

Jet Giriş Genişliğinin Isı Transferi ve Akış Yapısına Olan Etkisinin Araştırılması

Doğan Engin ALNAK¹, Koray KARABULUT^{*2},

¹Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Sivas

²Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, Doğalgaz ve Tesisatı Teknolojisi Programı, Sivas

Geliş tarihi: 29.03.2021

Kabul tarihi: 30.06.2021

Öz

Bu çalışmada, farklı jet giriş genişliklerindeki kanallarda bulunan düz yamuk ve ters yarım daire şeklinde iki farklı desene sahip bakır plakalı yüzeylerden hava jeti akışı ile olan ısı transferi sayısal olarak araştırılmıştır. Sayısal hesaplamalar, zamandan bağımsız ve üç boyutlu olarak enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin k-ε türbülans modeli Ansys-Fluent bilgisayar programı kullanılarak çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir. Kanalların üst ve alt yüzeyleri adyabatik olup desenli yüzeylere sabit ısı akısı uygulanmıştır. Jet giriş genişlikleri D_h ve $1,25D_h$ 'dir. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki çalışmanın sayısal ve deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve birbirleriyle uyumlu oldukları görülmüştür. Sonuçlar, her bir desenli yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklık değişimi olarak sunulmuştur. Jet ve plaka arası mesafe (H/D_h) 12'de $Re=9000$ için ters yarım daire desenli yüzeylerin ortalama Nu sayısı, düz yamuk desenli yüzeylerden yaklaşık %56 daha fazladır.

Anahtar Kelimeler: Jet giriş genişliği, Çarpan hava jeti, Desenli yüzey, Isı transferi

Search of the Effect of Jet Inlet Width on Heat Transfer and Flow Character

Abstract

In this study, the heat transfer was numerically researched by air jet flow from copper plate surfaces having different pattern shapes as flat trapezoid and reverse semi-circular in channels with different jet inlet widths. Numerical calculations were performed by solving the energy and Navier-Stokes equations in three dimensions and steady, using the Ansys-Fluent program with standard k-ε turbulence model. The top and bottom facets of the channels are adiabatic and fixed heat flux was implemented to the patterned facets. Jet entrance widths are D_h and $1,25D_h$. The results of the study were compared with the numerical and experimental results of the work in the literature and it was obtained that they are compatible with one another. The results were exhibited as the average Nu number and variation of facet temperature for each patterned facet. The average Nu number of reverse semi-circular patterned facets is approximately 56% more than flat trapezoid patterned facets at distance between jet-plate (H/D_h) 12 for $Re = 9000$.

Keywords: Jet entrance width, Impingement air jet, Patterned facet, Heat transfer

*Sorumlu yazar (Corresponding author): Koray KARABULUT, kkarabulut@cumhuriyet.edu.tr

1. GİRİŞ

Çarpan jet akışı, püskürtücüden yüzeye jet akışını içermektedir. Çarpan jetin ısı transferi, genellikle geleneksel yöntemlerle elde edilenden daha fazladır. Katı yüzeyi ısıtmak veya soğutmak için kullanılan yaygın bir yöntemdir [1]. Çarpan jet tekniğine metallerin sertleştirilmesi, türbin kanatçıklarının soğutulması işlemlerinde [2] ve güneş hücrelerin soğutulması gibi çok çeşitli sanayi uygulamalarında başvurulmaktadır [3]. Bunlardan başka, jet ile soğutma günümüzde yüksek kapasiteli elektronik ısı sistemler için kullanılabilir bir uygulama durumuna gelmiştir. Isı üretim miktarı fazla olan elektronik ekipmanlar, daima teknolojik gelişime uğradığı, hacimsel olarak küçüldüğü ve geliştiği için tekil olarak hava ile soğutulması kullanılabilmemesinin gerekli ve yeterli kapasiteyi sağlayamayacağı saptanmıştır. Soğutma işleminin çarpan jet ile yapılmasıyla fazla ısı akılı bu elemanlardan yüksek miktarlarda ısının transferi olanaklı hale gelmektedir [4,5].

Çarpan jet akışı hakkındaki daha önce gerçekleştirilen çalışmaların birinde, Carlomagno ve Ianiro [6] ısı transferi ve çarpan jet akış karakteristiği üzerinde Re sayısı ile jet ve plaka arası mesafenin etkisini detaylı bir şekilde incelemiştir. Çalışmalarını PIV (parçacık görüntülemeli hız ölçüm) tekniği ile gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca, PIV sonuçlarını ileri hesaplama yöntemleriyle de kıyaslamışlardır. Argus ve arkadaşları [7] laminer hava jeti akışı ile bir kanaldaki ısınmış blokların ısı transferini sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışmalarında, jet Re sayısının, kanal yüksekliğinin, jetin delik genişliğinin, soğutulan plakalar arası uzaklığın, plakaların yükseklik ve ısı iletim katsayılarının etkisini değerlendirmişlerdir. Genel itibarıyla, blokların etkin olarak soğutulmasının azalan kanal yüksekliği ve artan Re sayısı ile mümkün olabileceğini bulmuşlardır. Popovac ve Hanjalic [8] çarpan jet akışı uygulamasıyla küp şeklindeki bir plaka için ısı transferini incelemiştir. Ayrıca, küp etrafındaki akış özelliklerini araştırmışlar ve küpten olan ısı transferi ile akış yapısı arasında doğrudan bir ilişkinin var olduğunu belirlemişlerdir. Yang ve Hwang [9] yarı silindirik şeklinde dış bükey bir yüzey üzerine çarpan

türbülans özellikli bir jet akışını sayısal olarak incelemişler ve artan Re sayısı ile yüzeydeki hız değişimi ve türbülans kinetik enerjide artış saptamışlardır. Karabulut ve Alnak [10] sur ve dikdörtgen şeklinde olmak üzere iki farklı desene sahip sabit ısı akılı bakır plakalı yüzeylerin tek bir hava jeti akışı ile soğutulmasının sayısal araştırmasını yapmışlardır. Değişken parametreler olarak jet-plaka arası uzaklığı ve Re sayısını kullanmışlardır. Çalışmalarında, $Re=4000$ ve jet-plaka arası uzaklık değeri 4 için sur deseni şeklindeki yüzeylere göre dikdörtgen desen şeklindeki yüzeylerde ortalama Nu sayısında %31,45'lik fazladan bir artış elde etmişlerdir. Bir diğer çalışmada, Karabulut [11] dikdörtgen kesitli kanallar içerisinde ısıtılmış beşer adet ters ve düz daire şeklindeki desenli yüzeylerin hava jeti akışı ile soğutulmasını sayısal hesaplamalı olarak incelemiştir. Desenli yüzeylerin soğutma performansları üzerinde desen şeklinin ve jet-plaka arası mesafenin Re sayısına göre daha büyük bir öneme sahip olduğunu belirlemiştir. Mushatat [12] çarpan jetler için ısı transferi ve akış yapılarını sayısal hesaplamalı olarak incelemiştir. Bununla birlikte, jetin Re sayısının ve jetler arası uzaklığın Nu sayısı ve türbülans kinetik enerji değerlerini önemli ölçüde etkilendiğini belirlemiştir. Tepe [13] yarı dairesel bir iç bükey yüzey üzerinde kademeli dizi halinde çarpan jet soğutmasını sayısal olarak araştırmıştır. Sayısal hesaplamalarını farklı Re sayıları, jet-plaka arası uzaklıkları ve jet lülesi ve plaka arasındaki mesafeyi değerlendirerek yapmıştır. Sonuçlarında, ortalama ve noktasal Nu sayılarının jet lülesi ve plaka arasındaki mesafenin azalmasıyla arttığını belirlemiştir. Belarbi ve arkadaşları [14] ise bilgisayar işlemcisi soğutma kapasitesini artırmak amacıyla çarpan hava jetini kullanarak soğutucu bloğun ısı ve aerodinamik performanslarını deneysel olarak incelemiştir. Bunu yaparken hız gradyanı, ısı direnç ve sıcaklık değişimi üzerinde çarpan jetin uzaklığının etkisini de araştırmışlardır. Bunun yanında, ısı performans üzerinde bilgisayar işlemcisinin yerleştirilme konumunu da değerlendirmişlerdir. Sonuçlar, jet yüksekliği/çap oranı (Y/D) için 0,606 değeriyle en iyi soğutma performansına ulaşıldığını ve işlemci ünitesinin gerçek konumundan boylamasına 10 mm mesafe kadar konum değiştirmesinin soğutma kapasitesini iyileştirdiğini göstermiştir.

Leena ve arkadaşları [15] düz bakır bir plaka üzerine birden çok hava jeti çarpmasının soğutma performansı özelliklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal çalışma için Ansys-Fluent bilgisayar programını kullanırken, deneysel inceleme için ayrı bir sistem planlamışlardır. Simülasyonu yapılmış olan bir işlemcinin ısı transfer yüzeyi olarak tabandan ısıtılan bakır bir plakadan yararlanılmış ve sistemde sıralı jetler bir hat şeklinde düzenlenmiştir. Isı transferi miktarında Re sayısı ve jetler arası uzaklığın etkisini sayısal olarak araştırmışlar ve aynı zamanda, sayısal çalışma sonuçlarını deneysel sonuçlarla kıyaslamışlardır.

Sunulan çalışmada elektronik endüstrisinin en küçük birimi olup, bilgisayarlarda da kullanılan mikroçiplerden olan ısı transferini artırmak amacıyla dikdörtgen kesitli kanallar içerisindeki düz yamuk ve ters yarım daire şeklinde farklı desenlere sahip bakır plakalı yüzeylerin farklı jet genişliklerinde hava jeti akışı ile ısı transferinin sayısal incelemesi yapılmıştır. Sayısal inceleme, zamandan bağımsız, üç boyutlu olarak enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin k-ε türbülans modeli Ansys-Fluent bilgisayar programının kullanılarak çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, literatürdeki uygulamalar da gözetilerek 50x200 mm ölçülerinde ve farklı yüksekliklere sahip dikdörtgen şeklindeki kanallar kullanılırken, çarpan jet akışkanı 300K kanal giriş sıcaklığı olan hava kullanılmıştır. D_h ve $1,25D_h$ olmak üzere jet akış giriş uzunluğu, jet-desenli yüzeyler arası uzaklıklar (H/D_h), düz yamuk ve ters yarım daire olarak farklı geometrik desen şekilleri ve jet Re sayısı değişkenler olarak incelenmiştir. Araştırmada, desenli yüzeylere 1000 W/m^2 'lik sabit bir ısı akısı uygulanmıştır. Çalışmada, jet Re sayısı aralığı 5000-11000 iken jet-desenli yüzeyler arası uzaklığı ise $6D_h$ ve $12D_h$ 'dir. İncelenen çalışmanın sonuçları, literatürdeki çalışmanın deneysel ve sayısal sonuçlarıyla kıyaslanmış ve sonuçların uyumlu oldukları saptanmıştır. Ulaşılan sonuçlar, düz yamuk ve ters yarım daire olmak üzere desenli yüzeylerin her biri için ayrı ayrı ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklık değişimleri olarak verilmiş ve birbirleriyle karşılaştırılmalı incelemesi yapılmıştır. Farklı jet giriş genişlikleri, H/D_h

mesafeleri ve Re sayıları için jet akışın kanal içerisindeki sıcaklık ve akım çizgisi konturu dağılımları desenli yüzeyler için analiz edilmiştir. Çalışmada ayrıca desenli geometrilerin farklı Re sayıları, jet-plaka uzaklıkları ($H/D_h=3$ ve 6) ve jet giriş genişlikleri için tüm yüzeyler dikkate alınarak ortalama Nu sayısı (Nu_o), kanaldan jet akış çıkış sıcaklığı ($T_{jç}$) değerleri yorumlanmıştır.

2. SAYISAL İNCELEME

Çalışmada, üç boyutlu ve zamandan bağımsız olarak farklı şekillere sahip desenli yüzeyler üzerindeki jet akışın zorlanmış taşınım ısı transferinin sayısal olarak hesaplamalı çözümünde Ansys-Fluent programından yararlanılmıştır.

Süreklilik ve momentum denklemleri için yakınsama ölçeği 10^{-6} olup, enerji denklemi için bu değer 10^{-7} 'dir. Simülasyonlarda kullanılan ağ yapısı şekli dört yüzlüdür (tetrahedral). Ayrıca, çalışma literatürde bulunan diğer türbülans modelleriyle kıyaslandığında [16] üretilen kinetik enerjii azalttığı ve jet durma bölgesinde elde edilmesi gereken sonuca yaklaşıldığından çalışmada standart k-ε türbülans modelinin kullanılmasının uygun olduğu belirlenmiştir.

Kanaldaki akış ve ısı transferinin çözümüne aşağıda açıklandığı üzere gövde kuvvetinin bulunmadığı kararlı durumdaki türbülanslı akış için zaman ortalamalı kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinden türetilen kısmi türevli diferansiyel denklemlerin çözümü ile ulaşılmıştır [16].

Süreklilik denklemi (Eşitlik 1):

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemi (Eşitlik 2):

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (2)$$

Enerji denklemi (Eşitlik 3):

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

Türbülans kinetik enerji denklemi (Eşitlik 4):

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k' u_i) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho k') = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k'}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

Türbülans kinetik enerji yutulma terimi (Eşitlik 5):

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k'} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k'} \quad (5)$$

Bu denklemlerde ρ akışkanın yoğunluğunu, k' türbülanslı akışın kinetik enerjisini, u_i , x , y ve z eksenleri doğrultusundaki hız bileşenlerini, μ akışkanın viskozitesini, σ_k türbülanslı kinetik enerji Prandtl sayısını ($\sigma_k = 1$) göstermektedir. Türbülanslı kinetik enerji üretimi (G_k) ve türbülanslı akışın viskozitesini (μ_t) veren eşitlikler aşağıda verilmiştir [17] (Eşitlik 6-7).

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (6)$$

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

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve C_μ katsayıları, σ_ε ise türbülans yutulma Prandtl sayısını temsil etmektedir ve sırasıyla $C_{1\varepsilon}=1,44$, $C_{2\varepsilon}=1,92$, $C_\mu=0,09$ ve $\sigma_\varepsilon=1,3$ olarak alınmıştır [17]. Bu sabitlerin değerleri, birçok türbülanslı akış için çok sayıda veri uyumuyla elde edilmiştir.

Reynolds sayısı (Re) aşağıda verilen denklem ile hesaplanmaktadır (Eşitlik 8).

$$Re_k = \frac{V_\infty D_h}{\nu} \quad (8)$$

Burada D_h , jet girişinin hidrolik çapıdır (Eşitlik 9).

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = \frac{4(a.W)}{2(a+W)} \quad (9)$$

Bu denklemde A_c ve P sırasıyla jet girişinin kesit alanı ve çevre uzunluklarıdır. Nusselt sayısı (Nu), taşınım ile ısı geçişinin iletimle ısı geçişine oranı olarak değerlendirilir (Eşitlik 10).

$$-k \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_s = h(T_\infty - T_s) \text{ ve } Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (10)$$

Burada, h yüzey üzerindeki yerel ısı taşınım katsayısı, n ise yüzeye dik yöndür ve ortalama ısı taşınım katsayısı h_m , ve ortalama Nu sayısı (Nu_o) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

Ortalama ısı taşınım katsayısı (Eşitlik 11):

$$h_m = \frac{1}{L} \int_0^L h dx \quad (11)$$

Ortalama Nu sayısı (Eşitlik 12):

$$Nu_o = \frac{h_m D_h}{k} \quad (12)$$

Eşitlik 11 ve 12'de h ve h_m sırasıyla noktasal ve ortalama ısı taşınım katsayılarını belirtmektedir.

3. GEOMETRİK TASARIM

Şekil 1'de çalışmada incelenen desenli yüzeylerin var olduğu kanalların ölçüleri ve kullanılan sınır şartları perspektif görünüşler üzerinde gösterilmektedir. Çalışmada D_h ve $1,25 D_h$ olmak üzere iki farklı jet püskürtücü genişliği kullanılmış olup, hidrolik çap D_h değeri $9,9 \text{ mm}$ 'dir. Kanal, 200 mm boy uzunluğuna (L) ve 50 mm genişliğe (W) sahiptir. Jet akışkanının püskürtücüden çıkan kanal giriş hızı aralığı $4,42\text{-}9,72 \text{ m/s}$ olup jet girişinde uniform hız profiline sahip dikdörtgen şeklindeki püskürtücünün ölçüleri $9,9 \times 50 \text{ mm}$ ve

12,375x50 mm'dir. Kanal yükseklikleri ise $6D_h$ ve $12D_h$ 'dir. İki ayrı kanal içerisinde yedi adet düz yamuk ve yedi adet ters yarım daire desenli yüzey bulunmakta iken desenler ardışık olarak tasarlanmıştır. Bununla birlikte, desenlerin genişlik ve yükseklikleri $2D_h$ ve D_h 'dir.

Bu çalışmada yapılan kabuller şunlardır:

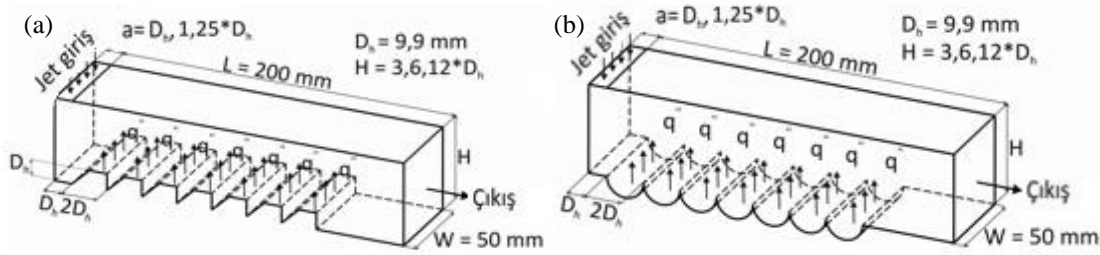
a) Akış alanı üç boyutlu, zamandan bağımsız ve akış türbülanslıdır.

b) Jet akışkanı sıkıştırılmaz havadır.

c) Desenli yüzey şekillerine sabit 1000 W/m^2 ısı akısı uygulanmıştır.

d) Jet akışkanının ısı özellikleri sabit ve kinematik viskozitesi $\nu=15,89 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, yoğunluğu $\rho=1,1614 \text{ kg/m}^3$, özgül ısı $c_p=1,007 \text{ kJ/kgK}$, ısı iletim katsayısı $k=26,3 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$ olarak alınmıştır.

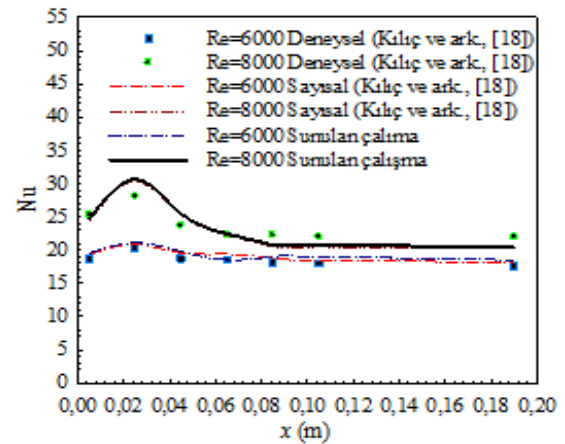
e) Jet akışkanı ve desenli yüzeyler için ısı üretimi yoktur.



Şekil 1. Sınır şartları ve boyutları olan hesaplama hacimlerinin perspektif görüntüleri (a) düz yamuk desenli (b) ters yarım daire desenli

4. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Kılıç ve arkadaşları [18]'nin yaptıkları çalışmanın deneysel ve sayısal Nu sayısı sonuçları $H/D_h=6$ ve Reynolds sayısının 6000 ve 8000 değerleri için olmak üzere bu çalışmanın sayısal sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve elde edilen sonuçlar Şekil 2'de gösterilmiştir. $Re=6000$ 'de jetin çarpma bölgesindeki Nu sayısı değeri incelendiğinde Kılıç ve arkadaşları [18]'nin deneysel sonucu ile bu çalışmanın sayısal sonucu arasında %3,99'luk bir fark varken, sayısal sonuçlar arasında %1'lik bir fark olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte, $Re=8000$ için çarpma bölgesinde türbülans yoğunluğunun artmasına bağlı olarak Kılıç ve arkadaşları [18]'nin deneysel sonuçları ile bu çalışmanın sayısal sonuçları arasındaki fark artarak %9,15 olmaktadır. Aynı bölgede, sayısal sonuçlar arasındaki fark ise %1,02'dir. Ulaşılan bu sonuçlara göre, bu çalışmanın sayısal sonuçlarının Kılıç ve arkadaşları [18]'nin deneysel ve sayısal sonuçlarıyla kıyaslanabilir ve bu çalışmanın kabul edilebilir doğrulukta olduğu söylenebilmektedir.



Şekil 2. Sonuçların karşılaştırılması

$H/D_h=3$ için desenli yüzeylerin ortalama Nu sayıları üzerinde ağ sayısının etkisini bulmak amacıyla düz yamuk ve ters yarım daire desenli yüzeyler için gerçekleştirilen ağ bağımsızlık incelemeleri sırasıyla Çizelge 1 ve 2'de sunulmaktadır. Ulaşılan sonuçlara göre düz yamuk ve ters yarım daire desenli yüzeylerin bulunduğu kanallar için sırasıyla 1208792 ve 1325054 adet ağ elemanın uygun olduğu saptanmıştır.

Çizelge 1. Düz yamuk desenli kanal için Nu_o için ağ bağımsızlık incelemesinin sonuçları

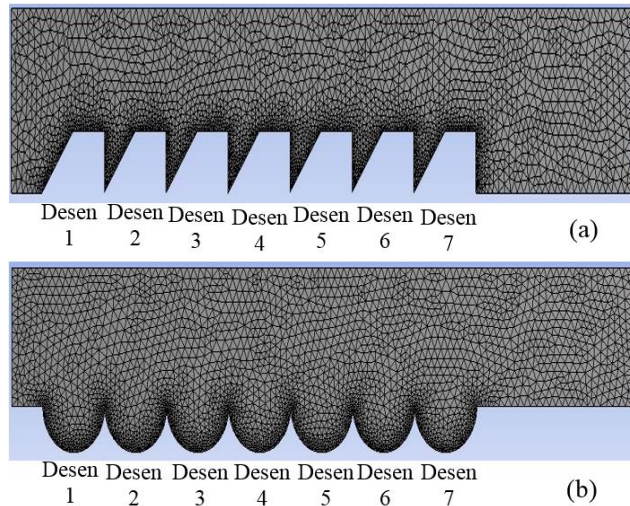
Ağ sayısı	Nu_o Re=5000	Nu_o Re=7000	Nu_o Re=9000	Nu_o Re=11000
578142	8,09	13,24	15,47	17,24
1208792	11,3	14,01	16,67	18,59
1684571	11,29	14,01	16,67	18,58

Çizelge 2. Ters yarım daire desenli kanal için Nu_o için ağ bağımsızlık incelemesinin sonuçları

Ağ sayısı	Nu_o Re=5000	Nu_o Re=7000	Nu_o Re=9000	Nu_o Re=11000
624574	8,47	12,34	15,74	18,48
1325054	11,25	14,81	18,15	21,23
1742403	11,25	14,82	18,16	21,23

Düz yamuk ve ters yarım daire desenli plakalı yüzeylere sahip kanallardaki ağ yapıları, desenlerdeki ağ yapılarını da kolaylıkla görünür

hale getirebilmek için yakınlştırılarak Şekil 3 (a) ve (b)'de gösterilmiştir.



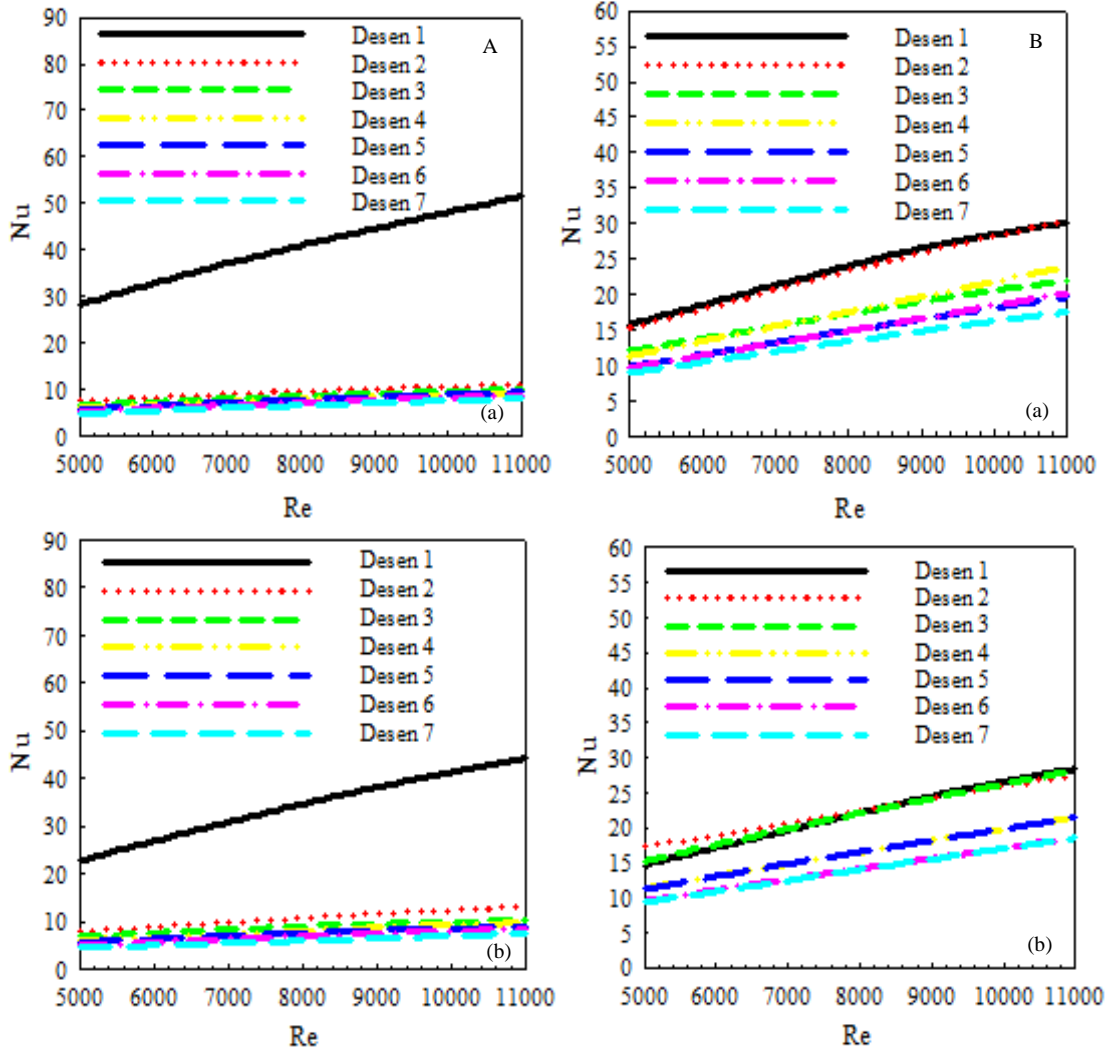
Şekil 3. Hesaplama için kullanılan (a) düz yamuk (b) ters yarım daire desenli yüzeylere sahip kanalların ağ yapıları

Şekil 4'de D_h jet giriş genişliğindeki kanallarda sırasıyla A-düz yamuk ve B-ters yarım daire desenli yüzeylere ait (a) $H/D_h=6$ (b) $H/D_h=12$ jet-plaka arası mesafelerde ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimi sunulmaktadır. Kanalların her birinde eşit boyutlarda yedişer adet desenli yüzey bulunmaktadır. Şekil 4A(a)'da öncelikle birinci düz yamuk desenli yüzeye jetin çarpması nedeniyle Nu sayısında diğer yüzeylere göre daha yüksek bir değer elde edilmektedir. Bununla

birlikte, jetin desen geometrisine bağlı olarak diğer yüzeylerde etkisini kaybetmesinin yanı sıra desen aralarına nüfuz edememesi diğer desenlerde Nu sayısının azalmasına sebep olmaktadır. H/D_h mesafesinin 12 değerine çıkması ise desenler üzerinde jet etkisini azaltarak Nu sayısı değerinin tüm yüzeyler için azalmasıyla sonuçlanmıştır. Şekil 4B'de ters yarım daire desenli yüzeylere ait Nu sayısı grafiklerine bakıldığında ise düz yamuk desenli yüzeye göre birinci desen için Nu sayısı

değeri azalış gösterse de ikinci desenden itibaren Nu sayısı değerlerinin daha fazla olduğu grafikten kolaylıkla görülebilmektedir. Ayrıca, Şekil 4B (b)'de $H/D_h=12$ için kanal içerisindeki jet akış rejiminin değişimi sonucu özellikle ikinci ve

üçüncü desenlere ait Nu sayısında $H/D_h=6$ 'ya göre artışlar elde edilmiştir. $H/D_h=12$ 'de $Re=9000$ için ters yarım daire desenli yüzeylerin ortalama Nu sayısı değeri, düz yamuk desenli yüzeylerden yaklaşık %56 daha fazla olmaktadır.



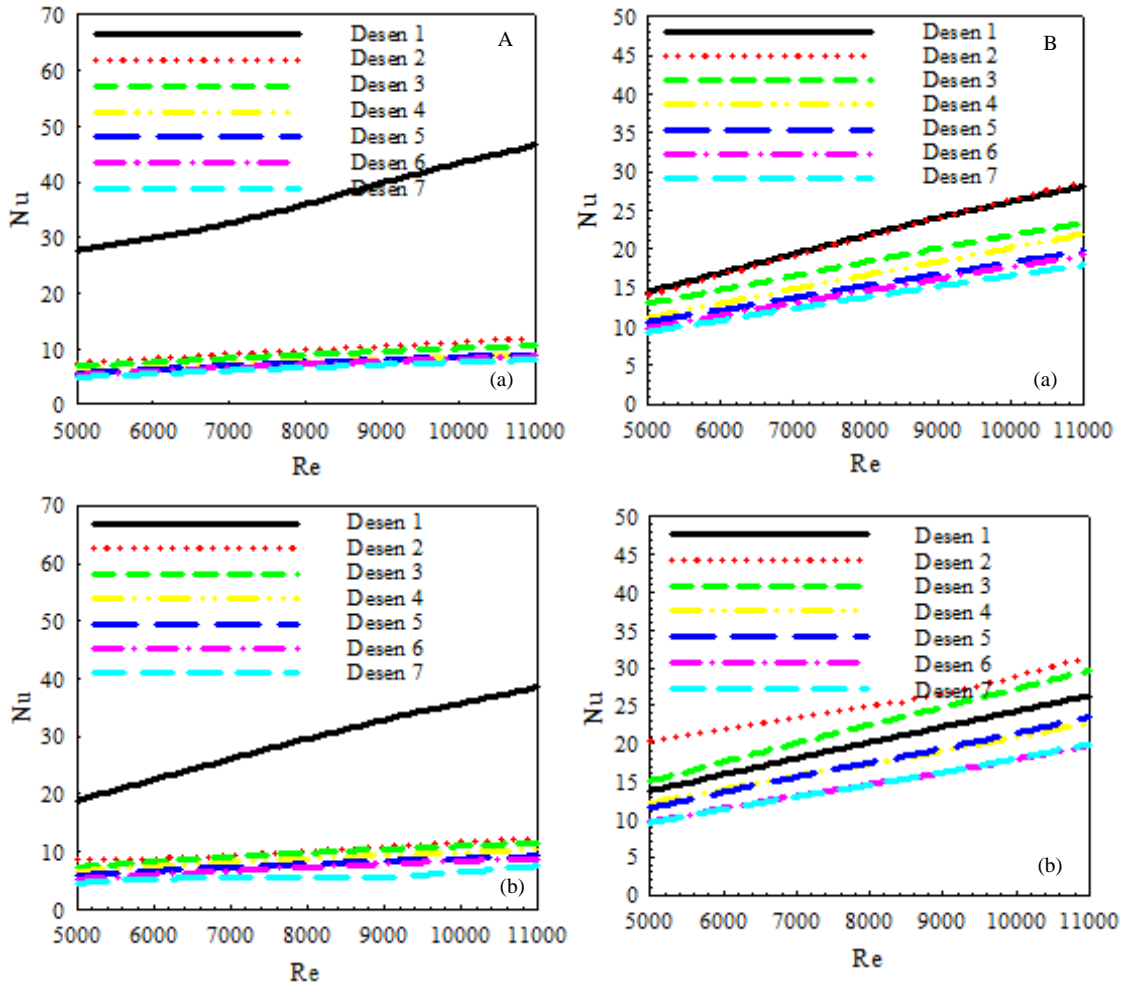
Şekil 4. $a=D_h$ için desenlerin ortalama Nu sayısı değişimi A-düz yamuk B-ters yarım daire desenli yüzey (a) $H/D_h=6$ (b) $H/D_h=12$

$a=1,25D_h$ jet giriş genişliğine sahip kanallarda bulunan A-düz yamuk ve B-ters yarım daire desenli yüzeylerdeki (a) $H/D_h=6$ ve (b) $H/D_h=12$ jet-plaka arası mesafelerde Re sayısına bağlı olarak ortalama Nu sayısı değişimi Şekil 5'de

verilmektedir. Jet giriş genişliğinin artışı, sabit Re sayısında jetin kanala giriş hızını azaltmaktadır. Bununla birlikte, bu olumsuz durumun etkisinin azaltılması desenli yüzeylerin geometrik şekline bağlı olarak jetin yüzeylerle olan temasının

artırılmasına bağlı olmaktadır. Şekil 5A (a) ve (b)'de düz yamuk desenli yüzeylere ait ortalama Nu sayısı değerleri, D_h jet giriş genişliğindeki Nu sayısı değerleri ile karşılaştırıldığında her iki jet-plaka arası uzaklık için de değerlerin azalma eğiliminde oldukları görülebilmektedir. Bununla birlikte, Şekil 5B (a)'daki ters daire desenli yüzeyde ise $H/D_h=6$ için D_h jet giriş genişliğine göre ortalama Nu sayısı değerlerinde az da olsa azalma görülse de $H/D_h=12$ değerine göre ise $1,25D_h$ jet genişliğinde Nu sayısında artış elde edilmektedir. Bu duruma jet-plaka arası mesafe artışıyla azalan jet etkisine rağmen ters daire

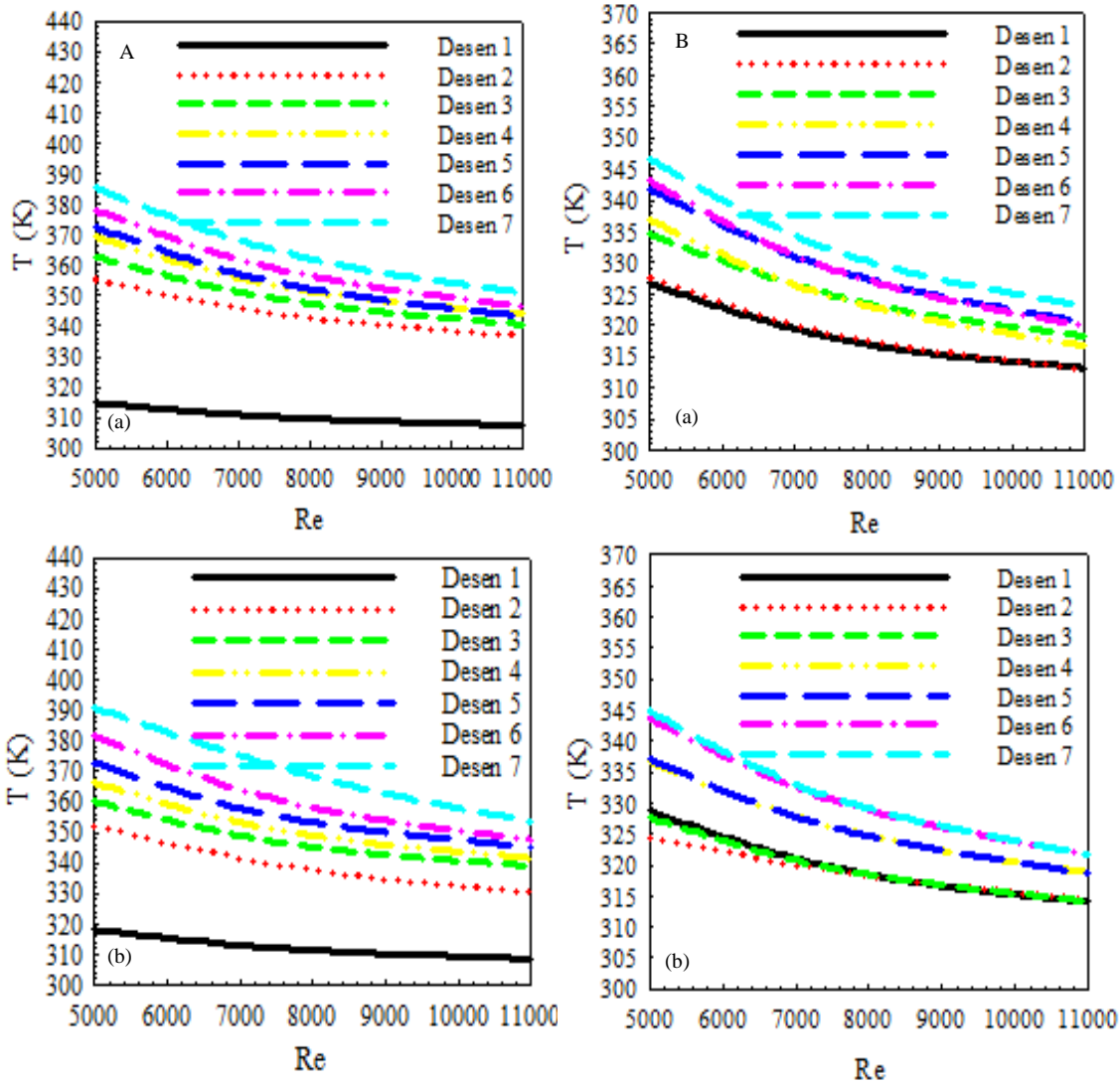
desenli yüzeylerde jetin kanal içerisinde değişen akış yapısıyla daha iyi bir şekilde desenlere nüfuz edebilmesinin etkili olduğu düşünülmektedir. $H/D_h=6$ 'da $Re=7000$ ve düz yamuk desenli yüzey için $1,25D_h$ jet genişliğinde D_h jet genişliğine göre ortalama Nu sayısı %4,9 azalmaktadır. Aynı şartlarda ters daire desenli yüzey için bu azalma miktarı %1'in altındadır. Bununla birlikte, $H/D_h=12$ için ters daire desenli yüzeyde ve $Re=11000$ değerinde D_h jet genişliğine göre $1,25D_h$ jet giriş genişliğinde ortalama Nu sayısında yaklaşık %6'lık bir artış elde edilmektedir.



Şekil 5. $a=1,25D_h$ için desenlerin ortalama Nu sayısı değişimi A-düz yamuk B-ters yarım daire desenli yüzey (a) $H/D_h=6$ (b) $H/D_h=12$

Şekil 6'da A-düz yamuk ve B-ters yarım daire desenli yüzeylere ait $a=D_h$ jet giriş genişliğinde (a) $H/D_h=6$, (b) $H/D_h=12$ jet-plaka arası uzaklıklarında yüzeylerin ortalama sıcaklık değişimleri gösterilmektedir. Jet etkisinin son desene doğru azalması nedeniyle ısı transferi en az son desende olmaktadır. Bu nedenle, her iki desen şekli ve H/D_h oranlarında en yüksek yüzey sıcaklığı değerine yedinci desende ulaşılmaktadır. Yedinci desenden birinci desene doğru ise ısı transferinin

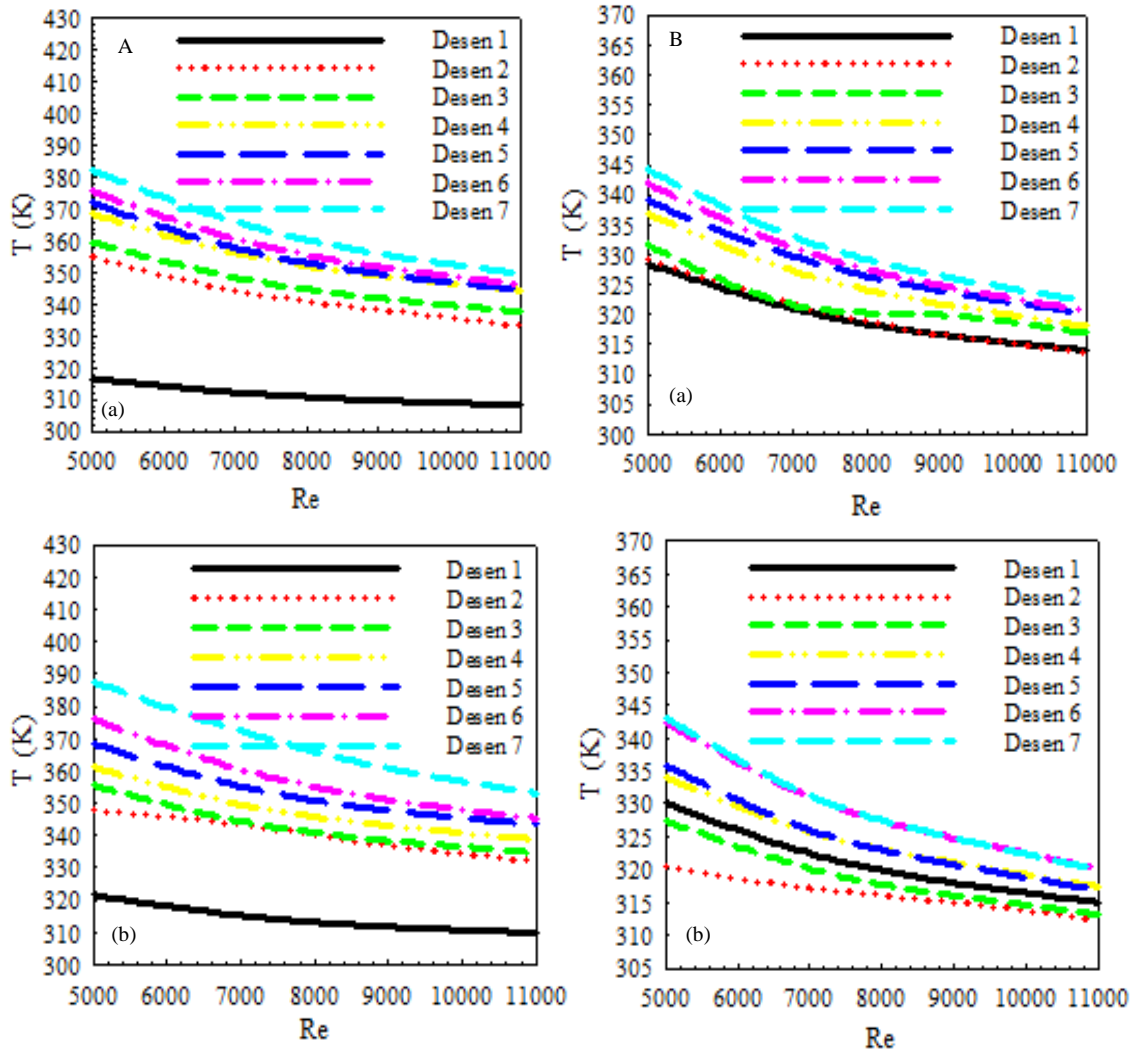
artışıyla desenli yüzeylerdeki sıcaklıklar azalmaktadır. Bununla birlikte, grafiklerden de görülebildiği gibi düz yamuk desenli yüzeylerdeki sıcaklık değerleri, ters yarım daire desenli yüzeylere göre daha fazladır. Bu durum, ters daire desenli yüzeylerde ısı transferi ve dolayısıyla soğumanın daha iyi olduğunu göstermektedir. $H/D_h=6$ için $Re=7000$ 'de ters yarım daire desenli yüzeylerin ortalama sıcaklığı, düz yamuk desenli yüzeylerden %7,12 daha düşüktür.



Şekil 6. $a=D_h$ için desenlerin ortalama yüzey sıcaklığı değişimi A-düz yamuk B-ters yarım daire desenli yüzey (a) $H/D_h=6$ (b) $H/D_h=12$

$a=1,25D_h$ jet giriş genişliğinde A-düz yamuk ve B- ters yarım daire desenli yüzeylere için (a) $H/D_h=6$, (b) $H/D_h=12$ jet-plaka arası mesafelerde yüzeylere ait ortalama sıcaklık değişimleri Şekil 7'de sunulmaktadır. Düz yamuk desenli yüzey için jet-plaka arası mesafenin artması desenler üzerinde jet etkisini azaltarak yüzey sıcaklıklarının artmasına sebep olmaktadır. Bununla birlikte, Şekil 7B (a) ve (b)'ye bakıldığında ise ters daire desenli yüzeylerde düz yamuk desenli yüzeylere göre daha düşük yüzey sıcaklıklarının elde edildiği

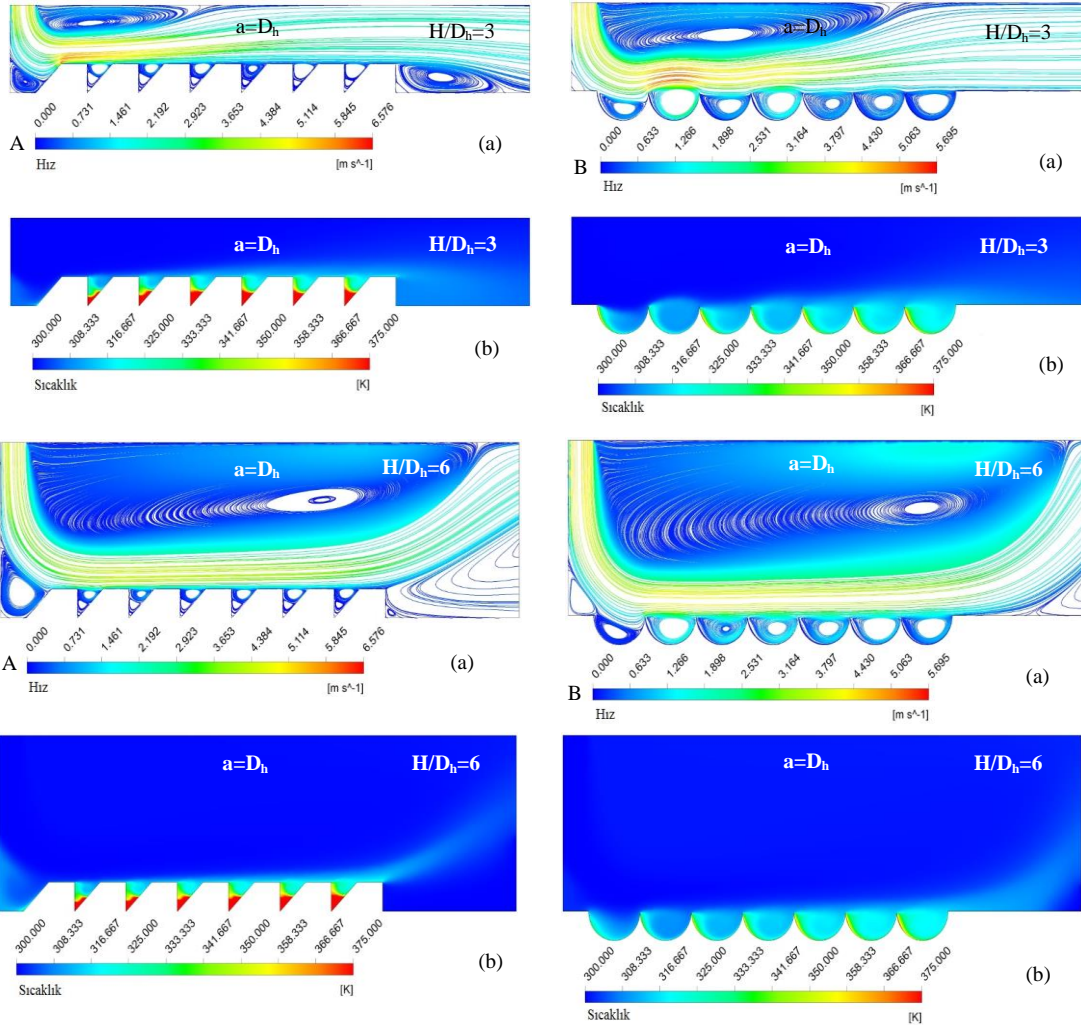
görülmektedir. Ayrıca, $H/D_h=6$ için $Re=7000$ 'de Desen 3 için yüzey sıcaklığında düşüş elde edilirken; Re sayısı artırıldığında kanal içerisinde jet akışın yüzey üzerindeki etkisi de azalmış ve bu nedenle yüzey sıcaklığı artmıştır. $Re=5000$ 'de $H/D_h=12$ ve jet etkisinin en az olduğu yedinci desen için ters yarım daire desenli yüzeyde ortalama yüzey sıcaklığı incelendiğinde düz yamuk desenli yüzeyden yaklaşık 45K daha düşük olduğu belirlenmiştir.



Şekil 7. $a=1,25D_h$ için desenlerin ortalama yüzey sıcaklığı değişimi A-düz yamuk B-ters yarım daire desenli yüzey (a) $H/D_h=6$ (b) $H/D_h=12$

Şekil 8’de $a=D_h$ jet giriş genişliğinde $H/D_h=3$ ve 6 olmak üzere farklı jet-plaka arası uzaklıklarda $Re=5000$ için düz yamuk ve ters yarım daire desenli yüzeylerdeki akım çizgisi ve sıcaklık konturu dağılımları gösterilmektedir. Akım çizgisi dağılımı konturlarına bakıldığında, $H/D_h=3$ için düz yamuk desenli yüzeylerde desenler arasında jet akışın girişi ters daire desenli yüzeylerden daha zor olduğu için sıcaklık dağılımı konturlarında özellikle desen uçlarında daha yüksek sıcaklıklar elde edilmektedir. Bununla birlikte, her iki desenli yüzey için $H/D_h=6$ değerine çıkarıldığında birinci

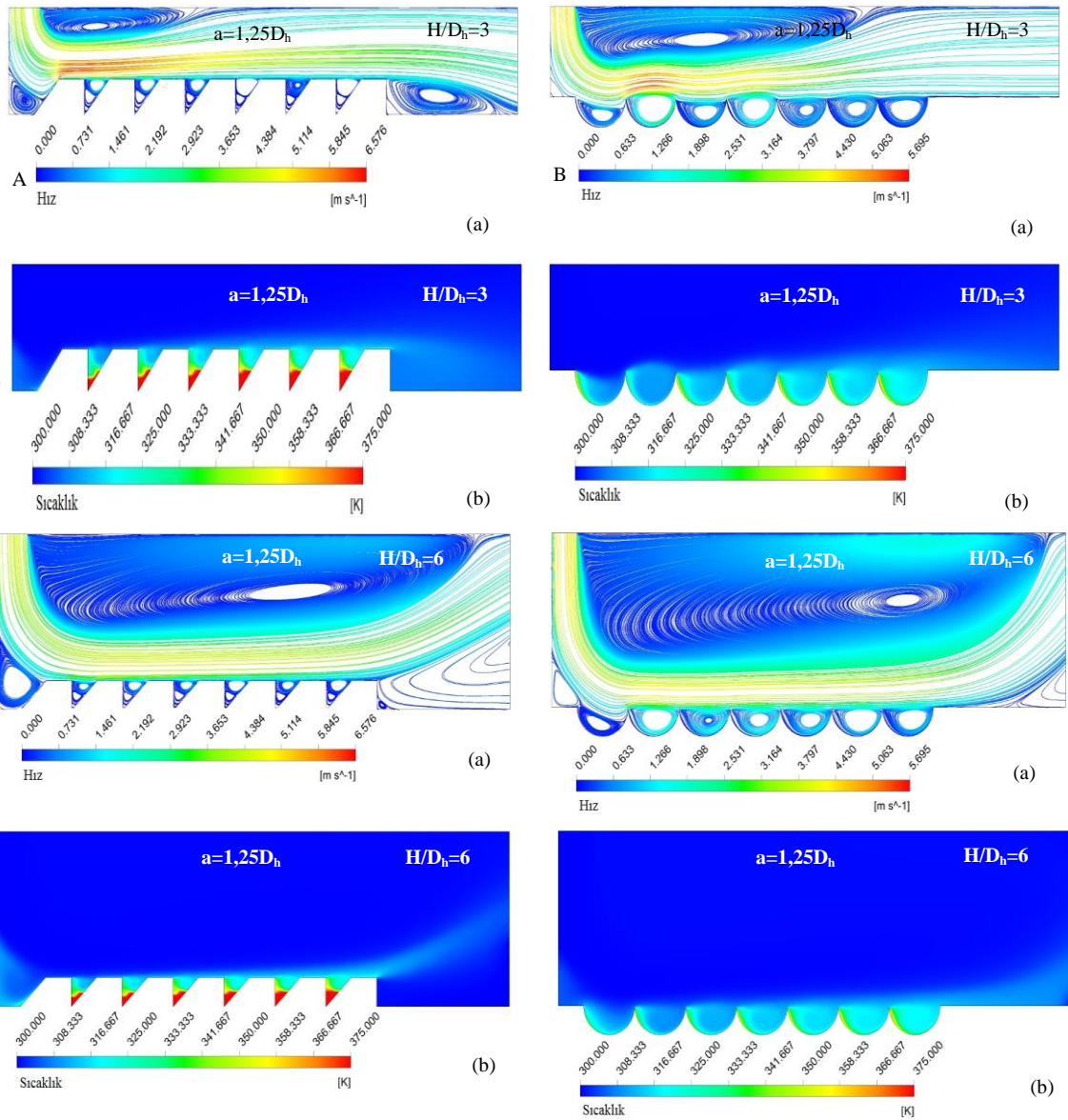
desenlerin sol alt kenarlarında oluşan yeniden dolaşım bölgeleri jet akışın birinci desene olan temasını azalttığından bu desenler etrafında sıcaklıkta artış meydana gelmektedir. Aynı şekilde, kanalın sonundaki yedinci desen etrafında oluşan yeniden dolaşım bölgesi ve jet akışın bu desen üzerindeki etkisinin azalması sıcaklık değerinde artışa neden olmaktadır. Bunun yanı sıra, genel itibarıyla sıcaklık konturu dağılımı incelendiğinde ters daire desenli yüzeylerde desenler etrafındaki sıcaklığın düz yamuk desenli yüzeylere göre daha az olduğu görülebilmektedir.



Şekil 8. $a=D_h$ jet genişliği ve $Re=5000$ için A-düz yamuk B- ters yarım daire desenli yüzeylerde (a) akım çizgisi (b) sıcaklık konturu dağılımı

$a=1,25D_h$ jet giriş genişliği ve $Re=5000$ değerinde düz yamuk ve ters yarım daire desenli yüzeylerdeki akım çizgisi ve sıcaklık konturu dağılımları $H/D_h=3$ ve 6 için Şekil 9'da sunulmaktadır. Akım çizgisi konturu dağılımdan görüldüğü gibi jet giriş genişliğinin artırılması $H/D_h=3$ için her iki desenli yüzeyde özellikle kanalin girişindeki desenler üzerinde jet hızının

artarak sıcaklıklarda azalmaya sebep olmuştur. Bununla birlikte, $1,25D_h$ jet giriş genişliğinde H/D_h değerinin 6 çıkarılması akışın kanal içerisinde ve özellikle desenler civarında daha düzenli olmasını sağlayarak yeniden dolaşım bölgelerinin etkisini azaltmış olup sıcaklık değerlerinde azalış elde edilmesini sağlamıştır.



Şekil 9. $a=1,25D_h$ jet genişliği ve $Re=5000$ için A-düz yamuk B-ters yarım daire desenli yüzeylerde (a) akım çizgisi (b) sıcaklık konturu dağılımı

Çizelge 3’de D_h jet giriş genişliği için düz yamuk desenli ve ters yarım daire desenli yüzeyler için yüzeylerin ortalama Nu sayısı (Nu_o) ve jet çıkış sıcaklığı ($T_{jç}$) Re sayısı ve H/D_h değişimine göre verilmektedir. Her iki desenli yüzey ve H/D_h için Re sayısının artışına bağlı olarak Nu sayısı değerleri artmaktadır. Bununla birlikte, Nu sayısının azalması sonucu akışkanın desenli

yüzeylerle olan ısı transferinin gerçekleşme zamanı artacağından jet çıkış sıcaklığı ($T_{jç}$) artmaktadır. Ayrıca, ters yarım daire desenli yüzeylerde daha yüksek Nu sayısı değerlerine ulaşılırken, $H/D_h=12$ için ters yarım daire desenli yüzeylerde akışkanın desenli yüzeyler üzerindeki etkisi arttığından Nu sayısı değerleri de düz yamuk desenli yüzeylere göre artış göstermektedir.

Çizelge 3. $a=D_h$ jet giriş genişliği için jet akış çıkış sıcaklığı ($T_{jç}$) ve ortalama Nu sayısının değişimi (Nu_o)

Düz yamuk desenli yüzey	$H/D_h=6$		$H/D_h=12$	
	$T_{jç}$ (K)	Nu_o	$T_{jç}$ (K)	Nu_o
Re=5000	311,6	9,12	311,62	8,38
Re=7000	311,11	11,55	311,22	10,76
Re=9000	310,87	13,59	310,95	12,89
Re=11000	310,7	15,4	310,73	14,62
Ters yarım daire desenli yüzey	$H/D_h=6$		$H/D_h=12$	
	$T_{jç}$ (K)	Nu_o	$T_{jç}$ (K)	Nu_o
Re=5000	313,39	11,86	310,62	12,64
Re=7000	312,39	15,94	310,41	16,38
Re=9000	311,88	19,91	310,3	20,01
Re=11000	311,59	23,51	310,25	23,47

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Her geçen gün ilerleyen teknolojik gelişmeler sayesinde boyutları küçülüp, performansları artan elektronik cihazların ısı yükleri de artmaktadır. Bu durum, aynı zamanda yeni nesil teknolojik elemanların soğutma kapasitelerinin artırılmasını da gerekli kılmaktadır. Aksi halde, yüksek güç yoğunluklu elektronik elemanların elektriksel performans güvenilirliklerinin azalması ve bunlarda oluşacak ısı gerilmeler sonucu fiziksel hasarların meydana gelmesi önlenemez bir sonuç haline gelecektir. Bu sorunları ortadan kaldırmak için kullanılabilir çarpan jet tekniği, ısı üretimleri fazla olan cihazlardaki ısı transferi miktarını artırmak amaçlı yüksek verimli bir soğutma teknolojisidir.

Bu amaçla bu çalışmada, iki farklı genişlikte bir tane jet akışı kullanılarak dikdörtgen kesitli kanallar içerisinde bulunan sabit ısı akısıyla ısıtılmış düz yamuk ve ters yarım daire desenli yüzeyler olmak üzere iki farklı şekilden oluşan bakır plakalı yüzeyler için ısı transferi ve kanallar içerisindeki akış yapıları sayısal hesaplamalı

olarak araştırılmıştır. Buna göre, bu çalışmada ulaşılan sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Genel itibariyle, desenli şekillerin her ikisi için de Re sayısının artışıyla Nu sayısı artış sergilemektedir.

- D_h jet giriş genişliğinde ve H/D_h mesafelerinde en yüksek Nu sayısına her iki desenli yüzey için birinci desende ulaşılmaktadır. Bununla birlikte, düz yamuk desenli yüzeyde jetin desen aralarına nüfuz edememesi diğer desenlerde Nu sayısının azalmasına sebep olmaktadır. Ters yarım daire desenli yüzeylerde ise birinci desenden itibaren diğer desenlerde Nu sayısında artışlar elde edilmektedir.

- H/D_h mesafesinin artırılması, $a=D_h$ için düz yamuk desenli yüzeylerde desenler üzerinde jet etkisini azaltarak Nu sayısı değerini tüm yüzeyler için azaltmaktadır. Ters yarım daire desenli yüzeylerde ise kanal içerisindeki jet akış rejiminin değişimi sonucu özellikle ikinci ve üçüncü desenlere ait Nu sayısında $H/D_h=6$ 'ya göre artışlar elde edilmiştir.

- $a=D_h$ ve $H/D_h=12$ 'de $Re=9000$ için ters yarım daire desenli yüzeylerin ortalama Nu sayısı değeri, düz yamuk desenli yüzeylerden yaklaşık %56 daha fazladır.

- $a=1,25D_h$ ve $H/D_h=6$ 'da $Re=7000$ ve düz yamuk desenli yüzey için $a=D_h$ jet giriş genişliğine göre ortalama Nu sayısı %4,9 azalmaktadır. Aynı şartlarda ters daire desenli yüzey için bu azalma miktarı %1'in altındadır. Bununla birlikte, $H/D_h=12$ için ters daire desenli yüzeyde ve $Re=11000$ değerinde D_h jet giriş genişliğine göre $1,25D_h$ jet giriş genişliğinde ortalama Nu sayısında yaklaşık %6'lık bir artış elde edilmektedir.

- $a=D_h$ jet giriş genişliğinde, jet etkisinin son desene doğru azalması nedeniyle ısı transferi en az son desende olmaktadır. Bu nedenle, her iki desen şekli ve H/D_h oranlarında en yüksek yüzey sıcaklığı değerine yedinci desende ulaşılmaktadır. Yedinci desenden birinci desene doğru ise ısı transferinin artışıyla desenli yüzeylerdeki sıcaklıklar azalmaktadır.

- $a=D_h$ jet giriş genişliği ve $H/D_h=6$ için $Re=7000$ 'de ters yarım daire desenli yüzeylerin ortalama sıcaklığı, düz yamuk desenli yüzeylerden %7,12 daha düşüktür.

- $a=1,25D_h$ jet giriş genişliğinde ise $Re=5000$ 'de $H/D_h=12$ ve jet etkisinin en az olduğu yedinci desen için ters yarım daire desenli yüzeyde ortalama yüzey sıcaklığı incelendiğinde düz yamuk desenli yüzeyden yaklaşık 45K daha düşük olduğu belirlenmiştir.

-Sonuç itibarıyla, jet akışı ile desenli yüzeylerden olan ısı transferi sonucu soğutma etkisi ve kanaldaki akış yapısı, jet Re sayısından, H/D_h mesafesinden, desenli yüzey şekillerinden ve jet giriş genişliğinden önemli ölçüde etkilenmektedir. Bunun yanı sıra, çalışmada kullanılan ve düz yamuk desenli yüzeye göre daha iyi ısı transferi sonuçları elde edilen, $1,25D_h$ jet giriş genişlikli kanaldaki ters yarım daire desenli yüzey geometrik şekillerinin özellikle bilgisayar işlemcisi gibi yüksek ısı üreten elektronik elemanlara benzerlikleri nedeniyle bu elektronik devre

elemanlarının soğutulmasında kullanılabilecekleri öngörülmektedir.

6. KAYNAKLAR

1. Sharma, S., 2015. Experimental Investigation on Heat Transfer Characteristics from Liquid Jet Impingement to Different Flat Plates, *International Journal for Innovative Research in Science & Technology*, 1(12), 130-133.
2. Babic, D., Murray, D.B., Torrance, A.A., 2005. Mist Jet Cooling of Grinding Processes, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 45, 1171-1177.
3. Royne, A., Dey, C., 2004. Experimental Study of A Jet Impingement Device for Cooling of Photovoltaic Cells Under High Concentration, *ANZSEZ Solar 2004: Life, the Universe and Renewables Congress*, Perth, Australia.
4. Narumanchi, S.V.J., Amon, C.H., Murthy, J.Y., 2003. Influence of Pulsating Submerged Liquid Jets on Chip-Level Thermal Phenomena, *Transactions of the ASME*, 125(3), 354-361.
5. Kercher, D.S., Lee, J.B., Brand, O., Allen, M.G., Glezer, A., 2003. Microjet Cooling Devices for Thermal Management of Electronics, *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 26(2), 359-366
6. Carlomagno, G.M., Ianiro, A., 2014. Thermo-Fluid-Dynamics of Submerged Jets Impinging at Short Nozzle-to-Plate Distance: A Review, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 58, 15-35.
7. Argus, E., Rady, M.A., Nada, S.A., 2006. 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 Mass Transfer*, 28, 787-805.
8. Popovac, M., Hanjalic, K., 2007. Large-Eddy Simulation of Flow Over A Jet-impinged Wall Mounted Cube in A Cross Stream, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28(6), 1360-1378.
9. Yang, Y.T., Hwang, C.H., 2004. Numerical Simulations on the Hydrodynamics of A Turbulent Slot Jet on A Semi-Cylindrical

- Convex Surface, Numerical Heat Transfer, 46, 995-1008.
10. Karabulut, K., Alnak, D.E., 2020. Değişik Şekilde Tasarlanan Isıtılmış Yüzeylerin Hava Jeti Çarpmalı Soğutulmasının Araştırılması, Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Bilimleri Dergisi, 26(1), 88-98.
 11. Karabulut, K., 2019. Heat Transfer Improvement Study of Electronic Component Surfaces Using Air Jet Impingement, Journal of Computational Electronics, 18, 1259-1271.
 12. Mushatat, K.S., 2007. Analysis of the Turbulent Flow and Heat Transfer of the Impingement Cooling in A Channel with Cross Flow, Engineering Science, 18(2), 101-122.
 13. Tepe, A.Ü., 2021. Numerical Investigation of A Novel Jet Hole Design for Staggered Array Jet Impingement Cooling on A Semicircular Concave Surface, International Journal of Thermal Sciences, 162, 106792.
 14. Belarbi, A.A., Beriache, M., Bettahar, A., 2018. Experimental Study of Aero-Thermal Heat Sink Performances Subjected to Impinging Air Flow, International Journal of Heat and Technology, 36(4), 1310-1317.
 15. Leena, R., Syamkumar, G., Prakash, M.J., 2018. Experimental and Numerical Analyses of Multiple Jets Impingement Cooling for High-power Electronics, IEEE Transactions on Components Packaging and Manufacturing Technology, 8(2), 210-215.
 16. Wang, S.J., Mujumdar, A.S., 2005. A Comparative Study of Five Low Reynolds Number $k-\epsilon$ Models for Impingement Heat Transfer. Applied Thermal Engineering, 25, 31-44, 2005.
 17. Saleha, N., Fadela, N., Abbes, A., 2015. Improving Cooling Effectiveness by Use Chamfers on the Top of Electronic Components, Microelectronics Reliability, 55, 1067-1076.
 18. Kılıç, M., Çalışır, T., Başkaya, Ş., 2017. Experimental and Numerical Study of Heat Transfer from a Heated Flat Plate in a Rectangular Channel with an Impinging Air Jet, Journal of Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 39(1), 329-344.

