



## Farklı geometride akış yönlendiriciler ve çarpan jet kullanarak yüksek ısı akılı bir yüzeyden olan ısı transferinin iyileştirilmesi

Mustafa Kılıç<sup>1\*</sup>, Şenol Başkaya<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makina Mühendisliği, 01000, Seyhan, Adana, Türkiye

<sup>2</sup>Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 06570, Maltepe, Ankara, Türkiye

### Ö N E Ç İ K A N L A R

- Çarpan Akışkan jet ve akış yönlendirici kullanarak ısı transferinin iyileştirilmesi
- PHOENICS yazılımı kullanılarak sayısal model oluşturma
- Sayısal sonuçların literatürdeki deneysel veriler ile doğrulanması

#### Makale Bilgileri

Geliş: 18.02.2016

Kabul: 24.06.2016

#### DOI:

10.17341/gazimmfd.337616

#### Anahtar Kelimeler:

Çarpan akışkan jet,  
ısı transferi,  
akış yönlendiriciler,  
hesaplamalı akışkanlar  
dinamiği

#### ÖZET

Bu çalışmada sabit ısı akılı yüzeyde ısı transferinin, çarpan akışkan jet ve farklı geometride akış yönlendiricilerin birlikte kullanılarak iyileştirilmesi sayısal olarak araştırılmıştır. Çalışmada, akış yönlendirici kullanılmayarak kanal içindeki akış ve ısı transferi farklı Reynolds sayıları ve kanal yüksekliği-jet hidrolik çapı (H/Dh) oranları için incelenmiştir. Sonrasında kanal içine yerleştirilen iki adet silindirik, kare ve üçgen akış yönlendiricinin akışa ve ısı transferine etkisi; farklı akış yönlendirici-jet merkezi mesafeleri için incelenmiştir. Son aşamada ise dört adet üçgen akış yönlendirici kullanılarak, ikinci grup akış yönlendiricinin ısı transferine etkisi incelenmiştir. Sonuç olarak; çarpan akışkan jet ile farklı geometride akış yönlendiricilerin birlikte kullanılarak; ısı transferinde akış yönlendirici kullanılmaması durumuna göre %28'e kadar bir artış sağlanabildiği görülmüştür. Re sayısının artması ile ısı transferinin artış gösterdiği, kanal yüksekliğindeki azalmanın yerel Nu sayısında belirgin bir artışa sebep olmadığı, silindirik akış yönlendirici merkezi; yerel Nu sayısı L/Dh=1,4 değerinde maksimum değerine ulaştığı, en etkin ısı transferinin üçgen akış yönlendirici ile elde edildiği tespit edilmiştir. İkinci grup akış yönlendirici kullanılmadığında ise, yerel olarak %36,1'lik bir artış sağlanabilmesine karşın plaka genelinde ısı transferinde önemli bir artış olmadığı tespit edilmiştir. Ayrıca; modellemede kullanılan düşük Reynolds sayılı k-ε türbülans modelinin sıcaklık dağılımını ve akış özelliklerini iyi şekilde temsil edebildiği görülmüştür.

## Improvement of heat transfer from high heat flux surfaces by using vortex promoters with different geometries and impinging jets

### H I G H L I G H T S

- Enhancing heat transfer by using impinging jets and vortex promoters
- Numerical investigation using PHOENICS software
- Verification of numerical results using experimental data in the literature

#### Article Info

Received: 18.02.2016

Accepted: 24.06.2016

#### DOI:

10.17341/gazimmfd.337616

#### Keywords:

Impinging jet,  
heat transfer,  
vortex promoters,  
computational fluid  
dynamics

#### ABSTRACT

In this study; the enhancement of heat transfer from a surface with constant heat flux using an impinging jet and different shapes of vortex promoters was investigated numerically. Firstly, fluid flow and heat transfer in a channel were investigated for different Reynolds numbers, and ratio of channel height to nozzle hydraulic diameter (H/Dh), without using vortex promoters. Afterwards, effects of cylindrical, square and triangular vortex promoters on fluid flow and heat transfer for ratio of distance of vortex promoter to jet center to nozzle hydraulic diameter were investigated. In the last phase; effects of second group of vortex promoters were investigated on heat transfer and fluid flow. As a result; by using impinging jets and vortex promoters an increase of 28% on heat transfer from the surface can be observed according to the condition without vortex promoter. With increasing Reynolds number an increase on heat transfer was observed. Decreasing the channel height does not increase the heat transfer significantly. For the cylindrical vortex promoters maximum local Nusselt number is obtained at L/Dh=1.4. The most effective heat transfer is obtained with triangular vortex promoters. Using second group of vortex promoters can cause an increase of 36.1% on heat transfer locally, but cannot cause a prominent increase on heat transfer along the target plate generally. Additionally, it is observed that the low Reynolds k-ε turbulent model can represent temperature variation and flow characteristic quite well.

\*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: mkilic@adanabtu.edu.tr / Tel: +90 322 455 00 00

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Günümüzde elektronik elemanların ürettiği ısı miktarının artması, bu elemanların soğutulması için gerekli soğutma sistemlerinin karmaşıklığını ve maliyetini arttırmıştır. Bundan dolayı çarpmalı akışkan jetlerin elektronik elemanların soğutulmasına yönelik uygulamaları büyük önem taşımaktadır. Jet çarpma tekniğini cazip hale getiren etken; sınırlı bir yüzeyde yüksek ısı transferi sağlamasıdır. Böylece, minimum akış miktarı ile çok yüksek oranlarda ısı transferi gerçekleştirilebilir. Akış yönlendiriciler ise soğuk akışkanın ısıtılan yüzeye yönlendirilerek, yüzeyin daha etkin bir şekilde soğutulmasını sağlamak için kullanılmaktadır. Bu çalışmada; çarpan jet ve farklı geometride akış yönlendiricilerin birlikte kullanıldığı durumda, yüksek ısı akılı ( $10000 \text{ W/m}^2$ ) bir yüzeyden olan ısı transferi ve akış özellikleri incelenmiştir. Literatürde çarpan jetlerle ilgili hem deneysel hem de sayısal olarak düz ve kanatçıklı yüzeyler için gerçekleştirilmiş çalışmalar bulunmaktadır. Lin vd. [1] çalışmalarında; Reynolds sayısının ve nozul-plaka mesafesinin ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Katti ve Prabhu [2] dikdörtgen sıralı olarak yerleştirilmiş çoklu jetlerin düz plaka üzerine çarptırılması sonucu yerel ısı transferi dağılımını kızılötesi ısı görüntüleme tekniği ile incelemişlerdir. Nada [3] deneysel çalışmada, silindir yüzeyine farklı geometrilerdeki yarıklardan gönderilen jet akışını incelemiştir. Fenot [4] deneysel çalışmada, içbükey yarı silindire uygulanan çarpmalı hava jetinin ısı transferine etkilerini incelemiştir. Dagtekin ve Oztop [5] sayısal çalışmalarında laminer akış rejiminde isothermal duvarlar içindeki ikili jet akışını incelemişlerdir. Isman vd. [6] gerçekleştirdikleri sayısal çalışmada sabit yüzey ısı akısına sahip sınırlandırılmamış bir plakanın bir tek çarpmalı jet ile soğutulması araştırmışlardır. Arquıs vd. [7] sayısal çalışmalarında tek bir girişten uygulanan hava jetinin bir grup ısı kaynağını soğutulmasına ilişkin akış ve ısı transfer karakteristiğini incelemişlerdir. Mehryar ve Giovannini [8] yüzeye monte edilmiş kare silindire jet akışının uygulanması sonucu oluşan türbülans etkilerini ve akış özelliklerini incelemişlerdir. McGuinn vd. [9] iki ayrı çıkış geometrisine sahip nozuldan oluşturulan akışın sağladığı ısı transferini incelemişlerdir. Yan vd. [10] kanal akışı ile jet akışının birlikte uygulandığı durumda ısı transferi incelemişler ve hat şeklindeki aksial kanatçıklara uygulamışlardır. Basit ve etkili bir akış karışımı elde etmek için karşılıklı jet akışların çarpıştırılması Wang vd. [11] tarafından incelenmiştir. Pınarbaşı vd. [12] akış yönlendirici yada vorteks üretici olarak iki adet kare silindir kullanmışlar ve bunların birbirine uzaklıklarının değişmesi durumunda akış yapısındaki değişiklikleri incelemişlerdir. Akışkan olarak su kullanılmıştır. Mevcut literatürden farklı olarak birinci vorteks üreticiye çarparak ayrılan akış yapısının ikinci vorteks üretide pozitif ve negatif girdapların birbirine yaklaşması ile yeniden birleştiğini tespit etmişlerdir. Kilic vd. [13, 14] sabit ısı akılı düz bir plakanın çarpan akışkan hava jeti ve akış yönlendiriciler yardımı ile soğutulmasını farklı Reynolds sayıları ve boyutsuz kanal yükseklikleri için incelemiştir. Ortalama Nusselt sayısının  $Re = 4000-10000$

aralığında %49,5;  $H/D_h = 4-10$  aralığında ise, %17,9 oranında arttığı tespit edilmiştir. Reodikar vd. [15] düz bir plakanın sıkıştırılabilir jetler yardımı ile soğutulmasını farklı orifis şekillerinde (dairese, eliptik, kare ve üçgen) ve farklı mach sayılarında (0,4-1,0) deneysel olarak incelemiştir. Durma noktası Nusselt sayısının dairese orifisde en büyük, eliptik orifisde ise en küçük değerde olduğu ve adayabatik duvar sıcaklığının orifis şekline ve mach sayısından bağımsız olduğu tespit edilmiştir. Greco vd. [16] düz bir plakanın soğutulmasında ikili dairese jetlerin ısı transferine ve akış karakteristiğine etkisini farklı nozul-plaka mesafeleri ( $H/D= 2-10$ ) için incelemiştir. İkili jetlerin daha yüksek aksel hız ve türbülans seviyesine ulaştığı tespit edilmiştir. Singh vd. [17]  $0^\circ-80^\circ$  aralığında eğime sahip 10 adet dalga şeklindeki plakadan oluşan bir ısı değiştiricide ısı transfer katsayısının değişimini incelemiştir.  $20^\circ$  eğim açısına sahip dalgalı plakanın en yüksek ortalama ısı transfer katsayısına ve thermal uzunluğa sahip olduğunu belirlemişlerdir. Ng vd. [18] üçgen kesitli silindirik bir akış yönlendirici etrafındaki akışı, farklı karşılama açılarında ( $\alpha=0^\circ-60^\circ$ ) ve Reynolds sayıları ( $Re=0-200$ ) için incelemiştir. En yüksek akış ayrışmasının  $\alpha=34^\circ$  olduğu, Reynolds sayısı arttıkça ayrışan girdapların daha düzensiz hale geldiği tespit edilmiştir. Guan vd. [19] içbükey bir hedef plakaya iki adet çarpan jet uygulandığında farklı jet-çarpma noktası mesafesi ( $H/d= 6-12$ ), jet-ofset mesafesi ( $L/d= 0-2,5$ ) ve jet Reynolds sayısı ( $Re=6900-26100$ ) değerleri için ısı transferini incelemiştir.  $H/d$  değeri arttıkça yüzeyden olan ısı transferinin azaldığı, jet-ofset mesafesi optimum değerine  $L/d=1,5$ 'de ulaştığı, Reynolds sayısının artışının içbükey plakanın iç bölgesinde türbülans kinetik enerjisini arttırdığı, bu durumun ısı transferini artırdığını belirlenmiştir. Teamah vd. [20]  $Al_2O_3$  nanoakışkanının düz bir plakaya çarptırılması ile oluşan ısı transferini ve akış yapısını sayısal ve deneysel olarak farklı Reynolds sayılarında ( $Re=3000-32000$ ) ve nanoakışkan hacim oranlarında ( $\phi=0-10$ ) incelemiştir. Akışkan içindeki nanopartiküller arttıkça, akışkan olarak yalnız suyun kullanıldığı duruma göre yüzeyden olan ısı transferinin arttığı, ısı transfer katsayısında % 62 oranında bir artış sağlanabildiği, akışkan olarak  $CuO$  kullanıldığı; ısı transferinde  $Al_2O_3$  nanoakışkanı kullanılma durumuna %8.9 ve  $TiO_2$  nanoakışkanı kullanılma durumuna göre %12 oranında bir artış sağlanabildiği görülmüştür. Manca vd. [21] saf su ve  $su/Al_2O_3$  nanoakışkanı kullanıldığı durumda, sınırlandırılmış çarpan jetlerin sabit ısı akılı düz bir plakadan olan ısı transferine etkisini incelemiştir. Jet reynolds sayısı ( $Re=100-400$ ) ve boyutsuz kanal yüksekliği ( $H/W=4-10$ ) çalışmada kullanılan parametrelerdir. Reynolds sayısı ve akışkan içerisindeki partikül konsantrasyonu arttıkça yerel ısı transfer katsayısının ve Nusselt sayısını arttırdığı, ortalama ısı transfer katsayısındaki en yüksek artışın (%36)  $H/W=10$  ve nanoakışkan hacim oranlarını  $\phi=5$  olduğu durumda elde edildiği ifade edilmiştir. Sun vd. [22]  $CuO$  nanoakışkanı kullanılan tek bir çarpan jetin ısı transferine etkisini incelemiştir. Nanoakışkan kullanıldığında yalnızca su kullanılması durumuna göre ısı transferinde önemli bir artış sağlanabildiği, basınç düşüşünde önemli bir değişim olmadığı, dairese nozul kullanıldığında, kare şekilli nozula

göre daha yüksek ısı transfer katsayısı elde edildiği, jet açısı 90° olduğunda en yüksek ısı transferinin elde edildiği belirlenmiştir. Calisir vd. [23] dairesel jetler kullanılarak üçgen ve kare kanatçık bulunan yüzeyler üzerine çarptırılması sonucu oluşan akış yapısı sayısal olarak incelemiştir. H/d değerinden bağımsız olarak kare kanatçıklı yüzey üstünde jet akışının kanatçık üstünde ayrıştığını, bu nedenle çarpma noktası üstünde Nu sayısında ani düşüşler meydana geldiğini, H/d=2 olduğu durumda duvar jetlerinin daha etkili olduğunu, üçgen kanatçıklı yüzeyler üstündeki duvar jeti hızının daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Dogan ve Oney [24] ısı transferini artırma çalışmaları kapsamında; alüminyum köpük ısı alıcılarla genişletilmiş ısı kaynakları bulunan yatay bir kanalda taşınımın gerçekleşen ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Kanal içerisinde 10 PPI alüminyum köpük ısı alıcıların kullanılması durumunda, köpük ısı alıcılar kullanılmadan elde edilen sonuçlara göre yaklaşık olarak %36 ila %70 daha fazla ısı transferi sağlanabildiğini tespit etmişlerdir. Sertkaya vd. [25, 26] 10, 20, 30 PPI gözenek yoğunluğuna sahip açık hücreli alüminyum köpüklerin hava jeti uygulanarak soğutulmasını deneysel ve teorik olarak (bir ve iki boyutlu) incelemiştir. Her 3 numunede de alüminyum köpükler üzerine üflenen hava hızı arttıkça y eksenli boyunca kanat sıcaklığının azaldığını, x eksenli yönündeki sıcaklık değişiminin ihmal edilebilecek kadar az olduğunu tespit etmişlerdir. Mevcut çalışmalar genel olarak değerlendirildiğinde; kanal içine akış yönlendiricilerin konulması karışım etkinliğini artırmakta, bu durum ısı transferinin artmasına sebep olmaktadır. Reynolds sayısının artışı yüzeyden olan ısı transferini artırırken, boyutsuz kanal yüksekliğinin değişimi ısı transferinde belirgin bir artışa sebep olmamaktadır. Birden çok akış yönlendirici kullanıldığında, akış yönlendiriciler arası mesafe azaldığında karışım etkinliği artmaktadır. Akışkan olarak nanoakışkanlar kullanıldığında ısı transferinde belirgin bir artış sağlanabilmektedir. Nanoakışkan hacim oranı (partikül konsantrasyonu) arttıkça ısı transferi de artmaktadır. Isı transferinde en belirgin artış CuO nanoakışkanı ile sağlanmıştır.

Literatür araştırmasından görüldüğü üzere çarpan jetlerle ve akış yönlendiricilerle ilgili ayrı ayrı bazı çalışmalar bulunmaktadır, ancak akış yönlendiricilerin çarpmalı akışkan jetlerle birlikte kullanılarak yüzeyden olan ısı transferinin iyileştirilmesine yönelik deneysel ve sayısal çalışmalara ihtiyaç olduğu değerlendirilmiştir. Bu sebeple bu çalışmada; sabit ısı akısına sahip yüzeyden olan ısı transferinin, çarpan akışkan jet ve farklı geometride akış yönlendiricilerin birlikte kullanılarak iyileştirilmesi farklı parametreler kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir.

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

Bu çalışmada, yüksek ısı akılı yüzeyden olan ısı transferinin ve akış özelliklerinin, çarpmalı akışkan jet ve akış yönlendiricilerin birlikte kullanılarak iyileştirilmesi sayısal olarak incelenmiştir. Sabit ısı akısına (10000 W/m<sup>2</sup>) sahip

çarpma yüzeyi 300 mm uzunluğunda ve 50 mm genişliğinde modellenmiştir. Nozul hidrolik çapı D<sub>n</sub>=9,9 mm'dir. Akış yönlendiriciler 10 mm hidrolik çapındadır ve y eksenli boyunca jetin sağına ve soluna yerleştirilmiştir. Türbülans modeli olarak çarpmalı jetlerde uygun sonuçlar verdiği görülmüş olan düşük Reynolds sayılı k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Sayısal olarak incelenen modelin geometrisi Şekil 1'de gösterilmiştir. Kütlelerin korunumu, momentum ve enerji denklemlerine uygun sınır şartları verilerek gerçekleştirilen modelleme sürekli şartlarda olup, çevreye radyasyon ile olan ısı transferi hesaba katılmayıp, sadece türbülanslı, zorlanmış taşınımın olan ısı transferi incelenmiştir. x-y düzlemi üzerine yerleştirilmiş plakanın 10000 W/m<sup>2</sup>'lik bir ısı akısına sahip olacak şekilde ısıtıldığı kabul edilmiştir. Ayrıca jet giriş sıcaklığı T<sub>j</sub>=24°C olarak modellenmiştir.

Kullanılan sınır şartları Tablo 1'de gösterilmiştir. Aşağıda sunulan diferansiyel denklemler giriş, çıkış ve duvar sınır verilerek çözdürülmüştür. 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<sub>μ</sub>, C<sub>1</sub> and C<sub>2</sub> ampirik katsayıları sönmeme fonksiyonları ile çarpılmaktadır. Süreklilik, türbülanslı momentum ve enerji denklemleri sırasıyla Eş. 1, Eş. 2 ve Eş. 3'de sunulmuştur.

Süreklilik denklemi:

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

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, sıkıştırılmaz bir akışta, türbülanslı kinetik enerjisi k ve dissipasyon oranı ε sırasıyla Eş. 4 ve Eş. 5'te verilmiştir.

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

$$\rho U_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + f_1 C_1 \mu_t \frac{\epsilon}{k} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_i} - f_2 C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

Türbülanslı kinetik viskozite denklemi ise Eş. 6'da ifade edilmiştir.

**Tablo 1.** Sınır Şartları (Boundary conditions)

	U	V	W	T	k	$\varepsilon$
Giriş	U=0	V=0	W=V <sub>j</sub>	T=T <sub>j</sub>	$k = (T_i w_{jet})^2$	$\varepsilon = (C_\mu C_d)^{3/4} \frac{k^{3/2}}{L}$
Çarpma Plakası	U=0	V=0	W=0	q"=sabit	k=0	$\frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = 0$
Çıkış	$\frac{\partial U}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial V}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial W}{\partial x} = 0$	T=T <sub>∞</sub>	$\frac{\partial k}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0$
Ön ve arka duvar	U=0	V=0	W=0	T=T <sub>∞</sub>	-	-
Üst duvar	U=0	V=0	W=0	T=T <sub>∞</sub>	-	-

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

Denklemlerde, C<sub>μ</sub>, C<sub>1</sub> ve C<sub>2</sub> ampirik sabitler, σ<sub>k</sub> ve σ<sub>ε</sub> ise sırasıyla k ve ε denklemlerinin türbülanslı Prandtl sayılarıdır. Kullanılan türbülans modelindeki bu sabitlerin değerleri ise Eş. 7'de verilmiştir:

$$\begin{aligned} \sigma_k &= 1,00; \quad \sigma_\varepsilon = 1,314; \\ C_1 &= 1,44; \quad C_2 = 1,92; \quad C_\mu = 0,09 \end{aligned} \quad (7)$$

Lam-Bramhorst düşük Reynolds sayısı k-ε türbülans modelinde kullanılan sönmüleme fonksiyonları ise Eş. 8 ve Eş. 9'da gösterilmiştir.

$$\begin{aligned} f_\mu &= [1 - \exp(-0,0165 Re_z)]^2 \left(1 + \frac{20,5}{Re_t}\right); \\ f_1 &= \left(1 + \frac{0,05}{f_\mu}\right)^3; \quad f_2 = 1 - \exp(-Re_t^2) \end{aligned} \quad (8)$$

$$Re_t = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon}; \quad Re_z = \frac{\rho k^{1/2} z}{\mu} \quad (9)$$

Re sayısı Eş. 10 ile hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{V_j \cdot D_h}{\nu} \quad (10)$$

Burada V<sub>j</sub> jet giriş hızını, D<sub>h</sub> nozul hidrolik çapını ve ν kinematik viskoziteyi ifade etmektedir. Yerel Nusselt sayısı ise Eş. 11'de tanımlanmıştır.

$$Nu_x = \frac{q'' \cdot D_h}{k(T_w - T_j)} \quad (11)$$

Denklemden q'' sabit ısı akısını, k havanın ısı iletim katsayısını, T<sub>w</sub> duvarın yerel sıcaklığını, T<sub>j</sub> ise jet çıkış sıcaklığını göstermektedir. 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

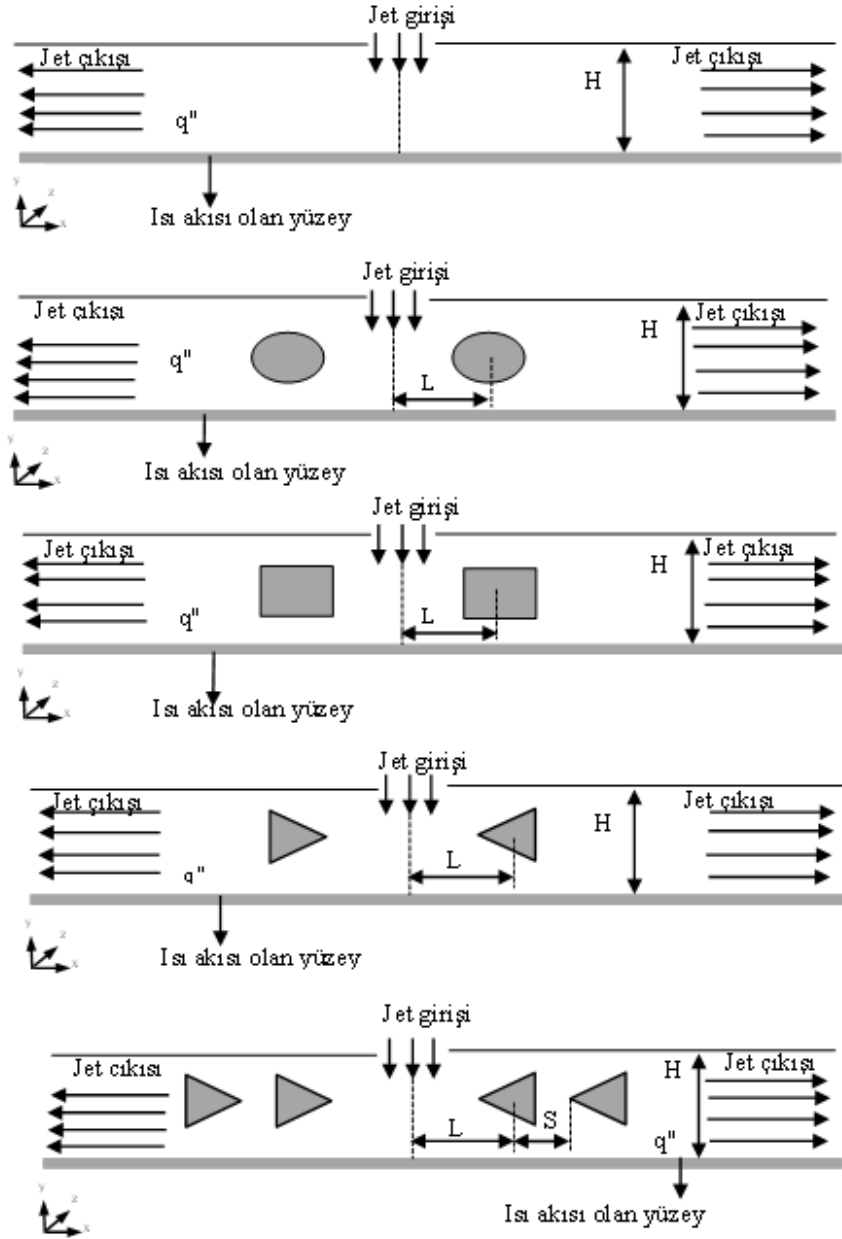
çarpma plakasına yakın bölgelerde sınır tabakasındaki değişiklikleri yakalayabilmek ve viskoz alt tabakayı modelleyebilmek için hücrelerin sıklığı arttırıldı. Özellikle türbülanslı akışta düşük Reynolds sayısı modelini kullanabilmek için tavsiye edilen y<sup>+</sup> değerinin 1'den küçük bir değeri için en az bir hücre yerleştirilmesi kriteri sağlanmaya çalışıldı.

$$y^+ = \frac{u_\tau z}{\nu}; \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (12)$$

Eş. 12'de u<sub>τ</sub> sürtünme hızıdır ve duvara yakın bölgedeki hızları temsil eden hız ölçeğidir.

### 2.1. Sayısal Sonuçların Doğrulanması (Validation of the Numerical Results)

Kısmi diferansiyel denklemlerin sonlu hacimler yöntemi ile integrali alınarak elde edilen lineer cebrik denklemler iteratif olarak PHOENICS paket programı ile çözdürülmüştür. İteratif bir çözümün uygulanmasından dolayı kalıntı değerler takip edilmiş ve 10<sup>-5</sup>'den daha düşük kalıntı değerleri elde edildiğinde problemin yakınsadığı kabul edilmiştir. Çözümün hücre yapısından bağımsızlaştırılması ve optimum hücre sayısının bulunması için gerçekleştirilen simülasyonlar sonucunda 6000 iterasyon sayısının ve x, y ve z yönlerinde olmak üzere 300x50x60 sayılarında hücre yapısının uygun olduğu görülmüştür. Şekil 2'de x-z düzlemi boyunca oluşturulan hücre yapısı sunulmuştur. Seçilen türbülans modeline göre hücre yapısı duvara yakın bölgelerde sıklaştırılmıştır. Şekil 3'de çalışmada oluşturulan model sonuçları Isman vd. [6] tarafından oluşturulan sayısal sonuçlar ve Bietelman vd. [27] tarafından yapılan deneysel sonuçlarla birlikte sunulmuştur. Çarpma noktası ve duvar jeti bölgesini kapsayacak şekilde hedef plaka ortasından alınan yerel sıcaklık değerleri yerel Nusselt sayısının hesaplanmasında kullanılmıştır. Şekil 4'de ise deney düzeneğine uygun olarak hazırlanan sayısal sonuçlar Kilic [28] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışma ile karşılaştırılmıştır. Re=8000 ve H/D<sub>h</sub>=6 durumunda hedef plakanın ortasından x eksenini boyunca hesaplanan Nu değerleri şekilde gösterilmiştir. Genel olarak model sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında iyi bir uyum görülmesine rağmen her iki karşılaştırmada da bu çalışmada oluşturulan model sonuçlarının çarpma noktasında deney



Şekil 1. Farklı akış yönlendiriciler için problemin geometrisi (Computational domain for different vortex promoters)

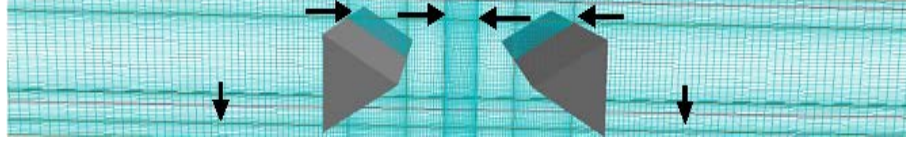
sonuçlarından daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun sebebinin çarpma bölgesindeki yüksek türbülans yoğunluğu sebebiyle modelin bu bölgeyi tam olarak yakalamamasından olabileceği değerlendirilmiştir. Karşılaştırmalardan elde edilen diğer bir sonuç ise; özellikle Şekil 4 de jetin çarpma noktasının ( $x=0$  m) bir taraftan bir duvarla sınırlandırıldığı durumda modelin duvar etkilerini de oldukça iyi bir şekilde modelleyebildiği görülmüştür.

### 3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

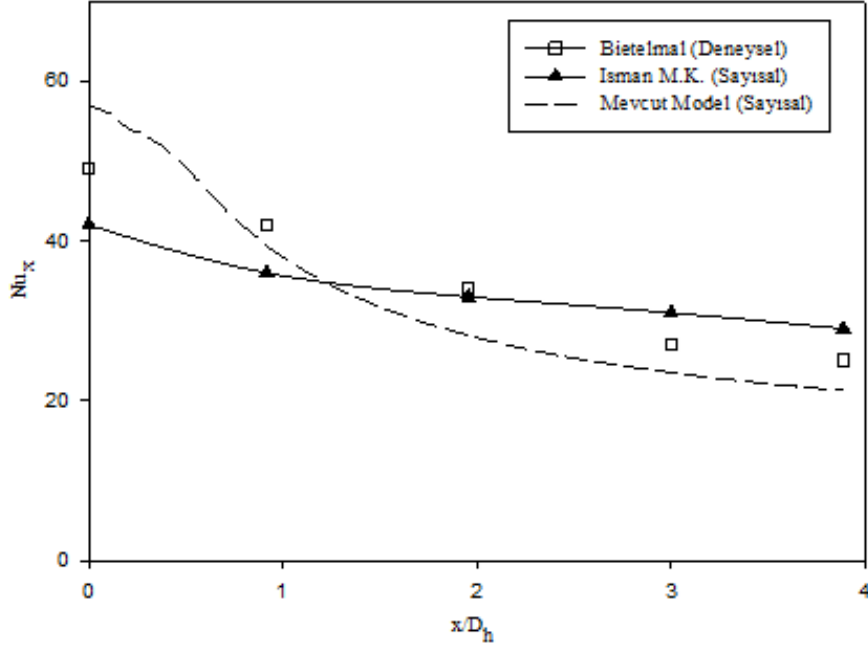
Bu bölümde, Reynolds sayısının, jet-çarpma plakası mesafesinin ve farklı geometrideki akış yönlendiricilerin çarpmalı akışa ve yüzeyde oluşan ısı transferine etkilerinin sonuçları gösterilmiştir.

#### 3.1. Re Sayısının Isı Transferine Etkisi (Effect of Re Number on Heat Transfer)

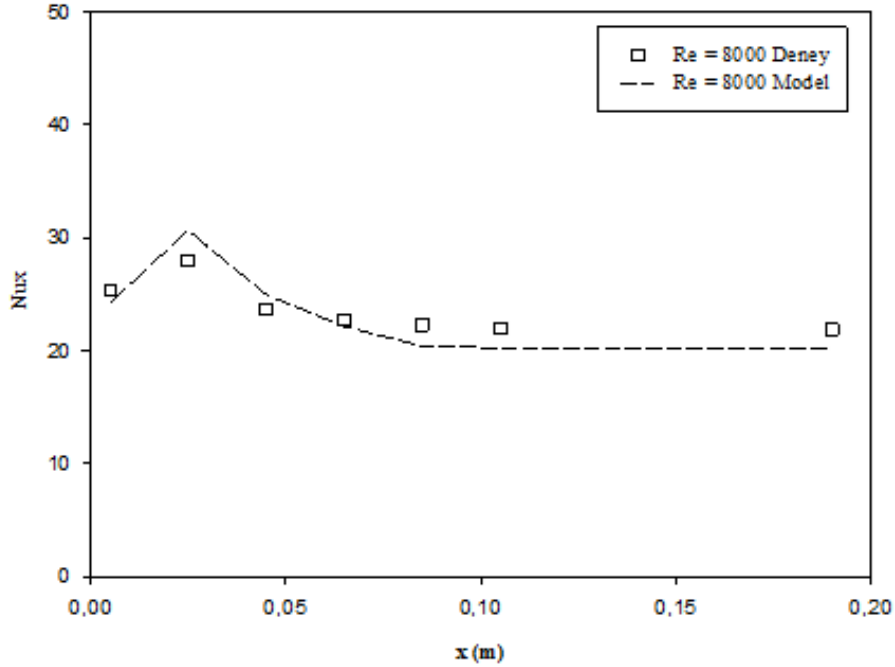
$H/D_h=1,75$  olduğu ve akış yönlendirici kullanılmadığı durumda yerel Nusselt sayısının Re sayısı ile değişimi Şekil 5'de, x eksenini boyunca oluşan hız vektörleri ve hedef plaka yüzeyindeki sıcaklık dağılımları ise Şekil 6'da sunulmuştur. Re sayısı artırıldıkça ısı transferinin artış gösterdiği, jet durma bölgesine yaklaştıkça Nu sayısındaki artışın daha da belirgin olarak görülebildiği tespit edilmiştir. Çarpma plakasının bakır olması sebebiyle plaka üzerindeki sıcaklık farklılığının iletimle ısı transferine bağlı olarak çok artmadığı, plakanın bir bütün olarak soğuma gösterdiği, ancak jet çarpma bölgesinden uzaklaştıkça ısı transferindeki kademeli artışın Re sayısı arttıkça daha belirgin olarak görülebildiği tespit edilmiştir.



Şekil 2. Hücre yapısı (Mesh structure)



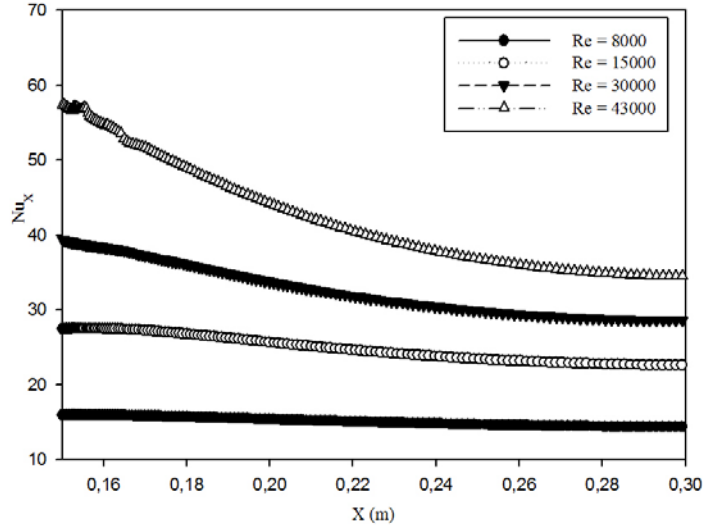
Şekil 3.  $Re=7900$  ve  $q''=3950 \text{ W/m}^2$  için model sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması  
(Comparison of numerical results with experimental results for  $Re=7900$  and  $q''=3950 \text{ W/m}^2$ )



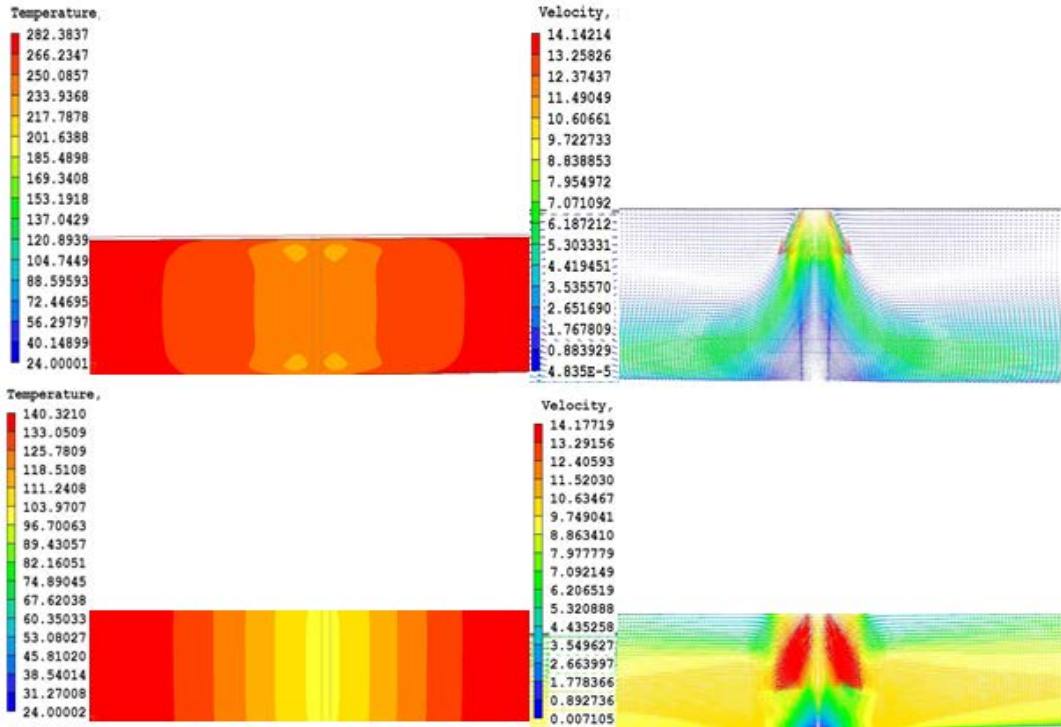
Şekil 4.  $Re=8000$  ve  $H/D_h=6$  için deneysel ve model sonuçlarının doğrulanması  
(Verification of numerical results with experimental results for  $Re=8000$  and  $H/D_h=6$ )

Re sayısı arttıkça jet çarpma bölgesinde ve jetin sağ ve sol yanında oluşan ikincil akışların belirgin olarak azaldığı

görülmüştür. Reynolds sayısının artması ile yerel Nusselt sayısının plaka boyunca arttığı görülmüştür.



Şekil 5. Hedef plaka yüzeyinde farklı Re sayılarının ısı transferine etkisi  
(Effects of different Re numbers on heat transfer from target plate)



Şekil 6. Re=8000 ve Re=43000 için hedef plaka yüzeyindeki sıcaklık dağılımları ve x eksenindeki hız vektörleri,  
(Temperature distribution on target plate and velocity vectors on x-axis for Re=8000 and Re=43000)

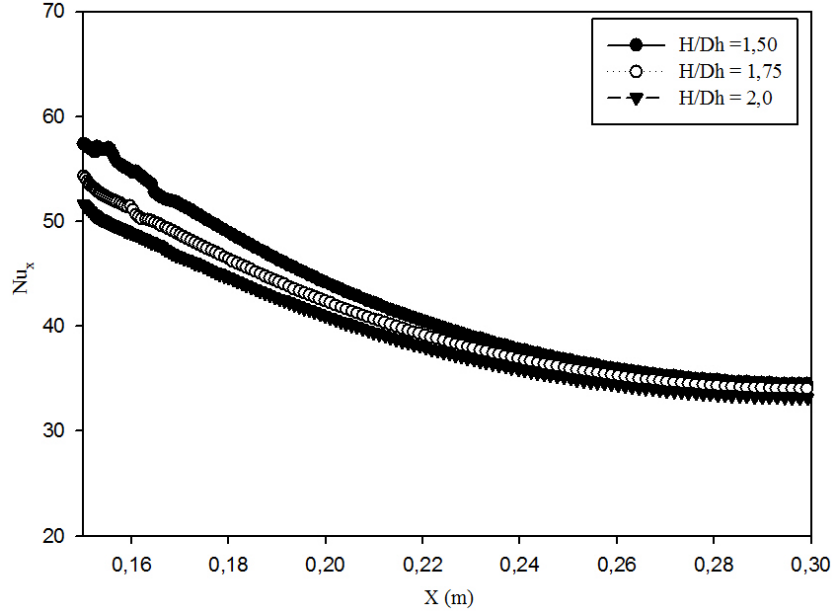
### 3.2. $H/D_h$ Oranının Isı Transferine Etkisi (Effect of $H/D_h$ on Heat Transfer)

$H/D_h$  değerindeki değişimlerin ısı transferine etkisi Re=43000 olması durumunda Şekil 7'de gösterilmiştir. Şekil 8'de  $H/D_h=1,5$  ve  $2,0$  değerleri için sıcaklık dağılımları sunulmuştur. Boyutsuz kanal yüksekliği azaldıkça, çarpma bölgesinde kısmi bir artış olduğu ancak duvar jeti bölgesinde hidrodinamik sınır tabakanın ani olarak artışına bağlı olarak jet etkisinin azaldığı, bu nedenle çarpma bölgesinden

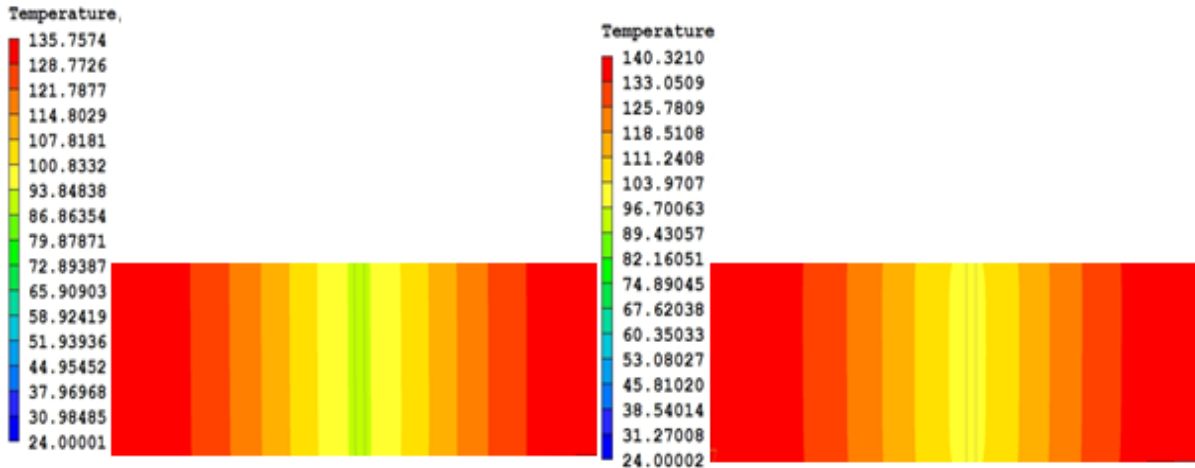
uzaklaştıkça boyutsuz kanal yüksekliğinin etkisinin önemini yitirdiği tespit edilmiştir.  $H/D_h=1,5-2,0$  arasında ortalama Nu sayısındaki artış % 4 olarak tespit edilmiştir.

### 3.3. Silindirik Akış Yönlendiricinin Isı Transferine Etkisi (Effect of Cylindrical Vortex Promoter on Heat Transfer)

Re=43000 ve  $H/D_h=1,75$  olduğu durumda; silindirik akış yönlendiricinin jet merkezine olan mesafesinin ( $L$ ), hidrolik çapa ( $D_h$ ) oranının  $L/D_h$  ısı transferine etkisi Şekil 9'da, ve



Şekil 7.  $H/D_h$  sayılarının ısı transferine etkisi (Effect of  $H/D_h$  on heat transfer)



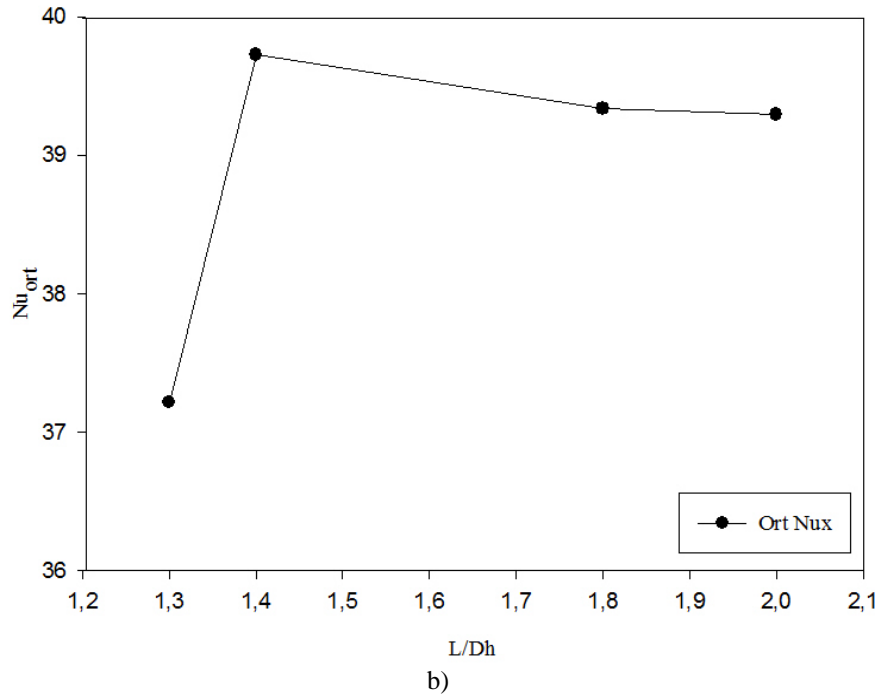
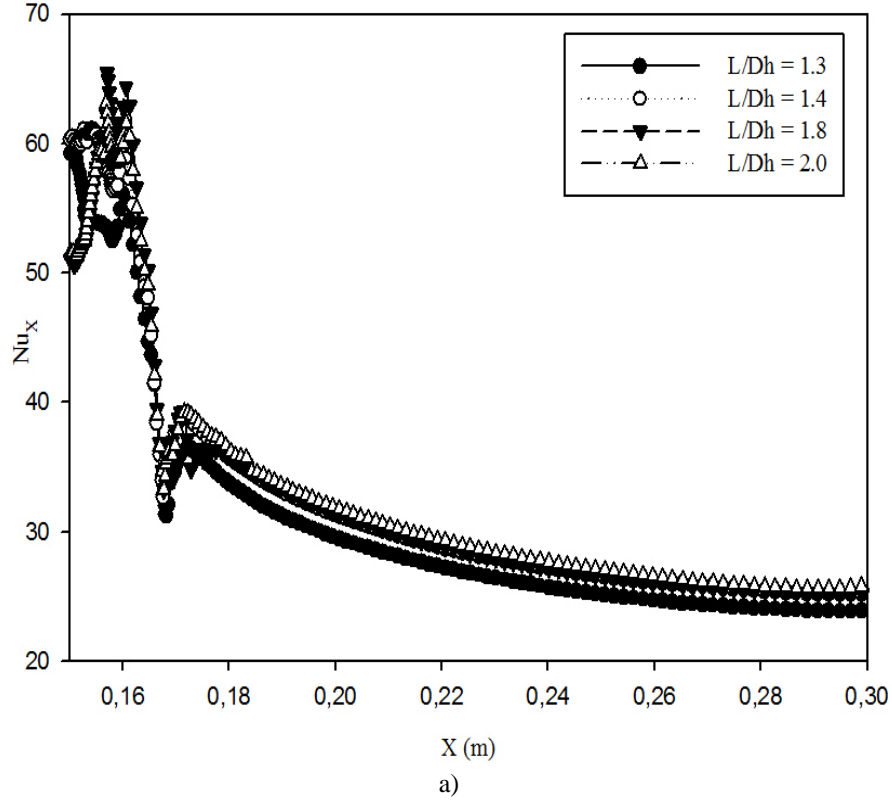
Şekil 8.  $H/D_h=1,5$  ve  $H/D_h=2,0$  için hedef plaka yüzeyindeki sıcaklık dağılımları  
(Temperature distributions on target plate for  $H/D_h=1.5$  and  $H/D_h=2.0$ )

Şekil 10'da  $L/D_h=1,3$  ve  $1,4$  değerleri için sıcaklık konturları ve hız vektörleri sunulmuştur.  $L/D_h=2,0-1,4$  aralığında silindirik akış yönlendirici merkezi, jet merkezine yaklaştırıldıkça yerel Nu sayısında artış olduğu tespit edilmiştir. Akışkanın akış yönlendirici tarafından yüzeye yönlendirilmesine bağlı olarak yüzeyde ısıl sınır tabakanın azaldığı, bu durumun yüzeydeki ısı transferini arttırdığı tespit edilmiştir. Yerel Nu sayısı  $L/D_h=1,4$  değerinde maksimum değerine ulaşmıştır. Ancak  $L/D_h=1,3$  değerinde yerel Nu sayısında belirgin bir düşüş olduğu tespit edilmiştir. Bunun sebebinin jetin yüzeye çarpmasından sonra yön değiştirmesi ve momentum transferine bağlı olarak hızlanması aşamasında akış yönlendirici ikincil akış oluşturarak jetin hızlanmasını engellediği, bu durumda hidrodinamik sınır tabakanın azalmasına ve ısıl sınır tabakanın artmasına sebep olduğu değerlendirilmiştir.

Ayrıca  $L/D_h$  oranının değişimine bağlı olarak yerel Nu eğrisinin tepe noktasının da değiştiği tespit edilmiştir. Bu durum silindirik akış yönlendirici kullanıldığında bölgesel olarak ısı transferinin belirgin bir şekilde artırılabilirdiğini ve akışın etkin bir şekilde yüzeye yönlendirilebildiğini göstermektedir. Öyle ki; akış yönlendiricilerin etkinliğinin belirgin bir şekilde görülebildiği jet çapma noktası ile  $x=16,46D_h$  noktasına kadar olan bölgede akış yönlendiricilerin kullanılması ortalama Nu değerinin %14,23 oranında artmasını sağlayabilmiştir.

Ancak akış yönlendiricinin etkisi, akışın kanalın merkezine doğru yön değiştirmesi ve ısıl sınır tabakanın kalınlaşması ile azalmaktadır. Bu durumda yüzeyde akış yönlendiricinin etkisinin azaldığı bölgelerde ortalama Nu değerinde %7,8 oranında bir azalma olduğu tespit edilmiştir.





Şekil 9. Farklı  $L/D_h$  oranlarının ısı transferine etkisi (Effect of different  $L/D_h$  rates on heat transfer)

### 3.4. Kare Akış Yönlendiricinin Isı Transferine Etkisi (Effect of Square Vortex Promoter on Heat Transfer)

Kare akış yönlendiricinin  $Re=43000$ ,  $H/D_h=1,75$  ve  $L/D_h=1,40$  değerleri için, ısı transferine ve akış profiline etkisi, Şekil 11'de ve Şekil 12'de sunulmuştur. Durma

bölgesinde meydana gelen ikincil akışlar silindirik akış yönlendiriciye göre daha az olmasından dolayı bu bölgede daha yüksek yerel Nusselt sayılarına ulaşılmıştır. Kare akış yönlendiricinin jetin aksi yönündeki yüzeyinde oluşan ikincil akışlara bağlı olarak hedef plakasına yönlendirilen bir miktar akışkan yüzeyden uzaklaşmış, bu durum

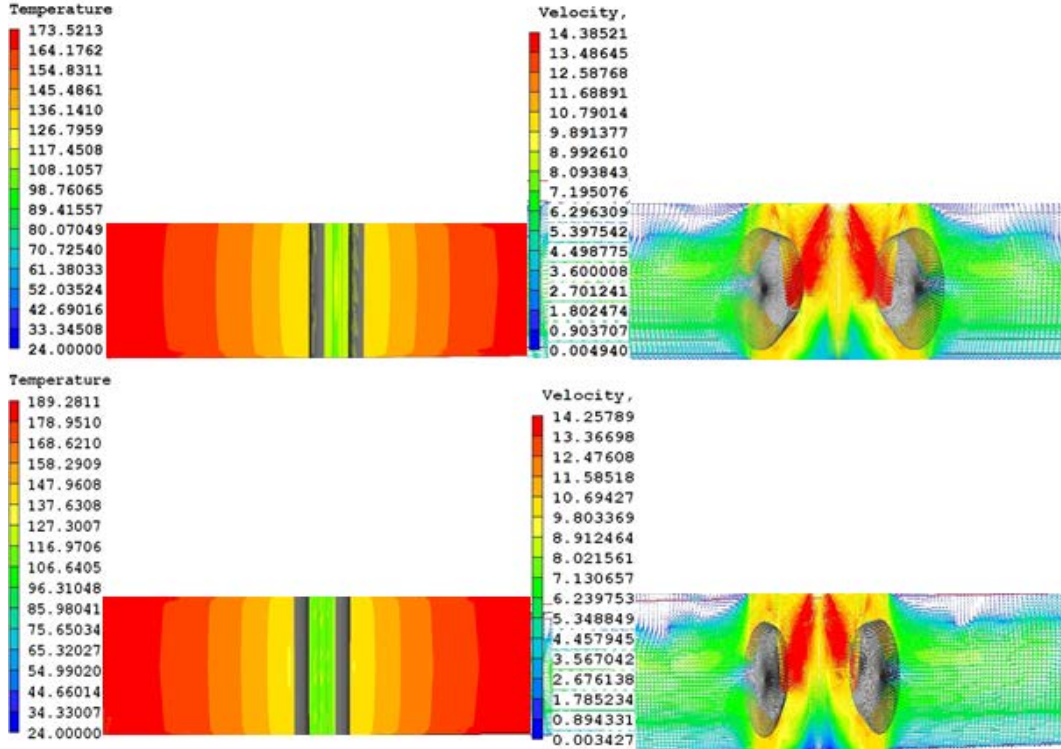
hidrodinamik sınır tabakanın azalmasına ve ısı sınır tabakanın artmasına dolayısı ile yerel Nusselt sayısının belirgin bir şekilde ani olarak düşmesine sebep olmuştur.

### 3.5. Üçgen Akış Yönlendiricinin Isı Transferine Etkisi (Effect of Triangular Vortex Promoter on Heat Transfer)

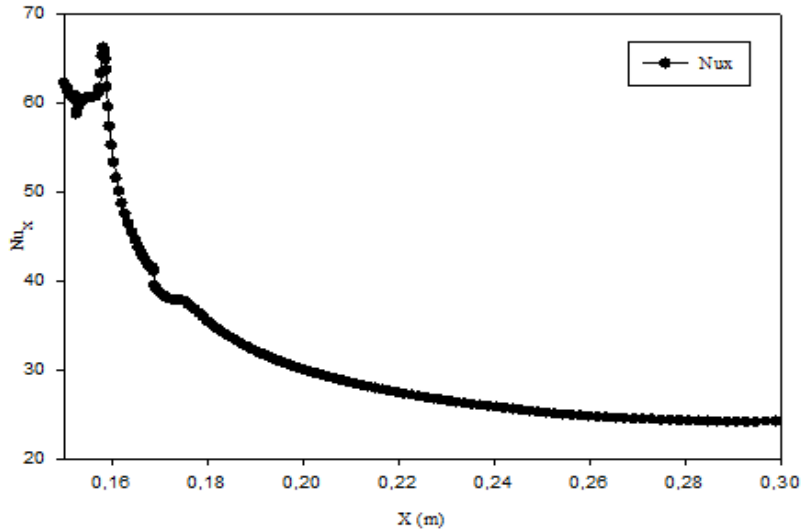
Üçgen akış yönlendiricinin;  $Re=43000$ ,  $H/D_h=1,75$  ve  $L/D_h=1,40$  değerleri için ısı transferine ve akış profiline etkisi Şekil 13 ve Şekil 14'de gösterilmiştir. Çarpma sonrası

durma noktasında yön değiştirerek, momentum transferi ile hızlanan akışkanın hedef plaka yüzeyine en uygun şekilde yönlendirilmesi üçgen akış yönlendirici ile sağlanmıştır.

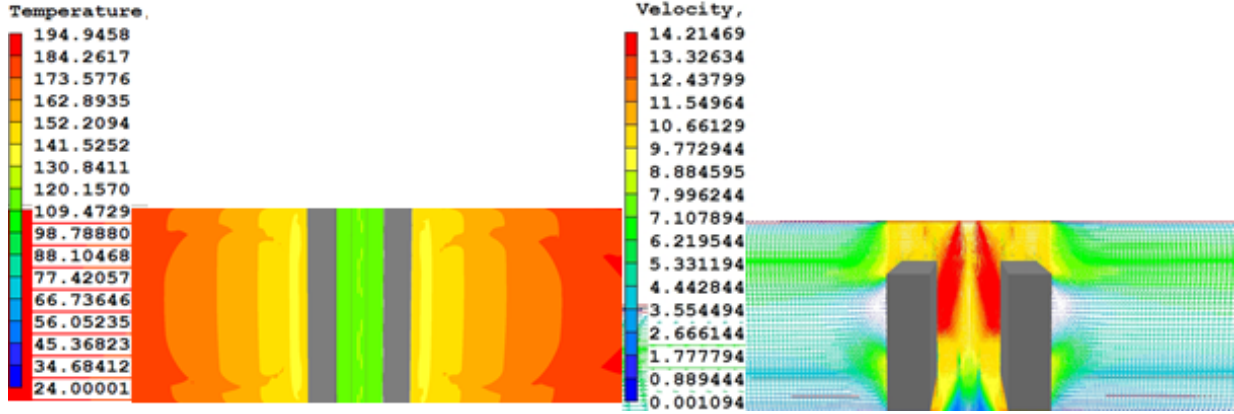
Bu nedenle, çarpma bölgesinde oluşan ikincil girdaplardan kaynaklanan hız azalması ve ısı sınır tabaka kalınlaşması üçgen akış yönlendiricide en az şekilde meydana gelmiştir. Akış yönlendiricinin, jetin aksi yönündeki tabanında oluşan ikincil akışlardan kaynaklanan hız düşüşü yine üçgen akış yönlendiricide en az şekilde meydana gelmiştir.



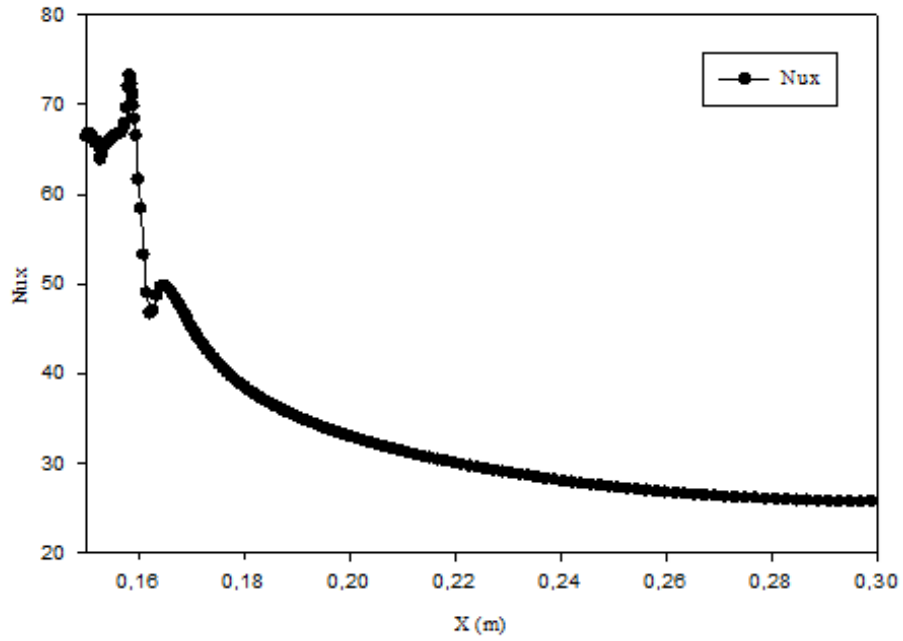
Şekil 10.  $L/D_h=1,3$  ve  $L/D_h=1,4$  için sıcaklık dağılımları ve hız vektörleri  
(Temperature distributions and velocity vectors for  $L/D_h=1.3$  and  $L/D_h=1.4$ )



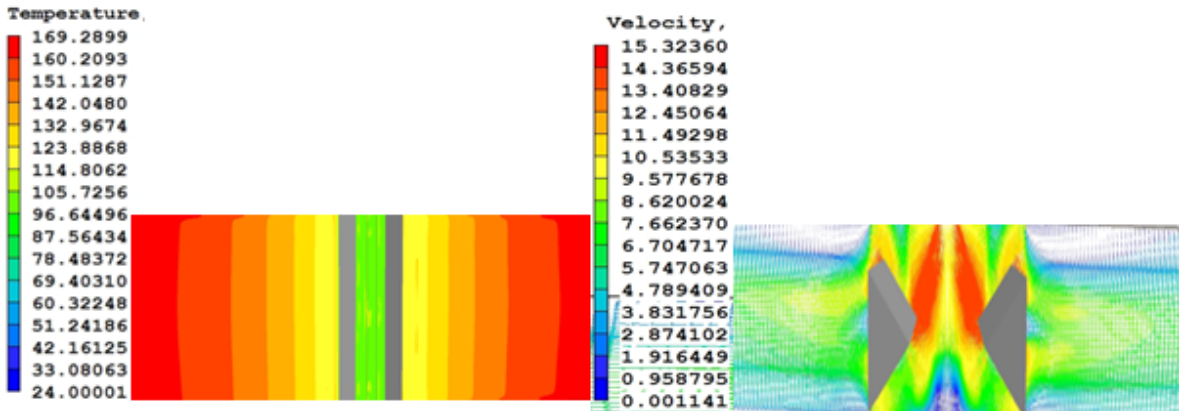
Şekil 11. Kare akış yönlendiricinin ısı transferine etkisi (Effect of square vortex promoter on heat transfer)



Şekil 12. Kare akış yönlendirici için sıcaklık dağılımları ve hız vektörleri  
(Temperature distribution and velocity vectors for square vortex promoter)



Şekil 13. Üçgen akış yönlendiricinin ısı transferine etkisi (Effect of triangle vortex promoter on heat transfer)



Şekil 14. Üçgen akış yönlendirici için sıcaklık dağılımları ve hız vektörleri  
(Temperature distributions and velocity vectors for triangle vortex promoter)

### 3.6. Akış Yönlendiricilerin Karşılaştırılması (Comparison of Vortex Promoters)

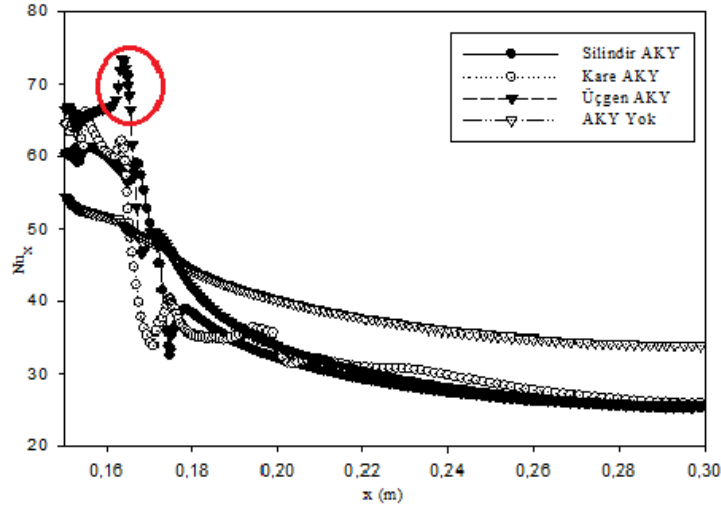
Re=43000, H/D<sub>h</sub>=1,75 ve L/D<sub>h</sub>=1,40 değerlerinde silindirik, kare ve üçgen akış yönlendiricilerinin ısı transferine ve akış profiline etkisi incelenmiş ve sonuçlar Şekil 15 ve Şekil 16'da sunulmuştur.

Akış yönlendiricilerin jet merkezi ile akış yönlendirici arasındaki bölgede, akış yönlendirici kullanılmaması durumuna göre belirgin bir ısı transferi artışı sağlayabildiği görülmüştür. Öyle ki; en yüksek ortalama Nu değerine üçgen akış yönlendiricinin kullanıldığı durumda ulaşılmıştır. Bu bölgede üçgen akış yönlendiricinin; kare akış yönlendiriciye göre %7, silindirik akış yönlendiriciye göre %12 ve akış yönlendirici olmaması durumuna göre ise %28 oranında ortalama Nu değerinde bir artış sağlayabildiği tespit edilmiştir. Ancak ısı transferindeki bu iyileşme plakanın tamamında görülemez. Bunun sebebinin; akış yönlendiriciden sonraki bölgede yüzeydeki akışkan hızında bir azalma olması ve bu durumun hidrodinamik sınır

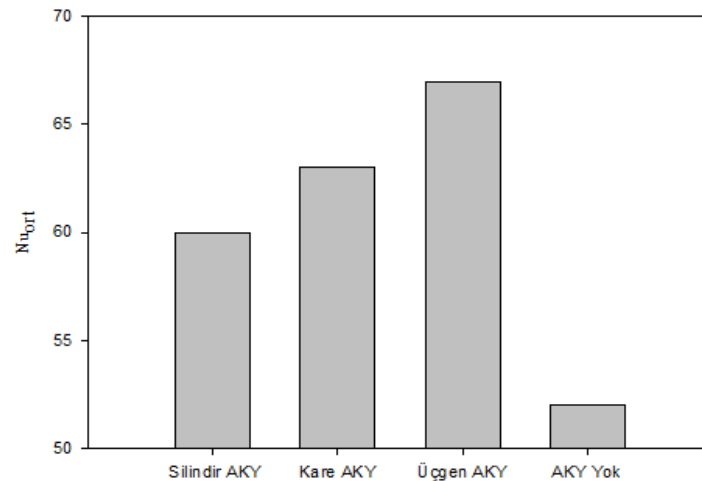
tabakanın azalmasına ve ısı sınır tabakanın artmasına sebep olduğu değerlendirilmiştir.

### 3.7. İkinci Grup Akış Yönlendiricinin Isı Transferine Etkisi (Effect of Second Group of Vortex Promoters on Heat Transfer)

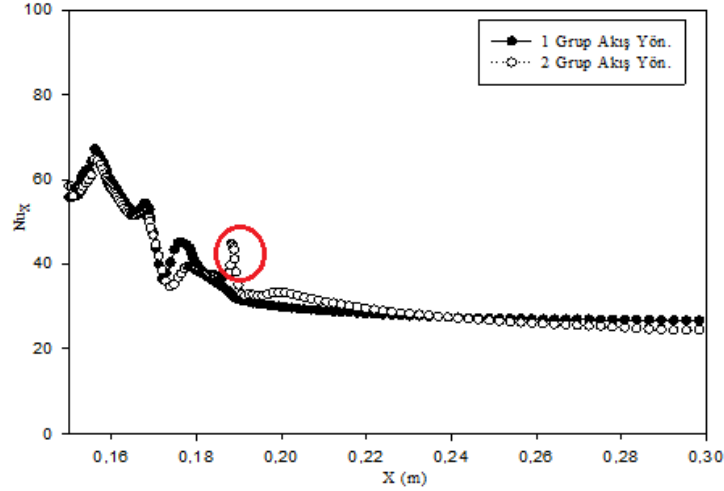
Re=43000, H/D<sub>h</sub>=1,75 ve L/D<sub>h</sub>=1,40, değerlerinde ikinci grup akış yönlendiricinin birinci grup akış yönlendiriciye uzaklığı (S) bir hidrolik çap kadar olduğu durumda ısı transferi ve akış özellikleri sırasıyla Şekil 17 ve Şekil 18'de gösterilmiştir. İkinci grup akış yönlendirici kullanılması durumunda; birinci grup akış yönlendiricilerin kullanıldığı bölgede ısı transferinde belirgin bir değişim olmadığı ancak birinci grup akış yönlendiriciler ile ikinci grup akış yönlendiriciler arasındaki bölgede soğutucu akışkanın hızında bir azalma olması sebebiyle yüzey sıcaklığında artış olduğu görülmüştür. İkinci grup akış yönlendirici kullanılmasına bağlı olarak yerel Nusselt sayısında %36,1'lik bir artış sağlanabilmiş ancak, plaka genelinde ısı transferinde önemli bir artış sağlanamamıştır.



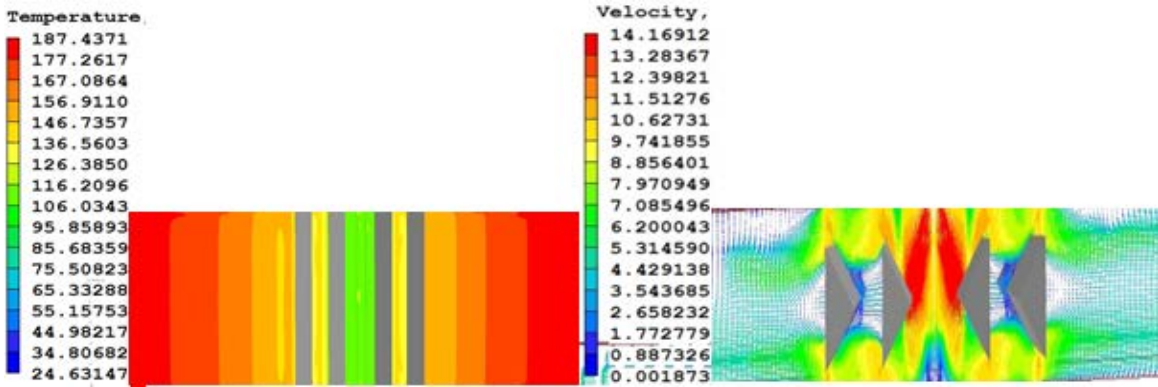
Şekil 15. Akış yönlendiricilerin yerel Nu sayısına etkisi (Effects of vortex promoters on local Nu numbers)



Şekil 16. Akış yönlendiricilerin Nu<sub>ort</sub> etkisi (Effects of vortex promoters on average Nu number)



Şekil 17. Üçgen akış yönlendiricinin ısı transferine etkisi (Effects of triangle vortex promoter on heat transfer)



Şekil 18. İkinci grup akış yönlendirici için sıcaklık dağılımları ve hız vektörleri  
(Temperature distribution and velocity vectors for second group of vortex promoters)

#### 4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada; yüksek ısı akımlı bir yüzeyde ısı transferinin, çarpmalı akışkan jet ve farklı geometride akış yönlendiricilerin birlikte kullanılarak iyileştirilmesi;  $Re=8000-43000$ , plaka yüksekliği-nozul hidrolik çapı ( $H/D_h$ ) oranı 1,5-2,0 ve akış yönlendiricinin jet merkezine olan mesafesi-nozul hidrolik çapı ( $L/D_h$ ) oranı 1,3-2,0 aralığında, sayısal olarak incelenmiştir.  $Re$  sayısının artması ile ısı transferinin beklendiği gibi arttığı gözlemlenmiştir. Boyutsuz kanal yüksekliği azaldıkça, çarpma bölgesinde kısmi bir artış olduğu ancak duvar jeti bölgesinde hidrodinamik sınır tabakanın ani olarak artışına bağlı olarak jet etkisinin azaldığı, bu nedenle çarpma bölgesinden uzaklaştıkça boyutsuz kanal yüksekliğinin etkisinin önemini yitirdiği tespit edilmiştir. Çarpan akışkan jet ile farklı geometride akış yönlendiricilerin birlikte kullanılarak; hedef plaka yüzeyinde belirgin bir sıcaklık azalması sağlanabildiği, ısı transferinde akış yönlendirici kullanılmaması durumuna göre %28'e kadar bir artış sağlanabildiği görülmüştür. Yerel  $Nu$  sayısı  $L/D_h=1,4$  değerinde maksimum değerine ulaşmıştır. En yüksek ortalama  $Nu$  değerine üçgen akış yönlendiricinin kullanıldığı durumda ulaşılmıştır. Bu

bölgede üçgen akış yönlendiricinin; kare akış yönlendiriciye göre %7, silindirik akış yönlendiriciye göre %12 ve akış yönlendirici olmaması durumuna göre ise %28 oranında ortalama  $Nu$  değerinde bir artış sağlayabildiği tespit edilmiştir. İkinci grup akış yönlendirici kullanılmaması durumunda ise, yerel olarak %36,1'lik bir artış sağlanabilmesine karşın plaka genelinde ısı transferinde önemli bir artış sağlanamadığı tespit edilmiştir. Modellemede kullanılan düşük Reynolds sayılı  $k-\epsilon$  türbülans modelinin sıcaklık dağılımını ve akış özelliklerini iyi şekilde temsil edebildiği görülmüştür. Bu alanda yapılacak müteakiki çalışmalarda; çarpan jetlerde farklı tip nanoakışkanların kullanılmasının, yüzeyde oluşan ısı transferine ve akış karakteristiğine etkisinin, çarpan jetlerin farklı yüzey soğutma teknikleri ile müşterek kullanılması durumunda ısı transferinde ve akış özelliklerinde meydana gelebilecek değişimlerin incelenmesinin faydalı olacağı değerlendirilmiştir.

#### 5. SİMGELER (SYMBOLS)

$C_1, C_2, C_\mu$  Türbülans modeli deneysel sabitleri  
 $D_h$  Nozul hidrolik çapı, mm

$f_1, f_2, f_\mu$	Sönümleme fonksiyonları
H	Nozul – hedef plaka mesafesi, mm
h	Yerel ısı transfer katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
H/D <sub>h</sub>	Boyutsuz nozul – plaka mesafesi
$k$	Türbülans kinetik enerjisi
k	Isı iletkenlik sayısı (W/mK)
L	Akış yönlendirici jet merkezi uzaklığı, mm
Nu	Nusselt sayısı
q''	Plaka sabit ısı akısı (W/m <sup>2</sup> )
Re	Reynolds sayısı
S	İki akış yönlendirici arasındaki mesafe, mm
T <sub>j</sub>	Jet giriş sıcaklığı (°C)
T <sub>w</sub>	Çarpma plakası yerel sıcaklığı (°C)
V <sub>j</sub>	Jet giriş hızı (m/s)
y <sup>+</sup>	Duvardan boyutsuz uzaklık
ε	Disipasyon oranı
μ	Dinamik viskozite (kg/m.s)
ν	Kinematik viskozite (m <sup>2</sup> /s)
ρ	Havanın yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )

#### TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışmanın mali desteği; Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu'nun (TÜBİTAK) 2219 Yurt Dışı Doktora Sonrası Araştırma Bursu ve Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesinin MM.2014-8 numaralı Bilimsel Araştırma Projesi tarafından sağlanmıştır.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Lin Z.H., Chou Y.J., Hung Y.H., Heat transfer behaviors of a confined slot jet impingement, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 2760-2780, 1999.
- Katti V., Prabhu S.V., Heat transfer enhancement on a flat surface with axisymmetric detached ribs by normal impingement of circular air jet, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29, 1279-1294, 2008.
- Nada S.A., Slot/slots air jet impinging cooling of a cylinder for different jets-cylinder configuration, *Heat Mass Transfer*, 43, 135-148, 2006.
- Fenot M., Doricnac E., Vullierme J., An Experimental Study on Hot Round Jets Impinging a Concave Surface, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29, 945-956, 2008.
- Dagtekin I., Oztop H., Heat transfer due to double laminar slot jets impingement onto an isothermal wall one side closed long duct, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35, 65-75, 2007.
- Isman M. K., Pulat E., Etemoğlu A.B., Can M., Numerical Investigation of Turbulent Impinging Jet Cooling of a Constant Heat Flux Surface, *Numerical Heat Transfer*, 53, 1109-1132, 2008.
- Arguis E., Rady M.A., Nada S.A., A numerical investigation and parametric study of cooling an array of multiple protruding heat sources by a laminar slot air jet, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28, 787-805, 2006.
- Mehryar R., Giovannini A., Twisted symmetry in multiple impingement jets at low Reynolds number, *International Journal of Thermal Sciences*, 77, 27-37, 2013.
- McGuinn A., Persoons T., O'donovan T., Murray D., Surface Heat Transfer from an Impinging Synthetic Air Jet, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 20, 1333-1338, 2005.
- Yan W.M., Liu H.C., Soong C.Y., Yang W.J., Experimental study of impinging heat transfer along rib-roughened walls by using transient liquid crystal technique, *Heat and Mass Transfer*, 48, 2420-2428, 2005.
- Wang S.J., Morris G., Garimella S., Fitzgerald A., Improved prediction of flow field in submerged and confined impinging jets using the Reynolds stress model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 2260-2268, 2004.
- Pınarbaşı A., Pınar E., Akıllı H., İnce E., Shallow water experiments on flow past two identical square cylinders in tandem, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, 49, 100-107, 2014.
- Kilic 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.
- Kilic M., Çalışır T., Başkaya Ş, Experimental and numerical investigation of vortex promoter effects on heat transfer from heated electronic components in a rectangular channel with an impinging jet, *Heat Transfer Research*, 48 (5), 435-463, 2017.
- Reodikar S.A., Meena H.C., Vinze R., Prabhu S.V., Influence of the orifice shape on the local heat transfer distribution and axis switching by compressible jets impinging on flat surface, *International Journal of Thermal Sciences*, 104, 208-224, 2016.
- Greco C.S., Castrillo C.M., Crispo T., Astarita T., Cardone, G., Investigation of impinging single and twin circular jets flow field, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74, 354-367, 2016.
- Sing N., Sivan R., Sotoa M., Faizal M., Ahmet M.R., Experimental Studies on parallel wavy channel heat exchangers with varying channel inclination angles, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 75, 173-182, 2016.
- Ng Z.Y., Vo T., Hussam W.K., Sheard G.J., Two-dimensional wake dynamics behind cylinders with triangular cross-section under incidence angle variation, *Journal of Fluids Structures*, 63, 302-324, 2016.
- Guan T., Zhang J., Shan Y., Convective heat transfer by a row of tab-excited impinging jets on a wedge-shape concave surface, *International Journal of Thermal Sciences*, 100, 37-53, 2015
- Teamah M.A., Dawood M.M., Shehata A., Numerical and experimental investigation of flow structure and behavior of nanofluids flow impingement on horizontal flat plate, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74, 235-246, 2016.

21. Manca O., Ricci D., Nardini S., Lorenzo G., Thermal and fluid dynamics behaviors of confined laminar impinging slot jets with nanofluids, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 70, 15-26, 2016.
22. Sun B., Qu Y., Yang D., Heat transfer of Single Impinging jet with Cu Nanofluids, *Applied Thermal Engineering*, 102, 701-707, 2016.
23. Calisir T., Caliskan S., Kilic M., Baskaya S., Numerical investigation of flow field on ribbed surfaces using impinging jets, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 32 (1), 119-130, 2017.
24. Dogan A., Oney B., Experimental investigation of convection heat transfer from aluminum foam heat sinks, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 29 (1), 71-78, 2014.
25. Sertkaya A.A., Ateş A., Altınışık K., Dinçer K., Experimental and numerical analysis of one dimensional heat transfer on open cell aluminum foams, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 28 (1), 149-159, 2015.
26. Sertkaya A.A., Akbaba B., Experimental and numerical analysis of a two dimensional heat transfer on open cell aluminum foams, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31 (2), 435-448, 2016.
27. Beitelmal A.H., Saad M.A., Patel C.D., The effect of inclination on the heat transfer between a flat surface and an impinging two-dimensional air jet, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21, 156-163, 2000.
28. Kilic M., Çarpmalı Akışkan Jetlerle Kanal İçine Yerleştirilmiş Elemanlardan Olan Konveksiyonla Isı Transferinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi, *Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2013.*

