

## Dikdörtgensel Engellerin Dairesel Oluklu bir Kanalin Isıl-Hidrolik Özellikleri Üzerindeki Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi

Ferhat KOCA\*<sup>1</sup> ORCID 0000-0001-8849-5295

Cahit GÜRLEK<sup>2</sup> ORCID 0000-0002-0273-2999

<sup>1</sup>Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü, Sivas

<sup>2</sup>Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Sivas

Geliş tarihi: 14.07.2023

Kabul tarihi: 29.09.2023

Atıf şekli/ How to cite: KOCA, F., GÜRLEK, C., (2023). Dikdörtgensel Engellerin Dairesel Oluklu bir Kanalin Isıl-Hidrolik Özellikleri Üzerindeki Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi. Çukurova Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Dergisi, 38(3), 661-670.

### Öz

Bu çalışmada dairesel oluklu bir kanalın alt yüzeyine farklı açılar ve yüksekliklerde yerleştirilen dikdörtgensel engellerin kanalın ısıl-hidrolik özelliklerine olan etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Analizler için 500x10 mm boyutlarında üç bölümden oluşan (yukarı akış, oluklu ve aşağı akış) bir kanal kullanılmıştır. Engeller kanal yüzeyine üç farklı açı ( $\beta=45^\circ$ ,  $90^\circ$  ve  $135^\circ$ ) ve üç farklı yükseklikte ( $h/H=0,1$ ,  $0,25$  ve  $0,5$ ) yerleştirilmiştir. Süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin çözümleri k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanılarak Ansys-Fluent sonlu hacimler yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Akış alanına ait türbülans kinetik enerji (TKE) konturları ile ortalama Nusselt sayısı (Nu), sürtünme faktörü (f), basınç düşüşü ( $\Delta P$ ) ve performans değerlendirme kıstas sayısı (PEC) değerleri Reynolds sayısının (Re) 5000-20000 aralığı için elde edilmiştir. En yüksek termal-hidrolik performans  $h/H=0,1$ ,  $\beta=45^\circ$  kanal modeli için elde edilmiştir. Bu durum PEC değerlerine göre en düşük performansa sahip  $h/H=0,5$ ,  $\beta=135^\circ$  modele kıyasla %26,19 daha fazladır.

**Anahtar Kelimeler:** Dikdörtgensel engeller, Isı transferi artırma, Oluklu kanal akışı, PEC sayısı

### Numerical Investigation of the Effects of Rectangular Obstacles on the Thermal-Hydraulic Properties of a Circular Corrugated Channel

#### Abstract

In this study, the effect of rectangular obstacles, placed at different angles and heights on the bottom surface of a circular corrugated channel, on the channel's thermal-hydraulic properties was investigated numerically. For analysis, a 500x10 mm dimensional channel, consisting of three sections (upstream, corrugated, and downstream), was used. The obstacles were placed on the canal surface at three different angles ( $\beta=45^\circ$ ,  $90^\circ$  and  $135^\circ$ ) and at three different heights ( $h/H=0,1$ ,  $0,25$  and  $0,5$ ). The solutions of the continuity, momentum and energy equations were performed using the k- $\epsilon$  turbulence model by means of the Ansys-Fluent finite volume method. For the flow field, the turbulent kinetic energy (TKE) contours, the average Nusselt number (Nu), friction factor (f), pressure drop ( $\Delta P$ ) and performance evaluation

\*Sorumlu yazar (Corresponding Author): Ferhat KOCA, [ferhatkoca@cumhuriyet.edu.tr](mailto:ferhatkoca@cumhuriyet.edu.tr)

criterion number (PEC) values were obtained for the Reynolds number (Re) 5000-20000 range. The highest thermal-hydraulic performance was obtained for the  $h/H=0.1$ ,  $\beta=45^\circ$  channel model. This is 26.19% higher than the  $h/H=0.5$ ,  $\beta=135^\circ$  model with the lowest performance according to PEC values.

**Keywords:** Corrugated channel flow, Heat transfer enhancement, PEC number, Rectangular obstacles

## 1. GİRİŞ

Yüzeyleri çeşitli geometrilerde girinti ve çıkıntılara (engellere) sahip kanallar, katı bir yüzeyle bir akışkanın temas halinde olduğu birçok mühendislik uygulamasında pasif ısı transferi artırma yöntemi olarak kullanılmaktadır. Bu tür kanallar iletimle ve taşınım ile olan ısı transferi mekanizmalarının birleşik etkisine sahip olduğu için düz yüzeyli kanallara göre daha iyi ısı transferi özellikleri göstermektedir. Bu kanallarda temel olarak yüzey geometrisi aracılığıyla etkin ısı transfer alanı ve akış boyunca karışım artırılarak ısı transferinin iyileştirilmesi sağlanmaktadır.

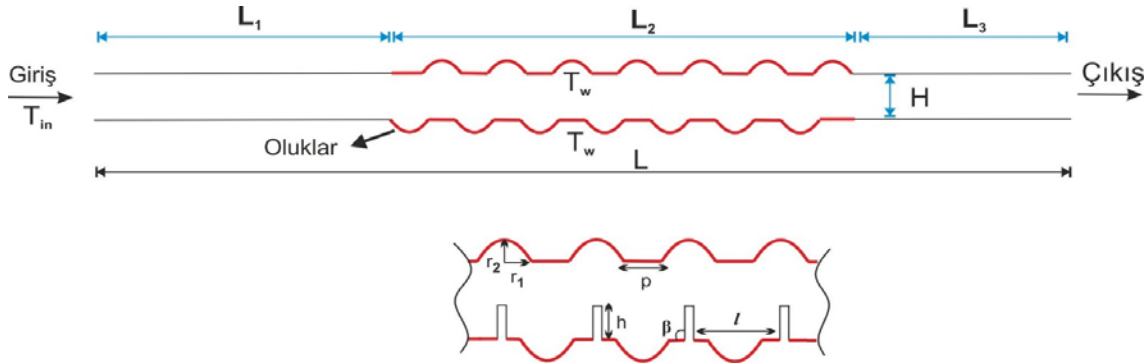
İlgili kanal akışı; ısı değiştiriciler, türbin kanatlarının ve elektronik cihazların soğutulması gibi geniş uygulama alanlarının olması ve yüzey girinti ve çıkıntılarının geometrisi, bunlar arasındaki mesafe, yükseklik oranları, dizilim açıları, akış rejimi, vb. birçok değişkeni içerdiği için literatürde yaygın olarak incelenmektedir [1-7]. Gururatana [8], alt yüzeyi dairesel oyuklarla kaplı bir mikro kanal için yaptığı sayısal çalışmada, yüzey çukurlarının Re sayısının 125'den büyük olduğunda ısı transferini iyileştirmede faydalı olduğu sonucuna varmıştır. Ajeel ve arkadaşları [9], alt ve üst yüzeyi yarı dairesel oluklu geometriye sahip bir kanal akışı için; Re sayısı, oluklar arası açıklık ve oluk yüksekliğinin ısı transferine olan etkisini sayısal olarak incelemiştir. Sonuçlar basınç düşüşündeki artışa rağmen artan Reynolds sayısı ve oluk yüksekliğiyle birlikte ortalama Nu sayısının arttığını, oluklar arası mesafenin artmasıyla birlikte ise ortalama Nu sayısının düştüğünü ve basınç düşüşünün arttığını göstermiştir. Yüzeyindeki oluklar arası engellerle donatılmış bir kanalın ısı-hidrolik performansı Hamad ve Ajeel [10] tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Kanal performansının, girdap oluşumu ve sınır tabaka bozulması nedeniyle, yüzeyinde engellerin olmadığı benzer kanaldan daha iyi olduğu belirtilmiştir. Tokgöz ve

arkadaşları [11], dikdörtgen oluklu bir kanal ele alarak, oluk boyutlarının etkisini Re sayısının 3000 ila 6000 aralığında incelemiştir. Oluk boyutunu kanal kesitine göre  $S/H=0,1-0,3$  arasında bir parametre olarak tanımlamıştır.  $S/H=0,3$  konfigürasyonunun,  $Re=3000$ 'de diğer konfigürasyonlardan %30 daha iyi termal performans sağladığını açıklamıştır. Dhaidan ve Al-Mousawi [12], bir kanal boyunca sıralanan girinti-çıkıntılarının yükseklik ve genişliklerinin hidro-termal etkisini belirlemek için kanal yüzeylerine sabit bir ısı akışı uygulayarak k-ε türbülans model ile nümerik sonuçlar elde etmişlerdir.  $Re=5000-60000$  için yaptıkları çalışmada bütün durumlar için girinti-çıkıntılara sahip kanallar termal performansta ve ek pompalama enerjisinde düz kanallara göre önemli bir artış göstermiştir. Mohammed ve arkadaşları [13], plakalı bir ısı eşanjörünün oluklu kanalı için oluk eğim açıları, kanal ve oluk yüksekliklerinin termal ve akış alanları üzerindeki etkilerini incelemiştir. 12,5 mm, 15 ve 17,5 mm'lik farklı kanal yükseklikleri, 2,5 mm, 3,5 ve 4,5 mm'lik farklı oluk yükseklikleri ve  $20^\circ$ ,  $40^\circ$  ve  $60^\circ$  farklı oluk eğim açısını temel değişkenler olarak test etmişlerdir. Re sayısını ve ısı akısını sırasıyla 8000-20.000 ve  $0,4-6 \text{ kW/m}^2$  aralığında değerlendirmişlerdir. Elde ettikleri sayısal sonuçlarda, 17,5 mm kanal ve 2,5 mm oluk yüksekliği ile  $60^\circ$ 'lik oluk açısının optimum parametreler olduğunu ve ısı transferi üzerinde önemli bir etkisi olduğu sonucuna varmışlardır. Oluk varlığının termal performansı artırmak ve ısı eşanjörünün daha yüksek kompaktlığını elde etmek için uygun bir yöntem olduğunu vurgulamışlardır. Zahran ve arkadaşları [14], Re sayısına bağlı olarak oluk geometrisinin (yükseklik ve genişlik) kanaldaki sıvı akışı ve ısı transfer performansı üzerindeki etkisini 2D simülasyonları kullanarak araştırmışlardır. Geleneksel düz plaka yerine oluklu plaka kullanıldığında ısı transferinin % 20 arttığını belirtmişlerdir. 2 mm'lik bir oluk yüksekliğinde, 10 mm genişliğinde ve 30 mm oluk uzunluğunda,

maksimum termal geliştirme faktörünün Re sayısının 15500'den 77600'e değiştiğinde 1,18'den 1,57'ye yükseldiğini raporlamışlardır. Literatürde, özellikle oluk geometrisi üzerinde değişimler uygulanarak elde edilen birçok çalışma mevcuttur. Kanal ve oluk geometrisinin sabit tutulduğu, oluklar arası akış yönlendirici engellerle ilgili çalışmalar kısıtlıdır. Bu çalışmada dairesel oluklu bir kanalın alt yüzeyine üç farklı açı ve yükseklikte yerleştirilen dikdörtgenel engellerin kanalın ısıl-hidrolik özelliklerine olan etkisi; türbülans kinetik enerji, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, basınç düşüşü ve performans değerlendirme kıstas sayısı değerleri aracılığıyla incelenmiştir.

## 2. YÖNTEM

Şekil 1'de kanal geometrisi şematik olarak sunulmuştur. Temel kanal boyutları için Hamad ve Ajell'in [15] çalışmasında kullanılan ölçüler referans alınmıştır. Kanal, yukarı akış adyabatik bölüm, oluklu ısıtılmış bölüm ve aşağı akış adyabatik bölüm olmak üzere üç bölüme ayrılmıştır. Yukarı akış ve ısıtılmış bölüm uzunlukları eşit ve aşağı akış bölümünün iki katıdır ( $L_1=L_2=2L_3$ ). Kanal geometrisine ait parametre değerleri Çizelge 1'de sunulmuştur.



Şekil 1. Kanalın şematik gösterimi

Çizelge 1. Kanal geometrisine ait parametre değerleri

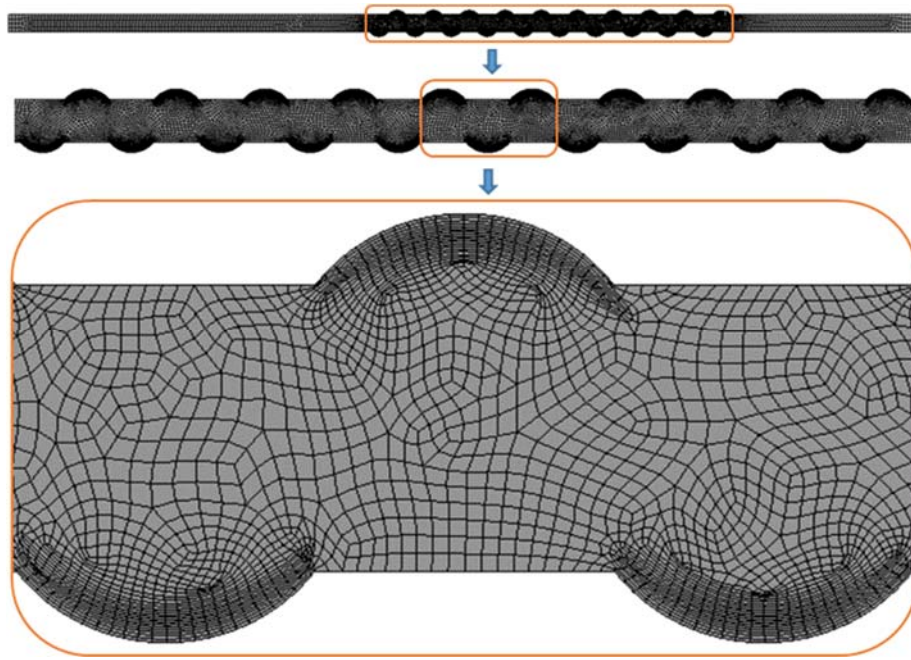
Parametreler	Değerler
H (kanal genişliği)	10 mm
L (kanal uzunluğu)	500 mm
$2r_1$ (oluk uzunluğu)	10 mm
$r_2$ (oluk derinliği)	5 mm
P (oluklar arası mesafe)	10 mm
l (çıkıntılar arası mesafe)	20 mm
h (çıkıntı yüksekliği)	1 mm, 2.5 mm, 5 mm
B (çıkıntı açıları)	45°, 90°, 135°
$T_w$ (test bölümü yüzey sıcaklığı)	365 K
$T_{in}$ (akışkan giriş sıcaklığı)	300 K
$V_{in}$ (akışkan giriş hızı)	0,3 m/s (Re=5000)

Analizler sonucu elde edilen verilerin doğruluğu açısından ağ elemanı sayısı bağımsızlığı sayısal çalışmaların en önemli aşamalarından biridir. Bu aşamada bir çıkış parametresi belirlenerek farklı eleman ve düğüm sayıları için analizler tekrarlanmaktadır. Elde edilen sonuçların kabul edilebilir değişim aralığında olması ile kullanılması gereken en düşük ağ eleman sayısı belirlenmektedir. Bu çalışmada çıkış parametresi olarak oluklu yüzeylerdeki ortalama Nusselt sayısı (Nu) alınmış ve farklı eleman sayıları kullanarak elde edilen değerler Çizelge 2'de sunulmuştur. Buna göre  $4 \times 10^4$  ve üzeri ağ eleman sayısı için Nusselt değerlerindeki değişim çok küçüktür. Bu nedenle  $4 \times 10^4$  mesh eleman sayısı üzerindeki mesh yapıları kullanılarak sonuçların elde edilmesi uygun görülmüştür. Bu durum aynı şartlar altında Hamad ve Ajell'in [15] çalışmalarında elde ettikleri Nu değeri ile örtüşmektedir (Re=1000 için Nu=95).

**Çizelge 2.** Farklı ağ eleman sayıları için elde edilen ortalama Nusselt değerleri

Ağ Elemanı Sayısı	Ortalama Nusselt Sayısı (Nu)
10 <sup>4</sup>	88,15
2x10 <sup>4</sup>	91,21
4x10 <sup>4</sup>	94,83
8x10 <sup>4</sup>	95,05
16x10 <sup>4</sup>	95,18

Şekil 2’de kullanılan ağ yapısı detaylı olarak görülmektedir. Eğrisel ve üçgenel ağ örgüsü oluşturulmuş, ayrıca oluklu yüzeylere en az 5 katman (inflation) uygulanmış ve yüzeyler üzerindeki etkileşimin daha ayrıntılı elde edilmesi sağlanmıştır.



**Şekil 2.** Kanal ağ yapısı

İlgili kanal akışının tamamen gelişmiş, türbülanslı, sıkıştırılmaz, iki boyutlu ve daimi olduğu varsayılmıştır. Akış alanına ait; süreklilik (Eşitlik 1), momentum (Eşitlik 2,3) ve enerji (Eşitlik 4) eşitlikleri aşağıda verilmiştir:

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

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + g\beta(T - T_o) \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (4)$$

Burada u ve v sırasıyla, akış yönündeki ve akışa dik yöndeki hız bileşenlerini, P ve T ise sırasıyla, basınç ve sıcaklığı tanımlamaktadır. Akışkan özellikleri olan  $\rho$ , k,  $\mu$  ve  $\alpha$  sırasıyla, yoğunluğu, termal iletkenliği, dinamik viskoziteyi ve ısı yayılım katsayısını tanımlamaktadır.

Isı ve akış problemlerinde önemli boyutsuz sayılardan biri olan Reynolds sayısının (Re) eşitliği aşağıda sunulmuştur (Eşitlik 5):

$$Re = \frac{\rho u H}{\mu} \quad (5)$$

Kanal girişine hız sınır koşulu ve 300 K sıcaklık, kanal çıkışına ise basınç çıkış koşulu uygulanmıştır. Oluklu test yüzeylerine  $T_w$  sıcaklık sınır koşulu tanımlanırken diğer düz yüzeyler (yukarı ve aşağı akım bölümleri) adyabatik olarak tanımlanmıştır. Akış alanına ait sınır koşulları aşağıda özetlenmiştir:

- Giriş kesiti:  $u = u_{in}$ ,  $v = w = 0$ ,  $T_{in} = 300$  K
- Kanal yukarı ve aşağı akım duvar yüzeyleri:  $u = v = w = 0$ ,  $q = 0$  adyabatik
- Oluklu ısıtılmış bölüm duvar yüzeyleri:  $T_w = 365$  K
- Çıkış kesiti:

$$\frac{\partial T_f}{\partial x} = 0, \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \frac{\partial k}{\partial x} = \frac{\partial \epsilon}{\partial x} = 0$$

Kanalın ısı- hidrok performansının değerlendirilmesinde kullanılan boyutsuz sayılara ait eşitlikler Eşitlik 6, Eşitlik 7 ve Eşitlik 8'de sunulmuştur:

Ortalama Nu sayısı:

$$Nu_{avg} = \frac{hL_2}{k} \quad (6)$$

Sürtünme faktörü:

$$f = \frac{2 \Delta P H}{\rho L_2 (u_{in})^2} \quad (7)$$

Termal performans:

$$PEC = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3}} \quad (8)$$

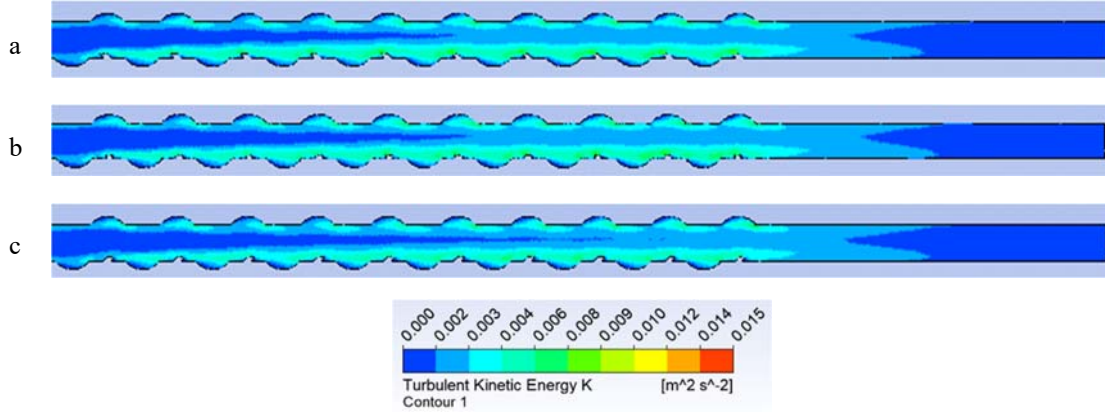
Burada; Nu ve f incelenen kanal için,  $Nu_0$  ve  $f_0$  ise aynı temel boyutlardaki oluksuz ve engelsiz düz kanal için elde edilen Nusselt ve sürtünme faktörü değerlerini göstermektedir.

Çalışmada akış alanına ait eşitlikleri çözümlenmek ve kanal modellerinin termal-hidrolik

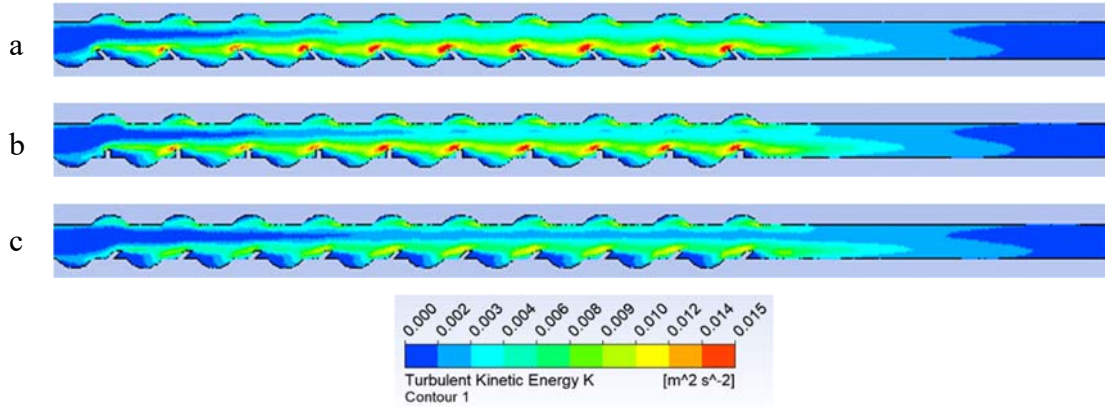
performansını belirlemede kullanılan parametre değerlerini elde etmek için bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olan ANSYS-Fluent programı kullanılmıştır. Sonlu hacim yöntemi ile basit algoritmalar aktif edilerek konvektif terimler için ikincil yönlü bir şema düzeni benimsenmiştir. Akışkan giriş hızı ve oluklu ısıtılmış bölüm uzunluğuna bağlı olarak hesaplanan Re sayısının 5000, 10000, 15000 ve 20000 değerleri için k-ε türbülans modeli seçilmiştir. Farklı türbülans modelleri arasından k - ε türbülans modelinin bir duvardaki periyodik oluklar üzerindeki ısı transferini ve akışkan kanal akışını tahmin etmede daha uygun olduğu Eiamsa-ard ve Promvonge [16] yaptıkları çalışma ile ortaya konmuştur. Ayrıca mevcut çalışmada yapılan analizler sonucu elde edilen verilerin referans alınan Hamad ve Ajell'in [15] çalışmasıyla uyumu bu seçimi desteklemektedir. Mevcut çalışmada yakınsama kriteri; süreklilik, momentum ve türbülans eşitlikleri için  $10^{-5}$ , enerji eşitliği için  $10^{-6}$  olarak kabul edilmiştir.

### 3. ARAŞTIRMA BULGULARI

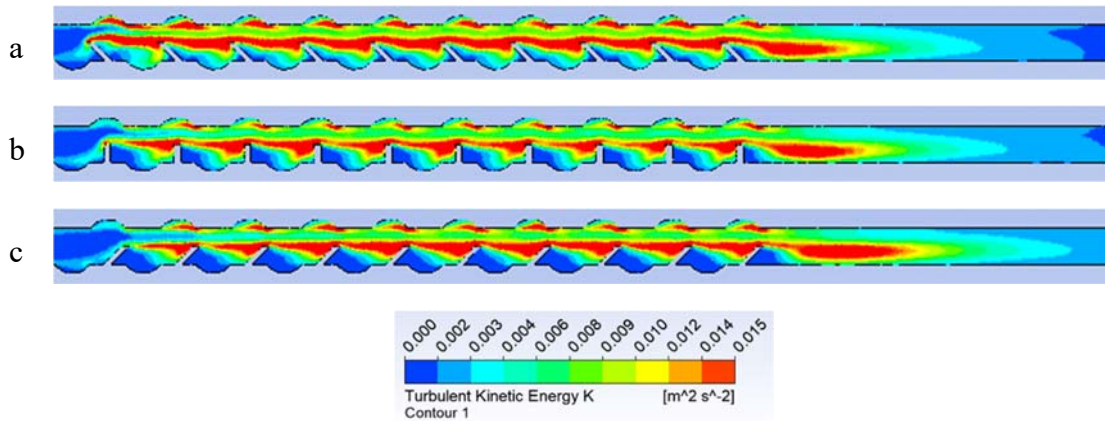
Şekil 3, Şekil 4 ve Şekil 5'te sırasıyla  $h/H=0,1, 0,25$  ve  $0,5$  için  $Re=5000$  değerindeki TKE konturları sunulmuştur. Engel yüksekliği  $h/H=0,5$  için diğerlerine göre daha yüksek TKE alanlarının elde edildiği açıkça görülmektedir. Engel yüksekliği  $h/H=0,1$  ve  $0,25$  için kanal yüzeyleri arasındaki düşük yoğunluklu TKE alanı artan engel açılarıyla birlikte kanal içerisine doğru yayılmaktadır. Maksimum TKE değerleri  $h/H=0,25$  için  $\beta=90^\circ$  ve  $\beta=135^\circ$  de engellerin üst yüzeyi etrafında küçük bir alanı kaplarken,  $h/H=0,5$  için tüm açılarda ilk engelden başlayıp bir sonrakine doğru yayılarak kanal boyunca tüm engeller arasındaki alanı kaplamaktadır. Yine  $h/H=0,5$  için kanal üst oluklarındaki maksimum TKE alanları dikkat çekicidir ve  $\beta=45^\circ$  için diğerlerine göre daha büyük bir alanı kapladığı görülmektedir. Her üç engel yüksekliği için de engeller sonrası oluşan en geniş minimum TKE alanları  $\beta=135^\circ$  için elde edilmiştir. Öyle ki bu alan  $h/H=0,5$  için alt olukları tamamen kaplamaktadır.



Şekil 3. TKE konturları ( $h/H=0,1$ ), (a)  $\beta=45^\circ$  (b)  $\beta=90^\circ$  (c)  $\beta=135^\circ$



Şekil 4. TKE konturları ( $h/H=0,25$ ), (a)  $\beta=45^\circ$  (b)  $\beta=90^\circ$  (c)  $\beta=135^\circ$



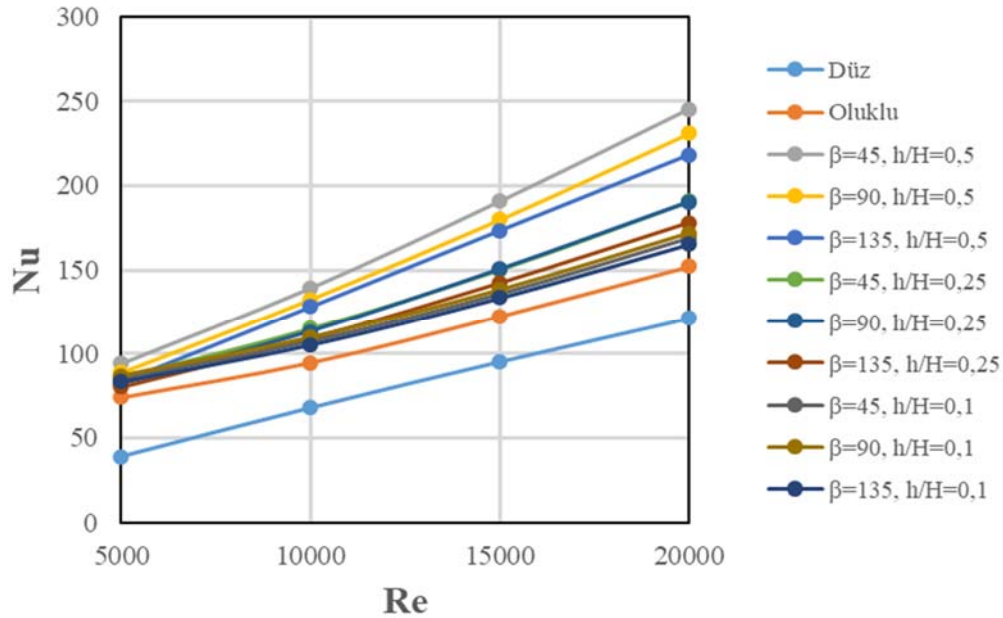
Şekil 5. TKE konturları ( $h/H=0,5$ ), (a)  $\beta=45^\circ$  (b)  $\beta=90^\circ$  (c)  $\beta=135^\circ$



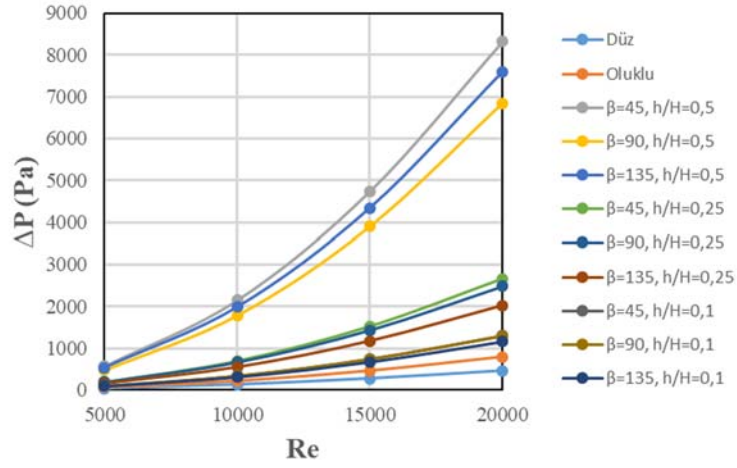
Şekil 6, 7, 8 ve 9'da düz, oluklu ve oluklu-engelli kanallar için Re sayısının 5000-20000 aralığındaki sırasıyla, Nu sayısı,  $\Delta P$ , f ve PEC sayısı değişimleri sunulmuştur. Şekil 6'da Nu sayısı değerleri 38,83 ile 245,28 aralığında değişmekte olup tüm kanal modelleri için artan Re sayısı ile birlikte Nu sayılarının da arttığı görülmektedir. Tüm Re sayıları için en düşük Nu sayıları beklenildiği gibi düz kanal için elde edilmiştir. Düz kanaldan sonra en düşük Nu sayıları oluklu kanala aittir. Yine tüm Re sayıları için en yüksek Nu sayıları  $h/H=0,5$ ,  $\beta=45^\circ$  oluklu-engelli kanal modeli için elde edilirken bunu  $h/H=0,5$ ,  $\beta=90^\circ$  modeli izlemektedir.  $Re=5000$  için düz kanal dışındaki diğer modellere ait Nu sayıları birbirine yakınken,  $Re=10000$ ,  $15000$  ve  $20000$  için en yüksek değerler  $h/H=0,5$  modelleri için elde edilmiştir. Şekil 7'de  $\Delta P$  değerleri 44,70 kPa ile 8318,29 kPa aralığında değişmektedir. En düşük ve en yüksek  $\Delta P$  değerleri sırasıyla, düz ve  $h/H=0,5$ ,  $\beta=45^\circ$  oluklu-engelli kanal için elde edilmiştir. Özellikle  $Re=10000$ ,  $15000$  ve  $20000$  için  $h/H=0,5$  modeline ait  $\Delta P$  dağılımlarının diğer modellerden olan farkı oldukça dikkat çekicidir. Şekil 8'de sürtünme faktörü dağılımları görülmektedir. Azalan

Re sayılarıyla birlikte en yüksek f değerleri  $h/H=0,5$  modelleri, büyükten küçüğe  $\beta=45^\circ$ ,  $\beta=90^\circ$ ,  $\beta=135^\circ$ , için elde edilmiştir. Şekil 7'deki  $\Delta P$  dağılımına benzer olarak bu modele ait dağılımlar belirgin olarak diğer modellerden ayrılmaktadır. En düşük f değerleri  $h/H=0,1$ ,  $\beta=45^\circ$  modeli için elde edilmiştir. Bu durum kanalda ısıtılmış yüzey olarak değerlendirilen oluklu kısmın ( $L_2$ ), engellerin sadece akış yönlendirmesi için kullanıldığı modellerde toplam engel genişliği kadar küçülmesinden kaynaklıdır.  $Re=5000$  ile  $10000$  arasında f değerlerindeki düşüş oldukça belirgindir.  $Re=10000$  den sonra bu değişim oranı gittikçe azalmaktadır.

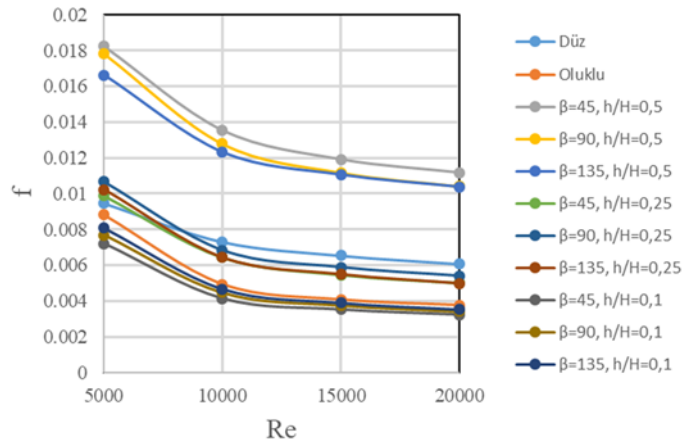
Re sayılarına bağlı olarak benzer bir dağılım Şekil 9'da sunulan PEC dağılımı için de gözlemlenmektedir. En düşük PEC değerleri  $Re=5000-10000$  aralığında  $h/H=0,5$ ,  $\beta=135^\circ$  kanal modeli için,  $Re=10000-20000$  aralığında ise oluklu kanal için elde edilmiştir. Tüm Re sayıları için birbirine çok yakın en yüksek değerler  $h/H=0,1$ ,  $\beta=45^\circ$  ve  $h/H=0,1$ ,  $\beta=90^\circ$  kanal modelleri için elde edilmiştir.



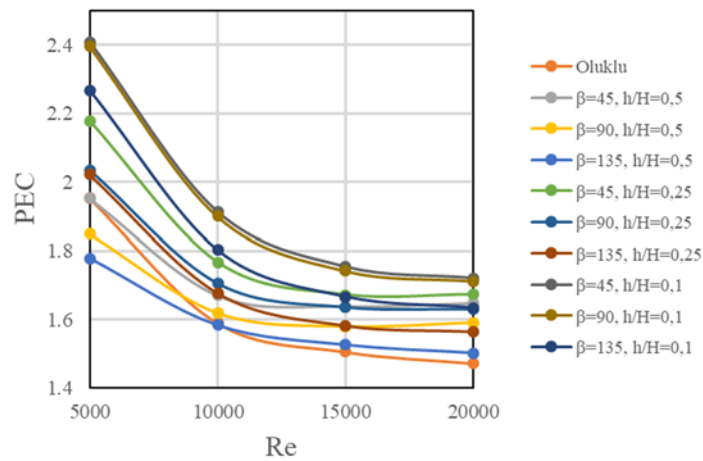
Şekil 6. Nu sayısı dağılımı



Şekil 7. Basınç düşüşü dağılımı



Şekil 8. Sürtünme faktörü dağılımı

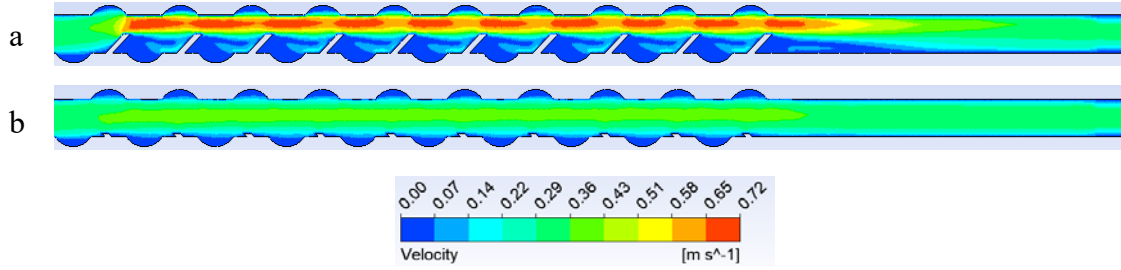


Şekil 9. PEC dağılımı



Akış ayrılmasının ısı performansına etkisini vurgulamak için Şekil 10 a ve b'de sırasıyla en kötü ve en iyi ısı performansına sahip kanal modellerine ait hız konturları sunulmuştur. Şekil 10 a'da ilk engel ucundan başlayarak son engelle doğru yayılan jet akışı açıkça görülmektedir.

Engeller sonrasındaki ölü akış alanları Şekil 10 b'deki alanlara oranla oldukça büyüktür. Bu durumun PEC dağılımı grafiğinden de görüldüğü gibi Şekil 10 b'deki kanal modeline göre ısı transferi performansına olumsuz etkilediği açıktır.



Şekil 10. Hız konturları (a)  $\beta=135^\circ$ ,  $h/H=0,5$  (b)  $\beta=45^\circ$ ,  $h/H=0,1$

#### 4. SONUÇLAR

Bu çalışmada dairesel oluklu bir kanalın alt yüzeyine üç farklı açı,  $\beta=45^\circ$ ,  $90^\circ$  ve  $\beta=135^\circ$  ve yükseklikte,  $h/H=0,1$ ,  $0,25$  ve  $0,5$  yerleştirilen dikdörtgenel engellerin kanalın ısı-hidrolik özelliklerine olan etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Dört farklı Re sayısı,  $Re=5000$ ,  $10000$ ,  $15000$  ve  $20000$  için Nusselt sayısı,  $\Delta P$ ,  $f$  ve PEC değerleri elde edilmiş, en yüksek PEC sayısının elde edildiği Re sayısı,  $Re=5000$  için akış alanına ait TKE konturları sunulmuştur. Artan Re sayılarıyla birlikte Nusselt sayı ve  $\Delta P$  değerlerinin arttığı,  $f$  ve PEC değerlerinin ise düştüğü görülmektedir. En yüksek Nu sayısı,  $\Delta P$  ve  $f$  değerleri  $h/H=0,5$  kanal modeli için elde edilmiştir. Elde edilen PEC sonuçları ışığında oluklu kanallar arasında yerleştirilen engellerin kanalın ısı-hidrolik performansını artırdığı görülmektedir. Bununla birlikte oluklu-engelli kanallar içerisinde en düşük ısı-hidrolik performans  $h/H=0,5$ ,  $\beta=135^\circ$  kanal modeli için elde edilmiştir. En yüksek ısı-hidrolik performans ise  $h/H=0,1$ ,  $\beta=45^\circ$  kanal modeli için elde edilmiştir. En yüksek ve en düşük performansa sahip bu modeller arasında %26,19'luk bir fark ortaya çıkmıştır. En iyi ısı performansı veren kanal modelinin günümüz üretim teknolojileri düşünüldüğünde kolaylıkla üretilebileceği ve özellikle elektronik cihazların soğutulmasında faydalı olabileceği düşünülmektedir. Ayrıca elde

edilen sonuçların gelecekte yapılacak farklı oluk ve engel geometrileri ve parametreleriyle ilgili çalışmalara katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

#### 5. KAYNAKLAR

1. Ajeel, R.K., Wan Salim, W.S-I., Hasnan, K., 2018. Impacts of Corrugation Profiles on the Flow and Heat Transfer Characteristics in Trapezoidal Corrugated Channel using Nanofluids. Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences, 49(2), 170-179.
2. Bayrak, E., Olcay, A.B., Serincan, M.F., 2019. Numerical Investigation of the Effects of Geometric Structure of Microchannel Heat Sink on Flow Characteristics and Heat Transfer Performance. International Journal of Thermal Sciences, 135, 589-600,
3. Singh, P., Ji, Y., Ekkad, S.V., 2018. Experimental and Numerical Investigation of Heat and Fluid Flow in a Square Duct Featuring Criss-Cross Rib Patterns. Applied Thermal Engineering, 128, 415-425,
4. Soliman, A.S., Xu, L., Dong, J., Cheng, P., 2022. Numerical Investigation of the Ribs' Shape, Spacing, and Height on Heat Transfer Performance of Turbulent Flow in a Flat Plate Heat Exchanger. Sustainability, 14, 15143.

5. Alfarawi, S., Abdel-Moneim, S.A., Bodalal, A., 2017. Experimental Investigations of Heat Transfer Enhancement From Rectangular Duct Roughened by Hybrid Ribs. *International Journal of Thermal Sciences*, 118, 123-138.
6. Koca, F., 2022. Numerical Investigation of Corrugated Channel with Backward-Facing Step in Terms of Fluid Flow and Heat Transfer. *J. Engin. Thermophys*, 31, 187-199.
7. Koca, F., 2022. Thermo-Hydraulic Performance Analysis of an Air Heater with Different Types of Ribs Placed on the Absorber Plate 3rd International Conference on Applied Engineering and Natural Sciences (ICAENS'2022), 6, 20-23 Temmuz 2022, Konya.
8. Gururatana S., 2012. Numerical Simulation of Micro-Channel Heat Sink with Dimpled Surfaces. *American Journal of Applied Sciences*, 9(3), 399-404.
9. Ajeel, R.H., Salim, W.S.-I.W., Hasnan, K., 2019. Experimental and Numerical Investigations of Convection Heat Transfer in Corrugated Channels Using Alumina Nanofluid under a Turbulent Flow Regime. *Chemical Engineering Research and Design*, 148, 202-217.
10. Hamad, A.J., Ajeel, R.K., 2022. Combined Effect of Oblique Ribs and a Nanofluid on the Thermal-Hydraulic Performance of a Corrugated Channel: Numerical Study. *J Eng Phys Thermophy*, 95, 970-978.
11. Tokgoz, N., Aksoy, M.M., Sahin, B., 2017. Investigation of Flow Characteristics and Heat Transfer Enhancement of Corrugated Duct Geometries. *Appl. Therm. Eng.*, 118, 518-530.
12. Dhaidan, N.S., Al-Mousawi, F.N., 2022. Thermal-Hydraulic Features of the Turbulent Flow Through Ribbed Channels. *J Appl Mech Tech Phy.*, 63, 634-642.
13. Mohammed, H.A., Abed, A.M., Wahid, M.A., 2013. The Effects of Geometrical Parameters of a Corrugated Channel with in Out-of-Phase Arrangement. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 40, 47-57.
14. Zahran, S., Sultan, A.A., Bekheit, M., Elmarghany, M.R., 2022. Heat Transfer Augmentation Through Rectangular Cross Section Duct with One Corrugated Surface: An Experimental and Numerical Study. *Case Studies in Thermal Engineering*, 36, 102252.
15. Hamad, A.J., Ajeel, R.K., 2022. Combined Effect of Oblique Ribs and A Nanofluid on The Thermal-Hydraulic Performance of a Corrugated Channel: Numerical Study. *J. Eng. Phys. Thermophy*, 95, 970-978.
16. Eiamsa-ard, S., Promvonge, P., 2008. Numerical Study on Heat Transfer of Turbulent Channel Flow over Periodic Grooves. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35(7), 844-852.