

## JET GİRİŞ SAYISINA BAĞLI OLARAK KANALDAKİ FARKLI DESEN GEOMETRİLERİNDEN OLAN ISI TRANSFERİNİN DEĞERLENDİRİLMESİ

Doç. Dr., KORAY KARABULUT<sup>1</sup>, Arş. Gör. Dr., YELİZ ALNAK<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu,  
kkarabulut@cumhuriyet.edu.tr - ORCID ID:0000-0001-5680-0988

<sup>2</sup>Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, ytas@cumhuriyet.edu.tr-  
ORCID ID: 0000-0003-4383-3806

### ÖZET

Sürdürülebilir kalkınma ve doğanın da gözetildiği yeşil ekonomi kapsamında, enerjinin elde edilmiş biçiminin yanı sıra enerjinin tasarruflu ve verimli kullanımı da her zamankinden daha fazla önem kazanmaktadır. Bununla birlikte, teknolojinin hızla gelişmesi kullanıcıların küçük boyutlarda yüksek kapasiteli cihazlara sahip olmalarını sağlamıştır. Ancak, teknolojideki bu ilerleme; cihaz ve ekipmanlarda ısınma ve bunun sonucunda güvenilir sıcaklık sınırlarını aşma problemini ortaya çıkarmıştır. Sıcaklık sınırlarını aşan cihazlarda, işlem hızında yavaşlama ve ilerleyen süreçlerde oluşan ısıl gerilmeler sonucu deformasyonlar ve bozulma sorunlarıyla karşılaşılması kaçınılmaz bir sonuç olacaktır. Çarpan jet tekniği, bilgisayar sistemlerinin temel elemanları olan ve küçük hacimlerde yüksek ısı üretme kapasitesine sahip olan mikroçipler için yüksek performanslı bir soğutma teknolojisidir. Bu çalışmada, üçgen ve düz yarım daire desenlere sahip bakır plakalı yüzeylerden olan ısı transferi  $0,75D_h$  giriş genişliğindeki üç adet hava jeti akışı kullanılarak 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 çözümlenmesiyle yapılmıştır. Kanalların üst ve alt yüzeyleri adyabatik olup; desenli yüzeylere  $1000 \text{ W/m}^2$  lik sabit ısı akısı uygulanmıştır. Çalışma için belirlenen Re sayısı aralığı 4000-10000 iken; jet-plaka arası uzaklıklar ( $H/D_h$ ) 3, 6 ve 10'dur. 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.  $0,75D_h$  jet giriş genişliğinde ve  $H/D_h=3$  ve 6 oranlarında kanal boyunca jet akışın hız-akım çizgisi ve sıcaklık konturu dağılımları desenli yüzeyler için değerlendirilmiştir.  $Re=4000$ ' de  $H/D_h=3$  için kanaldaki üçgen model yüzeylerinin sahip olduğu ortalama Nusselt sayısı ( $Nu_m$ ) değerinin düz yarım daire model yüzeylerinden %351,61 daha fazla olduğu belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Jet Giriş Genişliği, Çarpan Hava Jeti, Desenli Yüzey, Isı Transferi

## EVALUATION OF THE HEAT TRANSFER FROM DIFFERENT PATTERN GEOMETRIES IN THE CHANNEL DEPENDING ON THE NUMBER OF JET INLET

### ABSTRACT

Within the scope of the green economy, where sustainable development and nature are also taken into account, the efficient and economical use of energy is becoming more important than ever, as well as the way of obtaining energy. However, the rapid development of technology has enabled users to have high-capacity devices in small sizes. However, this progress in technology has revealed the problem of heating in devices and equipment and, as a result, exceeding reliable temperature limits. It will be inevitable result to encounter deformations and deterioration problems as a result of slowing down in the processing speed and thermal stresses occurring in the advancing processes in devices that exceed the temperature limits. The impinging jet technique is a high-performance cooling technology for microchips, which are the basic elements of computer systems and have the capacity to generate high heat in small volumes. In this study, heat transfer from copper plate surfaces with triangular and straight semi-circular patterns was numerically investigated using three air jet flows with an inlet width of  $0.75D_h$ . Numerical calculations were carried out by solving energy and Navier-Stokes equations in steady and three-dimensional by using the Ansys-Fluent computer program with the  $k-\epsilon$  turbulence model. The upper and lower surfaces of the channels are adiabatic and a constant heat flux of  $1000 \text{ W/m}^2$  was applied to the patterned surfaces. While the Re number range determined for the study is 4000-10000; the distance between the jet and the plate ( $H/D_h$ ) is 3, 6 and 10. The results of the study were compared with the numerical and experimental results of the study in the literature and it was seen that they were compatible with each other. The results were presented as the mean Nu number and the variation of the surface temperature for each patterned surface. Streamline and temperature contour distributions of the jet flow along the channel at  $0.75D_h$  jet inlet width and  $H/D_h=3$  and 6 ratios were evaluated for both patterned surfaces. It was determined that the average Nusselt number ( $Nu_m$ ) value of the triangular model surfaces for  $H/D_h=3$  at  $Re=4000$  was 351.61% higher than that of the straight semi-circular model surfaces.

**Keywords:** Jet Entrance Width, Impingement Air Jet, Patterned Surface, Heat Transfer

### 1. GİRİŞ

Yüksek performanslı bir soğutma teknolojisi olarak, elektronik bileşenlerde ısı transferini artırmak için çarpan jet soğutma tekniği kullanılabilir (Narumanchi ve ark., 2003; Kercher ve ark., 2003). Çarpan jet ısı transferi ile ilgili çalışmalardan birinde Arguis ve ark. (2007) laminar hava jeti akışına sahip bir kanalda ısıtılmış blokların ısı transferini sayısal olarak incelemişler ve jet Re sayısı, kanal yüksekliği, jet deliği genişliği, soğutma plakaları arasındaki mesafe, plakaların yüksekliği ve ısı transfer katsayılarının etkisini değerlendirmişlerdir. Genel olarak azalan kanal yüksekliği ve artan Re sayısı ile blokların etkili bir şekilde soğutulmasının mümkün olduğunu bulmuşlardır. Karabulut ve Alnak (2020) sabit ısı akışına sahip bakır plaka yüzeylerinin hava jeti akışı ile soğumasını sayısal olarak

incelemişlerdir. Çalışmada, desenli yüzeylerin soğutma performansları üzerinde desen şekli ve jet ile plaka arasındaki mesafenin  $Re$  sayısına göre daha büyük bir önemli etkiye sahip olduğu belirlenmiştir. Diop ve ark. (2021) ısıtılmış plaka yüzeyinin, birkaç hız modeline sahip hava çarpan jet ile soğutulmasını araştırdı. Deneysel sonuçlar,  $X/D=4, 7$  ve  $9$  çarpışma mesafelerinin  $15$  m/s hızında diğer değerlere göre en yüksek ısı transfer katsayı oranına sahip olduğunu göstermiştir. Rathore ve Verma (2022) Reynolds sayısındaki ( $Re$ ) ve kaydırma oranındaki ( $OR$ ) değişimin türbülanslı akış ve eğik kaydırılmış jetlerin termal özellikleri üzerindeki etkileri hakkında sayısal çalışma yapmışlardır. Jet eğiklik açısı ve Reynolds sayısının daha yüksek olması durumunda, ısıtılmış çarpma duvarından akışkana ısı transferinin daha yoğun olduğunu elde etmişlerdir. Zou ve ark. (2022) deneylerinde ve sayısal simülasyonlarında hava soğutma sürecinde ara yüzey ısı transferini ve gaz akışını araştırmak için yüksek hızlı sıkıştırılmış hava çarpmasını kullanmışlardır. Numune çapının ve jet mesafesinin (jetten soğutma yüzeyine olan mesafe) akış modeli ve sıcaklık alanları üzerindeki etkisi incelenmişlerdir. Radmard ve ark. (2021) su jeti çarpmasına maruz kalan çipe bağlı bir mikro iğne kanatlı soğutma cihazından ısı transferini araştırmıştır. Bu amaçla, iğne kanat kesiti, kanatçık aralığı ve kanat yükseklik profili gibi tasarım parametrelerinin davranış parametreleri üzerindeki etkisi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ve tam faktöriyel deney tasarımı (FFD) kullanılarak incelenmiştir. Genel analiz, optimize edilmiş soğutma cihazının termal ve hidrolik performansta ilk çalışma tasarımını geçebileceğini göstermiştir.

Bu çalışmanın amacı, otomobiller, elektronik aksamalar, cep telefonları ve daha birçok teknolojik ürün gibi günlük hayatımızda kullandığımız bilgisayar mikroçip elemanları için farklı jet konfigürasyonlarının ısı transferini araştırmaktır. Bunun için, üçgen ve düz yarım daire desenlere sahip bakır plakalı yüzeylerden olan ısı transferi  $0,75D_h$  giriş genişliğindeki üç adet hava jeti akışı kullanılarak 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  $1000 \text{ W/m}^2$  lik sabit ısı akısı uygulanmıştır. Çalışma için belirlenen  $Re$  sayısı aralığı  $4000-10000$  iken; jet-plaka arası uzaklıklar ( $H/D_h$ )  $3, 6$  ve  $10$ 'dur. 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.  $0,75D_h$  jet giriş genişliğinde ve  $H/D_h=3$  ve  $6$  oranlarında kanal boyunca jet akışın hız-akım çizgisi ve sıcaklık konturu dağılımları desenli yüzeyler için değerlendirilmiştir.

## 2. SAYISAL ANALİZ

Sayısal çalışmada, farklı geometrik şekilli desenli yüzeyler üzerindeki üçlü jet için  $0,75D_h$  jet giriş genişliğindeki kanalda hava jeti akışının zorlanmış taşınım ile ısı transferi Ansys-Fluent paket programı kullanılarak zamandan bağımsız ve üç boyutlu olarak çözülmüştür.

Süreklilik ve momentum denklemleri için hesaplamaların durdurulacağı yakınsama ölçeği  $10^{-6}$  iken, enerji denklemi için bu değer  $10^{-7}$  dir. Ayrıca simülasyonlarda kullanılan ağ yapısı dört yüzlüdür.

Isı transferi simülasyonlarında türbülansın doğru modellenmesi esastır. Türbülanslı akışların doğrudan sayısal simülasyonları çok zor ve zaman alıcıdır. Sayısal modellemede kullanılan çeşitli türbülans modelleri bulunmaktadır. Bununla birlikte, türbülans modelleri arasında yarı ampirik bir model olan k-ε modeli, ekonomik olması ve birçok akış olayında kabul edilebilir doğruluğu nedeniyle yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada sayısal hesaplamalarda desenli yüzeyler için standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

Desenli yüzeylere sahip kanal boyunca akış ve ısı transferinin çözümü, aşağıda açıklandığı gibi, zamandan bağımsız türbülanslı akış için zaman ortalamalı kütle, momentum ve enerji denklemlerinden türetilen kısmi diferansiyel denklemlerin çözülmesiyle elde edilmiştir (Wang ve Mujumdar, 2005; Karabulut, 2019).

Süreklilik denklemi

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

Momentum denklemi

x momentum denklemi

$$\left[ \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{u'u'})}{\partial x} \right] + \left[ \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{v'u'})}{\partial y} \right] + \left[ \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial (\overline{w'u'})}{\partial z} \right] = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) \quad (2.1)$$

y momentum denklemi

$$\left[ \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{v'u'})}{\partial x} \right] + \left[ \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{v'v'})}{\partial y} \right] + \left[ \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial (\overline{w'v'})}{\partial z} \right] = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} \right) \quad (2.2)$$

z momentum denklemi

$$\left[ \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{w'u'})}{\partial x} \right] + \left[ \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{w'v'})}{\partial y} \right] + \left[ \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} + \frac{\partial (\overline{w'w'})}{\partial z} \right] = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} \right) \quad (2.3)$$

Enerji denklemi

$$\left[ \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \right] + \frac{\partial (\overline{u'T'})}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{v'T'})}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{w'T'})}{\partial z} = \frac{k}{\rho c_p} + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right) + \phi \quad (3)$$

Türbülans kinetik enerji denklemi

$$\frac{\partial (\rho \bar{u} k')}{\partial x} + \frac{\partial (\rho \bar{v} k')}{\partial y} + \frac{\partial (\rho \bar{w} k')}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k'}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k'}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k'}{\partial z} \right) + \mu_t \phi - \rho \epsilon \quad (4)$$

Türbülans viskozitesi

$$\mu_t = C_{\mu'} \rho \frac{k'^2}{\epsilon} \quad (5)$$

Çalışmada kullanılan (k-ε) türbülans modelinde, ε türbülans dağılım terimini gösterirken; k' ve φ sırasıyla türbülans kinetik enerji ve viskoz dağılım terimini göstermektedir.

Türbülans kinetik enerji

$$k' = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (6)$$

Viskoz dağılım terimi

$$\phi = 2\mu \left[ \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] + \mu \left[ \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (7)$$

Türbülans kinetik enerji yutulma terimi

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \bar{u} \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v} \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \bar{w} \varepsilon)}{\partial z} \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{k'} \phi - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k'} \end{aligned} \quad (8)$$

Model sabitleri olan  $C_\mu$ ,  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\varepsilon$  standart k-ε türbülans modelinde kullanılan varsayılan değerlerdir (Karabulut, 2019). Bu sabitlerin değerleri, birçok türbülanslı akış için çok sayıda veri uydurma yinelemesiyle sağlanmıştır.

Re sayısı aşağıda verilen eşitlik yardımıyla bulunur

$$Re = \frac{V_{jet} D}{\nu} \quad (9)$$

Burada, D jet girişinin hidrolik çapı (m) ve  $V_{jet}$  kanal girişindeki jet akışının hızıdır (m/s).

$$D = \frac{4A_c}{P} = \frac{4aW}{2(a+W)} = \frac{2aW}{(a+W)} \quad (10)$$

$A_c$  ve P sırasıyla jet giriş kesit alanı ( $m^2$ ) ve jet girişinin çevre uzunluğunu gösterirken (m), a kanal giriş uzunluğu (m) ve W kanal genişliğidir (m).

Nu sayısı, taşınım ile ısı transfer hızının iletimle ısı transfer hızına oranıdır.

$$-k \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_s = h(T_\infty - T_s) \quad \text{ve} \quad Nu = \frac{hD}{k} \quad (11)$$

Burada, h noktasal yüzey üzerindeki noktasal ısı taşınım katsayısı ( $W/m^2 K$ ), n yüzeye dik yön olup; noktasal Nu sayısı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

Ortalama ısı transfer katsayısı

$$h_m = \frac{1}{L} \int_0^L h dx \quad (12)$$

Ortalama Nu sayısı

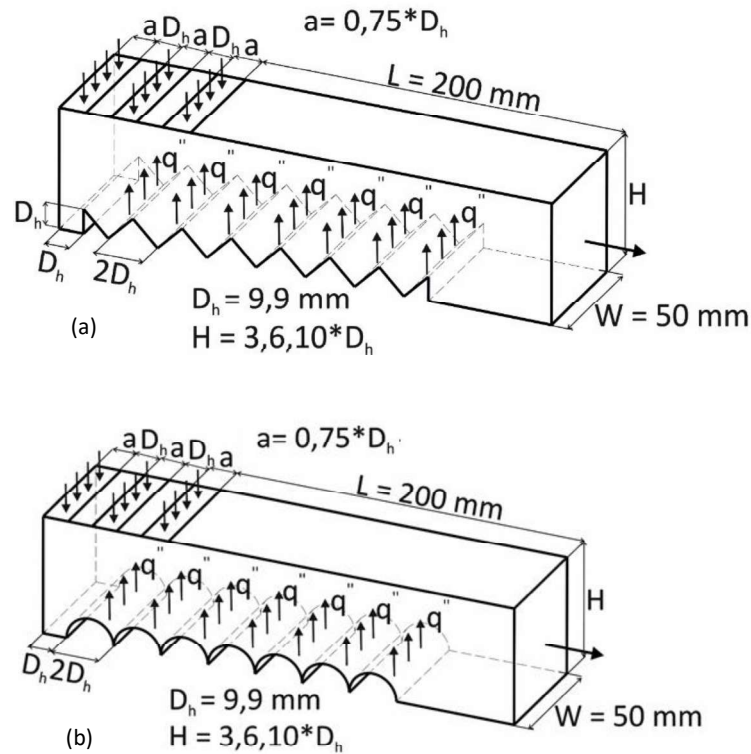
$$Nu_m = \frac{h_m D}{k} \quad (13)$$

## 2.1. Geometrik Tasarım

Çalışmada incelenen üçgen ve düz yarım daire desenli yüzeylerin bulunduğu kanalların boyutları ve kullanılan sınır koşulları sırasıyla Görsel 1 (a) ve (b)' de verilmiştir. Üçlü jetin her biri için jet giriş genişliği ölçüsü  $a$  iken; jetler arası mesafe  $D_h = D'$  dir. Görsel 1'de verilen dikdörtgen kanal 50 mm genişliğe ( $W$ ) sahipken;  $L$  uzunluğu, 200 mm' dir. Nozuldan çıkan jet akışkanının kanal giriş hız aralığı 4,42-9,72 m/s olup, jet girişindeki düzgün hız profiline sahip dikdörtgen şekilli nozul boyutları 9,9 mm x 50 mm'dir. Bununla birlikte, kanallarda yedişer adet desenli yüzey bulunmaktadır. Her bir desenin yüksekliği  $D_h$  ve genişliği ise  $2D_h$ ' dir.

Bu çalışmada yapılan kabuller ise şu şekildedir.

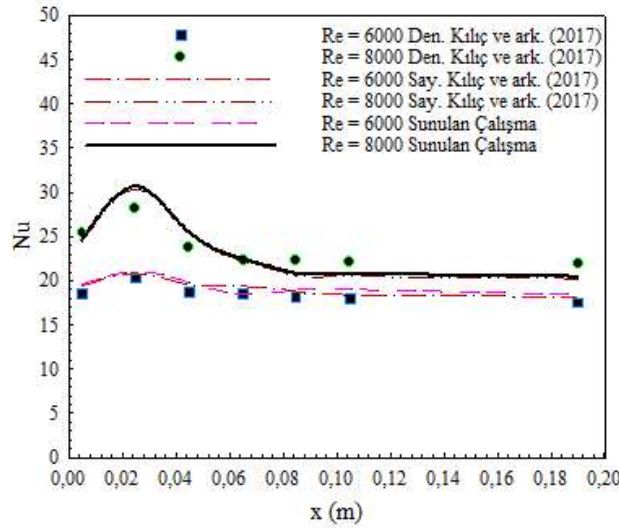
- Akış, üç boyutlu, zamandan bağımsız ve türbülanslıdır
- Jet akışkanı sıkıştırılamaz havadır
- Desenli yüzeylere sabit  $1000 \text{ W/m}^2$  ısı akısı uygulanmıştır
- Jet akışkanının ısı özellikleri sıcaklıktan bağımsız ve sabittir
- Jet akışkanı ve desenli yüzeyler için ısı üretimi yoktur



Görsel 1. (a) Üçgen (b) Düz Yarım Daire Desenli jet Akışlı Kanalların Görünüşleri

### 3. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Kılıç ve ark. (2017)'nin çalışmasının deneysel ve sayısal Nu sayısı sonuçları ısıtılmış düz bir levhada 6000 ve 8000 Reynolds sayısı ve  $H/D_h=6$  jet-plaka arası mesafe değerleri için bu çalışmanın sayısal sonuçlarıyla karşılaştırmış ve elde edilen sonuçlar Görsel 2' de verilmiştir. Jetin çarpma bölgesinde  $Re=6000$ 'deki Nu sayısı değeri incelendiğinde Kılıç ve ark. (2017)'nin deneysel sonucu arasında %3,99'luk bir fark bulunmakta ve bu çalışmanın sayısal sonucu arasında %1'lik bir fark olduğu tespit edilmiştir. Ancak bu çalışmanın sayısal sonucu ile Kılıç ve ark. (2017)'nin  $Re=8000$  için çarpma bölgesindeki türbülans şiddetinin artmasından dolayı artarak %9,15 olmuştur. Aynı bölgede sayısal sonuçlar arasındaki fark yalnızca %1,02'dir. Ulaşılan sonuçlara göre bu çalışmanın sayısal sonuçlarının Kılıç ve ark. (2017)'nin deneysel ve sayısal sonuçları ile karşılaştırılabilir ve sayısal çalışmanın kabul edilebilir doğrulukta olduğunu söylenebileceği düşünülmektedir.



Görsel 2. Deneysel ve Sayısal Sonuçların karşılaştırılması

Ağ sayısı bağımsızlığı incelemeleri sırasıyla Çizelge 1 ve 2' de üçgen ve düz yarım daire desenli kanallar için sunularak;  $H/D_h=4$ 'te ağ sayısının ortalama Nu sayısına ( $Nu_m$ ) etkisini bulmak amacıyla gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre üçgen ve düz yarım daire desenli yüzeyler için sırasıyla 1287249 ve 1100186 ağ elemanının yeterli olduğu görülmüştür.

**Çizelge 1. Üçgen Desenli Yüzeyler için Ağ Bağımsızlık Testinin Sonuçları**

Ağ sayısı	Re=4000- Num	Re=6000- Num	Re=8000- Num	Re=10000-Num
578142	11,65	17,84	21,35	26,85
1287249	16,12	22,61	28,85	34,93
1684571	16,11	22,61	28,85	34,93

**Çizelge 2. Düz Yarım Daire Desenli Yüzeyler için Ağ Bağımsızlık Testinin Sonuçları**

Ağ Sayısı	Re=4000- Num	Re=6000- Num	Re=8000- Num	Re=10000-Num
624574	3,42	4,24	4,84	5,21
1100186	3,66	4,33	4,92	5,24
1742403	3,67	4,33	4,92	5,24

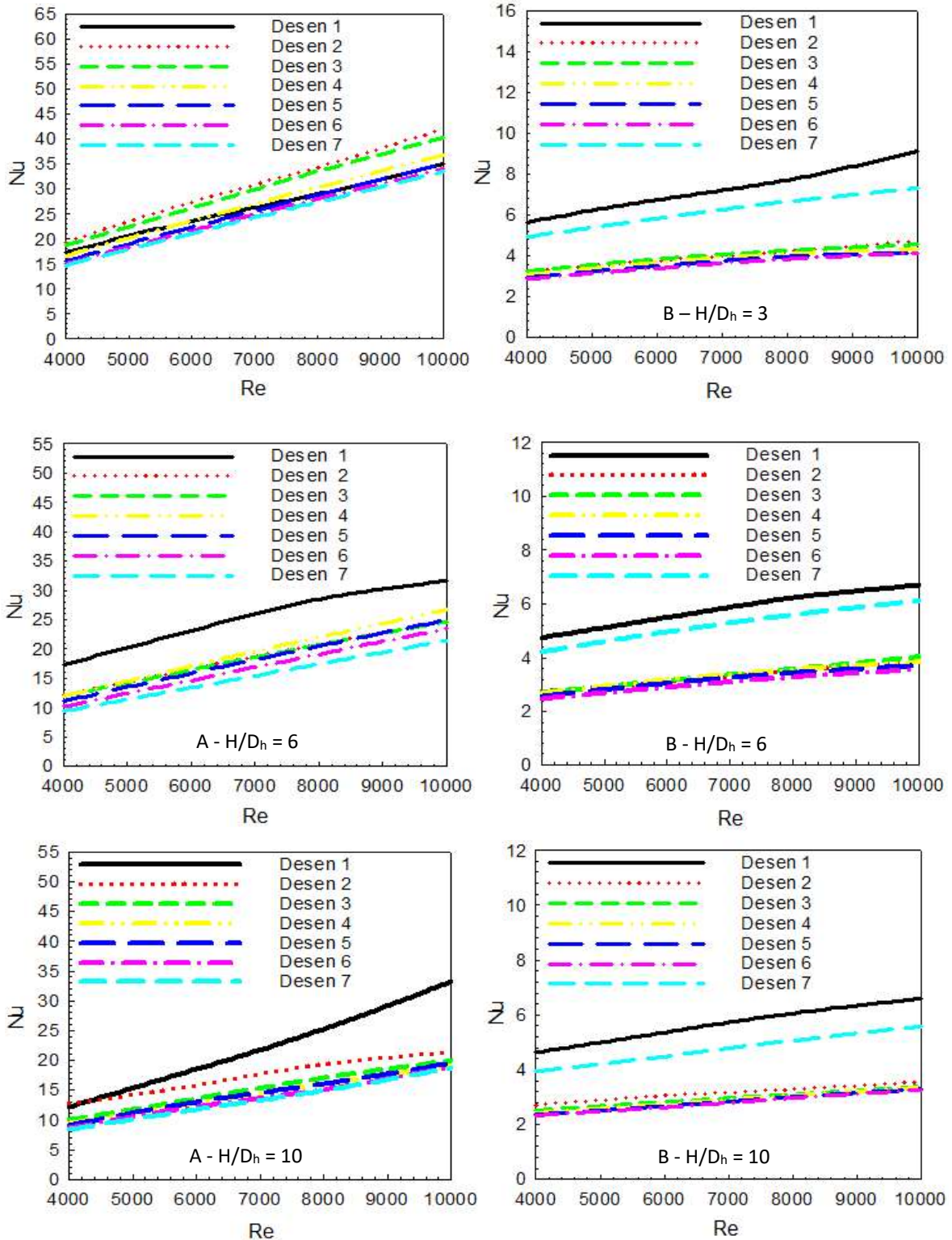
A-üçgen ve B-düz yarım daire desenli yüzeyler için jet giriş boyutu  $a=0,75D_h$  olan ve üç adet jet içeren kanallarda Re sayısı ile ortalama Nu sayısının değişimleri Görsel 3' de (a)  $H/D_h=3$  (b)  $H/D_h=6$  ve (c)  $H/D_h=10$  için sırasıyla verilmiştir. Kanalların her birinde eşit ölçülerde yedi adet desenli yüzey bulunmaktadır. Birinci sıradaki jet akışı üçgen desenin sol üst ucuna çarptıktan sonra kanal boyunca akarken,  $H/D_h=3$  jet-plaka mesafesi için ikinci jet akışıyla birleşerek ikinci sıradaki üçgen desendeki jet akışı etkisinin artmasını sağlamaktadır. Aynı jet-plaka yüksekliğindeki düz yarım daire desenli yüzeylerde ise desen şekline dolaylı olarak ilk jet akışı birinci desen yüzeyine çarpmakta ve diğer jet akışları ile birleşerek kanal boyunca ilerlemeye devam etmektedir. Bu nedenle  $H/D_h=3$  için üçgen desenli yüzeylerde ikinci sıra desen için en yüksek Nu sayısı değerlerine ulaşılırken; düz yarım daire desenli yüzeylerde ise birinci sıra desen için ulaşılmaktadır. Bununla birlikte, üçgen desenli yüzeyler için elde edilen Nu sayısı değerleri düz yarım dairelere göre daha yüksektir. Jet ile plaka arasındaki yükseklik ( $H/D_h$ ) 6 ve 10 değerlerine çıkarıldığında, ilk jet akışı üçgen desenli yüzeylerdeki oluşturma temas edebildiği için birinci desendeki ısı transferi diğer desen sıralarına göre artmaktadır. Aynı  $H/D_h$  değerlerinde, ilk sıradaki desen için en yüksek Nu sayısı değerlerine ulaşılabilir, benzer bir durum düz yarım daire desenli yüzeylere sahip desenler için elde edilmekte olup; bu durumu kanaldaki üçlü jet etkili son sıradaki desen takip etmektedir. Ayrıca  $H/D_h$  mesafesinin artması ile desenli yüzeyler üzerindeki jet etkisi azaldığından her iki desen şekli için Nu sayısı değerleri azalmaktadır. Dördüncü sıradaki üçgen desenli yüzey için  $Re=6000$ 'de ve  $H/D_h$  6'dan 10'a çıkarıldığında Nu sayısının azalma miktarı %33,07 iken; düz yarım daire desenli yüzey için %15,63 olmaktadır. Ancak, sadece  $Re=10000$  için  $H/D_h=10$ 'da birinci üçgen şekilli yüzeyin Nu sayısı değeri, akışkanın kanalda karışması nedeniyle diğer Re sayısı değerlerinden daha fazla artmaktadır.

$a=0,75D_h$  jet giriş genişliğinde A-üçgen ve B-düz yarım daire desenli yüzeyler için (a)  $H/D_h=3$ , (b)  $H/D_h=6$  ve (c)  $H/D_h=10$  jet-plaka arası mesafelerde yüzeylere ait ortalama sıcaklık değişimleri Görsel 4' de sunulmaktadır. Re sayısının artmasına bağlı olarak artan ısı transferi ile yüzey sıcaklıkları azalma göstermektedir.  $H/D_h=3$  için ikinci sıradaki üçgen desenli yüzeyde artan ısı transferi ile en düşük sıcaklık bu sıradaki yüzeyde elde edilirken; düz yarım daire

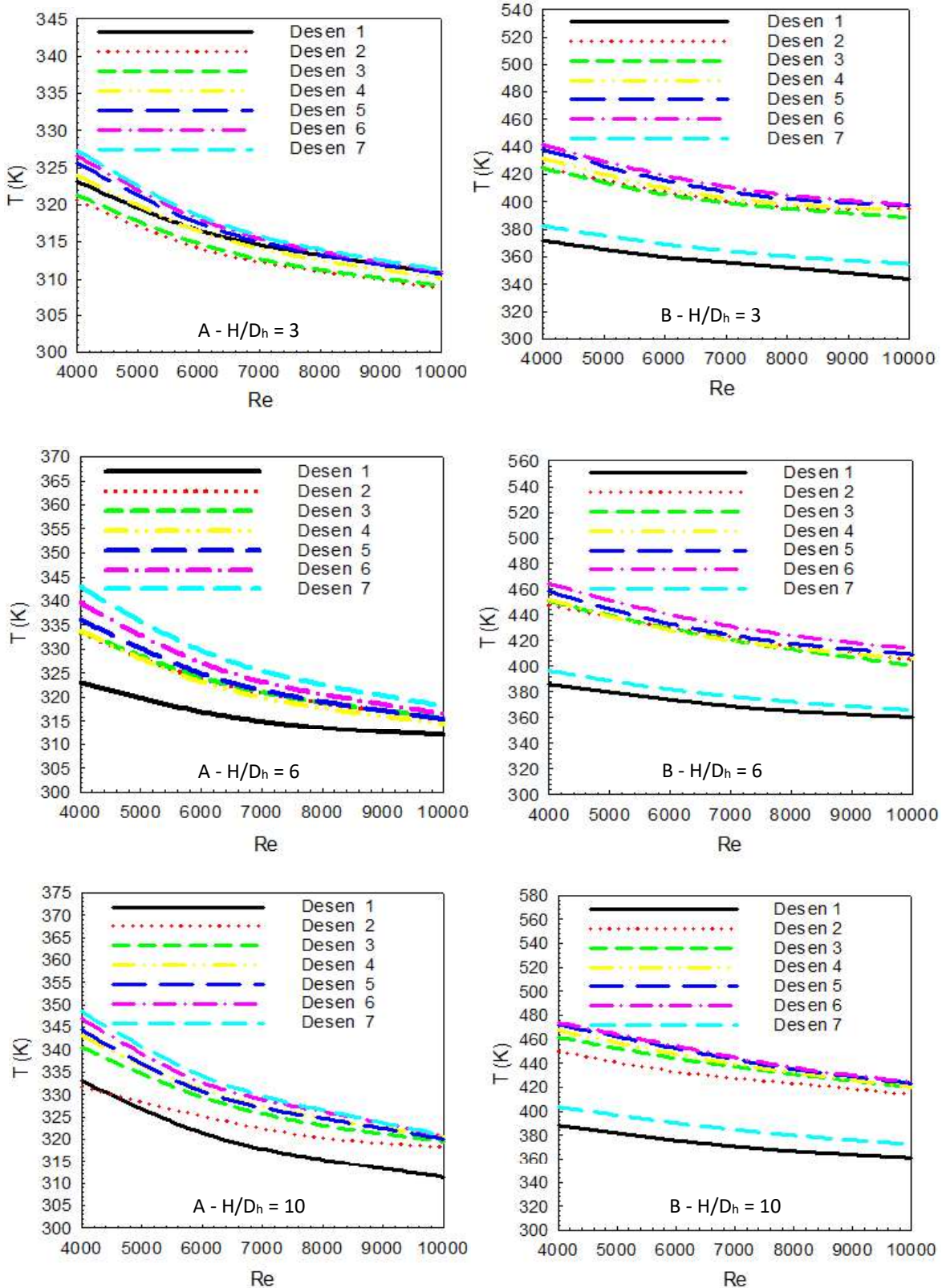


desenli yüzeyde birinci sıradaki desen için en düşük sıcaklığa ulaşılmaktadır.  $H/D_h$  mesafesinin artışıyla azalan jet etkisine bağlı olarak en düşük sıcaklık her iki desenli yüzey için birinci sıradaki desen için ulaşılırken; en yüksek sıcaklık değerleri son sıradaki desenlerde elde edilmektedir. Aynı zamanda Görsel 4' den de görüldüğü gibi düz yarım daire desenli yüzeylerde üçgen desenli yüzeylere göre ulaşılan sıcaklık değerleri daha yüksektir. Bu durum da üçgen desenli yüzeylerde soğumanın daha iyi olduğunu kanıtlamaktadır.

Çizelge 3' de  $a=0,75D_h$  jet giriş genişliğinde jet akışın kanaldan çıkış sıcaklığı ( $T_{jç}$ ) ve üçgen ve düz yarım daire desenli yüzey modellerinin tümü için ortalama Nu sayıları ( $Nu_m$ ) farklı jet-plaka yükseklikleri ( $H/D_h=3, 6$  ve  $10$ ) ve Re sayıları dikkate alınarak verilmektedir.  $H/D_h$  mesafesinin artışının jetin desenli yüzeyler üzerindeki etkisini azaltması nedeniyle ortalama Nu sayısı ( $Nu_m$ ) değerleri her iki desenli model yüzeyi için de azalmaktadır. Bununla birlikte, jet Re sayısının artışı  $Nu_m$  değerinin artmasını sağlarken; jet akış ile desenli yüzey arasındaki ısı transferinin gerçekleşme süresini artırdığından akışkan ısınmadan kanalı terk etmektedir ki bu da artan Re sayısı ile akışkan sıcaklığının azalmasına sebep olmaktadır. Ayrıca, tablodaki ortalama Nu sayıları analiz edildiğinde; üçgen model yüzeylerinin olduğu kanalda gerçekleşen ısı transferinin düz yarım daire desenli model yüzeylerinden daha fazla olduğu görülebilmektedir.  $Re=4000$ ' de  $H/D_h=3$  için üçgen model yüzeylerinin sahip olduğu  $Nu_m$  değerinin düz yarım daire model yüzeylerinden %351,61 daha fazla olduğu belirlenmiştir.



**Görsel 3. A-Üçgen B-Düz Yarım Daire Desenli Üçlü Jet Akışlı Kanallarda Farklı H/D<sub>h</sub> Oranları için Desen Sıralarına Göre Ortalama Nu sayısının**



**Görsel 4. A-Üçgen B-Düz Yarım Daire Desenli Üçlü Jet Akışlı Kanallarda Farklı  $H/D_h$  Oranları İçin Desen Sıralarına Göre Ortalama Yüzey Sıcaklığın**

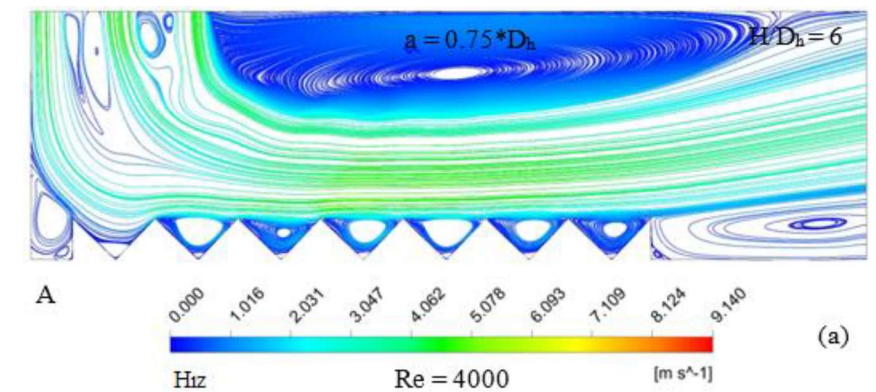
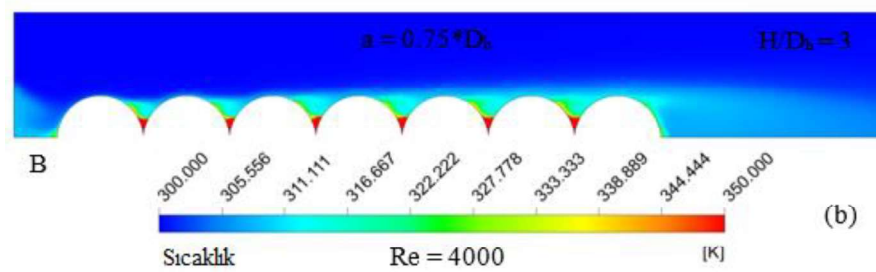
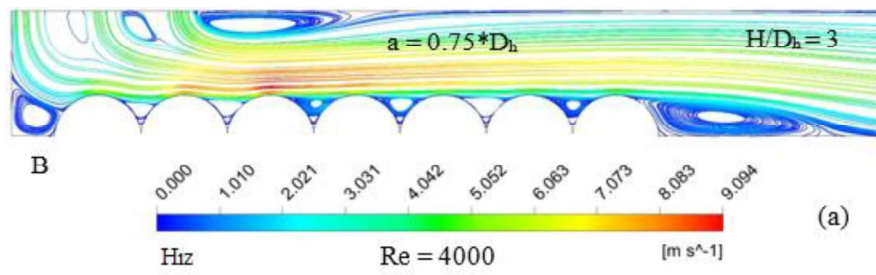
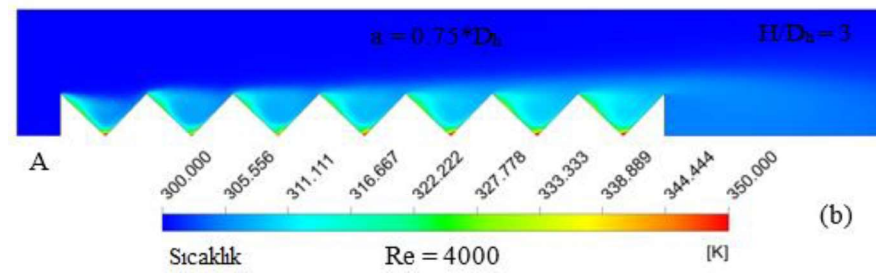
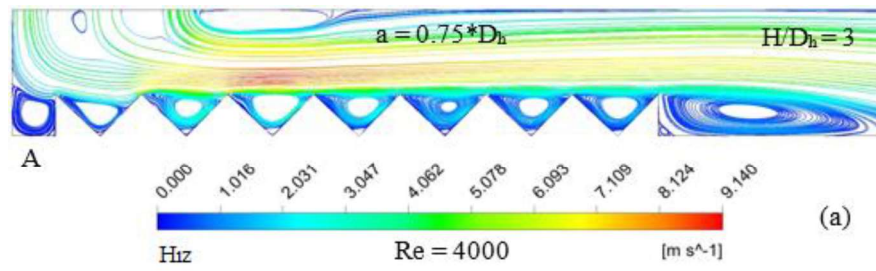
**Çizelge 3.  $a=0,75D_h$  Jet Giriş Genişliği için Jet Akış Çıkış Sıcaklığı ( $T_{jç}$ ) ve Ortalama Nu Sayısının Değişimi ( $Nu_m$ )**

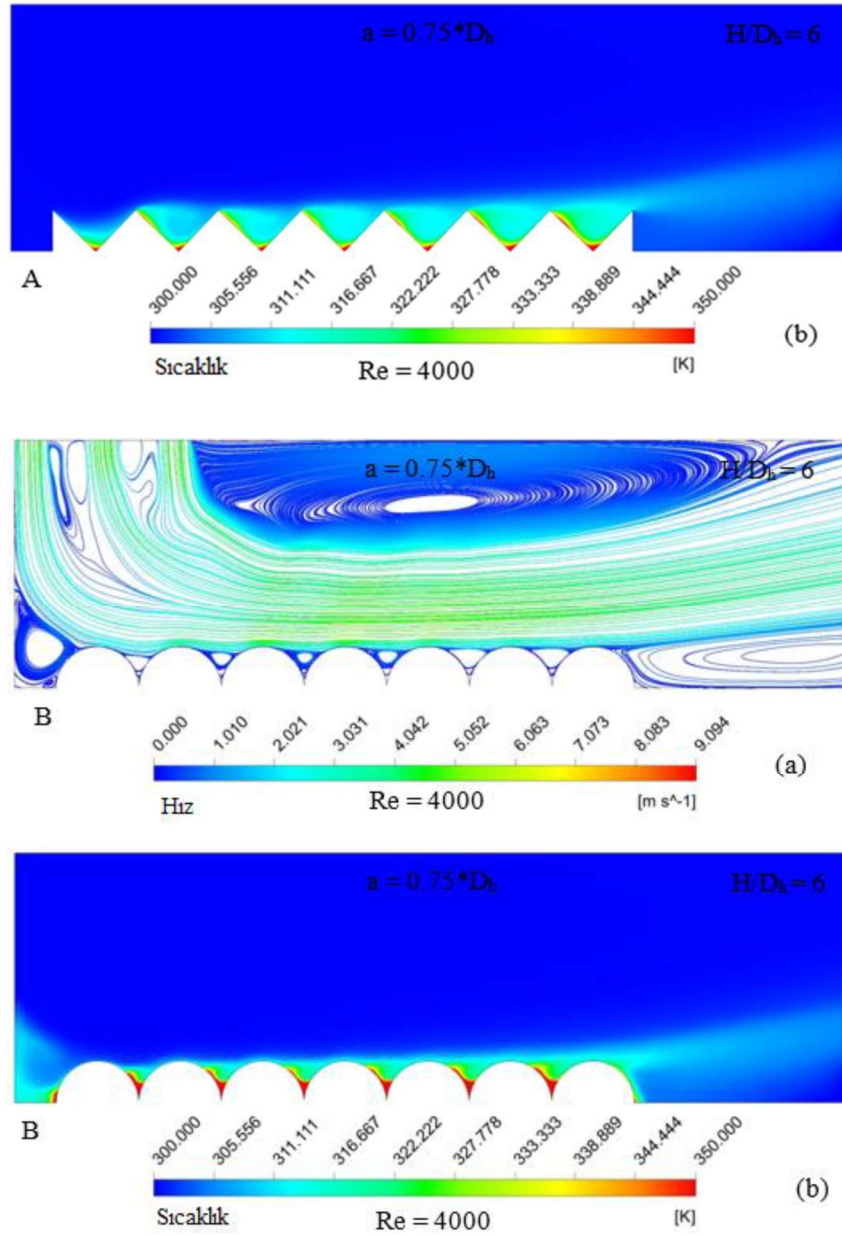
Üçgen Model	$H/D_h=3$		$H/D_h=6$		$H/D_h=10$	
	$T_{jç}$ (K)	$Nu_m$	$T_{jç}$ (K)	$Nu_m$	$T_{jç}$ (K)	$Nu_m$
<b>Re=4000</b>	312,17	16,8	311,3	12,01	310,77	10,06
<b>Re=6000</b>	311,47	23,75	310,85	16,76	310,51	13,96
<b>Re=8000</b>	311,11	30,22	310,63	21,32	310,37	17,69
<b>Re=10000</b>	310,88	36,73	310,5	25,39	310,29	21,54

Düz Yarım Daire Model	$H/D_h=3$		$H/D_h=6$		$H/D_h=10$	
	$T_{jç}$ (K)	$Nu_m$	$T_{jç}$ (K)	$Nu_m$	$T_{jç}$ (K)	$Nu_m$
<b>Re=4000</b>	311,95	3,72	311,42	3,17	310,72	2,99
<b>Re=6000</b>	311,25	4,4	310,88	3,69	310,48	3,4
<b>Re=8000</b>	310,89	4,97	310,65	4,17	310,35	3,8
<b>Re=10000</b>	310,69	5,48	310,53	4,54	310,27	4,15

Genişliği  $a=0,75D_h$  olmak üzere üç adet jet girişi ve  $Re=4000$  değerinde A-üçgen ve B-düz yarım daire desenli yüzeylerdeki (a) akım çizgisi ve (b) sıcaklık konturu dağılımları  $H/D_h=3$  ve 6 için Görsel 5' de sunulmaktadır.  $H/D_h=3$  mesafesinde ve üçgen desenli modellerin olduğu kanalda ilk üçgen desenin ucuna çarpan birinci sıradaki jet girişinden gelen akışkan, ikinci ve üçüncü sıralardaki jet akışlarıyla birleşerek kanal boyunca akışına devam etmektedir. Aynı jet-plaka mesafesinde ( $H/D_h=3$ ) ise ilk yarıktan gelen birinci jet akışkan birinci sıradaki düz yarım daire üzerinde akarak diğer jet akışlarıyla birleşmektedir. Bununla birlikte, jet akışların tam olarak nüfuz edemediği ve akışkanın nispeten daha hareketsiz olduğu desen aralarında akışkan sıcaklıklarındaki artış her iki desen şekli için de sıcaklık konturu dağılımlarından görülebilmektedir. Jet-plaka arası yüksekliğin ( $H/D_h=6$ ) artırılmasıyla jetin model yüzeyleri üzerindeki etkisi azalmakla birlikte; özellikle üçgen desenli birinci yüzey arasına akışkan daha iyi etki ederek ısı transferinin artması ve bu sıradaki model çevresinde akışkan sıcaklığının azalması sağlanabilmektedir. Benzer bir durum, yarım daire desenli model yüzeyleri için de geçerlidir. Bununla birlikte,  $H/D_h$  yüksekliğinin artması özellikle kanal içerisinde yeniden dolaşım bölgelerinin artmasına sebep olmaktadır ki; bu bölgeler akışkanın model yüzeyleri üzerine yönlendirilmesinde oldukça etkilidir. Ayrıca, model yüzeyleri aralarında oluşan yeniden dolaşım bölgeleri akışkanın kendi içinde sirkülasyonuna sebep olarak ısı transferinin azalmasına ve dolayısıyla yüzey sıcaklığının artmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle, mümkün olduğunca bu bölgelerin azaltılmasına dikkat edilmelidir.





Görsel 5. A-Üçgen B-Düz Yarım Daire Desenli Üçlü Jet Akışlı Kanallarda  $H/D_h=3$  ve 6 için (a)-Akım Çizgisi (b)-Sıcaklık Konturu Dağılımları

#### 4. GENEL DEĞERLENDİRME VE SONUÇLAR

Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda verildiği şekilde özetlenebilir:

- $H/D_h=3$  için üçgen desenli yüzeylerde ikinci sıra desen için en yüksek Nu sayısı değerlerine ulaşılırken; düz yarım daire desenli yüzeylerde ise birinci sıra desen için ulaşılmaktadır.
- Üçgen desenli yüzeyler için elde edilen Nu sayısı değerleri düz yarım daire desenlere göre daha yüksektir.

- Jet ile plaka arasındaki yükseklik ( $H/D_h$ ) 6 ve 10 değerlerine çıkarıldığında, ilk jet akışı üçgen desenli yüzeylerdeki oluğa tam olarak temas edebildiği için birinci desendeki ısı transferi diğer desen sıralarına göre artmaktadır.
- Aynı  $H/D_h$  değerlerinde, ilk sıradaki desen için en yüksek Nu sayısı değerlerine ulaşılabilir, benzer bir durum düz yarım daire desenli yüzeylere sahip desenler için elde edilmekte olup; bu durumu kanaldaki üçlü jet etkili son sıradaki desen takip etmektedir.
- Ayrıca  $H/D_h$  mesafesinin artması ile desenli yüzeyler üzerindeki jet etkisi azaldığından her iki desen şekli için Nu sayısı değerleri azalmaktadır.
- Dördüncü sıradaki üçgen desenli yüzey için  $Re=6000$ 'de ve  $H/D_h$  6'dan 10' a çıkarıldığında Nu sayısının azalma miktarı %33,07 iken; düz yarım daire desenli yüzey için %15,63 olmaktadır.
- Sadece  $Re=10000$  için  $H/D_h=10$ 'da birinci üçgen şekilli yüzeyin Nu sayısı değeri, akışkanın kanalda karışması nedeniyle diğer Re sayısı değerlerinden daha fazla artmaktadır.
- Re sayısının artışına bağlı olarak artan ısı transferi ile yüzey sıcaklıkları azalma göstermektedir.
- $H/D_h=3$  için ikinci sıradaki üçgen desenli yüzeyde artan ısı transferi ile en düşük sıcaklık bu sıradaki yüzeyde elde edilirken; düz yarım daire desenli yüzeyde birinci sıradaki desen için en düşük sıcaklığa ulaşılmaktadır.
- $H/D_h$  mesafesinin artışıyla azalan jet etkisine bağlı olarak en düşük sıcaklık her iki desenli yüzey için birinci sıradaki desen için ulaşılırken; en yüksek sıcaklık değerleri son sıradaki desenlerde elde edilmektedir.
- $Re=4000$ ' de  $H/D_h=3$  için üçgen model yüzeylerinin sahip olduğu  $Nu_m$  değerinin düz yarım daire model yüzeylerinden %351,61 daha fazla olduğu belirlenmiştir.

## KAYNAKÇA

- 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, Int J Heat Mass Trans, 28, 787-805, 2007.
- Diop, S.N., Dieng, B., Senaha, I. A Study on Heat Transfer Characteristics by Impinging Jet with Several Velocities Distribution, Case Studies Therm Eng, 26, 101111, 2021.
- Karabulut, K., Alnak, D.E. Study of Cooling of the Varied Designed Warmed Surfaces with an Air Jet Impingement, Pamukkale University J Eng Sci, 26, 88-98, 2020.
- Karabulut, K. Heat Transfer Improvement Study of Electronic Component Surfaces Using Air Jet Impingement, J Comp Elect, 18, 1259-1271, 2019.
- Kercher, D.S., Lee, J.B., Brand, O., Allen, M.G., Glezer, A. Microjet Cooling Devices for Thermal Management of Electronic, IEEE Trans Comp Pack Techn, 26, 359-366, 2003.

- Kilic, M., Calisir, T., Baskaya, S. Experimental and Numerical Study of Heat Transfer from A Heated Flat Plate in A Rectangular Channel with an Impinging Air Jet, *J Braz Soc Mech Sci Eng*, 39, 329-344, 2017.
- Narumanchi, S.V.J., Amon, C.H., Murthy, J.Y. Influence of Pulsating Submerged Liquid Jets on Chip-Level Thermal Phenomena, *Trans. ASME*, 125, 354-361, 2003.
- Radmard, V., Hadad, Y., Rangarajan, S., Hoang, C.H., Fallahtafti, N., Arvin, C.L., Sikka, K., Schiffres, S.N., Sannakia, B.G. Multi-Objective Optimization of A Chip-Attached Micro Pin Fin Liquid Cooling System, *App Therm Eng*, 195, 117187, 2021.
- Rathore, S.S., Verma, S.K. Numerical Investigation on the Efficacy of Jet Obliquity for Fluid Flow and Thermal Characteristics of Turbulent Offset Jet, *Heat Mass Transf*, 58, 1223-1246, 2022.
- Wang, S.J., Mujumdar, A.S. A Comparative Study of Five Low Reynolds Number  $k-\epsilon$  Models for Impingement Heat Transfer, *App Therm Eng*, 25, 31-44, 2005.
- Zou, L., Ning, L., Wang, X., Li, Z., He, L., Li, H. Evaluation of Interfacial Heat Transfer Coefficient Based on the Experiment and Numerical Simulation in the Air-Cooling Process, *Heat Mass Transf*; 58, 337-354, 2022.