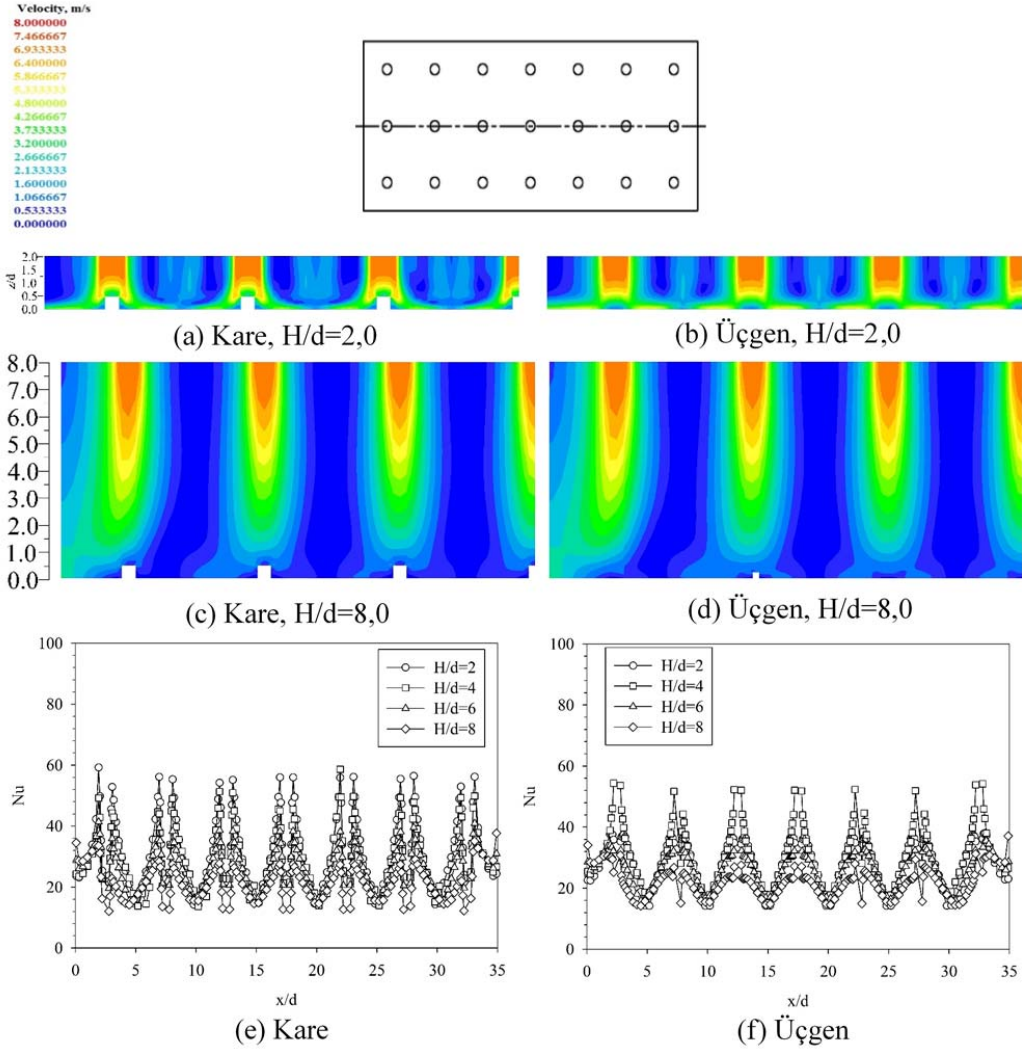
$$Nu = \frac{q'' \cdot d}{k(T_w - T_j)} \quad (24)$$

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

Şekil 4'te $Re=3000$ için kare kanatçıklı ve üçgen kanatçıklı yüzeyler üstündeki hız konturları sunulmuştur. Burada $H/d=2$ ve $H/d=8$ için iki farklı nozul-plaka mesafesi için elde edilen sonuçlar gösterilmiştir. Farklı H/d oranları için yerel Nu sayısı dağılımları da üçgen ve kare kanatçıklı yüzeyler üstünde sunulmuştur. Görüldüğü üzere H/d değerinden bağımsız olarak kare kanatçıklı yüzey üstünde jet akışı kanatçık üstünde ayrılmaktadır. Bu nedenle çarpma noktası üstünde Nu sayısında ani düşüşler meydana gelmektedir. Bu durum üçgen kanatçıklı yüzeyler üstünde söz konusu değildir. $H/d=2$ olduğu durumda duvar jetleri daha etkilidir ve iki komşu jetin duvar jeti etkilemektedir. $H/d=8$ olduğunda ise jetlerin hızı çarpma öncesi oldukça düştüğü için duvar jetlerinin etkileşimi de daha az görülmektedir. Şekil 4'te ayrıca kare ve üçgen kanatçıklı yüzeyler üstünde $Re=3000$ olduğu durumda H/d oranının yerel Nu sayısına etkisi gösterilmiştir. Görüldüğü üzere kare kanatçıklı yüzeylerde durma noktası üzerinde Nu sayısında ani bir azalma olmaktadır. Bu durum hız dağılımları ile uyum içindedir. Bahsedildiği gibi kare kanatçıklar üstünde jet akışında ayrışma olmakta ve dolayısıyla en yüksek ısı transferi çarpma noktasının etrafında oluşmaktadır. Bu durum üçgen kanatçıklı yüzeylerde söz konusu değildir ve çarpma öncesi jette bir ayrışma olmamaktadır. Benzer şekilde $Re=10000$ olduğu durumda kare ve üçgen kanatçıklı yüzeyler üstünde elde edilen hız konturları Şekil 5.'te gösterilmiştir. Ayrıca farklı H/d oranları için yerel Nu sayısı dağılımları da üçgen ve kare kanatçıklı yüzeyler üstünde sunulmuştur. Hızın artması ile birlikte kare kanatçıklar üstündeki ayrışma da daha erken gerçekleşmektedir. Bu ayrışmadan dolayı kare kanatçıklı yüzeylerde çarpma öncesi hız daha fazla düşmektedir. Bu nedenle üçgen kanatçıklı yüzeyler üstündeki duvar jetlerinin hızı daha yüksek olmaktadır.

Şekil 5'te $Re=10000$ olduğunda yerel ısı transferi dağılımları üçgen ve kare kanatçıklı yüzeyler için sunulmuştur. Şekil 4'teki ısı transferi dağılımları ile karşılaştırıldığında kare kanatçıklı yüzeyler için benzer olarak durma noktasında ısı transferinde ani bir düşüş gözlemlenmiştir. Re sayısının artması ile birlikte iki jet arasındaki bölgedeki ısı transferinde daha fazla düşüş olmaktadır. Bu durum duvar jetlerinin etkisinin artması dolayısıyla iki jetin çarpması sonucu ısı transferinde azalma oluşturmaktadır. Durma noktasındaki en yüksek ısı transferi değerleri üçgen kanatçıklı yüzeylerde elde edilmiştir. Her iki kanatçık geometrisi için en düşük ısı transferinin $H/d=8$ olduğunda elde edildiği gözlemlenmiştir. Şekil 6'da iki farklı kanatçık geometrisi için Re sayısının ve H/d oranının ortalama Nu sayısı üstündeki etkisi sunulmuştur. İki şekil de incelendiğinde genel olarak H/d oranının artmasının ısı transferini azalttığı, Re sayısının artmasının ise ısı transferini arttırdığı söylenebilmektedir. Bununla birlikte ortalama Nu sayısı için oluşturulmuş üçgen ve kare kanatçıklı yüzeylerde, Re sayısı ve H/d oranına bağlı iki

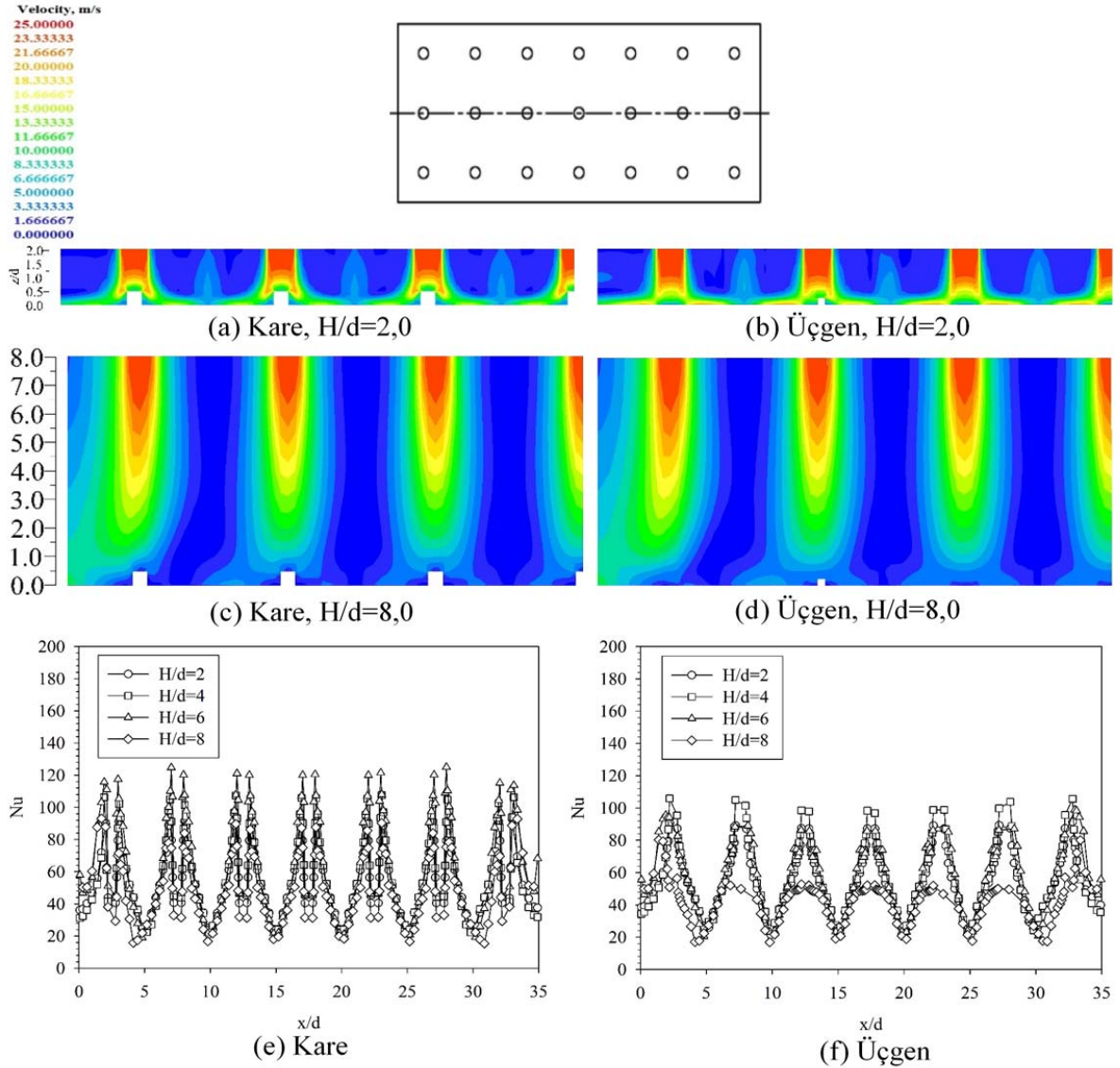
adet korelasyon sırasıyla Eş. 25 ve Eş. 26'da sunulmuştur. İki parametrenin kuvveti yukarıda açıklanan durum ile aynı doğrultudadır. Şekil 6(a)'da görüldüğü üzere en yüksek ısı transferi değerleri $Re=10000$ olduğunda, en düşük ısı transferi ise $Re=3000$ olduğunda elde edilmektedir. $Re=3000$ olduğunda her iki kanatçık geometrisi için tüm H/d değerlerinde yaklaşık aynı değerler elde edilmiştir. Düşük Re sayısında kanatçık geometrisinin ısı transferine etkisinin daha düşük olduğu sonucu çıkarılmıştır. $Re=10000$ olduğunda ise $2 \leq H/d < 6$ aralığında ısı transferi üçgen kanatçıklı yüzeylerde daha yüksektir ancak H/d oranının artışıyla birlikte her iki kanatçık geometrisi için ortalama Nu sayısının çok yaklaştığı gözlemlenmiştir. Şekil 6(b) incelendiğinde en yüksek ısı transferinin üçgen kanatçıklı yüzey üzerinde $Re=10000$ ve $H/d=2$ olması durumunda olduğu görülmüştür. En düşük ısı transferinin kare kanatçıklı yüzeyde, $Re=3000$ ve $H/d=8$ olduğunda elde edildiği tespit edilmiştir. En düşük ısı transferi oranlarının yüksek H/d oranlarında olduğu beklenen bir durum olmuştur.



Şekil 4. $Re=3000$ için hız konturları ve yerel Nu dağılımları (Velocity contours and local Nu number values for $Re=3000$)

Bunun nedeni, H/d oranının artması ile birlikte jet şiddetinde azalma olmakta ve bununla birlikte jetin genişlemesi ile birlikte komşu jetler ile etkileşime girmesinden dolayıdır. Türbülanslı kinetik enerjinin jet diziliminin merkezindeki jetin merkez eksenı boyunca elde edilmiş dağılımı $Re=3000$ ve $Re=10000$ olduğu durumlarda $H/d=2$ ve $H/d=8$ için Şekil 7'de sunulmuştur. $Re=3000$ ve $H/d=2$ olduğu durumda her iki kanatçık geometrisi için türbülanslı kinetik enerji yükseklik boyunca sıfır ile bir arasındadır. Ancak $Re=3000$ ve $H/d=8$ durumda türbülanslı kinetik enerji $z/d=7,0$ 'den itibaren artış göstermekte ve $z/d=5,0-1,0$ aralığında yaklaşık $2 \text{ m}^2/\text{s}^2$ civarında kalmakta ve $z/d=0,5$ civarında aniden sıfıra düşmektedir. Bu yükseklikte akış kanatçıklara ulaşmakta ve hızın durma noktası üstünde sıfıra düşmesi ile birlikte türbülanslı kinetik enerjisi de sıfıra düşmektedir. Benzer bir değişim $Re=10000$ ve $H/d=8,0$ olduğu durumda da görülmüş ancak

türbülanslı kinetik enerjisi değeri $Re=3000$ 'e göre yaklaşık 10 katıdır. $Re=10000$ ve $H/d=2,0$ olduğu durumda üçgen kanatçıklı yüzey için düşük değerlere sahip olduğu görülmüştür ve $z/d=0,7$ 'den itibaren hafif bir artış olmuştur. Ancak kare kanatçıklı yüzeyde $z/d=0,7$ 'den itibaren ani bir artış olmaktadır ve kanatçıklara ulaşıldığında ($z/d=0,5$) türbülanslı kinetik enerjisi bir anda sıfırlanmaktadır. Bunun sebebi kanatçıklar üstünde akışın ayrışmasından dolayı olabileceği şeklinde yorumlanmıştır. 7×3 olarak düzenlenmiş jetlerin ortasındaki jet için kanal yüksekliği boyunca farklı Re sayıları ve H/d değerleri için elde edilmiş aksel hız dağılımları Şekil 8'de gösterilmiştir. Aksel hızlar giriş jet hızları ile oranlanmış ve sonuçlar oran olarak sunulmuştur. Kare kanatçıklı yüzeylerde aksel hız Re sayısı ve H/d değerinden bağımsız olarak yaklaşık $z/d=0,3$ ile $z/d=0,5$ aralığında sıfır olmaktadır. Bu durum daha önce sunulan hız konturları ile uyum içindedir. Daha önce Şekil

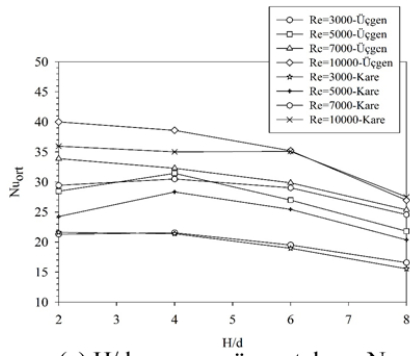


Şekil 5. $Re=10000$ için hız konturları ve yerel Nu sayısı dağılımları
 (Velocity contours and local Nu number distributions for $Re=10000$)

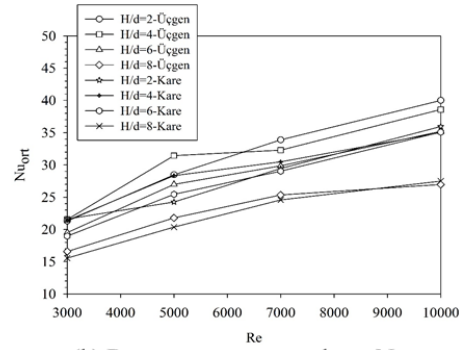
4 ve Şekil 5'te sunulan hız konturlarında kare kanatçıklı yüzey üstünde çarpma öncesinde jette bir ayrışma olduğu tespit edilmişti. Bu nedenle görüldüğü üzere üçgen kanatçıklı yüzeylerdekinden farklı olarak aksel hız çarpmadan önce sıfırlanmaktadır. Üçgen kanatçıklı yüzeyler üstünde ise aksel hız çarpma plakasına ulaştıktan sonra sıfırlanmaktadır. Aksel hız tüm durumlarda yaklaşık olarak parabolik bir değişim göstermektedir.

Şekil 9'da üçgen ve kare kanatçıklı yüzeyler üstünde farklı kesitlerde radyal hız değişimleri kanal yüksekliği boyunca incelenmiştir. Farklı Reynolds sayıları ve H/d değerleri için elde edilen sonuçlar görsellerde sunulmuştur. Radyal hızlar jet giriş hızları ile oranlanmış ve boyutsuz hale getirilmiştir.

Şekillerden görüldüğü üzere H/d=2 olduğunda hem Re=3000 hem de Re=10000 durumlarında jet merkezindeki radyal hızın çok düşük olduğu görülmüştür. Ancak x/d=2,5 olduğu durumda (iki jetin arasında) z/d=0,5'e kadar radyal hız oranı çok düşük kalmakta ancak z/d=0,5-0,0 arasında ani bir artış olmaktadır. Bunun nedeni, her iki kanatçık geometrisinde de jetlerin kanatçıklar üstünde ayrışmasındandır. Her ne kadar H/d=8 olduğu durumda da benzer bir dağılım görülmesine rağmen, x/d=2,5 durumda radyal hız değerlerinin H/d=2 durumuna göre çok düşük olduğu gözlemlenmiştir. Yüksek nozul-plaka mesafelerinde çarpma öncesi düşük nozul-plaka mesafelerine göre daha fazla düşmekte ve çarpma sonrası daha düşük hızla sahip olmaktadır. Bu nedenle iki duvar jetinin çarpıştığı kısımda da hız daha düşük olmaktadır.

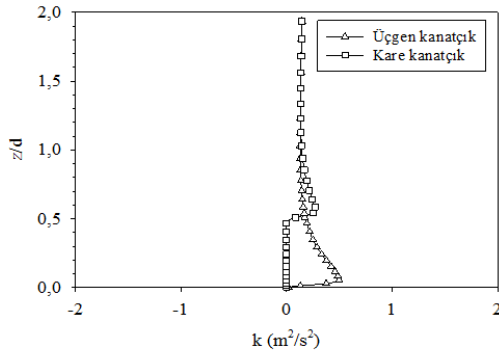


(a) H/d oranına göre ortalama Nu

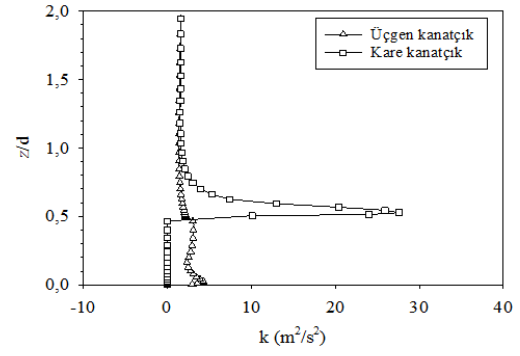


(b) Re sayısına göre ortalama Nu

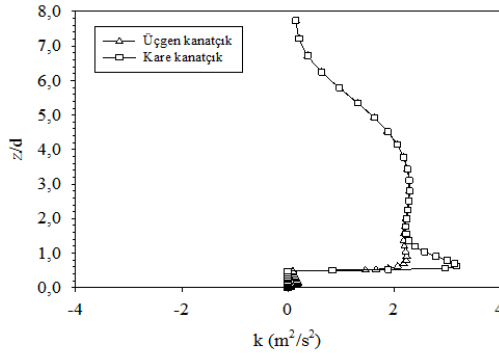
Şekil 6. Ortalama Nu sayısı dağılımları (Average Nu number values)



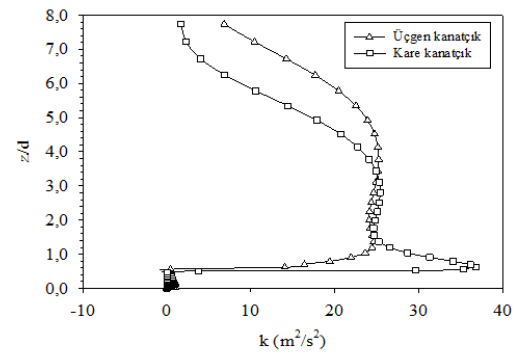
(a) Re=3000, H/d=2



(b) Re=10000, H/d=2



(c) Re=3000, H/d=8



(d) Re=10000, H/d=8

Şekil 7. Orta jet için türbülanslı kinetik enerjisi dağılımı (Turbulence kinetic energy distribution for the mid-jet)

Üçgen kanatçıklı yüzey için;

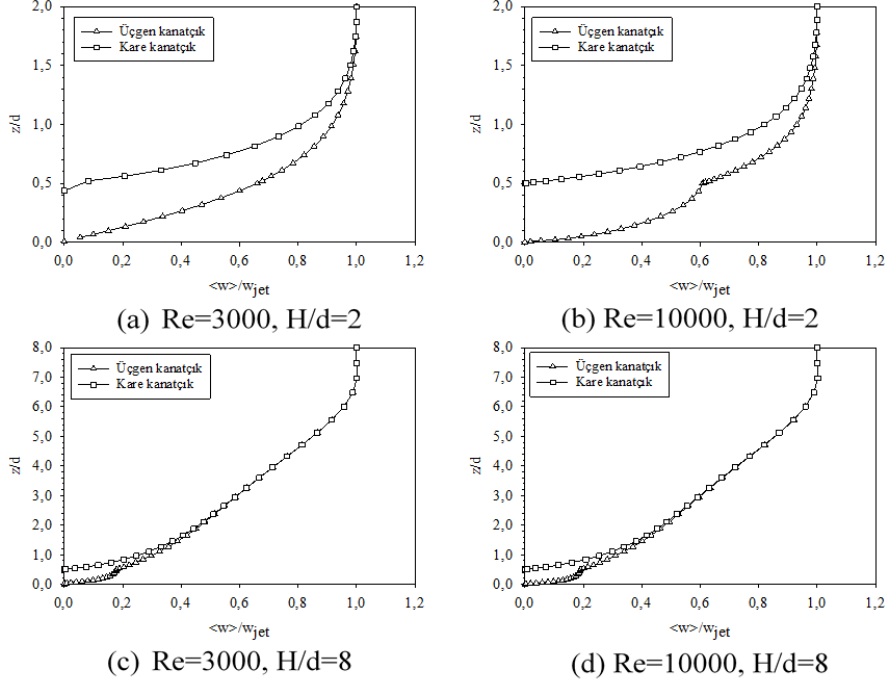
$$Nu_{ort} = 0,643.Re^{0,464} \cdot (H/d)^{-0,183} \quad (25)$$

$3000 \leq Re \leq 10000; 2 \leq H/d \leq 8$

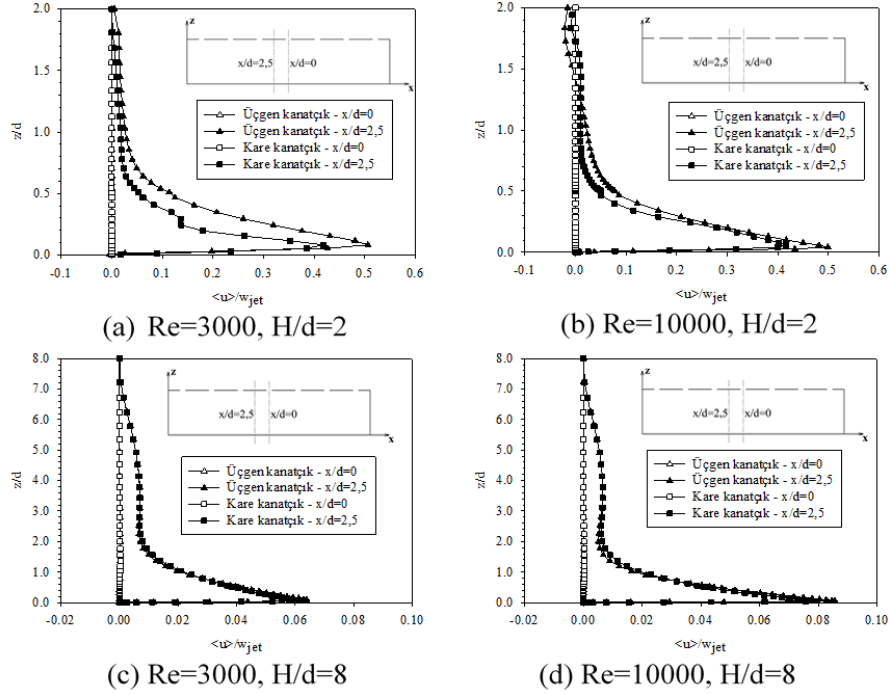
Kare kanatçıklı yüzey için;

$$Nu_{ort} = 0,670.Re^{0,449} \cdot (H/d)^{-0,163} \quad (26)$$

$3000 \leq Re \leq 10000; 2 \leq H/d \leq 8$



Şekil 8. Orta jet için eksenel hız dağılımı (Axial velocity distribution for the mid-jet)



Şekil 9. Orta jet için radyal hız dağılımı (Radial velocity distribution for the mid-jet)

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, 7x3 olarak dikdörtgen dizilime sahip dairesel jetler kullanılarak üçgen ve kare kanatçık bulunan yüzeyler üzerine çarptırılması sonucu oluşan akış yapısı sayısal olarak incelenmiştir. Re sayısının, jet-plaka mesafesinin ve kanatçık geometrisinin akışa etkisi irdelenmiştir. Farklı jet-plaka mesafeleri ve Re sayıları için hız konturları gösterilmiş ve Nusselt sayısı profilleri sunulmuştur. Ayrıca, aksel ve radyal hız dağılımları gösterilmiştir.

H/d değerinden bağımsız olarak kare kanatçıklı yüzey üstünde jet akışı kanatçık üstünde ayrılmaktadır. Bu nedenle çarpma noktası üstünde Nu sayısında ani düşüşler meydana gelmektedir. H/d=2 olduğu durumda duvar jetleri daha etkilidir ve iki komşu jetin duvar jeti etkileşmektedir. H/d=8 olduğunda ise jetlerin hızı çarpma öncesi oldukça düştüğü için duvar jetlerinin etkileşimi de daha az görülmektedir. Hızın artması ile birlikte kare kanatçıklar üstündeki ayrışma da daha erken gerçekleşmektedir. Bu ayrışmadan dolayı kare kanatçıklı yüzeylerde çarpma öncesi hız daha fazla düşmektedir. Bu nedenle üçgen kanatçıklı yüzeyler üstündeki duvar jetlerinin hız daha yüksek olmaktadır. Sunulan aksel hız dağılımlarının hız konturları ile uyum içinde olduğu görülmüştür.

5. SİMGELER (SYMBOLS)

C_1, C_2, C_μ, C_d	Türbülans modeli deneysel sabitleri
d	Nozul çapı, mm
e	Kanatçık yüksekliği (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 (m^2/s^2)
k	Isı iletkenlik sayısı (W/mK)
Nu	Nusselt sayısı
Nu_{ort}	Ortalama Nusselt sayısı
p	Basınç (Pa)
Re	Reynolds sayısı
Re_t	Türbülans Reynolds sayısı
Re_z	Duvar yakınındaki türbülans Reynolds sayısı
s	Kanatçık taban genişliği (mm)
T	Sıcaklık ($^{\circ}C$)
T_j	Jet giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_w	Çarpma plakası yerel sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{ort}	Çarpma plakası ortalama sıcaklığı ($^{\circ}C$)
u_τ	Sürtünme hızı
u, v, w	Hız bileşenleri (m/s)
w_{jet}	Jet giriş hızı (m/s)

x, y, z	Koordinat eksenleri
y^+	Duvardan boyutsuz uzaklık
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)
ρ	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)

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Gau C., Lee C.C., Impingement cooling flow structure and heat transfer along rib-roughened walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35 (11), 3009-3020, 1992.
- Gau C., Lee I.C., Flow and impingement cooling heat transfer along triangular rib-roughened walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 4405-4418, 2000.
- Chakroun W.M., Abdel-Rahman A.A., Al-Fahed S.F., Heat transfer augmentation for air jet impinged on a rough surface, *Applied Thermal Engineering*, 18, 1225-1241, 1998.
- Mushatat K.S., Analysis of the Turbulent Flow and Heat Transfer of the Impingement Cooling in a Channel with Cross Flow, *JKAU: Eng. Sci.*, 18 (2), 101-122, 2007.
- 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.
- Lytle D., Webb B.W., Air jet impingement heat transfer at low nozzle-plate spacings, *Int. J. Heat Mass Transfer.*, 31 (12), 1687-1697, 1994.
- Narayanan V., Seyed-Yagoobi J., Page R.H., An experimental study of fluid mechanics and heat transfer in an impinging slot jet flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 1827-1845, 2004.
- Iwana T., Suenaga K., Shirai K., Kameya Y., Motosuke M., Honami S., Heat transfer and fluid flow characteristics of impinging jet using combined device with triangular tabs and synthetic jets, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68, 322-329, 2015.
- San J.Y., Lai M.D., Optimum jet-to-jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 44, 3997-4007, 2001.

10. Wang H., Lee S., Hassan Y. A., Ruggles A. E., Laser-Doppler measurements of the turbulent mixing of two rectangular water jets impinging on a stationary pool, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 92, 206-227, 2016.
11. Caliskan S., Flow and Heat Transfer characteristics of transverse perforated ribs under impingement jets, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 66, 244-260, 2013.
12. Caliskan S., Baskaya S., Experimental investigation of impinging jet array heat transfer from a surface with V-shaped and convergent-divergent ribs, *Int. J. of Thermal Sciences*, 59, 234-246, 2012.
13. Caliskan S., Baskaya S., Calisir T., Experimental and numerical investigation of geometry effects on multiple impinging air jets, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 75, 685-703, 2014.
14. Koseoglu M.F., Baskaya S., The effect of flow field and turbulence on heat transfer characteristics of confined circular and elliptic impinging jets, *International Journal of Thermal Sciences*, 47, 1332-1346, 2008.
15. Miao M. Jr., Wu C.Y., Chen P.H., Numerical Investigation of Confined Multiple-Jet Impingement Cooling Over A Flat Plate at Different Crossflow Orientaions, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 55, 1019-1050, 2009.
16. 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, 31-44, 2005.
17. Patel V.C., Rodi R.W., Scheuere G., Turbulence models for near wall and low Reynolds number flows: a review, *AIAA Journal*, 23, 1308-1319, 1985.
18. Bredberg J., Davidson L., Low-Reynolds Number Turbulence Models: An Approach for Reducing Mesh Sensitivity, *J. of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 126, 14-21, 2004.
19. Penumadu P.S., Rao A.G., Numerical investigations of heat transfer and pressure drop characteristics in multiple jet impingement system, *Applied Thermal Engineering*, 110, 1511-1524, 2017.
20. Ichikawa Y., Motosuke M., Kameya Y., Yamamoto M., Honami S., Three-dimensional flow characterization of a square array of multiple circular impinging jets using stereoscopic PIV and heat transfer relation, *Journal of Visualization*, 19 (1), 89-101, 2016.
21. CHAM, Documentation for PHOENICS Version 2009, London, 2009.
22. Çalışır T., Çarpan Akışkan Jetleri Kullanarak Kanatçıklı Yüzeyler Üzerindeki Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2011.
23. Katti V., Prabhu S.V., Influence of spanwise pitch on local heat transfer distribution for in-line arrays of circular jets with spent air flow in two opposite directions, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33, 84-95, 2008.
24. Katti V., Prabhu S. V., Influence of streamwise pitch on the local heat transfer characteristics for in-line arrays of circular jets with crossflow of spent air in one direction, *Heat Mass Transfer*, 45, 1167-1184, 2009.
25. Zuckerman N., Lior N., Jet Impingement Heat Transfer: Physics, Correlations, and Numerical Modeling, *Advances in Heat Transfer*, 39, 565-631, 2006.
26. Chang-geng L., Jie-min Z., Experimental and Numerical Simulation Study of Heat Transfer Due to Confined Impinging Circular Jet, *Chem. Eng. Technol.*, 30 (10), 1355-1361, 2007.
27. Kılıç M., Çarpmalı Akışkan Jetlerle Kanal içine yerleştirilmiş elemanlardan olan konveksiyonla Isı Transferinin Sayısal ve Deneysel olarak incelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2013.