



## Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer Characteristics in a Corrugated Channel Equipped With Obstacles

Cahit Gürlek<sup>1,a\*</sup>, Ferhat Koca<sup>2,b</sup>

<sup>1</sup> Department of Mechanical Engineering, Engineering Faculty, Sivas Cumhuriyet University, Sivas, Turkey

<sup>2</sup> Department of Mechatronics Engineering, Technology Faculty, Sivas Cumhuriyet University, Sivas, Turkey

\*Corresponding author

### Research Article

#### History

Received: 27/04/2023

Accepted: 29/05/2023

### ABSTRACT

In this study, the turbulent flow and heat characteristics of a corrugated channel equipped with obstacles were investigated experimentally. The obstacles were placed on the bottom wall of the channel at three different angles of  $\beta=45^\circ$ ,  $90^\circ$  and  $135^\circ$  with respect to the incoming flow. The velocity and turbulence kinetic energy contours and average Nusselt number, friction factor, pressure drop and thermal-hydraulic performance evaluation criteria distributions were presented. The highest Nusselt number and performance evaluation criteria values were obtained, respectively, for corrugated channels with obstacles with  $\beta=45^\circ$ ,  $\beta=90^\circ$  and  $\beta=135^\circ$ .

**Keywords:** Channel Flow, Corrugated Wall, Heat Transfer Enhancement, Finite Element Method

## Engellerle Donatılmış Oluklu Bir Kanal İçerisindeki Akış ve Isı Transferi Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi

#### Süreç

Geliş: 27/04/2023

Kabul: 29/05/2023

### ÖZ

Bu çalışmada engellerle donatılmış oluklu bir kanalın türbülanslı akış ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Engeller kanal alt yüzeyine akışa göre üç farklı açıda ( $45^\circ$ ,  $90^\circ$  ve  $135^\circ$ ) yerleştirilmiştir. Hız ve türbülans kinetik enerji konturları ve ortalama Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, basınç düşüşü ve termal-hidrolik performans değerlendirme kriteri dağılımları sunulmuştur. En yüksek Nusselt sayısı ve performans değerlendirme kriteri, sırasıyla,  $\beta=45^\circ$ ,  $\beta=90^\circ$  ve  $\beta=135^\circ$  oluklu-engelli kanallar için elde edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Isı Transferi Artırma, Kanal Akışı, Oluklu Yüzey, Sonlu Hacimler Yöntemi

#### License



This work is licensed under Creative Commons Attribution 4.0 International License

[cgurlek@cumhuriyet.edu.tr](mailto:cgurlek@cumhuriyet.edu.tr)

<https://orcid.org/0000-0002-0273-2999>

[ferhatkoca@cumhuriyet.edu.tr](mailto:ferhatkoca@cumhuriyet.edu.tr)

<https://orcid.org/0000-0001-8849-5295>

**How to Cite:** Gürlek C., Koca F. (2023) Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer Characteristics in a Corrugated Channel Equipped With Obstacles, Journal of Science and Technology, 2(1):44-49.

## Giriş

Isı değiştiriciler, gaz türbinleri, elektronik cihazlar, nükleer santraller, güneş kolektörleri gibi birçok mühendislik uygulaması için yüzeylerden olan ısı transferinin artırılması önemlidir. Bu amaçla, yüzeyleri çeşitli geometrilere sahip oluklu kanallar veya yüzeylerine yine çeşitli geometrilerde ve dizilimlerde engellerin (çıkıntıların, kirişlerin) yerleştirildiği kanallar pasif ısı transferi artırma yöntemi olarak kullanılmaktadır. Temel ilke yüzey geometrisi aracılığıyla akış boyunca çalkantıların, çevrintilerin oluşturulması ve akışın kararsız hale getirilmesiyle karışımın, dolayısıyla ısı transferinin artırılmasına dayanmaktadır (Mirzaei ve ark., 2013).

Uygulama alanlarının önemi, ısı transferinde yaptığı iyileştirme ve başlıca oluk/engel geometrisi olmak üzere; oluklar/engeller arası mesafe-oluk/engel yükseklik oranı, oluk/engel yüksekliği-kanal yüksekliği oranı, engellerin akış yönüne göre yerleştirme açıları, akış rejimi, v.b. birçok parametreyi içerdiği için bu yöntem literatürde yaygın olarak kullanılmaktadır (Han ve Park, 1988; Lorenz ve ark., 1995; Ahn, 2001; Casarsa ve Arts, 2005; Wang ve Sundén, 2007; Promvonge ve Thianpong, 2008; Eimsa-ard ve Promvonge, 2009; Wongcharee ve ark., 2011; Gururatana, 2012; Ramadhan ve ark., 2013; Chung ve ark., 2014; Selimefendigil ve Öztöp, 2017; Ajeel ve ark., 2019; Hilo ve ark., 2020; He ve ark., 2021; Hamad ve Ajeel, 2022). Yapılan sayısal ve deneysel çalışmalarda basınç düşüşlerindeki artışa rağmen yüzeyleri oluklu/engelli kanalların ısı transferinin artırılmasına olan katkısı açıkça görölmektedir.

Bu çalışmada alt yüzeyi akışa göre farklı açılarda engellerle donatılmış oluklu bir kanal içerisindeki türbülanslı akış yapısı ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal sonuçlar Reynolds sayısının (Re) 5000-20000 değerleri aralığında engel açısının akışa göre 45°, 90° ve 135° olduğu durumlar için elde edilmiştir.

## Yöntem

şekil 1'de oluklu kanal yapısı ve farklı engel açılarıyla oluşturulan modeller şematik olarak sunulmuştur. Temel kanal boyutları Hamad ve Ajell'in (2022) çalışmasında kullanılan kanal ölçülerine benzer olarak seçilmiştir.

Kanal yüzeyleri arasındaki mesafe, H=10 mm, kanalın uzunluğu, L=500 mm'dir. Oluklu test kısmının uzunluğu L<sub>2</sub>=200 mm, test kısmından önceki ve sonraki bölümlerinin uzunlukları sırasıyla L<sub>1</sub>=200 ve L<sub>3</sub>=100 mm'dir. Eliptik oluk geometrisinin yatay ve dikey yarıçap değerleri sırasıyla, r<sub>1</sub>=5 mm ve r<sub>2</sub>=2,5 mm dir. Yüksekliği, h=5 mm olan engeller kanal alt yüzeyindeki oluklar arasına β=45°, 90° ve 135° olmak üzere 3 farklı açı ile yerleştirilerek 3 farklı model oluşturulmuştur. Oluklar ve engeller arasındaki mesafe sırasıyla, p=10 mm ve l=20 mm'dir.

Sayısal analizler sonlu hacimler yaklaşımını kullanan ANSYS-Fluent yazılımı aracılığıyla k-ε türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Akış alanına ait temel denklemler ikinci dereceden ayrılaştırma ve SIMPLIC algoritmaları kullanılarak çözülmüştür. İlgili süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda sunulmuştur:

Süreklilik denklemi:

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

Momentum denklemi:

x yönündeki momentum denklemi:

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

y yönündeki momentum denklemi:

$$\left[ \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial (\bar{v}'^2)}{\partial x} \right] + \left[ \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial (\bar{v}'\bar{v}')}{\partial y} \right] = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

Enerji denklemi:

$$\left[ \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right] + \frac{\partial (\bar{u}'\bar{T}')}{\partial x} + \frac{\partial (\bar{v}'\bar{T}')}{\partial y} = \frac{k}{\rho c_p} + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} \right) + \phi \quad (4)$$

Akışkan olarak kullanılan suyun özellikleri sabit ve kanala giriş sıcaklığı 300 K olarak alınmıştır. Kanalın üst ve alt oluklu yüzeylerden oluşan test kısmı T<sub>w</sub>= 365 °C sabit sıcaklıkta, giriş ve çıkış yüzeyleri ise yalıtılmış (adyabatik) kabul edilmiştir. Giriş ve çıkışta sırasıyla hız giriş ve basınç çıkış koşulları, kanal yüzeylerinde ise kaymama sınır koşulu uygulanmıştır. Sayısal çözümler akışkan giriş hızı ve hidrolik çapa bağlı olarak hesaplanan 4 farklı Reynolds sayısı, Re=5000, 10000, 15000 ve 20000 için gerçekleştirilmiştir.

$$Re = \frac{\rho V_{\infty} D_h}{\mu} \quad (5)$$

Burada, ρ akışkan yoğunluğunu, V<sub>∞</sub> akışkanın kanala giriş hızını, D<sub>h</sub> hidrolik çapı (w=50mm), μ ise akışkanın viskozitesini temsil etmektedir.

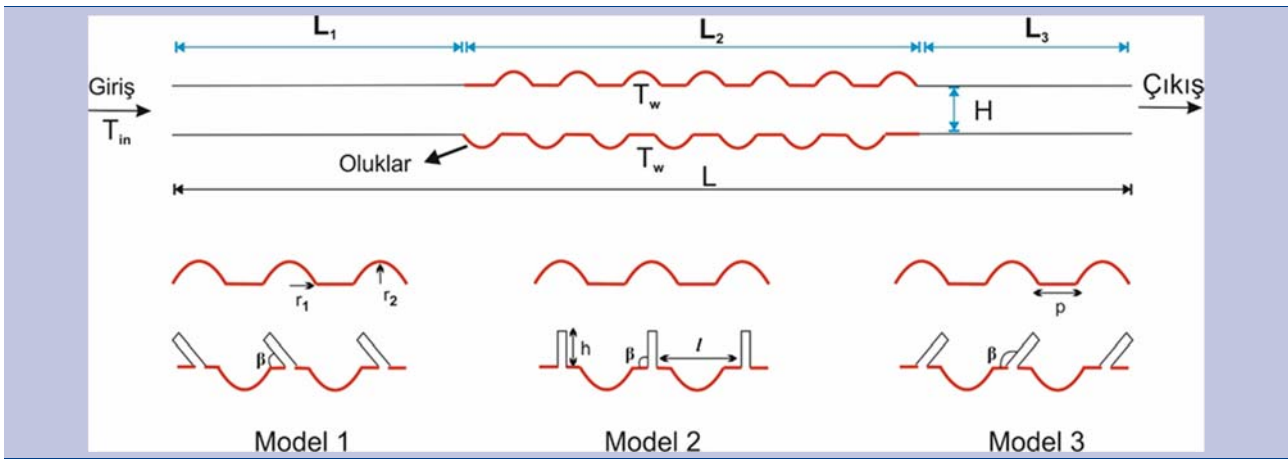
Kanal modellerinin ısı transferi karakteristiklerini kıyaslamak için kullanılan Nusselt sayısı, Nu, sürtünme faktörü, f, basınç düşüşü, ΔP ve performans değerlendirme kriteri (PEC) denklemleri aşağıda sunulmuştur:

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (6)$$

$$f = \Delta p \frac{2 D_h}{L \rho V_{\infty}^2} \quad (7)$$

$$\Delta p = p_{in} - p_{out}$$

$$PEC = \frac{Nu/Nu_o}{f/f_o^{(1/3)}} \quad (8)$$



Şekil 1. Oluklu kanal ve farklı engel modelleri  
Figure 1. Corrugated channel and different obstacle models

Tablo 1. Ağ elemanı sayısına göre ortalama Nusselt sayısı değişimi

Table 1. Average Nusselt number variation with respect to the number of mesh elements

Ağ Elemanı Sayısı	Ortalama Nusselt Sayısı (Nu)
$10^4$	88,15
$2 \times 10^4$	91,21
$4 \times 10^4$	94,83
$8 \times 10^4$	95,05
$16 \times 10^4$	95,18

Sayısal çözümlerin ağ sayısından olan bağımsızlığını sağlamak amacıyla farklı ağ sayılarında  $Re=10000$  değeri için elde edilen Nu sayıları karşılaştırılmıştır (Tablo 1). Buna göre ilgili kanal akışı için  $4 \times 10^4$  adet ağ elemanının yeterli olduğu görülmüştür. Bu değerler Hamad ve Ajell'in (2022) çalışması ile ( $Nu=95$ ) uyum içerisindedir.

## Bulgular ve Tartışma

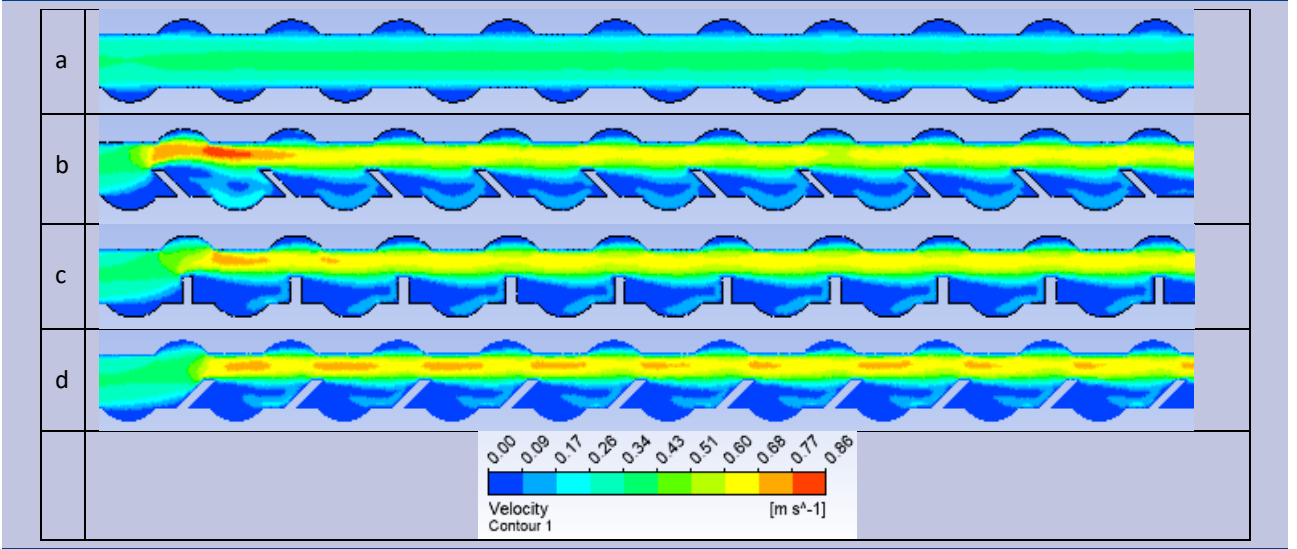
Yüzeyleri oluklu kanallarda oluklar arasına yerleştirilen engellerin ısı transferine olan etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Farklı Reynolds sayılarındaki akış alanına ait hız ve türbülans kinetik enerji (TKE) konturları ve ortalama Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, basınç düşüşü ve termal-hidrolik performans faktörü dağılımları elde edilmiştir.

Şekil 2 ve 3'de sırasıyla,  $Re=5000$  ve  $20000$  sayılarındaki hız konturları sunulmuştur.  $Re=5000$  için oluklu kanalda (Şekil 2.a) hız konturları tüm kanal boyunca düzgün (üniform) olarak dağılmaktadır. Ölü akış bölgeleri oluklara hapsolmuş durumdadır. Oluklu-engelli kanallarda (Şekil 2b, 2c ve 2d) ilk engellerden başlayarak oluşan jet akışının kanal boyunca yayıldığı görülmektedir. Şekil 2b'de  $\beta=45^\circ$  için jet akışı içerisinde, birinci ve ikinci engeller arasında, diğer oluklu-engelli kanallara göre daha yüksek değerlere sahip bir merkez hız alanı açıkça görülmektedir. Bu alan  $\beta=90^\circ$  için daha düşük hız değerlerinde birinci ve ikinci engel arasında mevcutken,  $\beta=135^\circ$  için kanal boyunca engel uçlarından başlayıp bir sonraki engele doğru uzamaktadır. Oluklu-engelli kanallarda engel açısına bağlı olarak engeller arasındaki akış alanlarının yapısı farklılık göstermektedir. Şekil 2b'de  $\beta=45^\circ$  için ikinci engelden başlayarak engel yüzeyine çarpan akış, engel öncesi oluklara doğru yönlendirilerek olukların içerisinde,

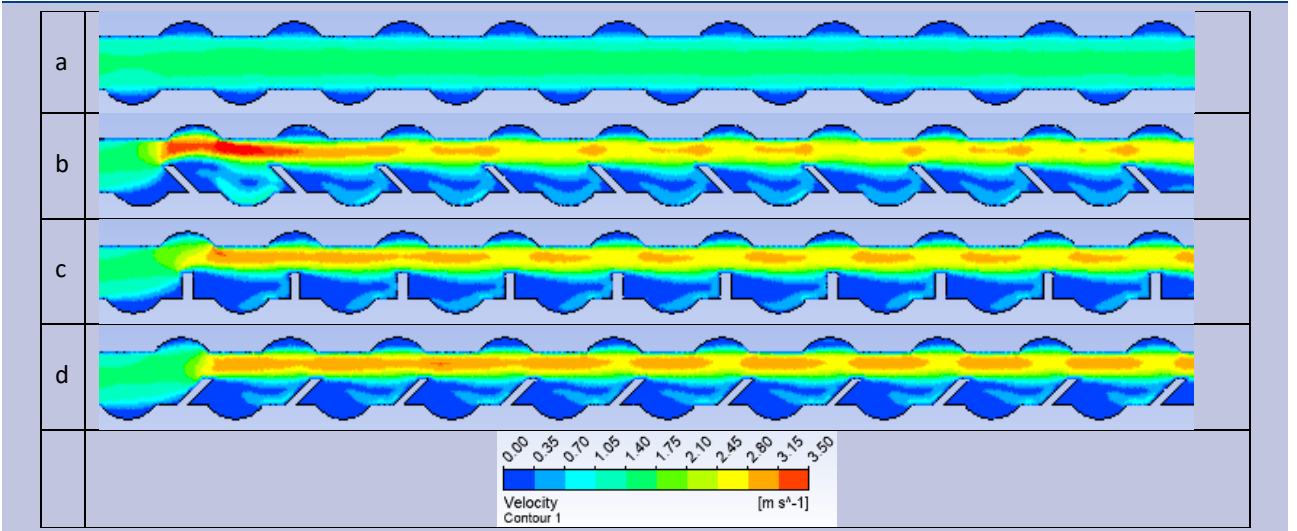
diğer tüm kanallara göre, daha yüksek hızlı akış alanları oluşturmaktadır. Şekil 2c'de  $\beta=90^\circ$  için bu alan küçülerek olukların sağ yüzeyini kaplarken  $\beta=135^\circ$  için, oluklu kanala benzer şekilde, ölü akış bölgesi tüm oluk alanlarını kaplamaktadır. Şekil 3'de  $Re=20000$  için tüm engel açılarında engeller arasındaki akış yapıları  $Re=5000$  için elde edilen akış yapılarıyla benzerlik göstermekle birlikte çekirdek akışlarının değerlerinin artarak uzayıp kanal boyunca yayıldığı gözlemlenmektedir. Ayrıca,  $\beta=45^\circ$  için jet akışının kanal boyunca kalınlığının arttığı ve  $Re=5000$ 'e göre daha fazla alanı kapladığı görülmektedir.

Şekil 4 ve 5'de sırasıyla,  $Re=5000$  ve  $20000$  sayılarındaki TKE konturları sunulmuştur. Oluklu-engelli kanalların, her iki  $Re$  sayısı için de, oluklu kanala göre daha yüksek TKE alanlarına sahip olduğu açıktır.  $Re$  sayısındaki artışa bağlı olarak TKE değerlerindeki artış açıkça görülmekle birlikte kanal boyunca engeller arasındaki kontur dağılımlarının  $Re=5000$  ve  $20000$  için bezer yapılar da olduğu gözlemlenmektedir. Maksimum TKE değerleri kanal üst yüzeyindeki olukların sağ köşesinde ve engellerin üst yüzeyi etrafında oluşmaktadır. Şekil 4c'de  $\beta=135^\circ$  için maksimum TKE kontur alanının ikinci engelden başlayarak sekizinci engele kadar büyüyüp yatay engel yüzeyine yayıldığı daha sonra engel ucuna doğru küçüldüğü görülmektedir. Her üç oluklu-engelli kanal için de orta yoğunluktaki TKE konturları kanal üst yüzeyindeki olukları hemen hemen kaplamaktadır. Kanal alt yüzeylerdeki oluklarda ise  $\beta=45^\circ$  için orta yoğunluktaki TKE konturları  $\beta=90^\circ$ 'ye göre daha büyük bir alanı kaplamaktadır. Bununla birlikte  $\beta=135^\circ$  için kanal alt yüzeyindeki oluklarla birlikte engellerin arka yüzünü

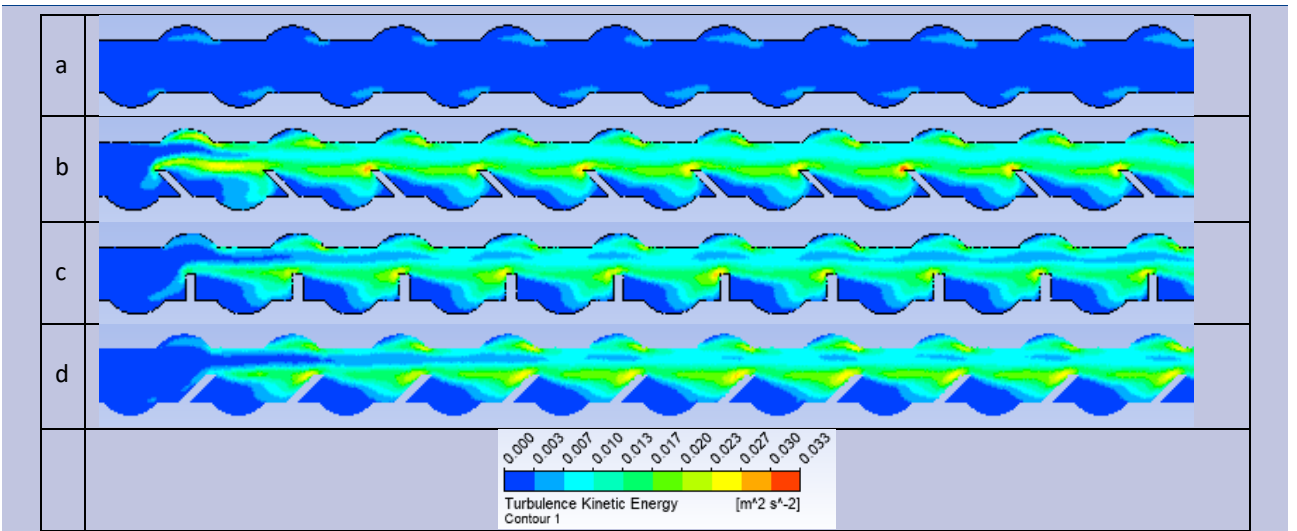
kapsayan büyük bir alanı çok düşük yoğunluklu TKE konturları kaplamaktadır.



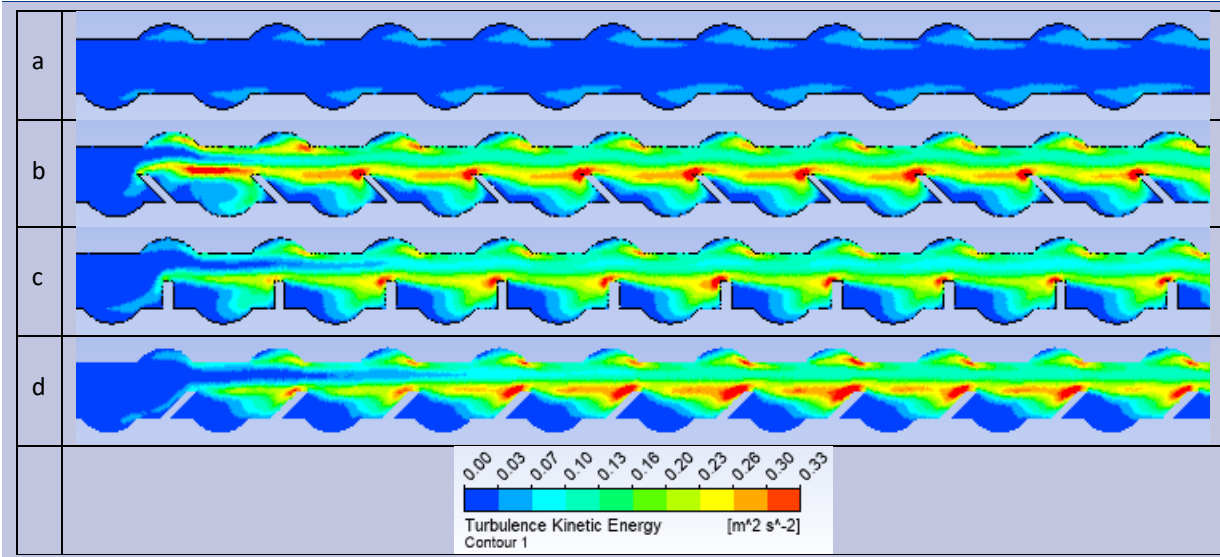
Şekil 2.  $Re=5000$  için hız konturları (a) oluklu kanal (b)  $\beta=45^\circ$  (c)  $\beta=90^\circ$  (d)  $\beta=135^\circ$   
 Figure 2. Velocity contours at  $Re=5000$  (a) corrugated channel (b)  $\beta=45^\circ$  (c)  $\beta=90^\circ$  (d)  $\beta=135^\circ$



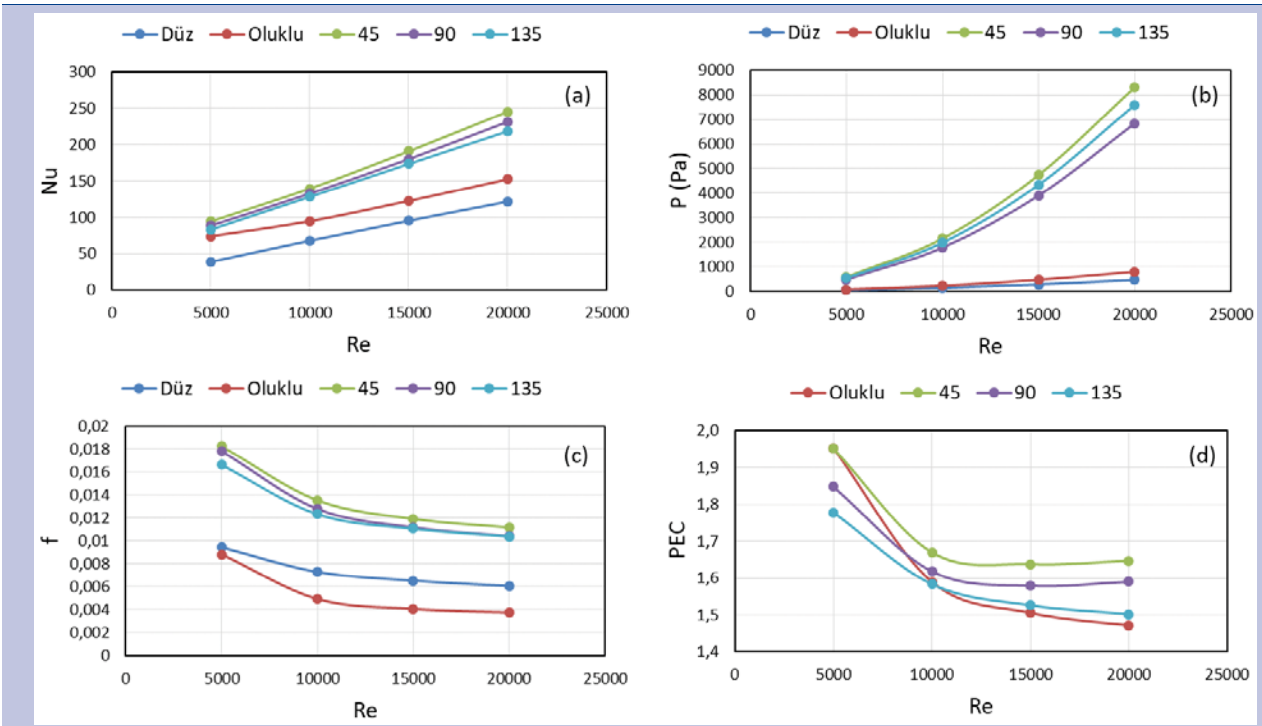
Şekil 3.  $Re=20000$  için hız konturları (a) oluklu kanal (b)  $\beta=45^\circ$  (c)  $\beta=90^\circ$  (d)  $\beta=135^\circ$   
 Figure 3. Velocity contours at  $Re=20000$  (a) corrugated channel (b)  $\beta=45^\circ$  (c)  $\beta=90^\circ$  (d)  $\beta=135^\circ$



Şekil 4. Re=5000 için TKE konturları (a) oluklu kanal (b)  $\beta=45^\circ$  (c)  $\beta=90^\circ$  (d)  $\beta=135^\circ$   
 Figure 4. TKE contours at Re=5000 (a) corrugated channel (b)  $\beta=45^\circ$  (c)  $\beta=90^\circ$  (d)  $\beta=135^\circ$



Şekil 5. Re=20000 için TKE konturları (a) oluklu kanal (b)  $\beta=45^\circ$  (c)  $\beta=90^\circ$  (d)  $\beta=135^\circ$   
 Figure 5. TKE contours at Re=20000 (a) corrugated channel (b)  $\beta=45^\circ$  (c)  $\beta=90^\circ$  (d)  $\beta=135^\circ$



Şekil 6. Re sayısı ile (a) Nu sayısı (b) basınç düşüşü (c) sürtünme faktörü (d) PEC sayısı değişimleri  
 Figure 6. The variations of (a) Nu number (b) pressure drop (c) friction factor, (d) PEC number with Reynolds number

Şekil 6'da Re sayısına bağlı; Nu sayısı, basınç düşüşü, sürtünme faktörü ve PEC sayısı değişimleri sunulmuştur. PEC sayısı eşitliğinde kullanılan (Denklem 8)  $Nu_0$  ve  $f_0$  değerleri oluksuz ve engelsiz düz kanal için elde edilmiştir. Bu değerlerin ısı transferi etkinliği açısından önemi yakın zamanlı, Koca, 2022 ile Koca ve Güder, 2022 çalışmalarında detaylı olarak sunulmuştur. Şekil 6a'da Nu sayısındaki en büyük artışın  $\beta=45^\circ$  oluklu-engelli kanalda gerçekleştiği görülmekte olup bunu yakın değerlerle  $\beta=90^\circ$

ve  $\beta=135^\circ$  oluklu-engelli kanallar takip etmektedir. Oluklu kanal için artan Re sayıları ile birlikte diğer oluklu-engelli kanallarla olan Nu sayısı farkı da artmaktadır. En düşük Nu sayısı dağılımı beklenildiği gibi düz kanal için elde edilmiştir. Şekil 6b' de basınç düşüşü dağılımı Nu sayısı dağılımına benzemekle birlikte burada  $\beta=135^\circ$  için  $\beta=90^\circ$ 'ye göre daha yüksek basınç düşüşü değerleri elde edilmiştir. Düz ve oluklu kanallarla diğer oluklu-engelli kanallar arasındaki Re sayısı artışına bağlı basınç düşüşü



farkı oldukça dikkat çekicidir. En yüksek sürtünme faktörü dağılımı sırasıyla,  $\beta=45^\circ$ ,  $\beta=90^\circ$ ,  $\beta=135^\circ$ , düz ve oluklu kanal için elde edilmiştir (Şekil 6c). Sürtünme faktörü değerleri  $\beta=45^\circ$ ,  $\beta=90^\circ$  ve  $\beta=135^\circ$  oluklu-engelli kanallar için birbirine yakın olmakla birlikte bu değerlerin diğer düz ve oluklu kanallara ait sürtünme faktörü değerleriyle olan farkı belirgindir. Sürtünme faktörü değerleri  $Re=5000$  ile  $10000$  arasında ani olarak düşmekte  $Re=10000$ 'den sonra bu değişim oranı azalmaktadır. Benzer durum Şekil 6d'deki PEC dağılımı için de geçerlidir.  $Re=5000$  için birbirine çok yakın en yüksek değerler  $\beta=45^\circ$  oluklu-engelli ve oluklu kanal için elde edilmiştir. Bu  $Re$  sayısında en düşük değer  $\beta=135^\circ$  oluklu-engelli kanala aittir. PEC değerinin görece sabit kaldığı  $Re=1000-20000$  aralığında en yüksek değerler sırasıyla,  $\beta=45^\circ$ ,  $\beta=90^\circ$ ,  $\beta=135^\circ$  oluklu-engelli kanallar ve oluklu kanal için elde edilmiştir. Bu sonuçlar ışığında diğer kanallara göre basınç düşüşü daha yüksek olmakla birlikte en iyi ısı transferi karakteristiğine  $\beta=45^\circ$  oluklu-engelli kanalın sahip olduğu söylenebilir.

### Sonuç

Bu çalışmada alt yüzeylerine akışa göre farklı açılarda engeller yerleştirilmiş oluklu kanalların akış ve ısı karakteristikleri incelenmiştir. Engeller kanal alt yüzeylerine üç farklı açıyla;  $\beta=45^\circ$ ,  $\beta=90^\circ$ ,  $\beta=135^\circ$  yerleştirilmiştir. Reynolds sayısı;  $Re=5000-20000$  aralığı için hız ve türbülans kinetik enerji konturları, ortalama Nusselt sayısı, basınç düşüşü, sürtünme faktörü ve PEC değerleri elde edilmiştir. Artan Reynolds sayılarıyla birlikte Nu sayısı, basınç düşüşü ve sürtünme faktörü değerlerinin de arttığı görülmektedir. En yüksek Nu sayısı ve PEC değeri engel açısının  $\beta=45^\circ$ , olduğu oluklu-engelli kanal için elde edilmiştir ve bunu  $\beta=90^\circ$  ve  $\beta=135^\circ$  oluklu-engelli kanallar izlemiştir. Engeller olmayan oluklu kanal için diğer oluklu-engelli kanallara göre daha düşük Nu sayısı ve PEC değerleri ( $Re>10000$ ) elde edilmiştir.

### Referanslar

- Ahn, S. W. (2001). The Effects of Roughness Types on Friction Factors and Heat Transfer in Roughened Rectangular Duct. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 28 (7), 933-942. [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(01\)00297-4](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(01)00297-4)
- Ajeel, R. K., Salim, WS-IW. & 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. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2019.06.003>
- Casarsa, L. & Arts, T. (2005). Experimental Investigation of the Aerothermal Performance of a High Blockage Rib-Roughened Cooling Channel. *ASME J. Turbomachinery*, 127 (3), 580-588. <https://doi.org/10.1115/1.1928933>
- Chung, H. S., Lee, G. H., Nine, M. J, Bae, K. & Jeong, H. M. (2014). Study on the Thermal and Flow Characteristics on the Periodically Arranged Semi-Circular Ribs in a Rectangular Channel. *Exp. Heat Transfer*, 27 (1), 56-71. <https://doi.org/10.1080/08916152.2012.719067>
- Eimsa-ard, S. & Promvong P. (2009). Thermal Characteristics of Turbulent Rib-Grooved Channel Flows. *Int.*

- Comm. Heat Mass Transfer*, 36 (7), 705-711. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.03.025>
- Gururatana, S. (2012). Numerical Simulation of Micro-Channel Heat Sink with Dimpled Surfaces. *American Journal of Applied Sciences*, 9(3), 399-404. <https://doi.org/10.3844/ajassp.2012.399.404>
- 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. <https://doi.org/10.1007/s10891-022-02552-5>
- Han, J. C. & Park, J. S. (1988). Developing Heat Transfer in Rectangular Channels with Rib Turbulators. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 31 (1), 183-195. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(88\)90235-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(88)90235-9)
- He, Z., Yan, Y., Feng, S., Li, X. & Zhongqing, Y. (2021). Numerical Study of Thermal Enhancement in a Micro-Heat Sink With Ribbed Pin-Fin Arrays. *J Therm Anal Calorim*, 143, 2163-2177. <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09739-z>
- Hilo, A. K., Talib, A. R. A, Iborra, A. A, Sultan, M. T. H. & Hamid, M. F. A. (2020). Effect of Corrugated Wall Combined with Backward-Facing Step Channel on Fluid Flow And Heat Transfer. *Energy*, 190, 116294. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116294>
- 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. <https://doi.org/10.1134/S1810232822010143>
- Koca, F. & Güder, T. B. (2022). Numerical Investigation of CPU Cooling with Micro-Pin-Fin Heat Sink in Different Shapes. *Eur. Phys. J. Plus* 137, 1276. <https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-022-03489-7>
- Lorenz, S., Mukomilow, D. & Leiner, W. (1995). Distribution of the Heat Transfer Coefficient in a Channel With Periodic Transverse Grooves. *Exp. Thermal and Fluid Science*, 11(3), 234-242. [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(95\)00055-Q](https://doi.org/10.1016/0894-1777(95)00055-Q)
- Mirzaei, M., Davidson, L., Sohankar, A. & Innings, F. (2013). The Effect of Corrugation on Heat Transfer and Pressure Drop in Channel Flow with Different Prandtl Numbers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 66, 164-176. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.06.047>
- Promvong, P. & Thianpong, C. (2008). Thermal Performance Assessment of Turbulent Channel Flow Over Different Shape Ribs. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 35(10), 1327-1334. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.07.016>
- Ramadhan, A. A., Al Anii, Y. T., Shareef, A. J. (2013). Groove Geometry Effects on Turbulent Heat Transfer and Fluid Flow. *Heat Mass Transfer*, 49: 185-195. <https://doi.org/10.1007/s00231-012-1076-9>
- Selimfendigil, F. & Öztop, H. F. (2017). Forced Convection and Thermal Predictions of Pulsating Nanofluid Flow Over a Backward Facing Step with a Corrugated Bottom Wall. *International Int. J. Heat Mass Transfer*, 110, 231-247. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.010>
- Wang, L. & Sunden, B. (2007). Experimental Investigation of Local Heat Transfer in a Square Duct with Various-Shaped Ribs. *Heat Mass Transfer*, 43, 759-766. <https://doi.org/10.1007/s00231-006-0190-y>
- Wongcharee, K., Changcharoen, W. & Eiamsa-ard, S. (2011). Numerical Investigation of Flow Friction and Heat Transfer in a Channel with Various Shaped Ribs Mounted On Two Opposite Ribbed Walls. *Int. J. Chem. Reactor Eng.*, 9 (1), A26. <https://doi.org/10.1515/1542-6580.2560>