



Kanathlı-Borulu Isı Değişiricilerinde Çukurlu/Çıkıntılı Kanat ile Isı Transfer Performansının Arttırılması

Ahmet Ümit Tepe*

* Sinop Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Sinop/Türkiye, (ORCID: 0000-0001-7626-6348), autepe@sinop.edu.tr

(İlk Geliş Tarihi 5 Şubat 2021 ve Kabul Tarihi 4 Nisan 2021)

(DOI: 10.31590/ejosat.874885)

ATIF/REFERENCE: Tepe, A. Ü. (2021). Enhancement of Heat Transfer Performance for Fin-Tube Heat Exchangers Using Dimpled/Protruding Fin Surface. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (23), 401-414.

Öz

Bu çalışmada kanathlı-borulu ısı değiştiricisinde çukurlu/çıkıntılı kanatın ısı transfer performansına ve akış karakteristiklerine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. En uygun tasarım parametresini belirlemek için kanat üzerine dairesel ve 0,667 ile 1,50 olmak üzere iki farklı ovallik oranlı (a/b) çukurlar çift sıralı olarak yerleştirilerek ısı transfer performansına etkisi araştırılmıştır. Dairesel çukurun çapı 2,8 mm olarak belirlenmiştir. Oval çukurların kesit alanı ise dairesel çukurla eşit tutulmuştur. Hesaplamalar 500, 1000, 1500 ve 2000 olmak üzere 4 farklı Reynold (Re) sayısında laminar akış rejiminde yapılmıştır. Sayısal hesaplamalar Ansys Fluent 19.2 ile RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ortalama Nusselt sayısı (\overline{Nu}), yüzey üzerinde yanıl ortalamalı Nu sayısı dağılımları, termal performans faktörü (TPF) ve akış karakteristikleri ayrıntılı olarak incelenmiştir. Sonuçlar çukur olmayan düz yüzeyli kanatçık ile karşılaştırılmıştır. Sayısal sonuçlar, yüzey üzerine yerleştirilen çukurların/çıkıntılarının düz yüzeye göre ısı transferini %26,63'e kadar arttırdığını ortaya koymuştur. Bununla birlikte, TPF sonuçlarına göre ısı transferi artışında en uygun tasarımın dairesel çukurlu/çıkıntılı kanat tasarımının olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı Değiştirici, Isı Transferi, Girdap Üretici, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamięi.

Enhancement of Heat Transfer Performance for Fin-Tube Heat Exchangers Using Dimpled/Protruding Fin Surface

Abstract

In this study, effect of dimpled/protruding fin on heat transfer performance and flow characteristics for a fin-tube heat exchanger was numerically investigated. Circular dimple/protrusion and two different dimple/protrusion aspect ratio (a/b) such as 0.667 and 1.50 in a double row arrangement were investigated in order to obtain the most feasible dimple/protrusion design parameter. The diameter of the circular dimple is 2.8 mm. The cross-sectional area of the oval dimples is equal to the cross-sectional area of the circular dimples. Simulations were carried out in the laminar flow conditions at four Reynolds (Re) numbers including 500, 1000, 1500 and 2000. Numerical calculations were performed with Ansys Fluent 19.2 using RNG $k-\epsilon$ turbulence model. Average Nusselt number (\overline{Nu}), laterally-averaged Nu number distributions on the surface, thermal performance factor (TPF) and flow characteristics were comprehensively investigated. Results were compared with the flat fin surface. Numerical results revealed that dimple/protrusion fin increases heat transfer up to 26.63% compared to the flat surface. However, it was determined that the most feasible design for enhancement heat transfer is circular dimpled/protruding fin design for the fin-tube heat exchangers according to TPF results.

Keywords: Heat Exchanger, Heat Transfer, Vortex Generator, Computational Fluid Dynamics.

* Sorumlu Yazar: autepe@sinop.edu.tr

1. Giriş

Kanatlı borulu ısı değiştiricileri otomobil, ısıtma-soğutma sistemleri, enerji üretim santralleri, ısı geri kazanım gibi endüstrinin birçok alanında etkin bir şekilde sıcak akışkandan soğuk akışkana enerjinin aktarılmasını sağlayan önemli tesisat elemanlarıdır. Etkinliği yüksek bir ısı değiştirici sadece üretim maliyetinin düşmesiyle değil aynı zamanda daha düşük hacimli tasarımıyla uygulamada da önemli avantajlar sağlar. Bu nedenle ısı değiştiricilerin etkinliğini arttırmaya yönelik çalışmalar önem taşımaktadır.

Yüzey üzerine yerleştirilen çukurlar türbin kanatlarının soğutulması gibi nispeten düşük basınç kaybının önemli olduğu alanlarda etkin bir şekilde ısı transferini arttırmaktadır (Jing vd., 2018; Singh vd., 2016; G. Xie vd., 2010). Bu nedenle çukurlu kanatların kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinde de ısı transfer performansının iyileştirme potansiyeli bulunmaktadır.

Kanatlı-Borulu ısı değiştiricilerinde genellikle üretim kolaylığı nedeniyle kanatların imalatı düz yapılıdır. Buna karşın, yapılan çalışmalar düz yüzey üzerine yerleştirilen engellerin ısı transferini önemli ölçüde artıracakları ortaya koymaktadır (Caliskan, 2013; Eiamsa-Ard vd., 2011; Wan vd., 2015). Literatürde ısı transferinin artırılmasına yönelik olarak kanat üzerine girdap üreticinin yerleştirildiği çalışmalara yoğunlaşılmış ve bu çalışmaların önemli bir bölümü dairesel kesitli veya oval kesitli boruya sahip kanatlı-borulu ısı değiştiricilerle ilgilidir (Chu vd., 2009; He vd., 2012; H. Huisseune vd., 2013; Henk Huisseune vd., 2013; J. Li vd., 2011; M. J. Li vd., 2014; C. N. Lin vd., 2008; Z. M. Lin vd., 2015; Sinha vd., 2016; Tiwari vd., 2003). Benzer şekilde, düz kanal yapısına sahip kanatlı-borulu ısı değiştiricileri ile ilgili de ısı transferini arttırmaya yönelik kanat üzerine girdap üreticinin yerleştirildiği çalışmalar yapılmıştır. Yapılan deneysel bir çalışmada düz yüzey üzerine yerleştirilen delta kanatçıklarının düşük *Re* sayılarında ısı transferi %50-60 kadar arttırdığı görülmüştür (Gentry vd., 1997). Bir diğer çalışmada düz yüzeyli boruya sahip kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinde kanatçık üzerine yerleştirilen girdap üreticinin ısı transfer performansına olan etkisi incelenmiştir (L. M. Chang vd., 2009). Isı değiştiricilerinde boru etrafına testere dişi geometrisine sahip kanatçıkların ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisinin araştırıldığı bir diğer çalışmada, akışa göre 15° burulmuş kanatçık tasarımı ısı transferini iyileştirmiş, ancak burulma açısı 15°'nin üzerine çıktığında basınç kaybındaki artış nedeniyle ısı transfer performansının kötüleştiği görülmüştür (Lemouedda vd., 2011). Düz kanal kesitli boruya sahip kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinde düz kanat üzerine yerleştirilen uzunlamasına delta kanatçıklı girdap üretici araştırılmış ve yapılan çalışmada delta kanatçıklarının ısı transferini %21-60, *TPF*'ü ise 1.31'e kadar arttırdığı belirlenmiştir (Du vd., 2013, 2014). Bir diğer çalışmada ise düz yüzey üzerine yerleştirilen delta kanatçıklarının hücum açılarının ısı transferine etkisi araştırılmıştır. Yapılan çalışmada hücum açısının artması yüzeyin hem girişinde hem de çıkışında ısı transfer performansını düşürdüğü belirlenmiştir (Wu vd., 2018). Düz yüzey üzerine dik olarak yerleştirilmiş bir çift dikdörtgen kesitli esnek kanatçıkların ısı transfer performansına etkisinin türbülanslı akış rejimi şartlarında incelendiği bir deneysel çalışmada, daha sık aralıklı kanatçıklar arasındaki mesafenin, yüzey üzerinde akışkanın hızını arttırması, daha yüksek türbülans yoğunluğu ve kinetik enerji ortaya çıkarması ve daha güçlü akış dalgalanmaları yaratması nedeniyle ısı transferini arttırdığı sonucuna varılmıştır (Yang vd., 2020). Kavisli

dikdörtgen kanatçıkların kompakt kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinde akış ve ısı transfer karakteristiklerinin laminar ve türbülanslı akış rejiminde sayısal olarak incelendiği bir diğer çalışmada ise, yüzeye yerleştirilen kavisli dikdörtgen kanatçıkların akış alanı içerisinde ikincil bir akış oluşturarak ısı transferinin artmasına katkı bulunduğu belirlenmiştir (J. Xie vd., 2020). Bir diğer sayısal çalışmada ise yarı kanatçık ve girdap üreticinin en uygun tasarımı laminar akış rejiminde araştırılmıştır. Sayısal sonuçlar girdap üreticinin kullanılması düz yüzeye göre hem yüzeyin ısı transferini hem de basınç kaybını arttırdığını göstermiştir. Ancak sonuçlar ısı transfer performansındaki artışın daha baskın olduğu göstermektedir (Moreno vd., 2020). Yapılan bir diğer sayısal çalışmada düz borulu kompakt ısı değiştiricilerinde uzunlamasına delta kanatçıklı girdap üreticinin termal performans etkisi laminar akış şartlarında incelenmiştir. Bu çalışmanın sayısal sonuçlarına göre yüzeye delta kanatçık ilave edilmesi ısı transfer hızını %52 arttırılabileceği sonucuna varılmıştır (Carpio vd., 2020). Üzerine dairesel delik açılmış üçgen ve dikdörtgen şekilli kanatçıkların kompakt kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinin ısı transfer performansına etkisinin araştırıldığı bir diğer sayısal çalışmada ise, kanat üzerine dairesel delik açılmasının thermo-hidrolik performansı arttırdığı tespit edilmiştir (Modi vd., 2020).

Sınır tabakanın düzenini bozmaya yönelik olarak yüzey üzerine yerleştirilen bu tür engeller aynı zamanda sistemin basınç kaybındaki artışı da beraberinde getirir. Bu nedenle ısı transferini arttırmaya yönelik yapılacak tasarımların iyi bir aerodinamik yapıya sahip olması gerekir. Bu amaçla literatürde yüzey üzerine yerleştirilen yarım küresel veya oval çukurların ısı transferine ve akış karakteristiklerine etkisi de araştırılmıştır. Bu konuda gerçekleştirilen bir sayısal çalışmada sistemin basınç kaybı düz yüzeye kıyasla üzerine çukur yerleştirilen yüzeyde sadece %5 artmasına rağmen ısı transferinin iki kat arttığı sonucuna varılmışlardır (G. Xie vd., 2010). Bir diğer çalışmada ise üzerine çubuk-kanatçık yerleştirilen yüzeyde dairesel çukurların basınç kaybı ve ısı transfer performansı deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel sonuçları düz yüzeyli ve çubuk-kanatçıklı tasarıma göre dairesel çukurlu ve çubuk-kanatçıklı tasarımın ısı transfer performansını arttırdığını göstermektedir (Rao vd., 2012). Kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinde dairesel ve damla şeklinde oluşturulmuş çukurlu kanatların ısı transfer performansına etkisinin incelendiği diğer bir çalışmada ise, damla şeklindeki çukurların dairesel çukura kıyasla ısı transfer hızını daha fazla arttırdığı belirlenmiştir (Y. Xie vd., 2015).

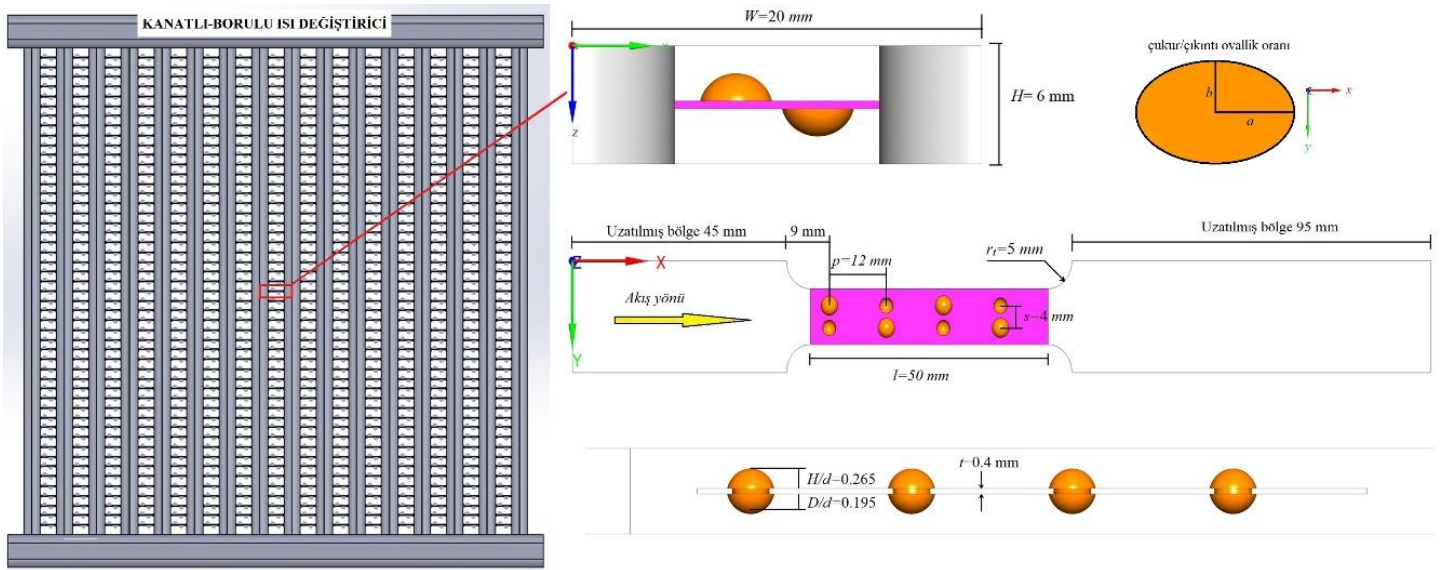
Son zamanlarda kanatlı-borulu ısı değiştiricileri ile ilgili yapılan çalışmaların önemli bir bölümünde, akış alanı içerisinde girdap üretmek amacıyla kanat üzerine yerleştirilen farklı şekillerdeki kanatçık tasarımlarına odaklanılmıştır. Ancak çukurlu/çukuntulu yüzeyler nispeten düşük basınç kaybı yaratması sayesinde kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinde de ısı transfer performansını artırma potansiyeli bulunmaktadır. Bu çalışmada çift sıralı çukurlu/çukuntulu kanatçığa sahip kanatlı-borulu ısı değiştiricilerin ısı transferine ve akış karakteristiklerine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Yapılan bu sayısal çalışma ile yarım küre ve oval şekilli çukurlu/çukuntulu yüzeylerin sonuçları düz yüzeyli kanatçıkla karşılaştırılarak en uygun tasarım parametresi ortaya çıkarılmıştır.

2. Materyal ve Metot

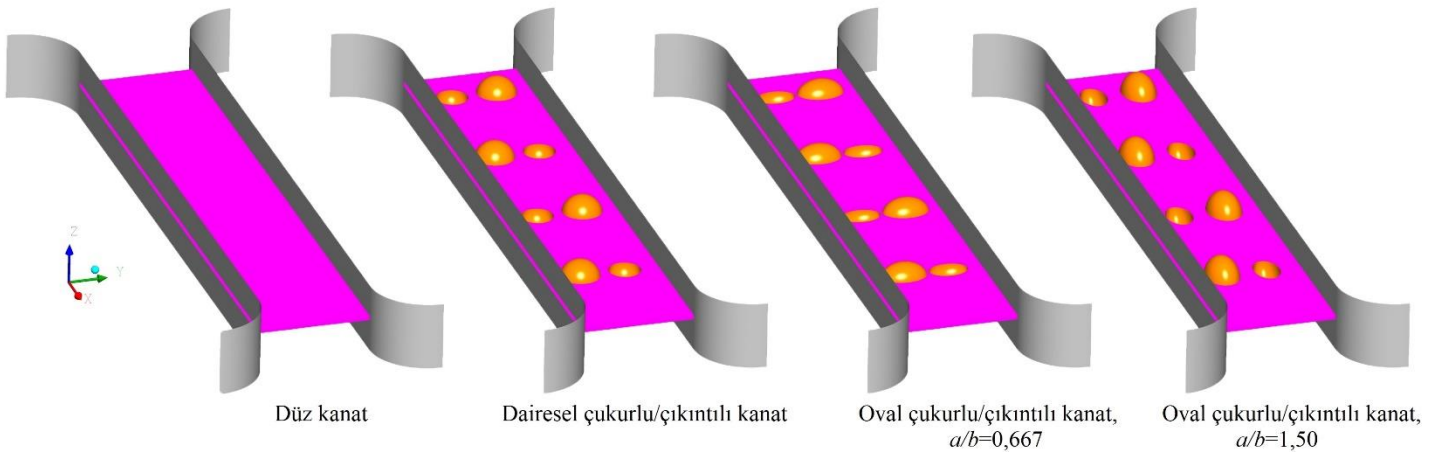
2.1. Tasarım Parametreleri

Kanatlı-borulu ısı değiştirici ve hesaplamaya dâhil edilen tipik bir fiziksel modelin ölçüleri Şekil 1.'de gösterilmiştir. Isı değiştiricisinde içerisinden sıcak akışkan geçen boru düz duvar şekillidir ve baş kısımlarında yarıçap $r_f=5$ mm'dir. Borunun ve boru üzerine yerleştirilen kanatın uzunluğu $l=50$ mm, kalınlığı ise $t=0,4$ mm'dir. Kanatlar ısı değiştiricisinin borusuna $H=6$ mm aralıklarla yerleştirilmiştir. İki borunun merkezleri arasındaki mesafe $W=20$ mm'dir. Hesaplamalarda 2,80 mm iç çaplı dairesel çukur ile 0,667 ve 1,50 olmak üzere iki farklı ovallık oranına (a/b) sahip oval çukurlar incelenmiştir. Çukurların

boyutsuz derinlikleri (D/d) ise 0,195'dir. Çukurlar kanat üzerine akış doğrultusunda $p=12$ mm aralıklarla yerleştirilmiştir. Yanal doğrultuda ise $s=4$ mm aralıkla çukur yönü ters olacak şekilde çift sıralı olarak yerleştirilmiştir. Kanatın kalınlığı $t=0,40$ mm olarak belirlenmiştir. Bu nedenle kanat üzerine oluşturulan çukur aynı zamanda kanadın diğer yüzünde çıkıntı oluşturmaktadır. Oluşan çıkıntının ise boyutsuz yüksekliği $H/d=0,265$ 'dir. Böylelikle, ısı transfer performansı kanatın bir yüzünde çukur, diğer yüzünde ise çıkıntı vasıtasıyla artırılması sağlanmıştır. Akış alanı sınırlarında ters akışın hesaplamaları etkilememesi için hesaplama alanı girişte 45 mm, çıkışta ise 95 mm kadar uzatılmıştır. Parametrik çalışmada incelenilen geometrilerin detayları ayrı ayrı Şekil 2.'de gösterilmiştir.



Şekil 1. Tipik bir fiziksel modelin ölçüleri.



Şekil 2. İncelenen geometrik parametrelerin detayları.

2.2. Korunum Denklemleri

Fiziksel model Ansys FLUENT 19.3 programında 3-D olarak oluşturulmuştur. Çözümler sürekli rejim şartlarında elde edilmiştir. Hesaplamalarda ışınım ısı transferi ihmal edilmiştir. Akışın Re sayısı 2400'ün altında olması nedeniyle akış laminar akış rejimindedir (Çengel vd., 2015). Akışkan olarak hava

kullanılmış ve havanın termofiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişmediği kabul edilmiştir.

Sayısal hesaplamalarda çözümü yapılan Reynolds-averaged Navier-Stokes denklemleri (RANS) aşağıdaki gibidir:

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x} = 0, \quad (i = 1, 2, 3) \quad (1)$$

Momentum denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right), \quad (2)$$

(i, j = 1, 2, 3; i ≠ j)

Enerji denklemi:

$$\rho C_p u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (i, j = 1, 2, 3) \quad (3)$$

Yukarıda yer alan denklemler Yakhot vd. (Yakhot vd., 1992) tarafından geliştirilen RNG k-ε (Enhanced Wall Treatment duvar fonksiyonu ile birlikte) türbülans modeli kullanılarak çözülmüştür.

Isı değiştiricisinin duvarlarından havaya aktarılan ısı transferinin hızı aşağıdaki gibidir:

$$\dot{Q}_{hava} = \dot{m} C_{p,hava} (T_c - T_g) \quad (4)$$

Yukarıda yer alan denklemde \dot{m} havanın kütleli debisi, $C_{p,hava}$ ise havanın özgül ısıdır. T_c ve T_g sırasıyla havanın akış alanı sınırlarının çıkış ve girişindeki sıcaklıklarıdır. Isı değiştiricisinin duvarları ile akışkan arasında taşınım ısı transfer hızı ise aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{Q}_{taşınım} = h A_s (T_s - T_b) \quad (5)$$

Bu denklemde T_b akışkanın yığın sıcaklığı olup $T_b = (T_c + T_g)/2$ ile belirlenir.

Eş. (4)'de yer alan ve ısı değiştiricisinin duvarlarından havaya aktarılan ısı transfer hızı ile Eş. (5)'de yer alan taşınım ısı transfer hızı birbirine eşit olduğundan ($\dot{Q}_{hava} = \dot{Q}_{taşınım}$), ortalama taşınım ısı transfer katsayısı, h , aşağıdaki gibi tekrar yazılabilir:

$$h = \frac{\dot{m} C_{p,hava} (T_c - T_g)}{A_s (T_s - T_b)} \quad (6)$$

Ortalama Nusselt (Nu) sayısı ise aşağıdaki denklemden hesaplanır:

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad (7)$$

Burada k havanın ısı iletkenlik katsayısı, d ise ısı transferinin incelendiği alanda kanalın hidrolik çapı olup Eş. (8)'den hesaplanabilir:

$$d = \frac{4A_c - 2(W - 2r_t)(H - t)}{P (W - 2r_t) + (H - t)} \quad (8)$$

Reynold (Re) sayısı ise aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$Re = \frac{ud}{\nu} \quad (9)$$

Hesaplama alanının giriş ve çıkış sınırlarında türbülans yoğunluğu aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$I = 0.16 Re^{-1/8} \quad (10)$$

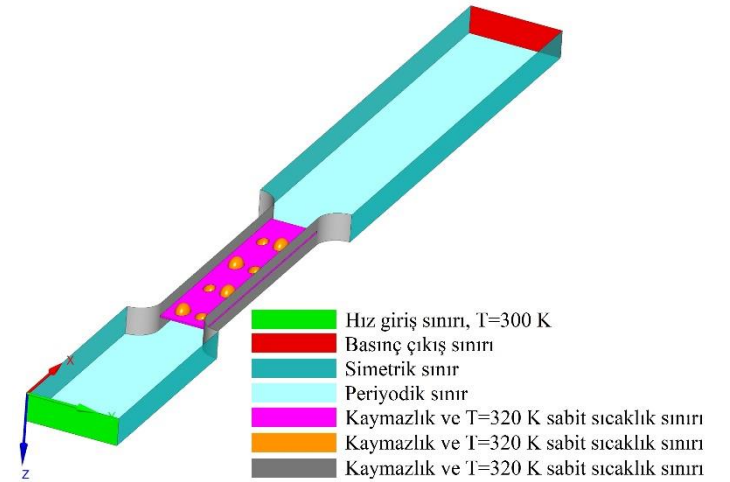
Sürtünme katsayısı, f , Eş. (11) ile hesaplanır:

$$f = \frac{2 \Delta P}{l/d \rho u^2} \quad (11)$$

Burada ΔP kanadın akış yönüne göre üst ucu ile ($x/d=6,96$) alt ucu arasındaki ($x/d=13,93$) basınç kaybıdır. l ise Şekil 1.'de gösterildiği gibi kanadın uzunluğudur.

2.3. Sayısal Çalışma

Hesaplama alanı ve sınır koşulları Şekil 3.'de gösterilmiştir. Tam gelişmiş ana akış hesaplama alanına giriş sınırından 300 K sıcaklıkta girmektedir. Hesaplama alanı girişinde hız sınır koşulu tanımlanmıştır. Hesaplama alanı çıkış sınırına ise basınç çıkışı sınır koşulu uygulanmıştır. Çıkışta gösterge basıncı 0'dır. Fiziksel model y-ekseni boyunca simetrik olduğundan y-ekseni sınırlarına simetrik sınır koşulu, z-ekseni boyunca ise periyodik olduğundan z-ekseni sınırlarına ise periyodik sınır koşulu tanımlanmıştır.



Şekil 3. Hesaplama alanı ve sınır koşullarının şematik gösterimi

RANS denklemleri aşağıda gösterilen sınır koşulları tanımlanarak çözülmüştür:

x-ekseni boyunca:

Girişte, hız girişi sınır koşulu:

$$x = 0, \quad u = u_{gir} = \text{sabit} (u_{gir} = 4,64, 3,48, 2,32,$$

$$1,16 \text{ m/s}), v = w = 0$$

$$T = \text{sabit} = T_{gir} = 300 \text{ K}$$

Çıkışta basınç çıkışı sınır koşulu:

$$x = 0,20, \quad \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0, P = 0 \text{ (gösterge basıncı)}$$

y-ekseni boyunca:

Simetrik sınır koşulu:

$$y = 0 \text{ ve } y = W = 0,02 \text{ m}, \quad v = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

z-ekseni boyunca:

Periyodik sınır koşulu:

$$z = 0 \text{ ve } z = H = 0,006 \text{ m}, \quad u = v = w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0,$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = 0$$

Isı değiştirici duvarlarında kaymazlık sınır koşulu ve sabit sıcaklık sınır koşulu uygulanmıştır:

$$u = v = w = 0 \text{ ve } T = T_d = 320 \text{ K}$$

Hesaplama alanında uygulanan sınır koşulları Şekil 3.'de ayrıca şematik olarak gösterilmiştir.

Sayısal hesaplamaları gerçek çalışma koşullarına uygun olarak gerçekleştirmek için ısı değiştiricisinde boru malzemesi olarak bakır, kanat malzemesi olarak ise alüminyum seçilmiştir. Kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri Tablo 1.'de sunulmuştur (Çengel vd., 2015).

Yapılan hesaplamalarda coupled şeması, simple ve simplec şemalarına göre her ne kadar iterasyon başına daha maliyetli olduğu tespit edilse de, coupled şeması ile diğerlerine kıyasla süreklilik, momentum ve enerji denklemi daha az iterasyon sayısında yakınsamıştır. Bu nedenle tüm hesaplamalarda coupled şeması uygulanmıştır. Hesaplamalar, süreklilik ve momentum denklemi artıkları 10^{-5} 'e, enerji denklemi artığı ise 10^{-8} 'e ulaşana kadar devam ettirilmiştir.

Tablo 1. Hesaplamalarda Kullanılan Malzemelerin Termofiziksel Özellikleri.

Malzeme	Yoğunluk [kgm ⁻³]	Özgül ısı [Jkg ⁻¹ K ⁻¹]	Isıl iletkenlik [Wm ⁻¹ K ⁻¹]	Viskozite [kgm ⁻¹ s ⁻¹]
Hava	1,134	1006,7	0,02710	1,67x10 ⁻⁵
Alüminyum	2719	871	202,4	-
Bakır	8978	381	387,6	-

2.4. Ağ Yapısının Oluşturulması ve Sayısal Çalışmanın Doğruluğunun Belirlenmesi

Sayısal hesaplamalarda fiziksel alan sonlu hacim elemanlarına bölünerek her bir eleman için yukarıda bahsi geçen RANS denklemlerinin çözümü elde edilir. Eleman sayısı arttıkça çözümlerin hassasiyeti artar. Ancak buna karşılık hesaplama maliyeti de önemli ölçüde artar. Bu nedenle ağ yapısını oluştururken hesaplama maliyetini fazla arttırmadan çözümlerin hassasiyetini arttırmak için uygulanabilecek en uygun strateji özellikle akış alanı içerisinde hız ve sıcaklık farkının yüksek olduğu bölgelerin nispeten daha yoğun bir ağ yapısı ile oluşturulmasıdır. Hesaplamalarda kullanılan türbülans modeli nedeniyle akış alanı içerisinde akışkanın hızına bağlı olarak duvardan ilk hücre yüksekliği kontrol edilerek $y^+ \cong 1,0$ olması sağlanmıştır. Ağ yapısı oluşturulurken duvarlarda inflation metodu kullanılarak elemanların uzunluk/yükseklik oranının 5/1'in altında olması sağlanmıştır (ANSYS Inc., 2018).

En uygun ağ yapısını belirlemek ve çözümlerin ağ yapısından bağımsızlığını tespit etmek için 4 farklı ağ yapısı oluşturulmuştur. Hesaplamalar $Re=2000$ 'de ve dairesel kesitli çukur kanatlı ısı değiştirici modelinde gerçekleştirilmiştir. Nicelik olarak ısı değiştiricisi duvarlarında ortalama Nu sayısı karşılaştırılmıştır. Sonuçların ağdan bağımsızlık çalışması Tablo 2.'de gösterilmiştir. Tablodan görüldüğü gibi AĞ-3 kullanılarak hesaplanan Nu sayısı ile AĞ-4 kullanılarak hesaplanan Nu sayısı arasında fark %1'in altındadır. Bu nedenle özellikle hesaplama maliyeti düşünülerek ağın yoğunluğunun artırılmasına gerek duyulmamış ve bu çalışmanın sayısal hesaplamalarında AĞ-3 yapısı kullanılmıştır.

Sonuçların ağdan bağımsızlık çalışması sonucunda oluşturulan tipik bir ağ yapısı Şekil 4.'de gösterilmiştir.

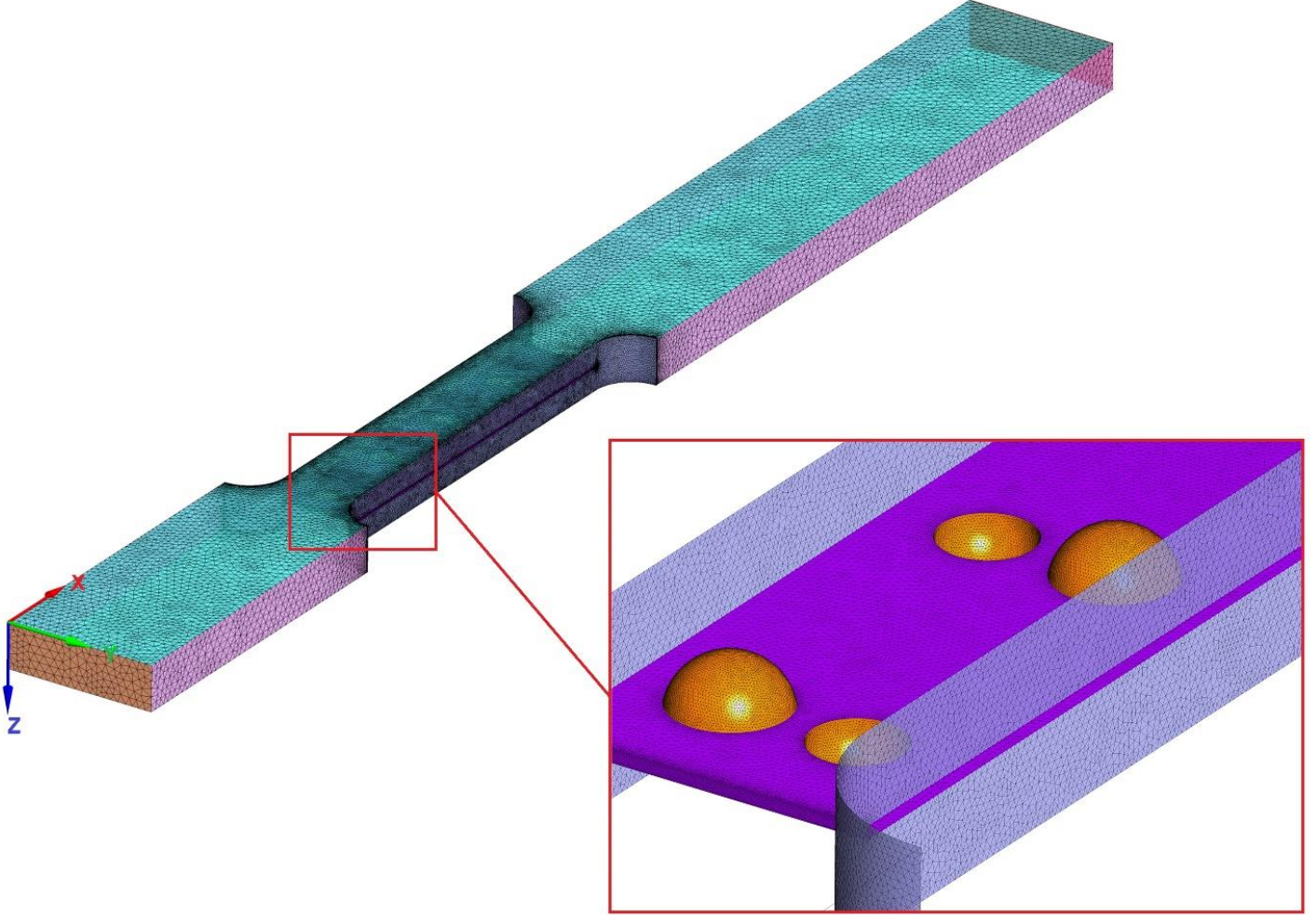
Sayısal çözüm yönteminin doğruluğunu tespit etmek için düz yüzey üzerinden elde edilen ortalama Nu sayısı Eş. (13) (Çengel vd., 2015) ile elde edilen ortalama Nu sayısı ile karşılaştırılmıştır.

$$\overline{Nu} = 0,664Re^{0,5}Pr^{1/3}; Re < 5 \times 10^5 \text{ ve } 0,6 \leq Pr \leq 60 \quad (13)$$

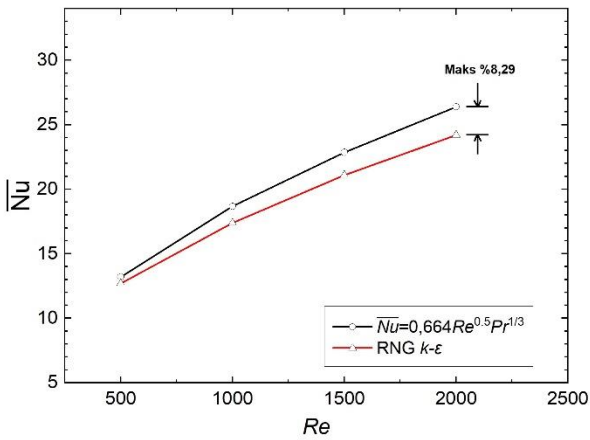
Şekil 5.'den de görüleceği gibi yukarıda bahsedilen çözüm yöntemi ile düz yüzey üzerindeki ortalama Nu sayısı RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılarak en fazla %8,29 ile kabul edilebilir bir hata oranında çözümlenebilmiştir. Literatürde de RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli hassas çözümler sunması nedeniyle ısı değiştiricileri ile ilgili yapılan sayısal çalışmalar için kabul görmüş bir RANS modelidir (Kumar vd., 2017; Skullong vd., 2016; G. Xie vd., 2013; J. Xie vd., 2020; Zhao vd., 2014). Bu da bu çalışmadaki sayısal çözüm yöntemin literatürle de tutarlı olduğunu ortaya koymaktadır. Bu nedenle yapılan bu çalışmada da RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır.

Tablo 2. Sonuçların ağdan bağımsızlık çalışması. (Grid independence study)

	AĞ-1	AĞ-2	AĞ-3	AĞ-4
Eleman sayısı	0.95×10^6	1.58×10^6	2.95×10^6	4.45×10^6
Nu	123.23	129.12	132.06	132.15



Şekil 4. AĞ-3 ile oluşturulan tipik bir fiziksel modelin ağ yapısı.



Şekil 5. Sayısal çözüm yönteminin düz yüzey üzerinde ortalama Nu sayısı bağıntısı ile karşılaştırılması (Çengel vd., 2015).

3. Araştırma Sonuçları ve Tartışma

3.1. Akış Karakteristikleri

Kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinde kanat üzerindeki çukur/çukıntı varlığının ısı transferine olan etkisinin altında yatan nedeni ortaya çıkarmak için akış karakteristikleri ayrıntılı olarak incelenmiştir. Şekil 6(a)'da çukur/çukıntıdan hemen sonra ($x/d=7,87$) akış alanı içerisinde $Re=2000$ 'de yz -düzlemi üzerinde ortaya çıkan hız vektörleri gösterilmiştir. Bu bölgede düz yüzeyli kanatın hız vektörü incelendiğinde çukurlu/çukıntılı kanata göre hava akışının nispeten daha sakin olduğu görülmektedir. Ancak şekilden de görüleceği üzere yüzey üzerinde çukıntı varlığı akış alanı içerisinde bir çift girdap oluşumuna sebep olmuştur. Akış alanı içerisinde oluşan bu girdaplar, aşağı yönde ikincil bir hava akımını ortaya çıkarmış ve soğuk akışkanın bu sayede devamlı olarak yüzeye taşınmasına sebep olmuştur. Böylelikle düz yüzeye göre çukurlu/çukıntılı yüzeyde soğuk akışkan sıcak yüzeye daha fazla etkileşime girmiştir. Ayrıca, çukıntıdan sonra aşağı yönde oluşan akımlar çukıntı merkezi hizasında karşılaşılarak yüzey

üzerinde ısı transferinin azalmasına neden olan nispeten durgun bir alanın oluşumuna sebep olmuştur. *Şekil 6(b)*. dikkatli incelendiğinde hava akışı kanat üzerinde ilerlerken çukurun artan x doğrultusundaki kenarına çarpmakta ve hava akımı bu bölgede ayrılarak bir bölümü çukur içerisinde sirkülasyon oluşturmuştur. Benzer şekilde ana hava akışı kanal içerisinde ilerlerken çıkıntının ön yüzeyine çarparak ani olarak yön değiştirerek çıkıntının arka bölgesinde hava sirkülasyonu oluşturmuştur. Ana akışın doğrudan çukurun ve çıkıntının çarpıştığı bu yüzeylerinde sınır tabaka kalınlığının kanat yüzeyinin diğer bölgelerine göre nispeten daha ince olduğu değerlendirilebilir. Sonuç olarak, sınır tabaka kalınlığının azalması ise ısı transfer hızının bu bölgelerde kanadın diğer bölgelerine göre nispeten daha yüksek olacağı anlamına gelir.

Akış alanı içerisinde yer alan bir engel akışın düzeninin bozulmasına ve akışın türbülansının artmasına neden olur. Bunu gösteren önemli akış karakteristiklerinden biri de türbülans kinetik enerjisidir. Çünkü akışkanın kayma gerilmesi nedeniyle akışın bir rejimden başka bir rejime geçmesi türbülans kinetik enerjinin üretilmesine neden olur. *Şekil 7(a)*.’dan da görüleceği üzere düz kanat üzerinde hava akışının düzenli bir akış rejiminde olduğu ve türbülans kinetik enerjinin neredeyse hiç üretilmediği görülmektedir. Buna karşın özellikle ana akışın çukurun yüzeyine çarptığı bölgede ve çıkıntının arka bölümünde türbülans kinetik enerjisinin önemli ölçüde attığı görülmektedir. Bu durum dairesel çukurlu/çıkıntılı kanat ile ovallık oranı $a/b=1,50$ olan çukurlu/çıkıntılı kanatta daha belirgin olmuştur. Sonuç olarak türbülans kinetik enerjileri karşılaştırıldığında çukurlu/çıkıntılı kanatın düz kanata kıyasla akışın türbülansını arttırarak ısı transfer hızının artmasına katkıda bulunacağı söylenebilir.

Dairesel çukurlu/çıkıntılı kanat üzerinde Farklı Re sayılarında akış alanı içerisinde üretilen girdabın büyüklükleri *Şekil 7(b)*.’de karşılaştırılmıştır. Şekilden görüleceği üzere kanat üzerinde yer alan çıkıntı özellikle yüksek Re sayısında akış alanı içerisinde bir çift girdap oluşumuna sebep olmuştur. Re sayısı azaldıkça girdabın da büyüklüğü azalmıştır.

3.2. Isı transfer Performansı

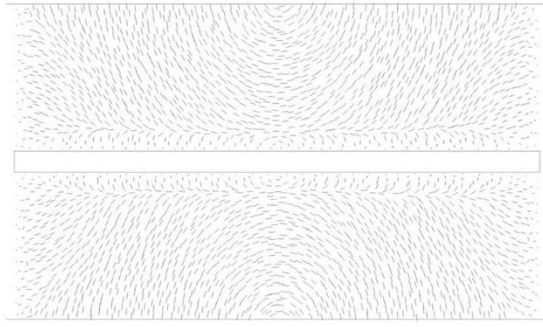
Şekil 8.’de $Re=2000$ ’de kanal duvarlarında Nusselt sayısı dağılımları gösterilmiştir. *Şekil 8(a)*.’dan görüleceği üzere düz kanatta hava akışının yüzeye ilk temas ettiği bölgeden itibaren ısı transfer hızı akış boyunca önemli ölçüde azalmıştır. Buna karşın çukurlu/çıkıntılı kanatta ana akımın çukurun çarptığı kenarlarına yakın bölgelerinde ve ana akışın doğrudan çarptığı çıkıntının ön yüzeyinde sınır tabakanın düzeninin bozulması nedeniyle ısı transfer hızında önemli ölçüde artış olmuştur. Bununla birlikte çıkıntından sonra kanat yüzeyi üzerinde oluşan girdap ve dolayısıyla aşağı yönde ikincil hava akımlarının soğuk akışkanı devamlı olarak yüzeye taşınması nedeniyle yerel ısı transfer hızı bu bölgelerde önemli ölçüde artmıştır. Buna karşın aşağı yönde ikincil hava akımların yüzey üzerinde karşılaşması ile yüzey üzerinde oluşan durgun alan bu bölgede akış yönü doğrultusunda ısı transfer hızını düşürmüştür.

Şekil 8(b).’de ise kanatlı-borulu ısı değiştiricinin boru duvarında gerçekleşen ısı transfer dağılımı karşılaştırılmıştır. Düz

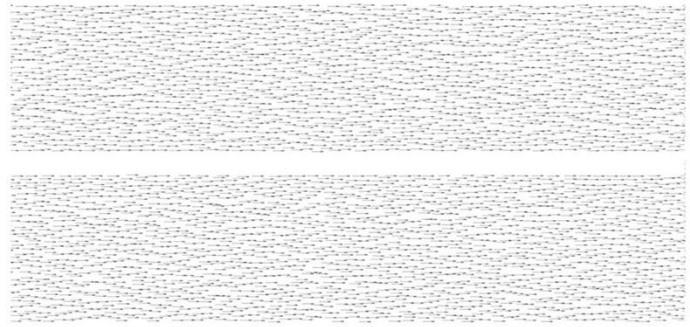
kanatlı-borulu ısı değiştiricinin boru duvarında kanadın alt ve üst yüzeylerinde simetrik bir ısı transfer dağılımı elde edilmişken, çukurlu/çıkıntılı kanatlı-borulu ısı değiştiricinin boru duvarlarında homojen olmayan ısı transfer dağılımı elde edilmiştir. Bununla birlikte kanat yüzeyi üzerinde çukur/çıkıntı varlığı boru duvarında akış yönü boyunca düz kanata kıyasla yerel ısı transfer hızının artmasını sağlamıştır. Bunun nedeni, çukur/çıkıntının kanal içerisinde akışı yanal yönde daha fazla yayarak soğuk akışkanın boru duvarıyla daha fazla etkileşime sokmasına bağlanmıştır.

Isı değiştirici duvarlarında yanal ortalamalı Nu sayısı dağılımı *Şekil 9*.’da gösterilmiştir. Akış doğrultusunda verilen konumda yanal ortalamalı Nu sayısı yüzey üzerine y -ekseni boyunca çizilen doğru üzerindeki yerel Nu sayılarının ortalaması alınarak elde edilmiştir. Grafiklerin altında yer alan çukurlu/çıkıntılı yüzeyler Nu sayısındaki yükselişin yüzeyin hangi bölgesinde ortaya çıktığını göstermek için temsilen yerleştirilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi yüzey üzerinde çukur/çıkıntının bulunduğu bölgede Nu sayısında ani bir yükseliş olduğu görülmektedir. Bunun nedeni bu bölgede ana akışın çıkıntının ön yüzüne ve çukurun akış yönüne göre arka kenarına doğrudan çarpmasıyla yerel olarak bu bölgede ısı transfer hızının artmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca iki çukur/çıkıntı arasında Nu sayısında yaşanan artış çıkıntı/çukur vasıtasıyla ortaya çıkan girdabın yaratmış olduğu aşağı yönde ikincil hava akımların soğuk akışkanı yüzeye düz kanata göre daha fazla taşınmasından kaynaklanmaktadır. Şekil dikkatli incelendiğinde $Re=500$ ’de yüzey üzerindeki çukur/çıkıntı varlığı yanal ortalamalı Nu sayısında çukur/çıkıntı bölgesi haricinde önemli bir artışa neden olmamıştır. Ancak Re sayısının artmasıyla kanal içerisinde oluşan girdabın büyüklüğünün de artması sadece çukur/çıkıntı bölgesinde değil aynı zamanda kanat yüzeyinin tamamında ısı transfer hızındaki artışın daha belirgin olmasını sağlamıştır. Buna ilaveten, nispeten yüksek Re sayısında ($Re=2000$) oval çukur/çıkıntı ($a/b=0,667$), kanat üzerinde daha yüksek yanal ortalamalı Nu sayısı dağılımı elde edilmesini sağlamışken nispeten düşük Re sayısında ($Re\leq 1500$) dairesel çukur/çıkıntı daha yüksek yanal ortalamalı Nu sayısı dağılımının elde edilmesini sağlamıştır.

Çukurun/Çıkıntının ortalama ısı transfer hızına etkisi *Şekil 10*.’da gösterilmiştir. *Şekil 10(a)*.’dan görüldüğü üzere kanat üzerine çukur/çıkıntı yerleştirilmesi kanat üzerindeki ısı transfer hızını boru duvarına kıyasla daha fazla arttırmıştır. Kanat üzerinde ortalama Nu sayısındaki en yüksek artış $Re=2000$ ’de %36,41 ile $a/b=1,50$ ovallık oranındaki çukurlu/çıkıntılı kanat üzerinde elde edilmiştir. $Re=1500$ ve altındaki akışlarda ise kanat üzerindeki ortalama Nu sayısındaki en yüksek artış ise $a/b=0,667$ ovallık oranındaki çukurlu/çıkıntılı kanat üzerinde elde edilmiştir. *Şekil 10(b)* incelendiğinde kanat üzerine çukur/çıkıntı yerleştirilmesi boru duvarında ortalama Nu sayısındaki artışın en fazla %7,10 olduğunu göstermektedir. Isı değiştiricinin tüm duvarlarının yüzeyinde ortalama ısı transfer hızındaki en yüksek artış ise %26,63 ile $Re=1500$ ’de dairesel çukurlu/çıkıntılı kanat üzerinde elde edilmiştir.



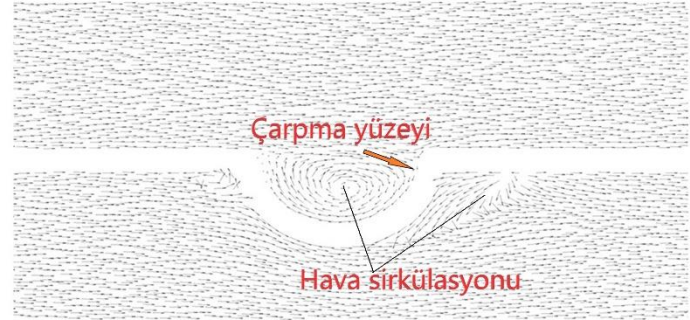
Düz Kanat



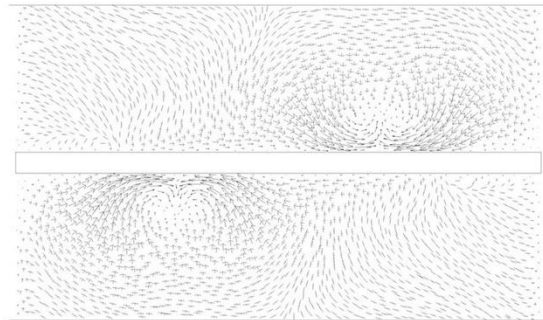
Düz Kanat



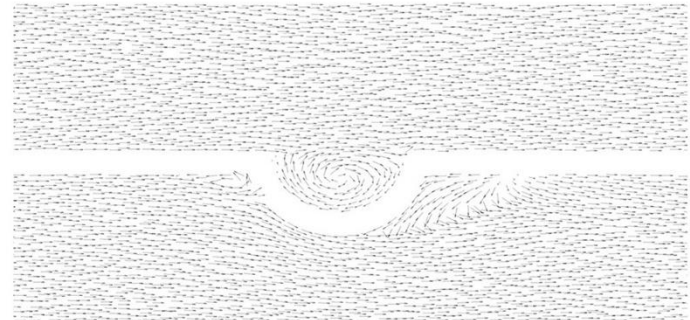
Dairesel çukurlu/çıkıntılı kanat



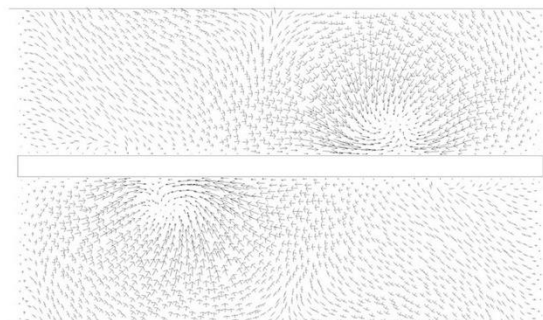
Dairesel çukurlu/çıkıntılı kanat



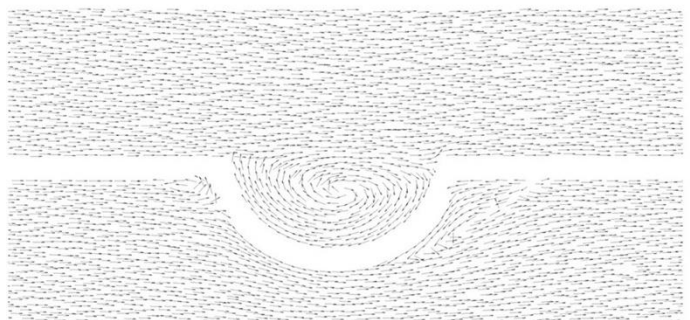
Oval çukurlu/çıkıntılı kanat ($a/b=0,667$)



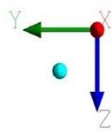
Oval çukurlu/çıkıntılı kanat ($a/b=0,667$)



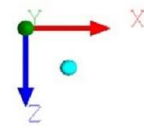
Oval çukurlu/çıkıntılı kanat ($a/b=1,50$)



Oval çukurlu/çıkıntılı kanat ($a/b=1,50$)

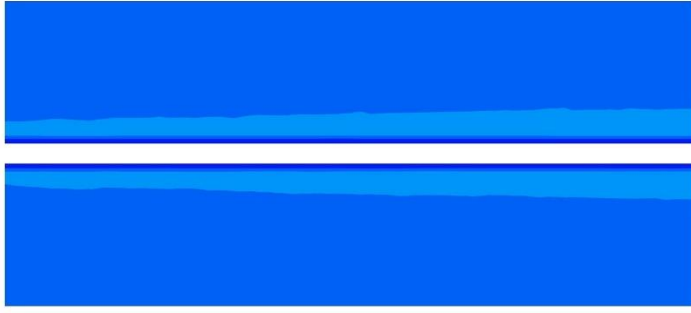


(a)

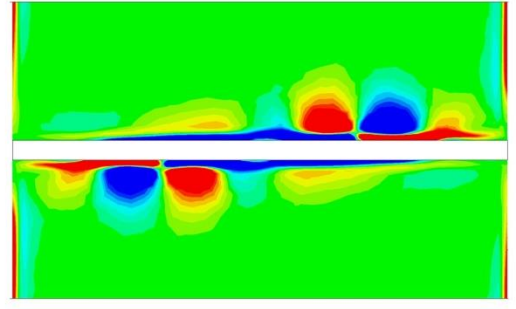


(b)

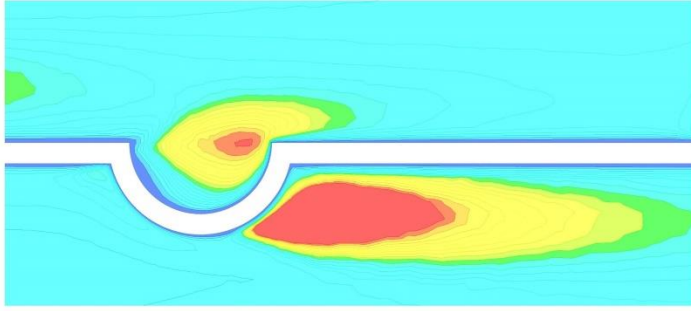
Şekil 6. $Re=2000$ 'de hız vektörlerinin karşılaştırılması, a) $x/d=7,87$ düzlemi üzerinde, b) $y/d=1,67$ düzlemi üzerinde.



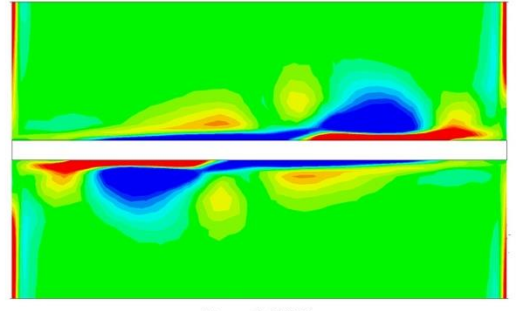
Düz kanat



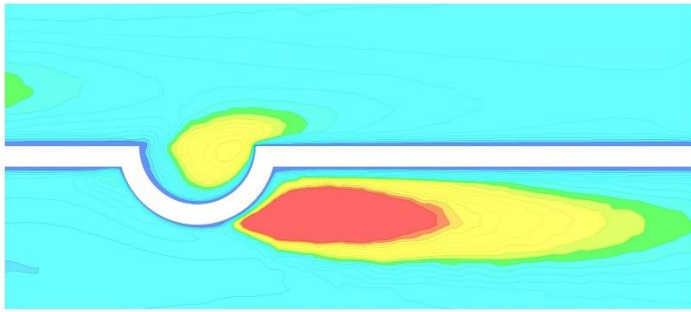
Re=2000



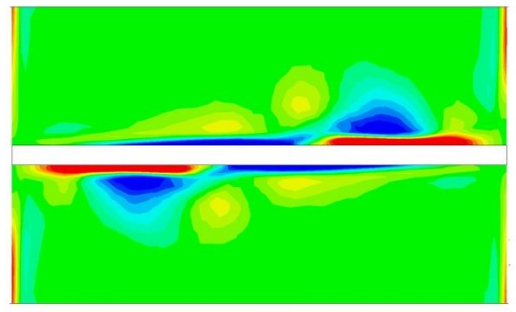
Dairesel çukurlu/çıkıntılı kanat



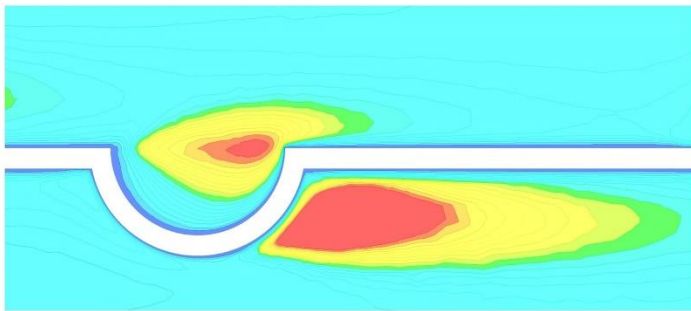
Re=1500



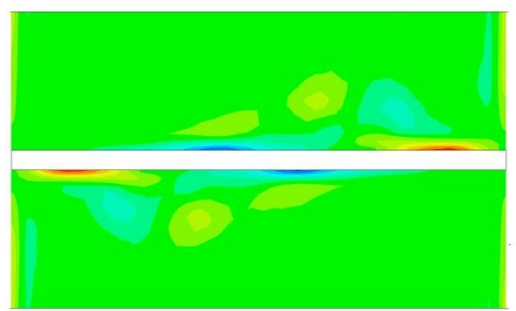
Oval çukurlu/çıkıntılı kanat, $a/b=0,667$



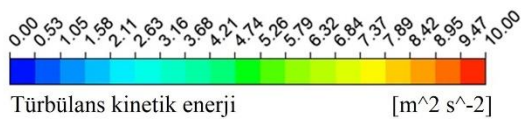
Re=1000



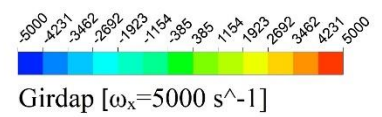
Oval çukurlu/çıkıntılı kanat, $a/b=1,50$



Re=500

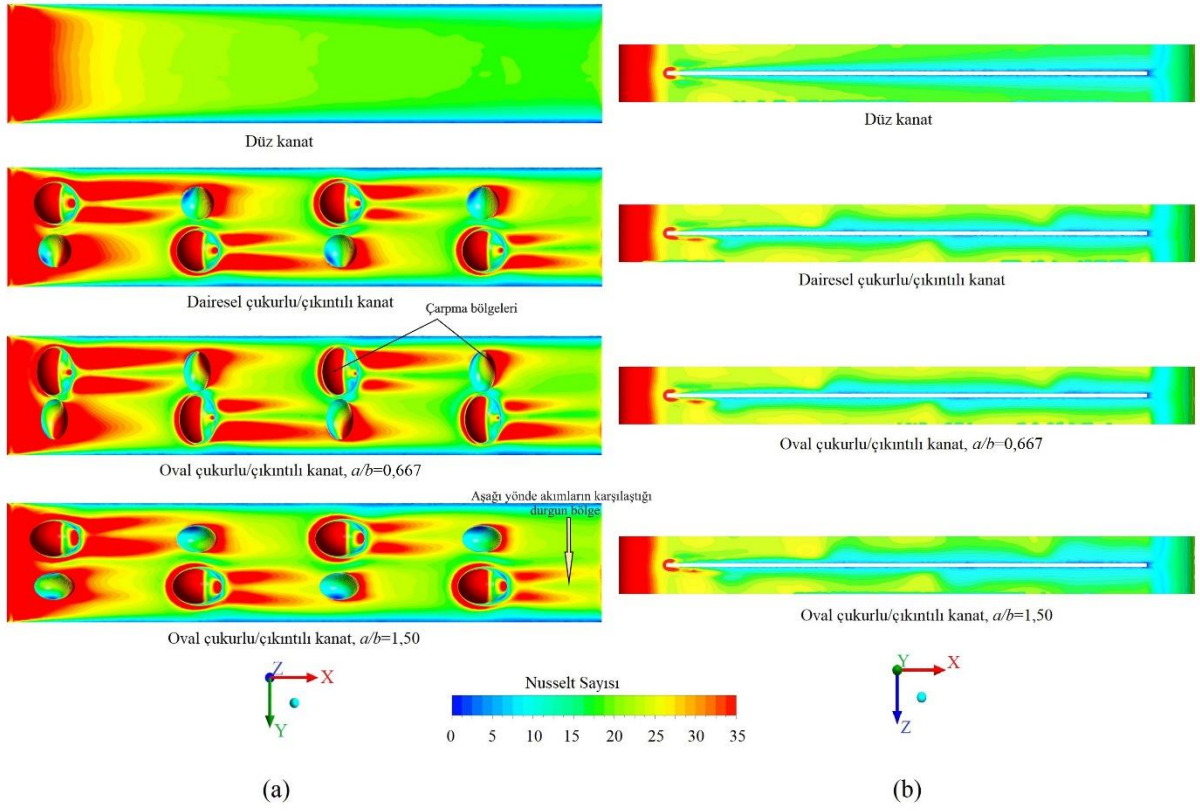


(a)

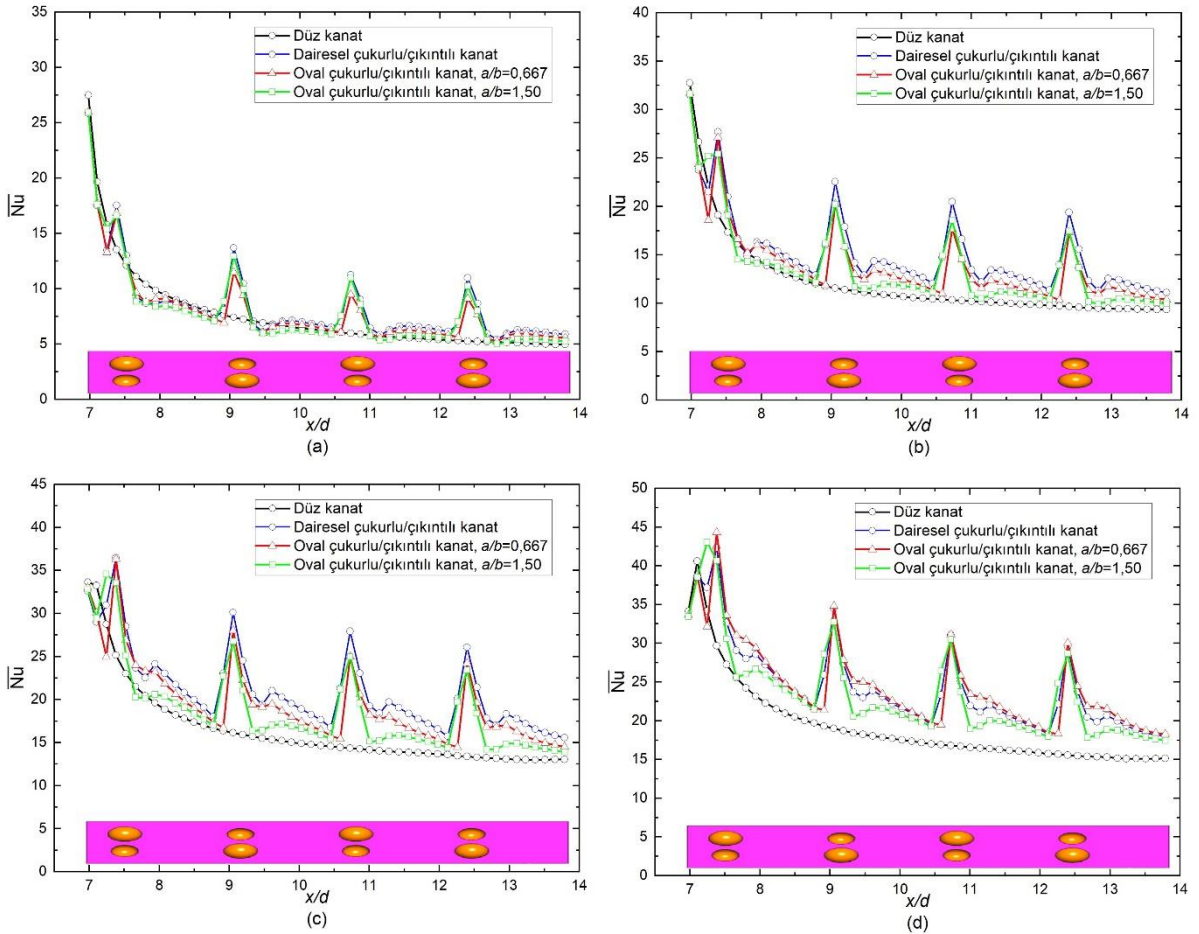


(b)

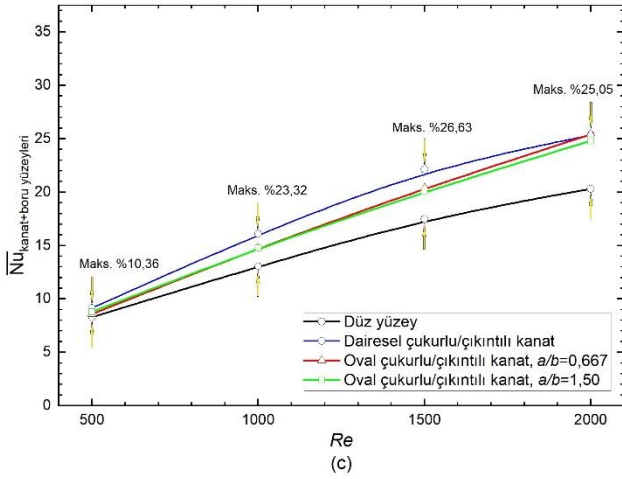
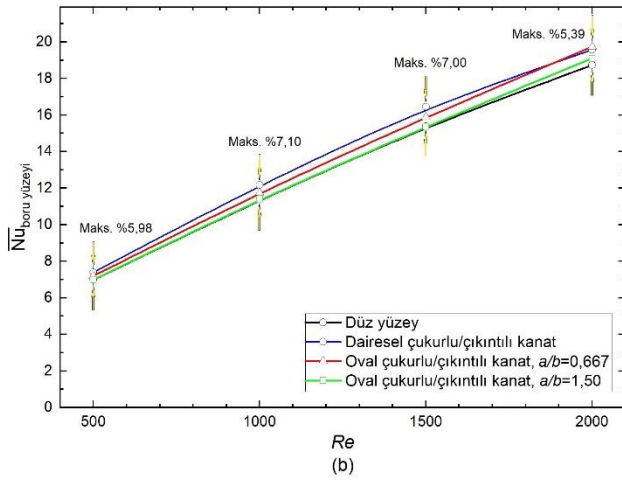
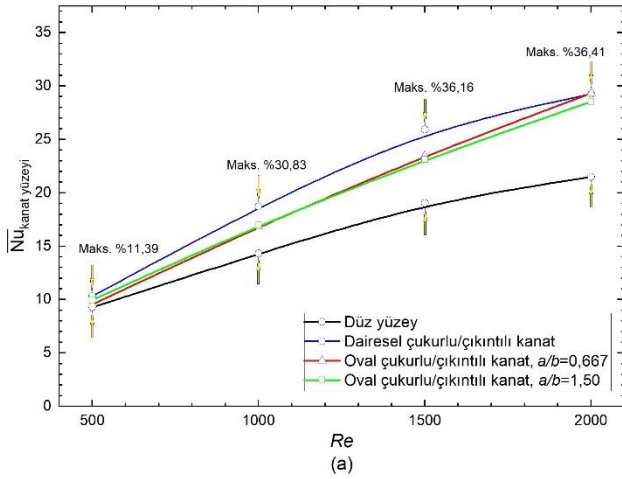
Şekil 7. Akış karakteristiklerinin karşılaştırılması, a) çukur/çıkıntının $Re=2000$ 'de türbülans kinetik enerjisine etkisi ($y/d=1,67$), b) çukur/çıkıntının girdap oluşumuna etkisi ($x/d=7,87$).



Şekil 8. $Re=2000$ 'de kanal duvarlarında Nu sayısı dağılımının karşılaştırılması, a) kanat duvarı ($z/d=0,39$), b) boru duvarı ($y/d=2,089$).



Şekil 9. Kanat ve boru duvarı üzerinde yanıl-ortalama Nusselt sayısı dağılımı, a) $Re=500$ için, b) $Re=1000$ için, c) $Re=1500$ için, d) $Re=2000$ için.



Şekil 10. Ortalama Nu sayılarının karşılaştırılması, a) kanat duvarı üzerinde, b) boru duvarı üzerinde, c) ısı değiştirici duvarlarının tamamı üzerinde.

3.3. Termal Performans Faktörü

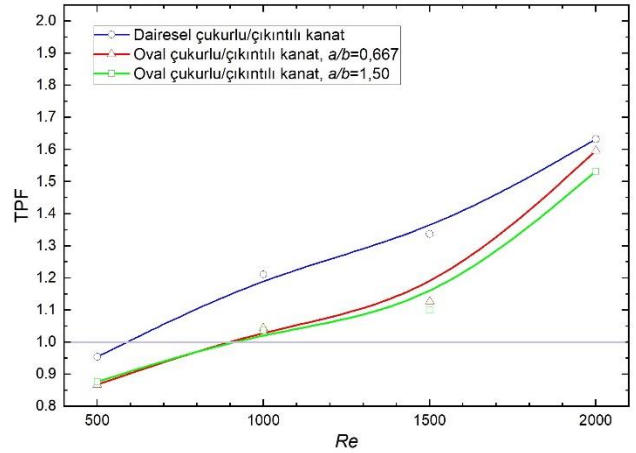
Bir ısıtma/soğutma sisteminin tasarımında ısı transferini arttırmaya yönelik yapılacak olan değişiklikler sistemin basınç kaybındaki artışı da beraberinde getirebilir. Dolayısı ile sistemin tasarımında yapılacak değişikliğin anlamlı olup olmadığını ortaya çıkarmak için bu bölümde çukurlu/çıkıntılı kanat tasarımlarının Termal Performans Faktörü (TPF) incelenmiştir. Isı transfer performansını arttırmak için öne sürülen tasarımın yararlı bir tasarım olarak değerlendirebilmek için TPF'nün 1'in üzerinde olması gerekir. TPF'nün 1'in altında olması basınç kaybında yaşanan artışın ısı transferindeki artıştan daha fazla olduğu ve

önerilen tasarımın ısı transferi arttırımı için yararlı bir tasarım olmadığını gösterir.

Sayısal çalışmaları gerçekleştirilen çukur/çıkıntının Termal Performans Faktörü aşağıdaki gibi hesaplanabilir (S. W. Chang vd., 2021; Maradiya vd, 2018; Tepe, 2021; Tepe, vd, 2020; Tepe, vd, 2020; Wang vd, 2001).

$$TPF = \frac{Nu_1}{Nu_0} \left(\frac{f_1}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (12)$$

Çukurlu/çıkıntılı kanatın Termal Performans Faktörüne etkisi Şekil 11.'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere $Re=500$ 'de öne sürülen tasarımlarda TPF 1'in altındadır. Bu nedenle düşük Re sayısında çukurlu/çıkıntılı kanatın ısı transferi arttırımı için yararlı bir tasarım olmadığı söylenebilir. Bunun sebebi, düşük Re sayısında akış alanı içerisinde oluşan girdabın büyüklüğü ısı transferinin iyileştirmesinde önemli bir etken olan aşağı yönde ikincil hava akımlarının yaratılmasında yetersiz kalmasıdır. Buna karşın Re sayısı arttıkça basınç kaybına kıyasla ısı transfer hızında ortaya çıkan artışın daha fazla olması TPF'nün 1'in üzerine çıkmasını sağlamıştır. Sonuç olarak kanatlı-borulu ısı değiştiricileri için en yararlı tasarımın $Re=2000$ 'de $TPF=1,63$ ile dairesel çukurlu/çıkıntılı kanat tasarımının olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 11. Çukurun/çıkıntının Termal Performans Faktörüne etkisi.

4. Sonuç

Bu çalışmada kanatlı-borulu ısı değiştiricisinde kanat üzerinde oluşturulan çukurun/çıkıntının ısı transfer performansına etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Isı değiştiricisinin borusu düz duvarlı olarak tasarlanmıştır. Çukurlar/çıkıntılar düz kanat üzerine çift sıralı olarak yerleştirilmiştir. Tasarım parametreleri olarak dairesel, $a/b=0,667$ ve $a/b=1,50$ olacak şekilde iki farklı ovallik oranı olmak üzere toplam üç farklı çukur/çıkıntı tasarımı incelenmiştir. Çukur derinlikleri ve çukurların kesit alanları sabit tutulmuş olup sırasıyla 1,40 mm ve 6,16 mm²'dir. Farklı akış hızlarında çukurun/çıkıntının ısı transfer performansına etkisini ortaya çıkarmak için hesaplamalar 500, 1000, 1500 ve 2000 olmak üzere dört farklı Re sayısında gerçekleştirilmiştir. Sayısal hesaplamalar Ansys FLUENT 19.2 programında ve RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Yapılan bu çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

1. Kanat üzerinde yer alan çıkıntı akış alanı içerisinde bir çift girdap oluşumuna sebep olmuştur. Akış alanı içerisinde oluşan bu girdaplar kanat yüzeyine doğru ikincil hava akışının ortaya çıkmasını sağlamış ve soğuk akışkanın devamlı olarak yüzeye taşıyarak ısı transferinin artmasına katkıda bulunduğu tespit edilmiştir.
2. Yanal ortalamalı Nu sayısı dağılımları incelendiğinde özellikle çukur/çıkıntı bölgesinde yerel ısı transfer hızında ani bir artışın olduğu tespit edilmiştir. Bunun sebebi ana akışın çıkıntının ön yüzüne ve çukurun akış doğrultusuna göre aşağı kenarına doğrudan çarpmasından kaynaklanmaktadır. Bir başka ifadeyle, yüzeye çarpan hava akışı bu bölgede sınır tabaka kalınlığını azaltarak ısı transfer hızının artmasına neden olmuştur.
3. Kanatlı-borulu ısı değiştiricisinin duvarlarında ortalama ısı transfer hızı incelendiğinde nispeten düşük Re sayısında ($Re \leq 1500$) dairesel kesitli çukur/çıkıntı oval çukurluğa/çıkıntıya kıyasla daha yüksek ısı transfer hızının elde edilmesini sağlamıştır. Sonuç olarak kanal duvarlarının tamamında ortalama ısı transferindeki en yüksek artış %26,63 ile $Re=1500$ 'de dairesel kesitli çukur/çıkıntı ile elde edilmiştir.
4. Termal Performans Faktörü sonuçları, ısı transfer hızını arttırmak için kanat yüzeyine çukur/çıkıntı yerleştirmenin nispeten düşük Re sayısında ($Re=500$) uygun bir tasarım olmadığını ortaya çıkarmıştır. Bunun sebebi, düşük Re sayısında ısı transfer hızının artmasında önemli rolü olan aşağı yönde ikincil akışları ortaya çıkaracak büyüklükte girdap üretilmemesine bağlanmıştır. Buna karşın hava akışının hızı arttıkça ikincil hava akışlarının üretilmesine bağlı olarak TPF de artmıştır. Sonuç olarak kanatlı-borulu ısı değiştiricisinde en yüksek TPF 1,63 ile dairesel kesitli çukurlu/çıkıntılı kanat ile $Re=2000$ 'de elde edilmiştir.

Kısaltmalar

A_s	Yüzey alanı	[m ²]
A_c	Kanal kesit alanı	[m ²]
d	Hidrolik çap	[m]
D/d	Boyutsuz çukur derinliği	
f_0	Düz kanatın sürtünme faktörü	
f_1	Çukurlu/çıkıntılı kanatın sürtünme faktörü	
h	Ortalama taşınım ısı transfer katsayısı	[W/m ² K]
H	Kanat aralığı	[m]
H/d	Boyutsuz çıkıntı yüksekliği	
I	Türbülans yoğunluğu	
Nu_0	Düz kanatın ortalama Nu sayısı	
Nu_1	Çukurlu/çıkıntılı kanatın ortalama Nu sayısı	
P	Kanal kesitinin çevre uzunluğu	[m]
p	Akış doğrultusuna çukur/çıkıntı aralığı	[m]
s	Yanal doğrultuda çukur/çıkıntı aralığı	[m]
t	kanat kalınlığı	[m]
T_c	Hava çıkış sıcaklığı	[K]

T_d	Duvar sıcaklığı	
T_g	Hava giriş sıcaklığı	[K]
T_s	Ortalama yüzey sıcaklığı	[K]
T_b	Akışkanın yığın sıcaklığı	[K]
u	Ortalama akış hızı	[m/s]
u_c	Minimum kesit alanda akış hızı	[m/s]
ν	Kinematik viskozite	[m ² /s]
W	Boru merkezleri arası mesafe	[m]
x	Akış doğrultusu eksen	[m]
x/d	Boyutsuz akış yönü mesafesi	
y	yanal eksen	[m]
y^+	boyutsuz duvar mesafesi	
z	Akışa dik eksen	[m]

Semboller

ρ	Havanın yoğunluğu	[kg/m ³]
μ	Dinamik viskozite	[Pa.s]

Alt ve Üst Simgeler

φ	çıkış
g	giriş
s	yüzey

Kaynakça

- ANSYS Inc. (2018). ANSYS Fluent, Release 19.1, Help System, Theory Guide. In ANSYS FLUENT 19.1.
- Caliskan, S. (2013). Flow and heat transfer characteristics of transverse perforated ribs under impingement jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 66(1), 244–260. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.027
- Carpio, J., & Valencia, A. (2020). Heat transfer enhancement through longitudinal vortex generators in compact heat exchangers with flat tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, xxx, 105035. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.105035
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *HEAT AND MASS TRANSFER FUNDAMENTALS & APPLICATIONS*. New York: McGraw-Hill Education.
- Chang, L. M., Wang, L. B., Song, K. W., Sun, D. L., & Fan, J. F. (2009). Numerical study of the relationship between heat transfer enhancement and absolute vorticity flux along main flow direction in a channel formed by a flat tube bank fin with vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(7–8), 1794–1801. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.09.029
- Chang, S. W., Chiang, P., & Cai, W. L. (2021). Thermal performance of impinging jet-row onto trapezoidal channel with different effusion and discharge conditions. *International Journal of Thermal Sciences*, 159(May 2020), 106590. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106590
- Chu, P., He, Y. L., Lei, Y. G., Tian, L. T., & Li, R. (2009). Three-dimensional numerical study on fin-and-oval-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 29(5–6), 859–876. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.04.021
- Du, X., Feng, L., Li, L., Yang, L., & Yang, Y. (2014). Heat transfer enhancement of wavy finned flat tube by punched

- longitudinal vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75, 368–380. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.03.081
- Du, X., Feng, L., Yang, Y., & Yang, L. (2013). Experimental study on heat transfer enhancement of wavy finned flat tube with longitudinal vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 55–62. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.05.024
- Eiamsa-Ard, S., & Changcharoen, W. (2011). Analysis of turbulent heat transfer and fluid flow in channels with various ribbed internal surfaces. *Journal of Thermal Science*, 20(3), 260–267. doi: 10.1007/s11630-011-0468-3
- Gentry, M. C., & Jacobi, A. M. (1997). Heat Transfer Enhancement by Delta-Wing Vortex Generators on a Flat Plate: Vortex Interactions with the Boundary Layer. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14(3), 231–242. doi: 10.1016/S0894-1777(96)00067-2
- He, Y. L., Han, H., Tao, W. Q., & Zhang, Y. W. (2012). Numerical study of heat-transfer enhancement by punched winglet-type vortex generator arrays in fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(21–22), 5449–5458. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.04.059
- Huisseune, H., T'Joel, C., De Jaeger, P., Ameel, B., De Schampheleire, S., & De Paepe, M. (2013). Influence of the louver and delta winglet geometry on the thermal hydraulic performance of a compound heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 57(1), 58–72. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.10.016
- Huisseune, Henk, T'Joel, C., Jaeger, P. De, Ameel, B., Schampheleire, S. De, & Paepe, M. De. (2013). Performance enhancement of a louvered fin heat exchanger by using delta winglet vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 56(1–2), 475–487. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.09.004
- Jing, Q., Zhang, D., & Xie, Y. (2018). Numerical investigations of impingement cooling performance on flat and non-flat targets with dimple/protrusion and triangular rib. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126(Part-A), 169–190. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.009
- Kumar, A., Joshi, J. B., & Nayak, A. K. (2017). A comparison of thermal-hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD simulations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109, 336–356. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.102
- Lemouedda, A., Schmid, A., Franz, E., Breuer, M., & Delgado, A. (2011). Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 31(8–9), 1393–1401. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.12.035
- Li, J., Wang, S., Chen, J., & Lei, Y. G. (2011). Numerical study on a slit fin-and-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9–10), 1743–1751. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.01.017
- Li, M. J., Zhou, W. J., Zhang, J. F., Fan, J. F., He, Y. L., & Tao, W. Q. (2014). Heat transfer and pressure performance of a plain fin with radially arranged winglets around each tube in fin-and-tube heat transfer surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 70, 734–744. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.11.024
- Lin, C. N., Liu, Y. W., & Leu, J. S. (2008). Heat transfer and fluid flow analysis for plate-fin and oval tube heat exchangers with vortex generators. *Heat Transfer Engineering*, 29(7), 588–596. doi: 10.1080/01457630801922279
- Lin, Z. M., Liu, C. P., Lin, M., & Wang, L. B. (2015). Numerical study of flow and heat transfer enhancement of circular tube bank fin heat exchanger with curved delta-winglet vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 88, 198–210. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.11.079
- Maradiya, C., Vadher, J., & Agarwal, R. (2018). The heat transfer enhancement techniques and their Thermal Performance Factor. *Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences*, 7(1), 1–21. doi: 10.1016/j.bjbas.2017.10.001
- Modi, A. J., Kalel, N. A., & Rathod, M. K. (2020). Thermal performance augmentation of fin-and-tube heat exchanger using rectangular winglet vortex generators having circular punched holes. In *International Journal of Heat and Mass Transfer* (Vol. 158). doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119724
- Moreno, R. R., Pérez, A. M., & Pérez, R. B. (2020). Numerical optimization of a heat exchanger with slit fins and vortex generators using genetic algorithms. In *International Journal of Refrigeration* (Vol. 119, pp. 247–256). doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.07.023
- Rao, Y., Wan, C., & Xu, Y. (2012). An experimental study of pressure loss and heat transfer in the pin fin-dimple channels with various dimple depths. In *International Journal of Heat and Mass Transfer* (Vol. 55, Issues 23–24, pp. 6723–6733). doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.06.081
- Singh, P., & Ekkad, S. (2016). Effects of Rotation on Heat Transfer due to Jet Impingement on Cylindrical Dimpled Target Surface. *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, 49798, V05BT16A010. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.1115/GT2016-57145>
- Sinha, A., Chattopadhyay, H., Iyengar, A. K., & Biswas, G. (2016). Enhancement of heat transfer in a fin-tube heat exchanger using rectangular winglet type vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 101, 667–681. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.032
- Skullong, S., Thianpong, C., Jayranaiwachira, N., & Promvong, P. (2016). Experimental and numerical heat transfer investigation in turbulent square-duct flow through oblique horseshoe baffles. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 99, 58–71. doi: 10.1016/j.cep.2015.11.008
- Tepe, A. Ü. (2021). Numerical investigation of a novel jet hole design for staggered array jet impingement cooling on a semicircular concave surface. *International Journal of Thermal Sciences*, 162(December 2020), 106792. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106792
- Tepe, A. Ü., Uysal, Ü., Yetişken, Y., & Arslan, K. (2020). Jet impingement cooling on a rib-roughened surface using extended jet holes. *Applied Thermal Engineering*, 178(June), 115601. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115601>
- Tepe, A. Ü., Yetişken, Y., Uysal, Ü., & Arslan, K. (2020). Experimental and numerical investigation of jet impingement cooling using extended jet holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119945
- Tiwari, S., Maurya, D., Biswas, G., & Eswaran, V. (2003). Heat transfer enhancement in cross-flow heat exchangers using

- oval tubes and multiple delta winglets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(15), 2841–2856. doi: 10.1016/S0017-9310(03)00047-4
- Wan, C., Rao, Y., & Chen, P. (2015). Numerical predictions of jet impingement heat transfer on square pin-fin roughened plates. *Applied Thermal Engineering*, 80(1), 301–309. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.053
- Wang, S., Guo, Z. Y., & Li, Z. X. (2001). Heat transfer enhancement by using metallic filament insert in channel flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. doi: 10.1016/S0017-9310(00)00173-3
- Wu, H., Ting, D. S. K., & Ray, S. (2018). The effect of delta winglet attack angle on the heat transfer performance of a flat surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 120, 117–126. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.12.030
- Xie, G., Liu, J., Ligrani, P. M., & Zhang, W. (2013). Numerical analysis of flow structure and heat transfer characteristics in square channels with different internal-protruded dimple geometries. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 67, 81–97. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.094
- Xie, G., & Sundén, B. (2010). Numerical predictions of augmented heat transfer of an internal blade tip-wall by hemispherical dimples. In *International Journal of Heat and Mass Transfer* (Vol. 53, Issues 25–26, pp. 5639–5650). doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.08.019
- Xie, J., & Lee, H. M. (2020). Flow and heat transfer performances of directly printed curved-rectangular vortex generators in a compact fin-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 180(July). doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115830
- Xie, Y., Qu, H., & Zhang, D. (2015). Numerical investigation of flow and heat transfer in rectangular channel with teardrop dimple/protrusion. In *International Journal of Heat and Mass Transfer* (Vol. 84, pp. 486–496). doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.055
- Yakhot, V., Orszag, S. A., Thangam, S., Gatski, T. B., & Speziale, C. G. (1992). Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique. *Physics of Fluids A*. doi: 10.1063/1.858424
- Yang, Y., Ting, D. S. K., & Ray, S. (2020). Heat transfer enhancement of a heated flat surface via a flexible strip pair. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 159. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120139
- Zhao, X. B., Tang, G. H., Ma, X. W., Jin, Y., & Tao, W. Q. (2014). Numerical investigation of heat transfer and erosion characteristics for H-type finned oval tube with longitudinal vortex generators and dimples. In *Applied Energy* (Vol. 127, pp. 93–104). doi: 10.1016/j.apenergy.2014.04.033