

Tek Taraflı Isıtmaya Maruz Yüksek Şekil Oranlı Minikanalarda Pasif Akış Kontrol Yöntemi Kullanılarak Isı Transferinin İyileştirilmesi

Erhan FIRAT*¹

¹*Munzur Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Tunceli*

Geliş tarihi: 08.05.2018

Kabul tarihi: 25.12.2018

Öz

Pasif akış kontrol silindirin olduğu ve olmadığı durumlarda, bir geniş yüzeyinden ısıtılan dar, dikdörtgen şeklindeki bir minikanal içerisindeki taşınım ile ısı transferi durumunun hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) benzetiminin sonuçları rapor edilmiştir. Silindirin çapı (d), kanal yüksekliğinin (t) yaklaşık olarak onda biri kadardır. Bu çalışmanın amacı, ısıtılan kanal duvarı ve silindirin merkezi arasındaki üç farklı mesafeyi (s) çalışarak, pasif kontrol silindirin sistemin ısı performansını üzerindeki etkisini anlamaktır. Test edilen boyutsuz mesafelere (s/t) bakılmaksızın, pasif kontrol silindirin mevcudiyetinde sistemin ısı performansının iyileştiği bulunmuştur. Bu, üniform ısı akısına maruz kalan yüzey üzerindeki hidrodinamik sınır tabaka ile sırayla büyük-ölçekli çevrilere dökülen, silindirden olan serbest kayma tabakalarının şiddetli etkileşimlerine dayandırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı transferi iyileştirilmesi, Pasif akış kontrolü, Minikanal, HAD

Heat Transfer Enhancement in a High Aspect Ratio Minichannel Heated on one Side Using a Passive Flow Control Method

Abstract

The results of computational fluid dynamics (CFD) simulation for convective heat transfer in a narrow rectangular minichannel heated on one large side, with and without the presence of passive flow control cylinder, are reported. The diameter of the cylinder (d) is approximately one tenth of the height of the channel (t). The objective of this study is to understand the effect of the passive control cylinder on thermal performance of the system by studying three different distances (s) between the heated channel wall and the center of the cylinder. It was found that the thermal performance of the system enhanced in the presence of the passive control cylinder regardless of non-dimensional distances (s/t) tested. This was attributed to the strong interactions between free shear layers from the cylinder that alternately shed large-scale vortices and hydrodynamic boundary layer on the surface that is subjected to a uniform heat flux.

Keywords: Heat transfer enhancement, Passive flow control, Minichannel, CFD

*Sorumlu yazar (Corresponding author): Erhan FIRAT, efirat@munzur.edu.tr

1. GİRİŞ

Malzeme test reaktörü (Materials Testing Reactor, MTR), yoğun nötron ışınımının meydana getirdiği bir akışın belirli bir malzeme üzerinde oluşturulması sonucu, yakıt ve malzemenin nasıl davranışlar sergilediğini görmemizi sağlayan çok yönlü bir araştırma istasyonudur. Nötron bombardımanı sonucu hem reaktör kafesinin hem de nötron yansıtıcının soğutulması gerekmektedir. Bu reaktör için geliştirilen plaka-tipli, kısa aralıklarla yerleştirilmiş yakıt elementlerinin kullanımı, soğutucu akışkanı dar kesitli (yüksek şekil oranına sahip) kanallardan geçmeye zorlamaktadır [1]. Şekil oranı (AR), dikdörtgen bir kanal için Eşitlik 1'deki gibi ifade edilebilir.

$$AR = \frac{w}{t} \quad (1)$$

Burada w kanal genişliğini, t ise kanal yüksekliğini ifade etmektedir. Forrest ve arkadaşları [1] yüksek şekil oranına sahip bir dikdörtgen kanalı (26:1) bir geniş yüzeyinden ısıtarak, hem geçiş hem de türbülanslı akış rejimlerinin hakim olduğu iç akış durumlarını içeren belirli bir Reynolds sayısı aralığı ($4000 < Re < 70000$) ve belirli bir Prandtl sayısı aralığı ($2,2 < Pr < 5,4$) için basınç düşüşüne bağlı sürtünme faktörünün (f) ve Nusselt sayısının (Nu) değişimlerini göstermişler ve kanal boyunca olan zaman-ortalama Nusselt sayısı (Nu_{ort}) için ampirik ve yarı-analitik bağıntılar sunmuşlardır. Bu çalışmanın amacı ise, Forrest ve arkadaşlarının [1] sunmuş olduğu deneysel verilerden faydalanarak aynı şartlar altında akışın benzetimini (simülasyon) yapmak, sonuçları kıyaslamak, sonrasında ise kanal içerisinde önceden belirlenmiş üç farklı konuma sırasıyla yerleştirilen sabit dairesel silindir yardımı ile akışa belirli bölgelerde müdahalelerde bulunarak, sistemin ısı performansını iyileştirmektir. Bu sayısal çalışma, tam gelişmiş türbülanslı akışın hakim olduğu, kanal hidrolik çapına (D_{hid}) bağlı tek bir Re 'de (20000) gerçekleştirilmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Pasif çevri üreteçleri, kanatçıklar, yüzey çıkıntıları ve yüzey oyukları ile kimya, otomotiv ve

elektronik endüstrisindeki birçok uygulama için kullanılan kompakt ısı değiştiricilerinin (eşanjör) ısı performanslarının iyileştirilebildiği görülmüştür. Bunu, akış içerisindeki karışımı artırma yolu ile hidrodinamik ve ısı sınır tabakaları bozarak yapabildikleri saptanmıştır. Bunu fark eden araştırmacılar farklı akış bozucu geometrileri iç akışta kullanarak onların ne denli etkinlik sağladıklarını araştırma yoluna gitmişlerdir. Bilen ve arkadaşları [2] bir dairesel en-kesitli boru içerisinde akmakta olan tam gelişmiş türbülanslı hava akışını ele alarak, boru içerisinde farklı şekillere sahip oyukların (daire, dikdörtgen, ikizkenar yamuk) olması durumunda ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerinin ne tarz değişimler sergilediğini Reynolds sayısının 10000 ile 38000 aralığı için incelemişlerdir. Düz boru ile karşılaştırıldıklarında, daire şeklindeki, dikdörtgen şeklindeki ve ikizkenar yamuk şeklindeki oyukların $Re=38000$ için ısı transferinde, sırasıyla, %63, %47 ve %58'lik iyileşmeler meydana getirdiğini belirtmişlerdir. Isıl iyileşme faktörü ya da ısı performans (η), sabit pompalama gücü için iyileştirme yapılmış yüzeyin ortalama taşınım katsayısının iyileştirme öncesi durumdaki yüzeyin ortalama taşınım katsayısına oranı olarak tanımlanır ve Eşitlik 2'deki gibi ifade edilir [3].

$$\eta = \left(\frac{Nu_{ort}}{Nu_{ort,0}} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (2)$$

Oyuklu boruların, çalışılan Re için elde edilen ısı performanslarının 1,1 ile 1,3 arasında olduğunu da çalışmalarında belirtmişlerdir. Samadifar ve Toghraie [4], altı farklı pasif çevri oluşturucu parçanın, üçgen en kesit alanına sahip plakalı kanatlı ısı değiştiricisinin ısı performansı üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Dikdörtgen şekle sahip pasif çevri oluşturucu parçanın, plakalı kanatlı ısı değiştiricisinin etkinliğini diğerlerine nazaran daha çok arttırdığını belirtmişlerdir. Promvonge ve arkadaşları [5], sabit ısı akısı uygulanan ve içerisine kıvrılmış şerit ile V-tipi kanatçık yerleştirilen bir kare en-kesitli kanalın ısı performansındaki iyileşme durumlarını Reynolds sayısının 4000 ile 30000 değer aralığı için deneysel olarak incelemişlerdir. Kıvrılma oranının 4 olduğu şerit ile V-tipi kanatçığın

kullanıldığı sistem için kanatçık yüksekliğinin kanal yüksekliğine oranının 0,1 ve kanatçıklar arası mesafenin şerit genişliğine oranının 2 olduğu durumda ısıl iyileşme faktörünün en yüksek değerine eriştiği (1,62) belirtilmiştir. Erişilen bu değer, sadece kıvrılmış şeridin kullanıldığı durumda elde edilen değerden %17 daha iyi olduğu da ifade edilmiştir. Bu çalışmada ise akış bozucu eleman olarak çapı, kanal yüksekliğinin %9,67'si kadar olan bir adet dairesel silindiri kullanılacaktır.

3. SAYISAL METODLAR

3.1. Türbülans Modeli

Minikanal içerisindeki akış ve ısı transferi benzetimi, yaygın kullanılan ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan ANSYS Fluent'i kullanarak daimi olmayan Reynolds-ortalama Navier-Stokes, süreklilik ve enerji denklemlerinin çözülmesi sonucunda gerçekleştirilmiştir. Türbülansın modellenmesi için "Standart $k-\omega$ " modelinden faydalanılmıştır. Bu modelin tercih edilmesindeki iki temel unsur, istenilen parametreler için doğruluk bakımından en uygun sonuçlar sunması ve hesaplama maliyetinin istenilen seviyelerde olması olarak açıklanabilir. Bu model kullanıldığında, türbülans kinetik enerji (k) ve özgül yitim oranı (ω), sırasıyla, Eşitlik 3 ve 4'deki transport denklemlerinden elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3)$$

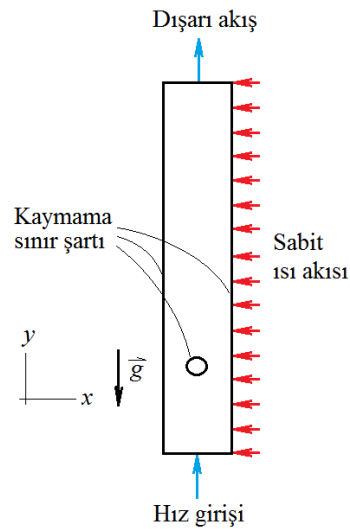
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (4)$$

Denklemlerde yer alan G_k ve G_ω , sırasıyla, k ve ω 'nin oluşumlarını; Γ_k ve Γ_ω , sırasıyla, k ve ω 'nin etkin yayınımlarını; Y_k ve Y_ω , sırasıyla, k ve ω 'nin

yitimlerini; S_k ve S_ω , sırasıyla, k ve ω için kişi tarafından tanımlanan kaynak terimleri temsil etmektedir. Bu terimlerin modellenmeleri hakkındaki detaylara, ticari HAD yazılımının kullanıcı kılavuzundan erişilebilir [6].

3.2. Hesaplama Bölgesi ve Detaylar

Bu çalışma iki temel adımdan meydana gelmektedir: 1) dikdörtgen kesitli, dar ve boş bir minikanal içerisinde düşey doğrultuda aşağıdan yukarıya doğru akan akışkana, kanalın geniş bir yüzeyinden olan ısı transferi durumunu modelleyip yeterli doğrulukta çıktılar elde etmek, 2) kanal içerisinde önceden belirlenen boyutsuz mesafelere sırayla dairesel silindiri yerleştirerek, sistemin ısı performansındaki değişimleri irdelemek. Hesaba katılan fiziksel bölge ve sınır şartları Şekil 1'de verilmiştir. Dean [7], bir kanalın şekil oranının 7'den büyük olduğu durumlarda, kanal içinden olan akışın iki-boyutlu (2B) olarak kabul edilebileceğini bildirmiştir. Bu oran Forrest ve arkadaşları [1] için 26 olduğundan, bu çalışmadaki kanalın 2B olabileceğine kanaat getirilmiştir. Kanal, Kandlikar ve Grande'nin [8] yapmış olduğu sınıflandırmaya göre minikanal sınıfında yer almaktadır.



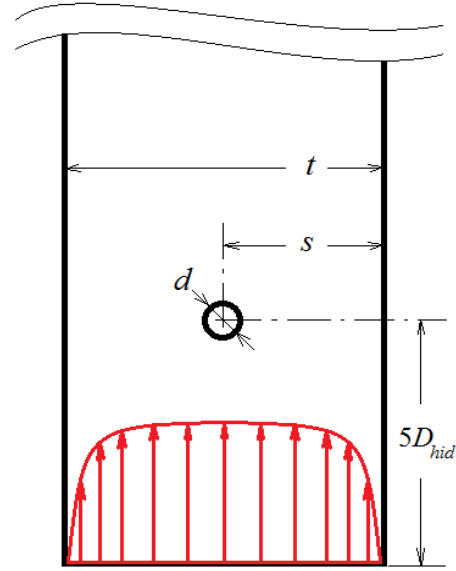
Şekil 1. İki-boyutlu fiziksel bölge ve atanan sınır şartları

Dairesel silindir üzerinden akışta, çapa bağlı Re 'nin yaklaşık olarak 49'u geçtiği anda bu silindirin art izi bölgesinde yer alan iki adet, birbirlerine göre ters yönde dönme hareketi yapan, sabit merkezli çevriler sırasıyla dökülmeye başlarlar. Akışa başka bir müdahale söz konusu olmadığı ve Re , 49'un altına düşmediği sürece çevri dökülme işlemi asla sekteye uğramaz [9]. $Re=1000$ için şekil oranı yüksek bir silindir etrafındaki akış da nominal olarak 2B kabul edilebilir. Bu sebeple hesaplama bölgesi hem kanal hem de silindirin yüksek şekil oranına sahip olmasından dolayı 2B olarak tasarlanmıştır. Bu kabul, elbette, hesaplama maliyetini ciddi oranda düşürmüştür.

Hız girişi sınır şartında, ortalama hızın Re 'yi 20000 yaptığı parabolik bir hız profili tanımlanmıştır. Bu parabolik hız, fiziksel bölge için tanımlanan hidrolik çap ($D_{hid}=4A/P_{iç}$; burada A , akışkanın geçtiği kanal en-kesit alanını, $P_{iç}$ ise, bu alanın çevresini temsil etmektedir) ile aynı hidrolik çapa sahip bir kanal için ampirik bağıntılarla hesaplanan hidrodinamik giriş uzunluğunun 1,3 katından daha uzun bir borunun çıkış kısmından elde edilmiştir. Bu sınır şartı ile tam gelişmiş şekilde hesaplama bölgesine giriş yapan akışkanın yığın sıcaklığı $T_{yığın}=30$ °C'dir. Isı transferinin gerçekleştiği ve gerçekleşmediği geniş yüzey alanına sahip yanal duvarların kesitlerine kaymama sınır şartı atanmıştır. Bunun yanı sıra akışkana ısı transferinin olduğu duvara sabit ısı akısı sınır şartı ($q''>0$) atanmıştır ve giriş ile çıkış yığın sıcaklıkları arasındaki farkı yaklaşık 10 °C'ye eşit veya düşük tutacak bir ısı akısı değeri verilmiştir. Karşısındaki duvar adyabatiktir ($q''=0$). Dışarı akış sınır şartı ise akışkanın hesaplama bölgesini terk eden akışkanın çıkış yaptığı sınıra ait bilgilerin, hesaplama bölgesinden elde edildiği bir sınır şartıdır. Dar kesitli kanal içerisine, ısı transferini iyileştirmek adına yerleştirilen silindirin yüzeyi de adyabatiktir ve buraya da kaymama sınır şartı atanmıştır. Sınır şartları hakkındaki diğer detaylara, ticari HAD yazılımının kullanıcı kılavuzundan erişilebilir [6].

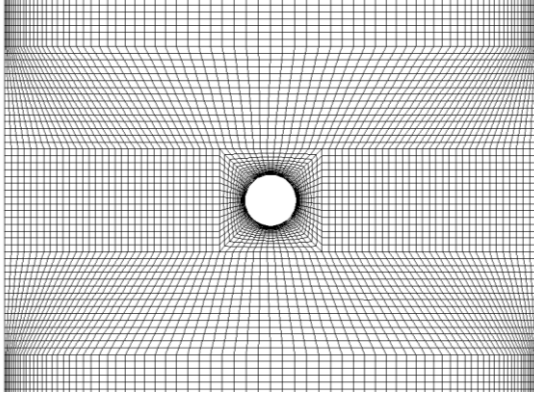
Kanal hidrolik çapına bağlı olarak $T_{yığın}=30$ °C'de elde edilen kanalın Reynolds sayısı 20000 iken silindirin çapına bağlı olarak aynı akışkan sıcaklığı

değerinde elde edilen Reynolds sayısı 1000'dir. Kanal-silindir sistemi için blokaj oranı ($d/t \cdot 100$) %9,67'dir. Silindirin konumu ile ilgili parametreler Şekil 2 içerisinde tanımlanmıştır.



Şekil 2. Kanal başlangıç kısmında tanımlanmış bazı geometrik parametreler

Silindir merkezi, şekilden de görüleceği üzere, kanal başlangıç kesitinden akım yönünde 5 hidrolik çap kadar mesafededir. Daimi olmayan koşullar için gerçekleştirilen bu sayısal çalışma, silindir merkezi ile sabit ısı akısına sahip duvar arası boyutsuz mesafenin (s/t) 4/8, 3/8 ve 2/8 değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Zaman adımı (Δt) ise $Re=1000$ için dış akış durumunda, silindire ait bir çevrinin şekillenmesi için gerekli sürenin 1/100'ü alınarak tespit edilmiştir. Bu değer $2,13 \times 10^{-6}$ s'ye tekabül etmektedir ve sağlıklı bir çözüm için yeterlidir. Toplam akış süresi ise 0,2 s olacak şekilde ayarlanmıştır. Bu akış süresiyle, ortalama akış hızına sahip bir akışkan parçacığı, kanal başlangıç kısmından başlayarak, toplam kanal uzunluğunun 2,73 katı yol alabilir. Akış alanı, gerek içerisinde silindirin bulunmadığı ağıdan bağımsızlık testlerinde olsun gerekse içerisinde silindirin bulunduğu esas testlerde olsun, eş açılı çarpıklık oranı 0,5'in altına düşmediği yapılandırılmış dörtgen ağlarla oluşturulmuştur (Şekil 3).



Şekil 3. Kanal içerisine yerleştirilen dairesel silindir etrafındaki ağ yapısının bir görüntüsü

Yine çözüm kalitesini arttırmak adına, gerek silindir yüzeyinde gerekse kanal yüzeylerinde yer alan ağlardan yüzeye normal yönde yer alan ilk sekizinin sayıları dört kat artırılmıştır.

Sayısal çalışma içerisinde görüleceği üzere akışkana ısı transferi söz konusudur ve bundan dolayı kontrol hacimlerinin yerel sıcaklıkları hesaplamalar sonucunda farklılık gösterecektir. Bu sıcaklık farklılığının akışkan akışı üzerindeki etkilerini iyi bir şekilde görebilmek için, 25 °C ile 85 °C arasında, akışkan yoğunluğunun (ρ), özgül ısısının (c_p), ısı iletim katsayısının (k) ve dinamik viskozitesinin (μ) sıcaklığa bağlı değişimlerini veren deneysel verilerden faydalanarak, yukarıda adı geçen her bir parametre için eğriler uydurulmuştur. Uydurulan bu eğrilere (parabol) ait denklemlerin katsayıları da benzetim programı içerisine eklenmiştir [10]. Kısacası, bu benzetim içerisinde kullanılan akışkanın termofiziksel özellikleri sıcaklığa bağlı değişim sergilemektedir.

3.3. Ağdan Bağımsızlık

Gerçekleştirilmesi planlanan sayısal çalışma için öngörülen ağ sayısının ne olması gerektiği, dört farklı ağ sayısı değerine sahip boş kanal (silindirsiz) için elde edilen f ve Nu_{ort} değerlerinin değişim oranlarını karşılaştırarak elde edilecektir. Karşılaştırmalar sonucunda, şayet ilgili parametrelerin her ikisinde de meydana gelen değişimler %2 civarı veya altında kalırsa, o ağ

sayısı temel alınarak pasif akış kontrol silindirinin bulunduğu modeller kurulacaktır. Farklı ağ sayılarından meydana gelen fiziksel modellerden elde edilen veriler Çizelge 1’de verilmiştir.

M1 nolu modelden M2 nolu modele geçildiğinde f ve Nu_{ort} için elde edilen değerler arasındaki değişimler, sırasıyla, %4,94 ve %6,13’tür. M2 nolu modelden M3 nolu modele geçildiğinde f ve Nu_{ort} için elde edilen değerler arasındaki değişimler, sırasıyla, %2,61 ve %3,59’dur. M4 nolu modele geçildiğinde ise f ve Nu_{ort} için elde edilen değerler arasındaki değişimler, sırasıyla, %1,55 ve %2,03’tür. Bu değişimler temel alındığında, 1536000 ağ sayısına sahip M4 modelinin, bu çalışma için uygun şartları sağladığı açıkça görülmektedir. Bu sebeple, gerçekleştirilmesi planlanan testler için bu model kullanılacaktır.

Çizelge 1. Farklı ağ sayısına sahip modellerden elde edilen veriler (Ağdan bağımsızlık testi)

Model no	Ağ sayısı	f	Nu_{ort}
M1	204000	0,02484	114,43
M2	528000	0,02613	121,90
M3	972000	0,02683	126,44
M4	1536000	0,02725	129,06

3.4. Tasdikleme Çalışmaları

Bilindiği üzere tasdikleme (validation) çalışmaları, sayısal modelin gerçeği ne derece yansıttığını gösterirler ve her HAD çalışmasında bulunması gereken önemli bir unsurdur. Bu çalışmada, $Re=20000$ için M4 nolu fiziksel modelden elde edilen f ve Nu_{ort} değerleri, aynı Re için diğer ampirik bağıntılardan, analitik bağıntılardan ve deneysel çalışmalardan elde edilen değerler ile kıyaslanacaktır.

Blasius [11], pürüzsüz bir boruda tam gelişmiş türbülanslı akışın olduğu durumda ($Re>3000$ için geçerli) sürtünme faktörünün hesaplanması için Eşitlik 5’i önermiştir.

$$f = 0,3164Re^{-0,25} \quad (5)$$

Boru içi boyutsuz pürüzlülüğe ve Re 'ye bağlı olarak verilen kapalı Colebrook denkleminin pürüzsüz borular için uyarlanmış hali (Prandtl denklemi) Eşitlik 6'daki gibidir [12].

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (6)$$

Gnielinski [13], dairesel kesitli borularda tek fazlı akış durumunda ısı transferi oranını saptayabilmek için Eşitlik 7'yi önermiştir.

$$Nu_{ort} = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3}-1)} \quad (7)$$

Bu denklem $2100 < Re < 5 \times 10^6$ ve $0,5 < Pr < 2000$ için geçerlilik sağlamaktadır. Bu denklemde yer alan f değerinin, aşağıda, pürüzsüz dairesel kesitli borular için Petukhov [14] tarafından verilen Eşitlik 8 ile belirlenmesi önerilmektedir.

$$f = [1,82 \log_{10}(Re) - 1,64]^{-2} \quad (8)$$

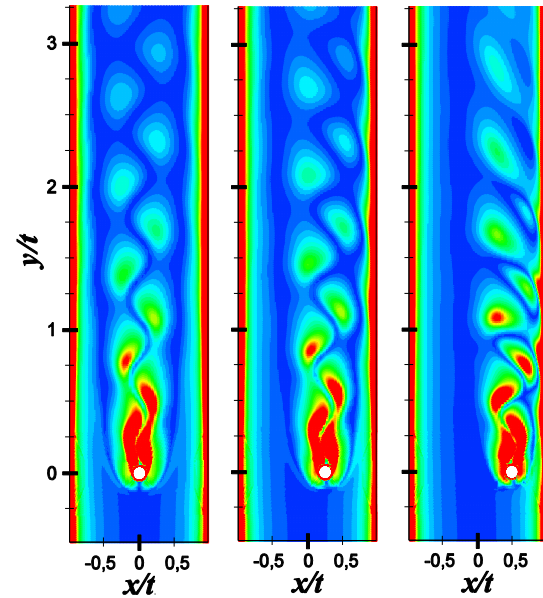
Yukarıda verilen bağıntılar ve Forrest ve arkadaşlarının [1] deneysel çalışmaları göz önüne alındığında, $Re=20000$ için elde edilen f ve Nu_{ort} değerleri, kıyaslama maksadıyla, Çizelge 2 içerisinde sunulmuştur. Görüleceği üzere bu çalışmadan elde edilen f değeri, ampirik ve yarı analitik bağıntılar ile elde edilen değerlerden hafifçe fazla olmasına karşın deneysel olarak elde edilen f ve Nu_{ort} aralığının sınırları içerisinde yer almaktadır.

Çizelge 2. Farklı kaynaklardan $Re=20000$ için toplanan f ve Nu_{ort} değerleri

Kaynak	Denklem	f	Nu_{ort}
[11]	(5)	0,02661	-
[12]	(6)	0,02588	-
[14]	(8)	0,02612	-
Mevcut çalışma (Sayısal)	-	0,02725	129,06
[1] (Deneysel)	-	0,02703 - 0,02970	125,41 - 155,84
[13]	(7)	-	134,90

4. ÇIKTILAR VE İRDELENMESİ

Düzleme dik eksene ait anlık çevrinti vektörünün büyüklüğü, test edilen üç farklı boyutsuz mesafe değerine bağlı olarak Şekil 4'te verilmiştir. Şekil 4'de yer alan x/t ve y/t , sırasıyla, silindir merkezinden olan boyutsuz yatay ve düşey konumları temsil etmektedirler. Bu şekil aynı zamanda, minikanal içine bir akış bozucu silindirin eklenmesi sonucu meydana gelen akış desenini de resmetmektedir.



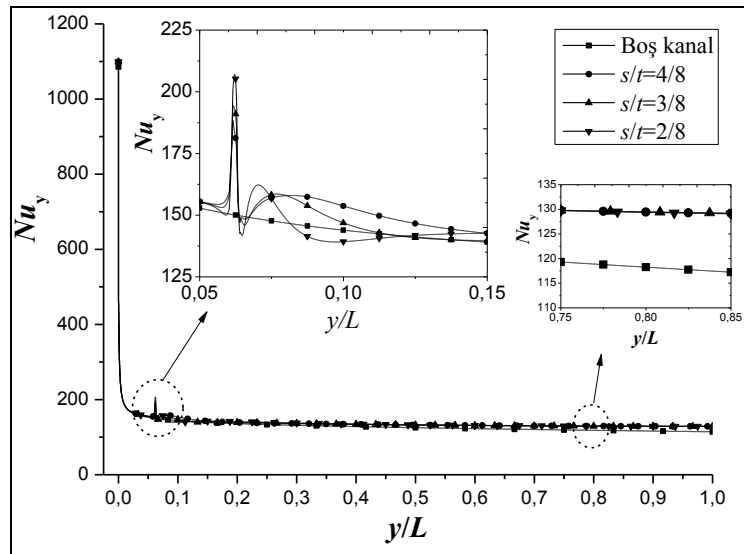
Şekil 4. Farklı boyutsuz mesafe değerleri için (sırasıyla, soldan sağa, $s/t=4/8$, $3/8$ ve $2/8$) düzleme dik eksene ait anlık çevrinti konturları ($\omega_{z,max}=12000$ Hz; $\Delta\omega_z=600$ Hz)

Akış desenleri bize üç boyutsuz mesafe değerinde de minikanal içerisindeki silindirden çevri dökülmesi olduğunu göstermiştir. Şekle bakıldığında, silindir yüzeyinde gelişen hidrodinamik sınır tabaka içerisinde, silindirden ayrılan kayma tabakaları etrafında ve kanal yüzeyinde gelişen hidrodinamik sınır tabaka içerisinde yer alan akışkan parçacıklarının dönümlülüklerinin büyük olduğu aşıkardır (kırmızı renkli kısım).

Silindir art izinde görülen Kármán çevri caddesi, silindir cidara yaklaştıkça simetrik yapısını kaybetmeye başlamış ve cidardaki hidrodinamik sınır tabaka ile etkileşimi şiddetlenmiştir. Bu etkileşim ısı sınır tabakayı da etkilemiştir ve zaman-ortalamalı yerel Nusselt sayısının (Nu_y) Şekil 5'teki gibi şekillenmesini sağlamıştır.

Şekil 5'te yer alan y/L ifadesi, kanal başlangıcından olan boyutsuz kanal uzunluğunu ifade etmektedir. Zaman-ortalamalı yerel ısı taşınım katsayısı Eşitlik 9 ile hesaplanabilir.

$$h_y = \left(\frac{1}{t_s - t_b} \right) \int_{t_b}^{t_s} h \cdot dt \quad (9)$$



Şekil 5. Zaman-ortalamalı yerel Nusselt sayısının ısı akışı verilen yüzey uzunluğunca farklı boyutsuz mesafe değerleri için değişimi

Burada yer alan t_b , uygun bir benzetim başlangıç zamanını, t_s , uygun bir benzetim bitiş zamanını ve h ise anlık ısı taşınım katsayısını temsil etmektedir. Bu katsayı ile zaman-ortalamalı yerel Nusselt sayısı da Eşitlik 10 ile elde edilebilir.

$$Nu_y = \frac{h_y \cdot \Delta y}{k} \quad (10)$$

Burada yer alan Δy , kanal yüzeyindeki kontrol hacmi uzunluğunu, k ise akışkanın ısı iletim katsayısını temsil etmektedir. İlgili şekle dikkatlice bakılırsa, Nu_y 'deki ilk sıçrama tam silindirin bulunduğu konum olan $y/L = 0,061$ civarında gerçekleşmiştir. Silindir kanal cidarına ne kadar yakınsa, Nu_y 'deki sıçrama da o kadar fazla olmuştur. Bu sıçrama noktasından sonra içerisinde silindir bulunan kanallara ait Nu_y değerleri boş

kanalından kanal boyunca hep üstte kalmışlardır. Kanal boyunca olan ortalama ısı taşınım katsayısı Eşitlik 11 ile elde edilebilir.

$$h_{ort} = \frac{1}{L} \int_0^L h_y \cdot dy \quad (11)$$

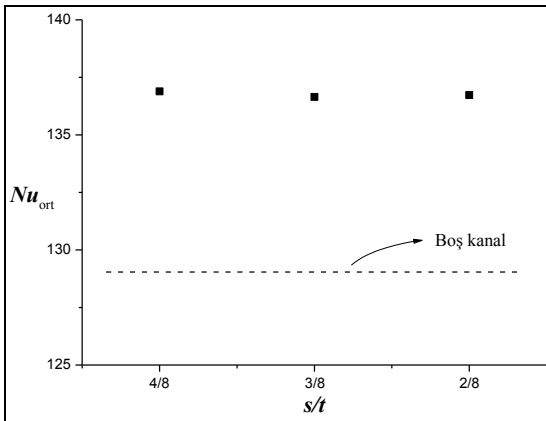
Burada yer alan L , kanal uzunluğunu temsil etmektedir. Bu katsayı ile kanal boyunca olan ortalama Nusselt sayısı Eşitlik 12 ile hesaplanabilir.

$$Nu_{ort} = \frac{h_{ort} \cdot L}{k} \quad (12)$$

Boş kanal ile kıyaslandığında, içerisinde silindir bulunan kanallara ait Nu_{ort} 'un boyutsuz mesafelere göre değişimi Şekil 6 içerisinde sunulmuştur. Minikanal yüksekliğinin onda biri kadarlık çapa sahip tek bir silindir ile s/t 'ye bakılmaksızın,

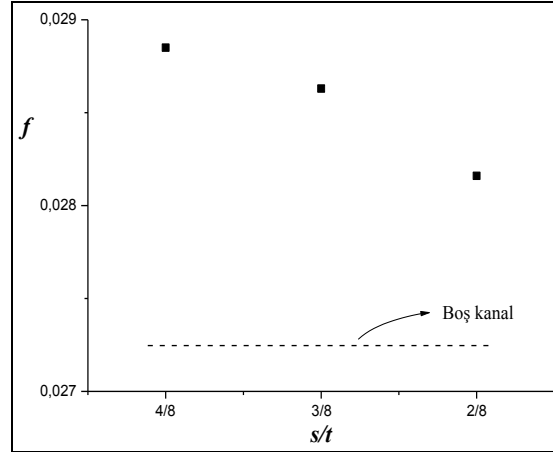
Nu_{ort} 'da %5,8'lik bir artış sağlanmıştır. Elbette silindir, kanal içerisinde bir yerel kayba sebebiyet vermektedir. Bunun değerinin ne kadar olduğunu ise Eşitlik 13 ile hesaplanan Darcy sürtünme faktörü ile anlayabilmekteyiz.

$$f = \frac{\Delta P}{L \cdot \rho \cdot U_{ort}^2} \cdot D_{hid} \quad (13)$$



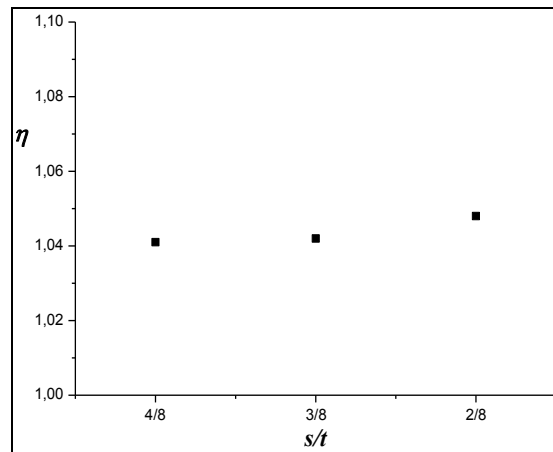
Şekil 6. Kanal boyunca olan ortalama Nusselt sayısının test edilen üç farklı boyutsuz mesafe değeri için değişimi

Burada ΔP , giriş ile çıkış arasındaki basınç farkını, U_{ort} , akışkanın ortalama hızını temsil etmektedir. Şekil 7, içerisinde silindir bulunan kanallara ait f 'nin boyutsuz mesafelere göre değişimini, boş kanal ile kıyaslamalı olarak vermektedir. Burada f 'deki değişime bakıldığında, silindir cidara yaklaştıkça boru giriş çıkışları arasındaki basınç kaybının azaldığı görülmektedir. Bu durum, çevri dökülmesi ile direkt açıklanabilir. Şekil 4'e baktığımızda, silindir $s/t=4/8$ konumunda iken (tam ortada) onun sol ve sağ yüzeylerinden ayrılan kayma tabakaları düzenli çevrilerin şekillenmesine sebep olmaktadır. Silindir cidara yaklaştıkça, onun her iki yüzeyinden ayrılan kayma tabakalarının büyüklükleri arasındaki fark artmakta, bu da daha düzensiz, dolayısıyla da daha kısa ömürlü çevriler meydana gelmesine sebep olmaktadır. Bundan dolayı, burada test edilen s/t aralığı için, dairesel en-kesitli akış bozucu elemanın cidara yakınlığı, ona ait yerel kaybın daha düşük olmasıyla direkt alakalıdır, denilebilir.



Şekil 7. Darcy sürtünme faktörünün test edilen üç farklı boyutsuz mesafe değeri için değişimi

Isıl performansın (η) tanımı ikinci bölümde yapılmış ve onu hesaplamada kullanılan ifade Eşitlik 2'de verilmiştir. Bu eşitlik kullanılarak farklı s/t 'ler için hesaplanan η değerleri Şekil 8 içerisinde verilmiştir. Şekil bizlere, en iyi ısı performans değerinin $s/t=2/8$ konumunda elde edildiğini ($\eta=1,05$), bu konumda elde edilen değer diğerlerine yakın olduğunu ve kanal içerisine, onun yüksekliğinin neredeyse onda biri çapa sahip bir dairesel silindir yerleştirildiğinde ısı performansın 1'den hep büyük olduğunu göstermektedir.



Şekil 8. Isıl performansın test edilen üç farklı boyutsuz mesafe değeri için değişimi

5. SONUÇLAR

Burada gerçekleştirilen sayısal çalışma, Forrest ve arkadaşlarının [1] deneysel çalışmalarında kullandıkları yüksek şekil oranlı minikanalın ısı performansını, dairesel silindir şeklindeki bir akış bozucu elemanı akış sistemine dahil ederek iyileştirmeyi amaçlamaktadır. Çalışmada, ısı performansına etkisi incelenen temel parametre, ısıtılan kanal yüzeyi ile sabit çapa sahip silindir merkezi arası boyutsuz mesafedir ($s/t=2/8$, $3/8$ ve $4/8$). Çalışma sonuçları, en iyi ısı performans değerinin silindir $s/t=2/8$ konumuna yerleştirildiğinde elde edildiğini ($\eta=1,05$) göstermiştir. Bunun temel sebebi ise hem silindir ile yüzey arası mesafenin kısalmışından hem de silindirden olan çevri dökülmesinin devam ediyor olmasından dolayı, silindirden ayrılan kayma tabakalarının ısıtılan yüzeyin hem hidrodinamik hem de ısı sınır tabakası ile daha şiddetli etkileşimlerde bulunması olarak belirtilmiştir. Bu konumda ($s/t=2/8$) elde edilen ısı performans değerinin diğerlerinininkine ($s/t=3/8$ ve $4/8$) yakın olduğu da çalışmadan elde edilen diğer bir sonuçtur. Kanal içerisine, kanal yüksekliğinin neredeyse onda biri çapa sahip bir adet dairesel silindir yerleştirildiğinde, ısı performansın, s/t oranına bakılmaksızın, 1,04'ün altına düşmediğini göstermiştir. Minikanal içerisindeki silindir sayısının artması ile ısı performansın daha da artırılabilceği öngörülmüştür.

6. KAYNAKLAR

1. Forrest, E.C., Hu, L.W., Buongiorno, J., McKrell, T.J., 2016. Convective Heat Transfer in a High Aspect Ratio Minichannel Heated on one Side, *Journal of Heat Transfer*, 138, 021704-1.
2. Bilen, K., Cetin, M., Gul, H., Balta, T., 2009. The Investigation of Groove Geometry Effect on Heat Transfer for Internally Grooved Tubes, *Appl. Therm. Eng.*, 29, 753-761.
3. Webb, R.L., 1981. Performance Evaluation Criteria for Use of Enhanced Heat Transfer Surfaces in Heat Exchanger Design, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 24(4), 715-726.
4. Samadifar, M., Toghraie, D., 2018. Numerical Simulation of Heat Transfer Enhancement in a Plate-fin Heat Exchanger Using a New Type of Vortex Generators, *Appl. Therm. Eng.*, 133, 671-681.
5. Promvong, P., Suwannapan, S., Pimsarn, M., Thianpong, C., 2014. Experimental Study on Heat Transfer in Square Duct with Combined Twisted-tape and Winglet Vortex Generators, *Int. Commun. Heat Mass*, 59, 158-165.
6. Fluent Inc., 2006. *Fluent 6.3 User's Guide*.
7. Dean, R.B., 1978. Reynolds Number Dependence of Skin Friction and Other Bulk Flow Variables in Two-dimensional Rectangular Duct Flow. *J. Fluids Engineering*, 100, 215-233.
8. Kandlikar, S.G., Grande, W.J., 2003. Evolution of Microchannel Flow Passages- Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology. *Heat Transfer Eng.*, 24(1), 3-17.
9. Williamson, C.H.K. 1996. Vortex Dynamics in the Cylinder Wake, 28, 477-539.
10. Liley, P.E., 1984. *Steam Tables in SI Units*, Private Communication, School of Mechanical Eng., Purdue University, West Lafayette, IN, March 1984.
11. Blasius, H., 1912. Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen, *Z. Ver. Dtsch. Ing.*, 56(16), 639-643.
12. Colebrook, C.F., 1939. Turbulent Flow in Pipes, with Particular Reference to the Transition Between the Smooth and Rough Pipe Laws, *Journal of the Institute of Civil Engineers London*, 11, 133-156.
13. Gnielinski, V., 1976. New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, *Int. Chem. Eng.*, 16(2), 359-368.
14. Petukhov, B.S., 1970. Heat Transfer in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties, *Adv. Heat Transfer*, 6, 503-564.

