

Dikdörtgen Bir Kanaldaki Farklı Desenli Yüzey Geometrilerinin Isı Transferine Olan Etkilerinin İncelenmesi

Koray KARABULUT

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi
Sivas Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu
Elektrik ve Enerji
Sivas
kkarabulut@cumhuriyet.edu.tr
orcid: 0000-0001-5680-0988

Doğan Engin ALNAK

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi
Teknoloji Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği
Sivas
dealnak@cumhuriyet.edu.tr
orcid: 0000-0003-0126-1483

ÖZ

Çarpan jet tekniği, ısı cihazlardaki ısı transferini artırmak için yüksek performanslı bir soğutma teknolojisidir. Bu çalışmada, dikdörtgen kesitli kanallardaki çatı ve ters yamuk şeklinde iki farklı desene sahip bakır plakalı yüzeylerin farklı jet giriş genişliklerinde tek bir hava jeti akışı ile soğutulması sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal hesaplamalar, zamandan bağımsız ve üç boyutlu olarak enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin $k-\epsilon$ türbülans modeli Ansys-Fluent bilgisayar programı kullanılarak çözülmesiyle yapılmıştır. Kanalların üst ve alt yüzeyleri adyabatik olup desenli yüzeylere sabit ısı akısı uygulanmıştır. Çalışma için belirlenen Re sayısı aralığı 5000-11000 iken jet-plaka arası uzaklık (H/D_h) 3 ve 6'dır. Jet giriş genişlikleri ise $0,5 D_h$ ve D_h 'dir. Çalışmanın sonuçları literatürde bulunan çalışmanın sayısal ve deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve birbirleriyle uyumlu oldukları görülmüştür. Sonuçlar, her bir desenli yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklığının değişimi olarak sunulmuştur. Farklı jet giriş genişlikleri ve H/D_h oranlarında kanal boyunca jet akışın akım çizgisi ve sıcaklık konturu dağılımları desenli yüzeyler için değerlendirilmiştir. $0,5 D_h$ jet genişliğinde, $H/D_h=6$ iken $Re=5000$ için ortalama Nu sayısı değerinin çatı desenli yüzeyde ters yamuk desenli yüzeyden %25,92 daha fazla olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler

Jet Giriş Genişliği, Çarpan Hava Jeti, Desenli Yüzey, Isı Transferi.

Investigation of the Effects of Different Patterned Surface Geometries on Heat Transfer in a Rectangular Channel

ABSTRACT

The impinging jet technique is a high performance cooling technology to increase heat transfer in thermal devices. In this study, the cooling of the copper plate surfaces having two different patterns with roof and reverse trapezoid shapes at different jet inlet widths with a single air jet flow has been numerically investigated in rectangular ducts. Numerical calculations have been carried out by solving the energy and Navier-Stokes equations in three dimensions, steady, using the Ansys-Fluent computer program with $k-\epsilon$ turbulence model. The upper and lower surfaces of the channels are adiabatic and constant heat flux has been applied to the patterned surfaces. While the Re number range determined for the study is 5000-11000, the distance between jet and plate (H/D_h) is 3 and 6. Jet entrance widths are $0,5 D_h$ and D_h . The results of the study have been compared with the numerical and experimental results of the study in the literature and it has been found that they are compatible with each other. The results have been presented as the average Nu number and variation of surface temperature for each patterned surface. The streamline and temperature contour distributions of the jet flow along the channel have been evaluated for patterned surfaces at different jet entrance widths and H/D_h ratios. At $0,5 D_h$ jet width, $H/D_h=6$, it has been determined that the average Nu number value for $Re=5000$ has 25,92% more on the roof patterned surface than the reverse trapezoid patterned surface.

Keywords

Jet Entrance Width, Impingement Air Jet, Patterned Surface, Heat Transfer.

Geliş Tarihi : 22.03.2021
Kabul Tarihi : 21.04.2021

Karabulut, K., Alnak, D. E., Dikdörtgen Bir Kanaldaki Farklı Desenli Yüzey Geometrilerinin Isı Transferine Olan Etkilerinin İncelenmesi, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Sayı: 183, sf. 37-49, Mart-Nisan 2021

1. GİRİŞ

Çarpan jet, verilen bir düzenlemenin püskürtücü-sünden hedef yüzeye akışkanın jet akışını içerir. Çarpan jetin ısı transferi, genellikle geleneksel yöntemlerle elde edilenden daha fazladır. Katı yüzeyi ısıtmak veya soğutmak için kullanılan yaygın bir yöntemdir [1]. Çarpan jet, metallerin tavlama-sı, gaz türbini kanatlarının soğutulması, öğütme işlemlerinde soğutma [2] ve fotovoltaik hücrelerin soğutulması gibi çok çeşitli endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır [3]. Jet soğutma, günümüzde aynı zamanda yüksek güçlü elektronik ve fotonik ısı sistemler için uygulanabilir bir yöntem haline gelmiştir. Isı üretim oranı yüksek olan elektronik elemanlar, sürekli olarak teknolojik değişime uğradığı, boyutsal olarak küçüldüğü ve geliştiği için tek başına hava soğutması kullanılmasının gerekli ve yeterli performansı sağlayamayacağı belirlenmiştir. Çarpan jet ile soğutma sayesinde yüksek ısı akısına sahip bu cihazlardan büyük miktarlarda ısıнын uzaklaştırılması mümkün hale gelmektedir [4]-[5]. Çarpan jet akışıyla ilgili yapılan önceki çalışmalardan birinde, Carlomagno ve Ianaro [6] Re sayısının ve jet-plaka arası uzaklığının, ısı transferi ve çarpan jetin akış yapısı üzerindeki etkisinin detaylı bir incelemesini gerçekleştirmişlerdir. Bu amaçla, hem ısı hem de parçacık görüntülemeli hız ölçüm tekniğini (PIV) kullanmışlardır. Ayrıca, PIV sonuçlarının ileri hesaplama yöntemleriyle de karşılaştırmasını yapmışlardır. Argus ve ark. [7] tek bir hava jeti akışını kullanarak kanaldaki ısıtılmış blok dizilerinin soğutulmasında laminer jet akışı ve ısı transferi özelliklerini sayısal olarak araştırmışlardır. Sayısal hesaplamalarda değişken parametreler olarak, farklı jet Re sayısı, kanal yüksekliği, jet delik genişliği, çarpılan plakalar arası uzaklık, plaka yüksekliği ve plaka ısı iletkenlik katsayısını kullanmışlardır. Genel olarak, blokların etkili bir şekilde soğutulmasının kanal yüksekliğinin azalmasına ve Re sayısının artmasına bağlı olduğunu bulmuşlardır. Popovac ve Hanjalic [8] tek bir çarpan jet akışı ile ısıtılmış kübik plakanın soğutulmasını araştırmışlardır. Çalışmada ayrıca, merkezi noktası küp civarında biçimlenen akış yapılarını incelemişler ve küpün soğutulması ile akış yapıları arasında yakın bir ilişki olduğunu bulmuşlardır. Yang ve Hwang [9] yarı silindirik bir dış bükü yüzey üzerine çarpan türbülanslı bir jetin akış karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Re sayısı arttığında dış bükü yüzey

üzerindeki hız değişiminin ve türbülans kinetik enerjinin arttığını belirlemişlerdir. 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 desenli yüzeylere göre dikdörtgen desenli yüzeylerde %31.45 daha yüksek ortalama Nu sayısı değeri elde etmişlerdir. Bir diğer çalışmada, Karabulut [11] bir tarafı açık üç tarafı kapalı dikdörtgen kanallar içerisinde ısıtılmış beşer adet ters ve düz daire şeklindeki desenli yüzeylerin hava jeti ile soğutulmasını sayısal 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 jetlerin ısı transferi ve türbülanslı akış özelliklerini sayısal olarak değerlendirmiş ve jetler arası mesafe ve jet Re sayısının yeniden dolaşım bölgelerini, yerel Nu sayısı ve türbülans kinetik enerjiyi önemli ölçüde etkilediğini belirlemiştir. Tepe [13] yarı dairesel bir iç bükü yüzey üzerinde kademeli dizi halinde çarpan jet soğutmasını sayısal olarak incelemiştir. 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 ark. [14] ise kişisel bilgisayar işlemcisinin soğutma performansını iyileştirmek amacıyla hava jeti çarpmalı kesiti dikdörtgen olan mini kanallı soğutucu bloğun ısı ve aerodinamik performanslarının deneysel araştırmasını yapmışlardır. Değişken parametreler olarak, hız profili, ısı direnç ve sıcaklık üzerinde jet çarpma mesafesinin etkisini çalışmışlardır. Ayrıca, ısı performans üzerinde mikroışlemcinin (ısı kaynağının) konumunun etkisini incelemişlerdir. Sonuçlar, “jet yüksekliği/çap” oranı olan $Y/D=0.606$ ’nın en iyi soğutma performansını sergilediğini ve ısı kaynağının (merkezi işlemci ünitesi) orjinal konumundan uzunlamasına 10 mm uzağa yer değiştirmesinin soğutma performansını artırdığını göstermiştir. Leena ve ark. [15] sabit bir düz bakır plaka üzerine çoklu hava jeti çarpmasının ısı transferi karakteristiklerini çalışmak amacıyla deneysel ve sayısal araştırmalar yapmışlardır. Sayısal çalışma için sonlu hacim esaslı bir yazılım

programı olan Ansys-Fluent yazılımı kullanırken, deneysel araştırma için bir sistem tasarlamışlardır. Simüle edilmiş bir çipin ısı transfer yüzeyi olarak tabandan ısıtılan bir bakır plaka kullanılmış olup, jetler hat içi bir düzende düzenlenmiş üç keskin kenarlı dairesel delik tarafından üretilmiştir. Isı transferi karakteristikleri üzerinde Re sayısının (4000-8000) ve jetler arası uzaklığın etkisi sayısal olarak incelenmiştir. En iyi soğutma performansını, Re sayısının 5000 olduğu durum için elde etmişlerdir. Aynı zamanda, sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçları, deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlarla doğrulanmışlardır. Bununla birlikte, soğutma ortamı olarak hava için geçerli olan Re sayısına bağlı Nu sayısı için bir bağıntı önermişlerdir.

Sunulan çalışmada elektroniğin en küçük birimi olup, bilgisayarlarda da kullanılan mikroçiplerden olan ısı transferini artırmak amacıyla bir tarafı açık, üç tarafı kapalı kesiti dikdörtgen olan kanallar içerisindeki çatı ve ters yamuk şeklinde iki farklı desene sahip bakır plakalı yüzeylerin farklı jet genişliklerinde tek bir hava jeti akışı ile soğutulmasının sayısal araştırması 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, literatürde var olan çalışmalar da dikkate alınarak 50x200 mm boyutlarında ve kanal yükseklik etkisini de incelemek için farklı yüksekliklere sahip dikdörtgen şeklindeki kanallar kullanılırken, çarpan jet akışkanı olarak ise kanala giriş sıcaklığı 300 K olan hava kullanılmıştır. 0.5Dh ve Dh olmak üzere jet akış giriş uzunluğu, jet-desenli plakalar arası uzaklıklar (H/Dh), çatı ve ters yamuk olmak üzere desenlerin geometrik şekilleri ve jet akışkanı olan havanın kanala giriş hızları (Re sayısı) değişken parametreler olarak dikkate alınmıştır. Tüm incelemelerde, desenli yüzeylere sabit 1000 W/m²'lik bir ısı akışı uygulanmıştır. İncelenen jet Re sayısı aralığı 5000-11000 iken jet-plaka arası uzaklığı ise 3Dh ve 6Dh'dır. Sunulan çalışmanın sayısal sonuçları, literatürde bulunan çalışmanın deneysel ve sayısal sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve sonuçların birbirleriyle uyum içerisinde oldukları görülmüştür. Elde edilen sonuçlar, çatı ve ters yamuk olmak üzere her bir desenli yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklık değişimleri olarak sunulmuş ve birbirleriyle karşılaştırılarak

analizi yapılmıştır. Farklı jet giriş genişlikleri, H/Dh oranları ve Re sayıları için kanal boyunca jet akışın sıcaklık ve akım çizgisi konturu dağılımları çatı ve ters yamuk desenli yüzeyler için değerlendirilmiştir.

2. SAYISAL YÖNTEM

Çalışmada, üç boyutlu, zamandan bağımsız olarak farklı geometrik şekilli desenli yüzeyler üzerindeki jet akışın zorlanmış taşınım ısı transferinin sayısal olarak çözümü için Ansys-Fluent programından yararlanılmıştır.

Süreklilik ve momentum denklemleri için hesaplanmanın durdurulacağı yakınsaklık ölçeği 10⁻⁶ iken, bu değer enerji denklemi için 10⁻⁷'dir. Simülasyonlarda dörtyüzlü (tetrahedral) ağ yapısı kullanılmıştır.

Isı transferi simülasyonlarında türbülansın doğru modellenmesi esastır. Türbülanslı akışların doğrudan sayısal simülasyonu çok zordur ve zaman alıcıdır. Sayısal modellemelerde kullanılan çeşitli türbülans modelleri bulunmaktadır. Bununla birlikte, türbülans modelleri arasında ekonomikliği ve pek çok akış olayında kabul edilebilir doğrulukla sonuç vermesi açısından yarı ampirik bir model olan k-ε türbülans modeli yaygın olarak kullanılmaktadır. Çarpan jetlerle ilgili olarak yapılan çalışmaların birinde, Wang ve Mujumdar [16] türbülanslı jetler için düşük Re sayılı birkaç k-ε türbülans modelini test etmişlerdir. Modellerin, Nu sayısı dağılımının genel şeklini belirleyebildiğini ve büyük jet-plaka arası uzaklıklar için durma noktasında modellerin daha iyi uygulandığını saptamışlardır. Çalışmalarında, standart yüksek Re sayılı modellerle kıyaslandığında, k-ε türbülans modelinin çarpan jetlerin ısı transferi özelliklerini belirlemede iyi bir performans sergilediğini belirlemişlerdir. Ayrıca, çalışmada diğer türbülans modelleriyle karşılaştırıldığında kinetik enerji üretimini azaltmaya ve durma bölgesinde olması gereken sonuca yaklaşıldığından k-ε türbülans modelinin uygun olduğunu belirlemişlerdir. Buna göre, literatürdeki çalışmalardan elde edilen sonuçlar da göz önüne alınarak bu çalışmada sayısal hesaplamalarda desenli yüzeyler için standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

Desenli yüzeylerin olduğu kanal boyunca akış ve ısı transferinin çözümüne aşağıda açıklandığı gibi gövde kuvvetinin olmadığı kararlı durum koşullarında türbülanslı akış için zaman ortalamalı kütle,

momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinden türetilen kısmi türevli diferansiyel denklemlerin çözümü ile ulaşılmıştır [16].

Süreklilik denklemi

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

Momentum denklemi

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

Enerji denklemi

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

Türbülans kinetik enerji denklemi

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

$$G_k - \rho \varepsilon$$

Türbülans kinetik enerji yutulma terimi

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \quad (5)$$

$$C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k'} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k'}$$

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].

$$G_k = -\rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (6)$$

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

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ 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 $\varepsilon=1.3$ olarak alınmıştır [17]. Bu sabitlerin değerleri, birçok türbülanslı akış için çok sayıda veri uyumuyla sağlanmıştır.

Reynolds sayısı (Re) aşağıda verilen denklem ile hesaplanmaktadır.

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

Burada D_h , jet girişinin hidrolik çapıdır.

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

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.

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

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

Ortalama ısı taşınım katsayısı

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

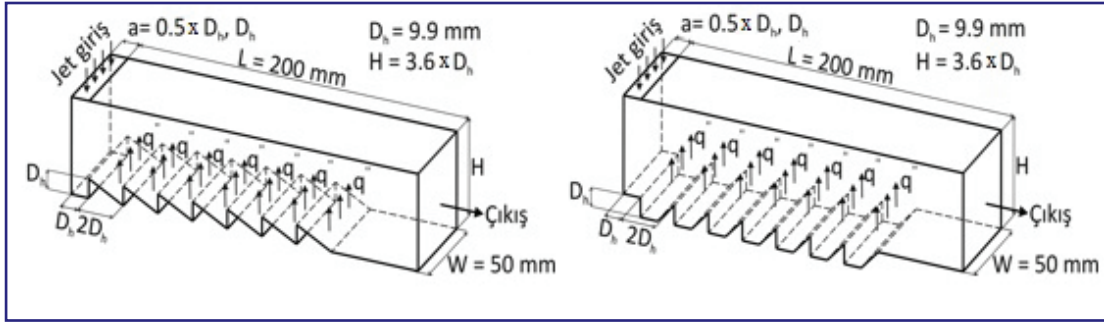
Ortalama Nu sayısı

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

Eşitlik (11) ve (12)'de h ve h_m sırasıyla noktasal ve ortalama ısı taşınım katsayılarıdır.

3. GEOMETRİK MODEL

Şekil 1'de çalışmada kullanılan desenli yüzeylerin bulunduğu kanalların sınır şartları ve boyutlarının da olduğu perspektif görünüşleri gösterilmektedir. Çalışmada $0,5 D_h$ ve D_h olmak üzere iki farklı jet püskürtücü genişliği kullanılmış olup, hidrolik çap D_h değeri 9,9 mm'dir. Kanalin boyu (L) ve genişliği (W) ise sırasıyla 200 mm ve 50 mm'dir. Jet püskürtücüden çıkan akışkanın giriş hız aralığı 4,42-9,72 m/s iken jet girişinde uniform hız profili bulunan dikdörtgen püskürtücünün boyutları 4,95x50mm ve 9,9x50 mm ölçülerindedir. Kanal yükseklikleri ise $3 D_h$ ve $6 D_h$ 'dir. Kanal boyutlarına bağlı olarak iki farklı kanal içerisinde yedi adet çatı ve yedi adet ters yamuk desenli yüzey bulunmakta iken desenler ardışık olarak tasarlanmıştır. Bununla birlikte, desenlerin genişlik ve yükseklikleri $2 D_h$ ve D_h 'dir.



Şekil 1. Sınır şartları ve boyutları olan hesaplama hacimlerinin perspektif görünüşleri (a) çatı desenli (b) ters yamuk desenli

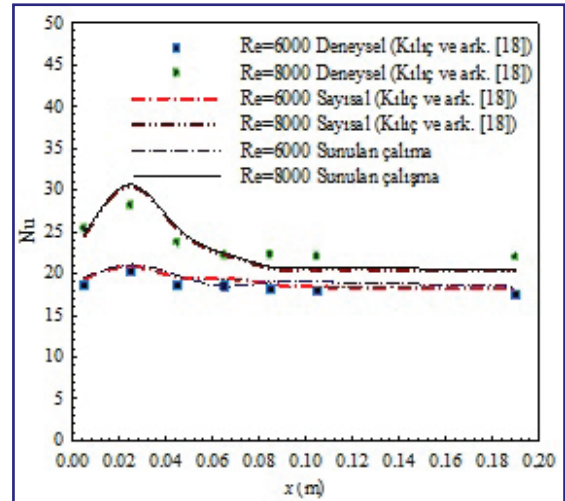
Bu çalışma şu kabuller altında gerçekleştirilmiştir:

- Kanallar için akış alanı üç boyutlu, zamandan bağımsız ve türbülanslıdır.
- Desenli yüzeylerin soğutulması için kullanılan jet akışkanı sıkıştırılamaz özellikli havadır.
- Desenli yüzeye uygulanan sabit ısı akısı 1000 W/m^2 'dir.
- Jet akışkanının ısı özellikleri sabittir ve kinematik viskozitesi $\nu = 15,89 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, yoğunluğu $\rho = 1.1614 \text{ kg/m}^3$, özgül ısı $c_p = 1,007 \text{ kJ/kg K}$, ısı iletim katsayısı $k = 26,3 \times 10^{-3} \text{ W/m K}$ olarak alınmıştır.
- Jet akışkanı ve desenli yüzeyler için ısı üretimi yoktur.

4. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME

Kılıç ve ark. [18]'nin deneysel ve sayısal olarak yaptıkları çalışmalarının Nu sayısı sonuçları $H/D_h = 6$ ve $Re = 6000$ ve 8000 değerleri için bu çalışmanın sayısal sonuçları ile karşılaştırılmış ve sonuçları Şekil 2'de gösterilmiştir. Karşılaştırma amacıyla Kılıç ve ark. [18]'nin çalışmalarında kullandıkları $200 \times 50 \text{ mm}$ boyutlu düz bir bakır plaka yüzeyi kullanılmıştır. $Re = 6000$ için jet çarpma bölgesindeki Nu sayısı değeri incelendiğinde Kılıç ve ark. [18]'nin deneysel sonucu ile bu çalışmanın sayısal sonucu arasındaki sapma $\%3,99$ iken her iki çalışmanın sayısal sonuçları arasındaki sapma değerinin $\%1$ olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte, Re sayısının 8000 olduğu değer için çarpma bölgesinde türbülans yoğunluğunun artmasına bağlı olarak Kılıç ve ark. [18]'nin deneysel sonuçları ile bu çalışmanın sayısal sonuçları arasındaki

sapma miktarı artarak $\%9,15$ olmaktadır. Aynı bölgede, sayısal sonuçlar arasındaki sapma değeri ise $\%1,02$ 'dir. Elde edilen bu sonuçlara göre, bu çalışmanın sayısal sonuçlarının Kılıç ve ark. [18]'nin deneysel ve sayısal sonuçlarıyla karşılaştırılabilir ve sayısal çalışmanın makul ve uygun olduğu söylenebilmektedir.



Şekil 2. Sonuçların karşılaştırılması

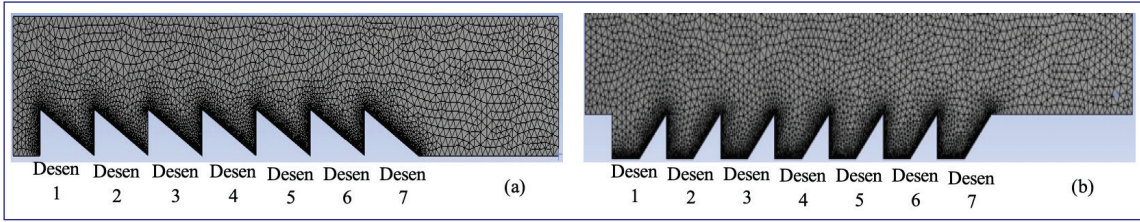
$H/D_h = 3$ için desenli yüzeylerin ortalama Nu sayıları üzerinde ağ sayısının etkisini belirlemek amacıyla çatı ve ters yamuk desenli yüzeyler için yapılan ağ bağımsızlık testleri sırasıyla Tablo 1 ve 2'de sunulmaktadır. Elde edilen sonuçlara göre çatı ve ters yamuk desenli yüzeylerin bulunduğu kanal kesitleri için sırasıyla 937335 ve 1052425 adet ağ elemanın yeterli olduğu belirlenmiştir.

Tablo 1. Çatı Desenli Kanalda Nu_{ort} İçin Ağ Bağımsızlık Testinin Sonuçları

Ağ sayısı	Nu_{ort} Re=5000	Nu_{ort} Re=7000	Nu_{ort} Re=9000	Nu_{ort} Re=11000
547182	8.51	13.18	16.25	19.184
937335	10.24	13.2	16.6	19.78
1354751	10.24	13.22	16.67	19.78

Tablo 2. Ters Yamuk Desenli Kanalda Nu_{ort} İçin Ağ Bağımsızlık Testinin Sonuçları

Ağ sayısı	Nu_{ort} Re=5000	Nu_{ort} Re=7000	Nu_{ort} Re=9000	Nu_{ort} Re=11000
725401	8.57	11.94	14.78	17.84
1052425	9.02	12.35	15.21	18.2
1624875	9.02	12.34	16.20	18.19


Şekil 3. Hesaplama kullanılan (a) çatı (b) ters yamuk desenli yüzeylere sahip kanalların ağ yapıları

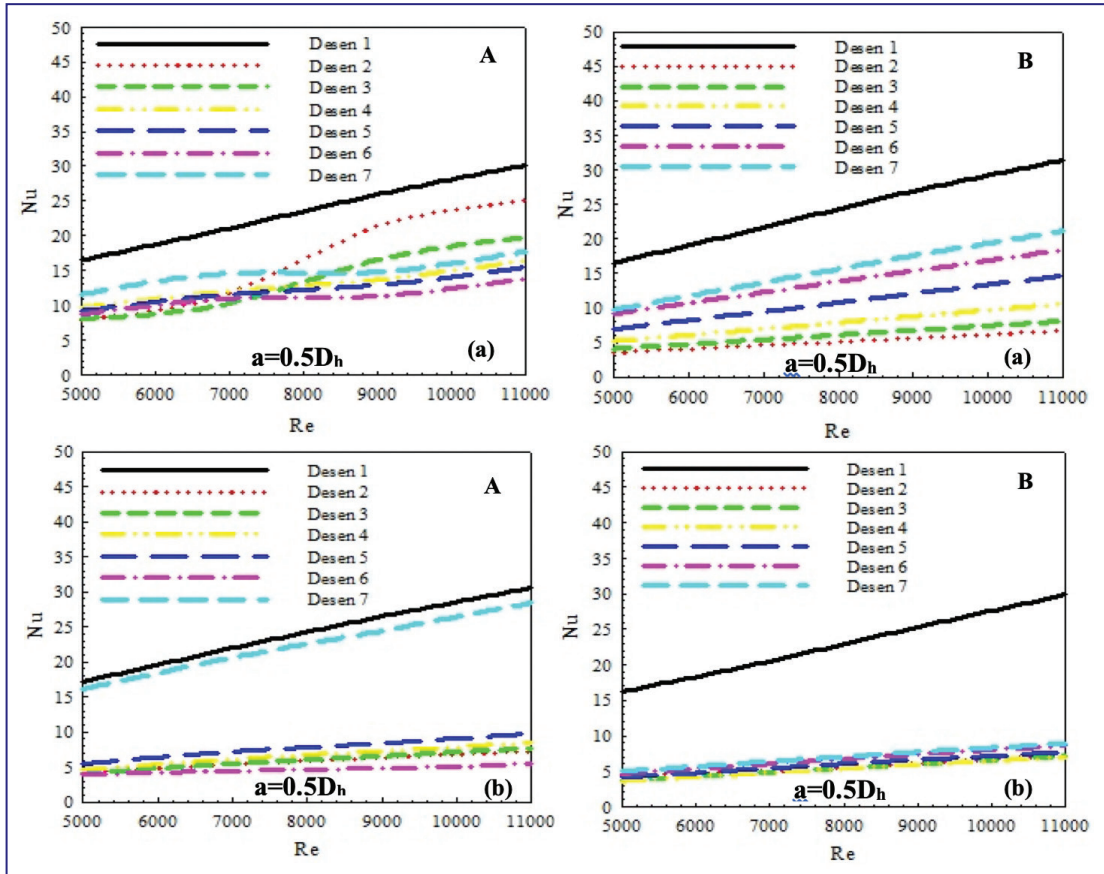
Çatı ve ters yamuk desenli yüzeylere sahip kanalların ağ yapıları, desenlerin ağ şekillerini de kolaylıkla görebilmek için Şekil 3(a) ve (b)'de yaklaşılarak gösterilmiştir.

Şekil 4A ve B'de sırasıyla çatı ve ters yamuk desenli yüzeylerde $0,5 D_h$ (a) jet genişliğinde, 3 ve 6 jet-plaka arası yüksekliklerinde (H/D_h) farklı Re sayıları için (5000, 7000, 9000, 11000) yüzey boyunca ortalama Nu sayısının değişimleri verilmektedir. Her iki desen için kanallarda eşit ölçülerde yedişer adet desen geometrisi bulunmaktadır. Desen şekilleri için jet akışın ilk çarptığı yüzey olan birinci desenlerde en yüksek Nu sayısı değerlerine ulaşılmaktadır. Bununla birlikte, jet akış, desen geometrileri nedeniyle birinci desene çarptıktan sonra kanaldaki son desen olan yedinci desene doğru yönelmektedir. Böylece, henüz tam olarak ısınmamış akışkan nedeniyle ısı transferi diğer desenlere göre fazla olduğundan Nu sayısı da fazla olmaktadır. Ayrıca, özellikle çatı desenli yüzeyde (a) $H/D_h = 3$ jet-plaka arası yüksekliğinde Re sayısı arttıkça jet akış ikinci desen aralığına doğru yönlendiğinden bu desen için Nu sayısında daha fazla

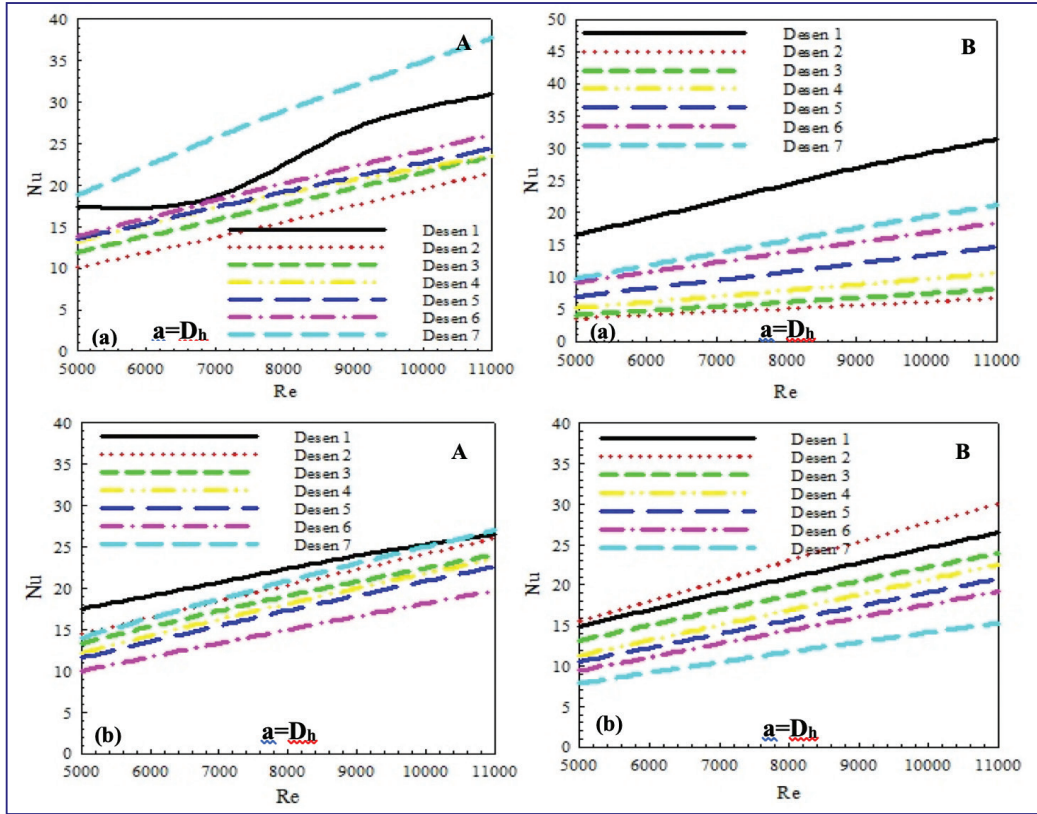
artış görülmektedir. Bunun yanı sıra, Re sayısının artışı jet akışın kanalın en sonundaki desenle olan temasını kısıtladığından Nu sayısı değerinde yedinci desen için azalma saptanmıştır. Çatı desenli durumda, $H/D_h = 6$ için $H/D_h = 3$ 'e göre daha kararlı bir Nu sayısı grafiği elde edilmekle birlikte azalan jet etkisi nedeniyle Nu sayısı değerleri azalmaktadır. Ters yamuk desenli yüzeylerde jet-plaka arası uzaklığın 3 (H/D_h) olduğu durumda desen 7'den desen 2'ye doğru Nu sayısında sıralı bir azalış gözlemlenirken, jet-plaka arası uzaklık 6 değerine çıkarıldığında kanal içerisindeki akış yapısına bağlı olarak Nu sayısı değerleri azalarak yaklaşık 5 civarında değerler almaktadır. Jet-plaka arası uzaklığın 6 olduğu durumda Re= 5000 için ortalama Nu sayısı değeri, çatı desenli yüzeyde ters yamuk desenli yüzeye göre %25,92 daha fazladır. Bununla birlikte, çatı desenli yüzeyler için ters yamuk desenli yüzeylere göre Re sayısının artışıyla daha yüksek Nu sayısı değerleri elde edildiği Şekil 4A ve B'den görülebilmektedir. Bu duruma artan Re sayısı ile akışın çatı desenli yüzeylerde daha iyi bir şekilde desen içine yönlenebilmesi olanak sağlamaktadır.

D_h jet genişliği (a) için jet-plaka arası uzaklığın 3 ve 6 olduğu durumlarda çatı ve ters yamuk desenli yüzeylere ait Re sayısına bağlı ortalama Nu sayısı değişimleri sırasıyla Şekil 5A ve B’de gösterilmektedir. Çatı desenli yüzeyli kanalda ($H/D_h = 3$), jet genişliğinin artışına bağlı olarak artan akışkan debisi akışkanın kanal sonundaki yedinci desene doğru yönelmesine sebep olarak bu desen için kanaldaki Nu sayısının en yüksek olmasını sağlamaktadır. Bununla birlikte, Re sayısındaki artışa bağlı olarak akışın kanal içindeki yönelişinin değişimine göre $Re = 7000$ için birinci desende Nu sayısı azalma gösterirken daha sonra Re sayısının 9000 ve 11000 olduğu değerlerde artışa geçmektedir. En düşük Nu sayısına da jet akış temasının en az olduğu ikinci desende ulaşılmaktadır. H/D_h , 6 değerine çıkarıldığında azalan jet etkisi akışın desen yüzeylerine daha iyi temas etmesini sağlarken, özellikle birinci desende Nu sayısındaki artış yönlü iyileşme daha iyi görülebilmektedir. Aynı zamanda, böylece Nu sayısının yedinci desenden daha fazla olması sağ-

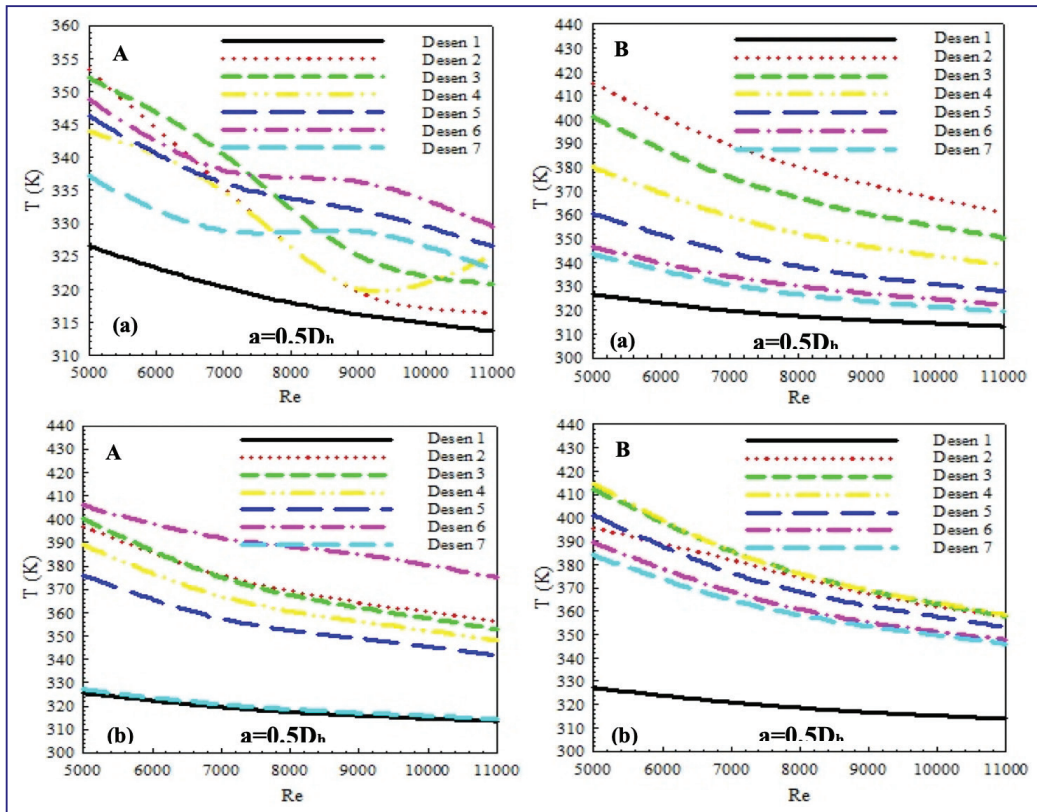
lanmıştır. Bununla birlikte, en düşük Nu sayısına altıncı desende ulaşılmıştır. Şekil 5B’de gösterilen yamuk desenli yüzeylerin Nu sayıları incelendiğinde desen şekline göre en yüksek Nu sayısı birinci desende elde edilirken, yedinci desenden ikinci desene doğru sırayla bir azalış sergilemektedir. Jet plaka arası mesafe arttığında ($H/D_h = 6$) ise jetin birinci desen üzerindeki etkisi azalırken, ikinci desende artmıştır. Bu nedenle, ikinci desenin Nu sayısında artış elde edilmiştir. Bununla birlikte, jet genişliğinin artışıyla ters yamuk desenli yüzeylerdeki Nu sayısı artışı, çatı desenli yüzeye göre iyileşme sergileyerek artış değerleri arasındaki fark azalmıştır. $H/D_h = 3$ için Re sayısının 7000’den 9000’e artışı çatı desenli yüzeyde ortalama Nu sayısında %22,57 artış sağlarken, ters yamuk desenli yüzeyde bu artış değeri %22,45’dir. Ayrıca, $Re = 11000$ değerinde $H/D_h = 3$ için tüm yüzeylerin ortalama Nu sayısı değerleri çatı desenli yüzeylerde ters desenli yüzeylerden %12,81 daha fazladır.



Şekil 4. $a = 0,5 D_h$ jet genişliği için Nu sayısı değişimi A-çatı B-ters yamuk desenli yüzey (a) $H/D_h = 3$ (b) $H/D_h = 6$



Şekil 5. $a = D_h$ jet genişliği için Nu sayısı değişimi A-çatı B-ters yamuk desenli yüzey (a) $H/D_h = 3$ (b) $H/D_h = 6$



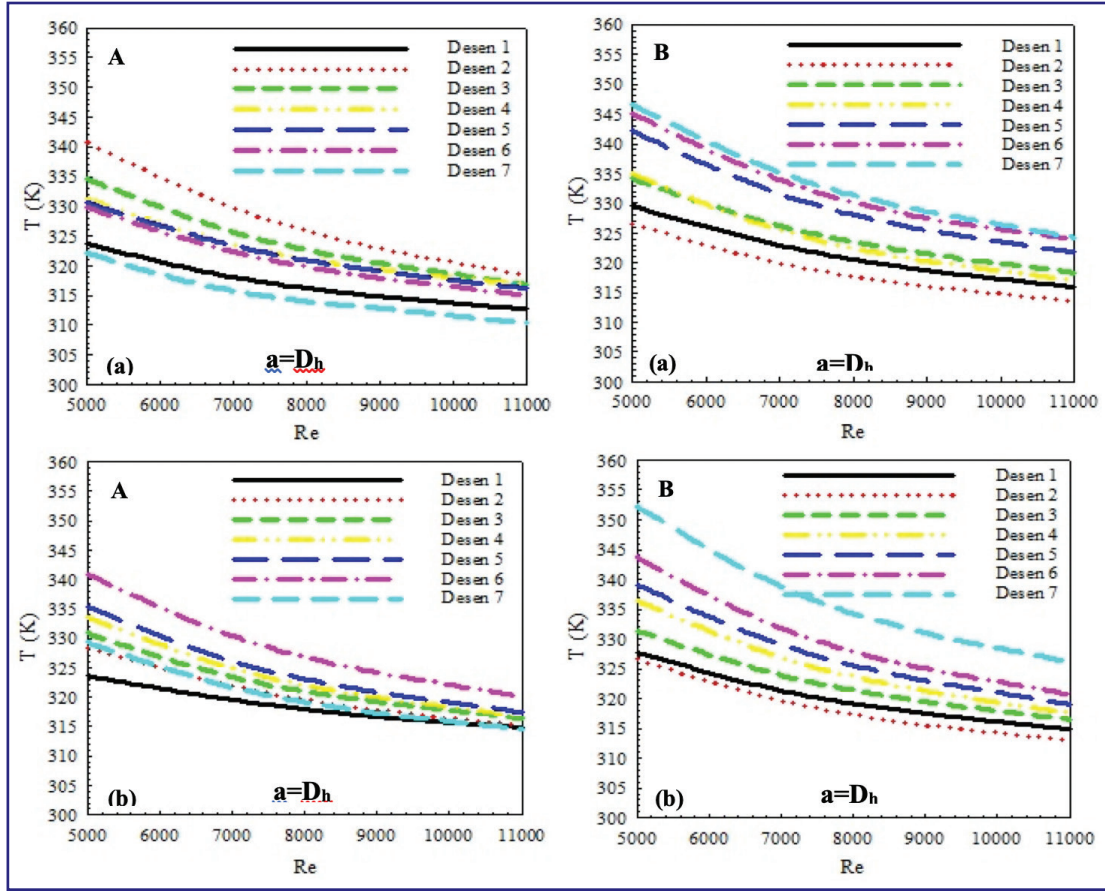
Şekil 6. $a = 0,5 D_h$ jet genişliği için ortalama yüzey sıcaklığı değişimi A-çatı B-ters yamuk desenli yüzey (a) $H/D_h = 3$ (b) $H/D_h = 6$

Şekil 6A ve B’de sırasıyla çatı ve ters yamuk desenli yüzeylere ait her bir desen için ortalama yüzey sıcaklıkları değişimi (a) $H/D_h=3$ ve (b) $H/D_h=6$ jet-plaka arası yüksekliklerinde ve $a=0,5 D_h$ jet giriş genişliğinde farklı Re sayıları için verilmektedir. Çatı desenli kanalda (a) $H/D_h=3$ için kanal içerisinde oluşan yeniden dolaşım bölgeleri nedeniyle desenler etrafında akış yapısında dalgalanmalar meydana gelmektedir. Bu durumda jet akışın desenler üzerindeki etkisi her desen için farklılık göstermektedir. Buna bağlı olarak Şekil 6A (a)’dan da görülebildiği gibi sıcaklıklar Re sayısına bağlı olarak değişmektedir. Bununla birlikte, en düşük ortalama yüzey sıcaklığı değerlerine her iki desen için de jetin ilk çarptığı yüzey olan birinci desende ulaşılmaktadır. Çatı desenli yüzeyde jet-plaka arası yüksekliğin 6 değerine çıkarılması, jetin yüzeyler üzerindeki etkisini azalttığından desen yüzeylerinin ortalama sıcaklık değerlerinde artışlar gözlemlenmektedir. Yalnızca, desen 7’de jet-plaka arası uzaklığın artışı akışın yüzeye olan temasını iyileştirerek sıcaklık değerinin azalmasına olanak sağlamıştır. Bunun yanı sıra, Re sayısının artışı ısı transferini artırdığından yüzey sıcaklığı değerleri azalmaktadır. Şekil 6B’de ters yamuk desenli yüzeyler için olan ortalama yüzey sıcaklığı değerleri incelendiğinde, çatı desenli yüzeylere göre daha az olan Nu sayısı değerlerine bağlı olarak yüzey sıcaklık değerlerinin daha yüksek olduğu görülebilmektedir. Bununla birlikte, çatı desenli yüzeyden farklı olarak H/D_h değeri 6’ya çıkarıldığında jet etkisinin azalmasına rağmen jetin ters yamuk desenli yüzey arasına daha iyi nüfuz etmesine bağlı olarak Desen 2 için yüzey sıcaklığında azalma elde edilmiştir. $Re=5000$ için ortalama yüzey sıcaklığındaki bu azalma miktarı yaklaşık 20 K’dır. Ayrıca, $Re=7000$ ve $H/D_h=3$ için çatı desenli yüzeylerin ortalama yüzey sıcaklığı değerleri, ters yamuk desenli yüzeylerden %5,1 daha düşüktür.

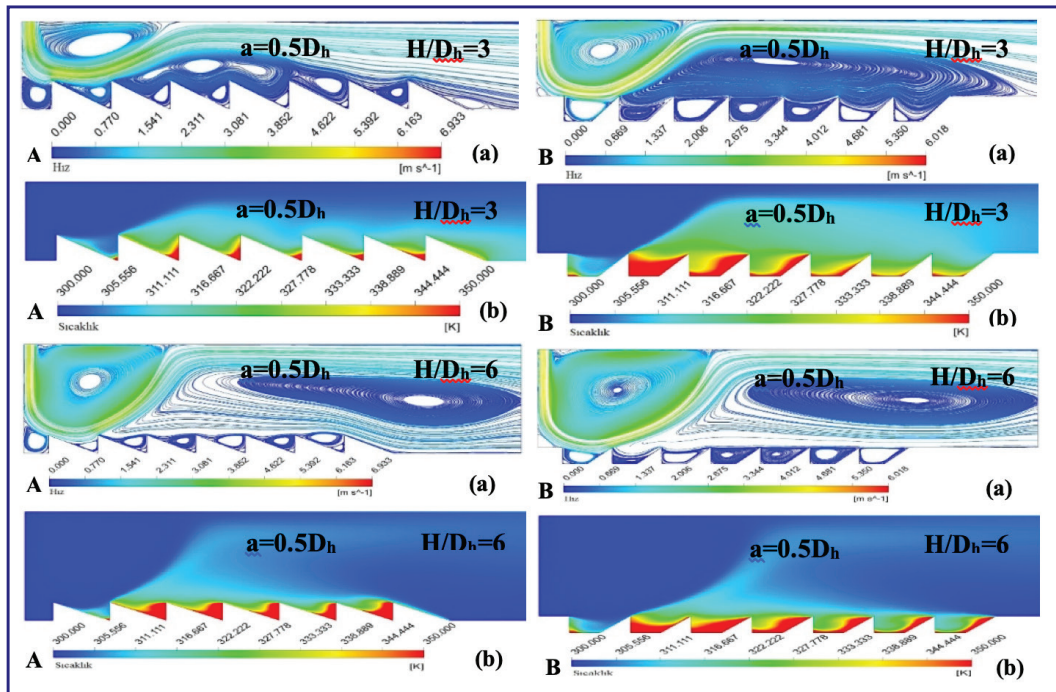
D_h jet genişliğinde, jet-plaka arası uzaklıkların (a) 3 ve (b) 6 olduğu durumlarda Re sayısının değişimine bağlı olarak sırasıyla A-çatı ve B-ters yamuk desenli yüzeylere ait ortalama yüzey sıcaklığı değişimleri Şekil 7’de sunulmaktadır. Nu sayısı değişimlerine bağlı olarak $H/D_h=3$ için çatı desenli yüzeyde Nu sayısının en az olduğu Desen 2’de en yüksek yüzey sıcaklık değerleri elde edilirken, Desen 7 için en düşük yüzey sıcaklık değerlerine ulaşılmaktadır. Bununla birlikte, jet-plaka arası mesafenin 6’ya çıkarılması jet etkisinin azalmasına sebebiyet vererek, genel olarak yüzey sıcaklık-

larının artmasını sağlamıştır. Ters yamuk desenli yüzeylere ait sıcaklık değişimi grafikleri incelendiğinde (Şekil 7B), desen şekline bağlı olarak kanal içerisindeki akış yapısı değişmekle birlikte çatı desenli yüzeylere göre (Şekil 7A) daha yüksek sıcaklıklar elde edilmektedir. Bu durum da yüzeyler için bu desen tipinde ısı transferinin kötüleştiğini kanıtlamaktadır. Jet-plaka arası uzaklığın artması özellikle desen 7 için yüzey sıcaklığında artış etkisi sağlarken, diğer desenler için jetin desen aralarına olan temasını artırarak yüzey sıcaklık değerlerinde $H/D_h=3$ ’e göre azalmalar elde edilmesini sağlamaktadır. Ters yamuk desenli yüzey için $Re=9000$ ’de H/D_h değeri 3’den 6’ya çıkarıldığında Desen 6’nın ortalama yüzey sıcaklığında yaklaşık 2,5 K’lık bir azalış elde edilmektedir. Jet plaka arası uzaklık artışının, yüzeyler üzerinde jet etkisini dolayısıyla ısı transferini azaltarak yüzey sıcaklık değerlerini artırmaması aksine azaltması jetin giriş genişliğinin artması ($a=D_h$) nedeniyle artan akışkan debisinden ve desenler arasına daha iyi nüfuz etmesinden kaynaklanmaktadır.

$H/D_h=3, 6$ ve $Re=5000$ için $0,5 D_h$ jet genişliğindeki kanallarda Şekil 8A ve B’de sırasıyla çatı ve ters yamuk desenli yüzeylere ait (a) akım çizgisi, (b) sıcaklık konturu dağılımları gösterilmektedir. Çatı desenli yüzey için Şekil 8A(a) ve (b)’de görüldüğü gibi kanalın sol alt tarafında oluşan yeniden dolaşım bölgesi jet akışkanını birinci desene doğru yönlendirmektedir. Bununla birlikte, birinci çatı desenli yüzeye çarpan jet akışkan yön değiştirerek yedinci desene doğru yönlendiğinden, ikinci desenden başlamak üzere aradaki desenlerde oluşan yeniden dolaşım bölgeleri sonucu bu desenlerde akışkan hareketliliği azalmaktadır. Bu nedenle sıcaklık konturu dağılımından da görülebildiği gibi bu kısımlarda sıcaklık artışları meydana gelmektedir. Bunun yanı sıra, Şekil 8B’deki ters yamuk desenli yüzeyler civarında oluşan yeniden dolaşım bölgeleri nedeniyle yüzey sıcaklık artışı çatı desenli yüzeye göre daha fazladır. H/D_h değeri 6’ya çıkarıldığında ise her iki desenli yüzey için de kanallardaki küçük yeniden dolaşım bölgeleri bir araya gelip birbirinden bağımsız iki yeni dolaşım bölgesi oluştururken, desenli yüzeylerdeki yeniden dolaşım bölgelerinin daha belirgin hale geldikleri görülmektedir. Bu durum, desenler üzerindeki jet etkisinin azalarak desenler etrafındaki sıcaklığın artmasına ve dolayısıyla soğumanın azalmasına sebep olmaktadır.



Şekil 7. $a = D_h$ jet genişliği için ortalama yüzey sıcaklığı değişimi A-çatı B-ters yamuk desenli yüzey (a) $H/D_h = 3$ (b) $H/D_h = 6$



Şekil 8. $a = 0,5 D_h$ jet genişliği ve $Re = 5000$ için A-çatı B-ters yamuk desenli yüzeylerde (a) akım çizgisi (b) sıcaklık konturu dağılımı

D_h jet genişliğine sahip kanallarda $Re=5000$ için farklı H/D_h 'larda Şekil 9A ve B'de sırasıyla çatı ve ters yamuk desenli yüzeylere ait (a) akım çizgisi (b) sıcaklık konturu dağılımları sunulmaktadır. Artan jet genişliğine bağlı olarak her iki desenli yüzey ve H/D_h mesafeleri için jetin desenler üzerindeki etkisi artmaktadır. Böylece, oluşan yeniden dolaşım bölgelerinin kanallardaki akışkan hareketliliğine olan etkisi azalarak desen yüzeylerinden olan ısı transferi artmaktadır. Sıcaklık konturu dağılımları incelendiğinde $0,5 D_h$ jet genişliğine göre desenli yüzeylerin sıcaklıklarının azalarak yüzeylerin soğumalarında iyileşme elde edildiği görülmektedir.

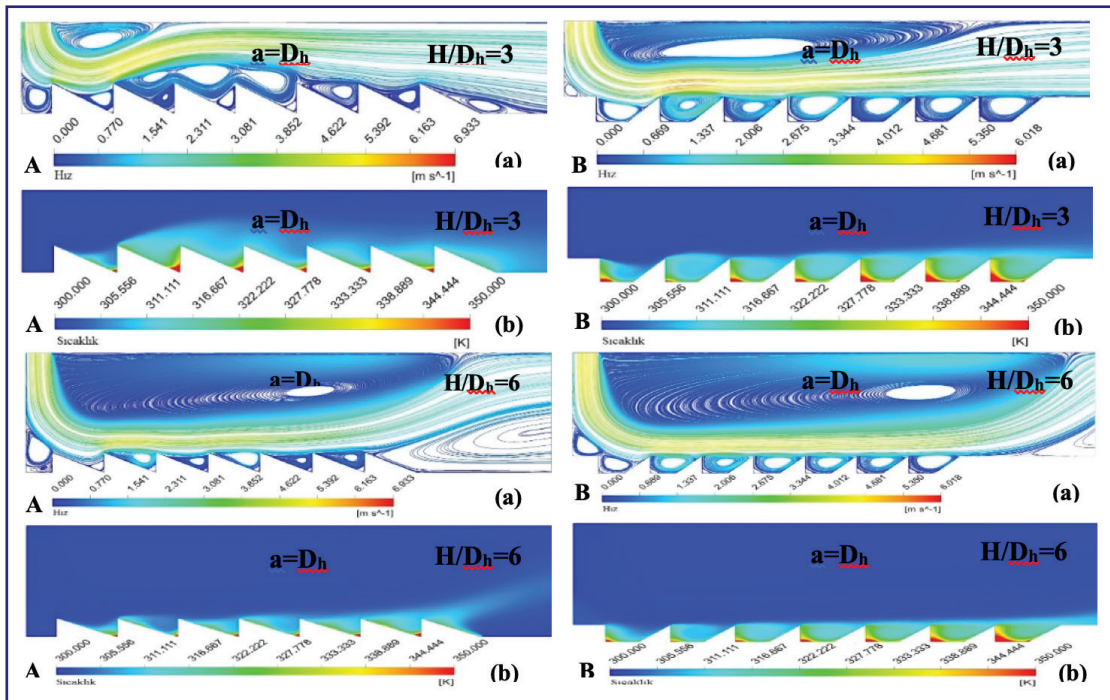
5. GENEL SONUÇLAR

Bu çalışmada, iki farklı genişlikte bir tane jet akışı kullanılarak dikdörtgen kesitli kanallar içerisinde bulunan sabit ısı akısıyla ısıtılan çatı ve ters yamuk desenli olmak üzere iki farklı şekilden oluşan bakır plakalı yüzeylerdeki ısı transferi ve kanallar içerisindeki akış özellikleri sayısal olarak incelenmiştir. Buna göre, çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Genel olarak, her iki desen şekli için de Re sayısının artışıyla Nu sayısı artmakla birlikte özellikle desen aralarında oluşan yeniden do-

laşım bölgelerine bağlı olarak Nu sayısı değerlerinin dalgalandığı grafiklerden de görülebilmektedir.

- $0,5 D_h$ jet genişliğinde en yüksek Nu sayısına her iki desenli yüzey için birinci desende ulaşılrken, jet genişliği D_h 'a çıkarıldığında kanalda oluşan yeniden dolaşım bölgelerinin jet akışı yönlendirmesine bağlı olarak Nu sayısı çatı desenli yüzeyde $H/D_h=3$ için yedinci desende en yüksek iken, ters yamuk desenli yüzeyde $H/D_h=6$ için en yüksek değerine ulaşmaktadır.
- $0,5 D_h$ jet genişliğinde ve $H/D_h=6$ olduğu durumda $Re=5000$ için ortalama Nu sayısı değeri, çatı desenli yüzeyde ters yamuk desenli yüzeye göre %25,92 daha fazladır. Bununla birlikte, çatı desenli yüzeyler için ters yamuk desenli yüzeylere göre Re sayısının artışıyla daha yüksek Nu sayısı değerleri elde edilmektedir.
- D_h jet genişliği ve $H/D_h=3$ için Re sayısının 7000'den 9000'e artışı çatı desenli yüzeyde ortalama Nu sayısında %22,57 artış sağlarken, ters yamuk desenli yüzeyde bu artış değeri %22,45 olmaktadır. Ayrıca, $Re=11000$ değerinde $H/D_h=3$ için tüm yüzeylerin ortalama Nu sayısı değerleri çatı desenli yüzeylerde ters desenli yüzeylerden %12,81 daha fazladır.



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

- 0,5 D_h jet genişliği için $Re=7000$ ve $H/D_h=3$ durumunda çatı desenli yüzeylerin ortalama yüzey sıcaklığı değerleri, ters yamuk desenli yüzeylerden %5,1 daha düşüktür. Bununla birlikte, D_h jet genişliğinde ters yamuk desenli yüzey için $Re=9000$ 'de H/D_h değeri 3'den 6'ya çıkarıldığında Desen 6'nın ortalama yüzey sıcaklığında yaklaşık 2,5 K'lık bir azalış elde edilmektedir. Jet plaka arası uzaklık artışının yüzeyler üzerinde jet etkisini dolayısıyla ısı transferini azaltarak yüzey sıcaklık değerlerini artırmaması, aksine azaltması jetin giriş genişliğinin artması ($a=D_h$) nedeniyle artan akışkan debisinden ve desenler arasına daha iyi nüfuz etmesinden kaynaklanmaktadır.
- Ayrıca, 0,5 D_h jet genişliğinde, H/D_h oranının artışı desenler üzerindeki jet etkisini azaltarak desenler etrafındaki sıcaklığın artmasına ve dolayısıyla soğumanın azalmasına sebep olmaktadır. D_h jet genişliğinde ise her iki desenli yüzey ve H/D_h mesafeleri için jetin desenler üzerindeki etkisi artmaktadır. Böylece, oluşan yeniden dolaşım bölgelerinin kanallardaki akışkan hareketliliğine olan etkisi azalarak desen yüzeylerinden olan ısı transferi iyileşmektedir.
- Sonuç olarak, desenli yüzeyler ve jet akışı arasında meydana gelen ısı transferi, desen aralıkları ve kanal içerisindeki akış yapısı, jet akışın Re sayısından, H/D_h oranından, jet akışın temasta olduğu desenli yüzey geometrilerinden ve jet genişliğinden önemli ölçüde etkilenmektedir. Bunun yanı sıra, çalışmada kullanılan ve ters yamuk desenli yüzeye göre daha iyi ısı transferi sonuçları elde edilen, D_h jet genişlikli kanaldaki çatı desenli yüzey geometrilerinin özellikle mikroçip gibi yüksek ısı üreten elektronik devre elemanlarına benzerlikleri nedeniyle bu elektronik devre elemanlarının soğutulmasında kullanılabilecekleri düşünülmektedir.

SEMBOLLER

- a : Jet giriş genişliği, mm
 A_c : Jet girişi kesit alanı, m^2
 H : Kesiti dikdörtgen olan kanalın yüksekliği, mm
 L : Kesiti dikdörtgen olan kanalın boyu, mm
 W : Kesiti dikdörtgen olan kanalın eni, mm
 D_h : Kanalın hidrolik çapı, m
 h : Isı taşınım katsayısı, $Wm^{-2} K^{-1}$
 k : Isı iletim katsayısı, $Wm^{-1} K^{-1}$
 V : Akışkanın kanal girişindeki hızı, ms^{-1}
 c_p : Akışkanın özgül ısısı, $Jkg^{-1} K^{-1}$

- P : Jet giriş kesiti çevre uzunluğu, m
 p : Basınç, Nm^{-2}
 q'' : Desenli yüzeylerdeki ısı akısı, Wm^{-2}
 T : Sıcaklık, K
 u_i : x, y, z eksenlerindeki hız bileşenleri, ms^{-1}
 Re : Reynolds sayısı ($=V_a D_h/\nu$), boyutsuz
 Nu : Nusselt sayısı ($=h D_h/k$), boyutsuz
 μ : Dinamik viskozite, $kgs^{-1} m^{-1}$
 μ_t : Türbülans viskozitesi, $kgs^{-1} m^{-1}$
 ν : Kinematik viskozite, m^2s^{-1}
 ρ : Yoğunluk, kgm^{-3}
 ϕ : Viskoz kaybolma terimi, m^2s^{-3}
 k' : Türbülanslı akışın kinetik enerjisi, m^2s^{-2}
 ϵ : Türbülans dağılım terimi, m^2s^{-3}

Alt İndisler

- s : Yüzey
m : Ortalama
 ∞ : Akışkan

KAYNAKLAR

1. Sharma, S., "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, 2015.
2. Babic, D., Murray, D.B., Torrance, A.A., "Mist Jet Cooling of Grinding Processes", International Journal of Machine Tools and Manufacture, 45, 1171-1177, 2005.
3. Royne, A., Dey, C., "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, 30 November-3 December 2004.
4. Narumanchi, S.V.J., Amon, C.H., Murthy, J.Y., "Influence of Pulsating Submerged Liquid Jets on Chip-Level Thermal Phenomena". Transactions of the ASME, 125 (3), 354-361, 2003.
5. Kercher, D.S., Lee, J.B., Brand, O., Allen, M.G., Glezer, A., "Microjet Cooling Devices for Thermal Management of Electronics", IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 26 (2), 359-366, 2003.
6. Carlomagno, G.M., Ianiro, A., "Thermo-Fluid-Dynamics of Submerged Jets Impinging at Short Nozzle-To-Plate Distance: A Review", Experimental Thermal and Fluid Science, 58, 15-35, 2014.
7. Argus, E., Rady, M.A., Nada, S.A., "A Nu-

- merical 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, 2006.
8. Popovac, M., Hanjalic, K., “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, 2007.
 9. Yang, Y.T., Hwang, C.H., “Numerical Simulations on the Hydrodynamics of A Turbulent Slot Jet on A Semi-Cylindrical Convex Surface”. Numerical Heat Transfer, 46, 995-1008, 2004.
 10. Karabulut, K., Alnak, D.E., “Değişik Şekilde Tasarlanan Isıtılmış Yüzeylerin Hava Jeti Çarpmalı Soğutulmasının Araştırılması”, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 26 (1), 88-98, 2020.
 11. Karabulut, K., “Heat Transfer Improvement Study of Electronic Component Surfaces Using Air Jet Impingement”, Journal of Computational Electronics, 18, 1259-1271, 2019.
 12. Mushatat, K.S., “Analysis of the Turbulent Flow and Heat Transfer of the Impingement Cooling in A Channel with Cross Flow”, Engineering Science, 18 (2), 101-122, 2007.
 13. Tepe, A.Ü., “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, 2021.
 14. Belarbi, A.A., Beriache, M., Bettahar, A., “Experimental Study of Aero-Thermal Heat Sink Performances Subjected to Impinging Air Flow”, International Journal of Heat and Technology, 36 (4), 1310-1317, 2018.
 15. Leena, R., Syamkumar, G., Prakash, M.J., “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, 2018.
 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. Saleha, N., Fadela, N., Abbes, A., “Improving Cooling Effectiveness by Use Chamfers on the Top of Electronic Components”, Microelectronics Reliability, 55, 1067-1076, 2015.
 18. Kılıç, M., Çalışır, T., Başkaya, Ş., “Experimental and Numerical Study of Heat transfer from A Heated Flat Plate in A Rectangular Channel with An Impinging Air Jet”, Journal of Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 39 (1), 329-344, 2017.