

Yamuk Kesitli Kanal İçerisinde Hidrodinamik Olarak Tam Gelişmiş Isıl Olarak Gelişmekte Olan Laminer Akış ve Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi

Nevzat Onur¹, Kamil Arslan^{2,*} ve Oğuz Turgut³

¹Çankaya Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 06810, Yenimahalle, Ankara, Türkiye

²Çankırı Karatekin Üniversitesi, Çankırı Meslek Yüksekokulu, 18200, Taşmescit, Çankırı, Türkiye

³Gazi Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 06570, Maltepe, Ankara, Türkiye

*Corresponding author: kamilarslan@karatekin.edu.tr

Özet. Bu çalışmada yamuk kesit alanına sahip bir kanal içerisindeki hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısıl olarak gelişmekte olan üç boyutlu zorlanmış konveksiyon akış ve ısı transferi kararlı rejim ve sabit yüzey sıcaklığı şartlarında sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışma Reynolds sayısının $100 \leq Re \leq 1000$ aralığında gerçekleştirilmiştir. Çalışma akışkanı olarak hava ($Pr \cong 0.7$) kullanılmıştır. Sayısal çalışmanın gerçekleştirilebilmesi için ticari Sayısal Akışkanlar Dinamiği yazılımı olan Ansys Fluent 12.1 paket programı kullanılmıştır. Ortalama Nusselt sayıları ve ortalama Darcy sürtünme faktörleri farklı Reynolds sayıları için sunulmuştur. Yerel Nusselt sayıları kanal boyunca mesafenin fonksiyonu olarak çizilmiştir. Hız ve sıcaklık dağılımları kanal boyunca farklı pozisyonlarda grafiksel olarak verilmiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlar literatürde yapılmış olan benzer çalışmalar ile kıyaslanmış ve sonuçların literatür ile uyum içerisinde olduğu saptanmıştır. Reynolds sayısındaki artışın ısı transferinde artışa ve sürtünme faktöründe azalışa neden olduğu görülmüştür. Yamuk kesitli kanal içerisindeki laminer akışta hidrodinamik ve ısıl olarak tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısı değerinin 2.95 olduğu belirlenmiştir. Sayısal çalışmanın sonucunda, ısı transferi ve sürtünme faktörü değerleri için yeni korelasyonlar elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler. Yamuk kesitli kanal, laminer zorlanmış taşınım, hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısıl olarak gelişmekte olan akış, Ansys Fluent 12.1.

Abstract. In this study, steady-state hydrodynamically fully developed thermally developing three-dimensional laminar forced convection flow and heat transfer in a horizontal smooth trapezoidal duct were numerically investigated under uniform surface temperature condition. Numerical study was carried out for a Reynolds number range of 100 to 1000.

Received August 13, 2012; accepted January 31, 2013.

Bu makale, 26-27 Nisan 2012 tarihlerinde Çankaya Üniversitesi'nin Ankara Merkez yerleşkesinde yapılmış olan 5. Çankaya Üniversitesi Mühendislik ve Teknoloji Sempozyumu'nda sunulan ve sadece geniş bildiri özeti bölümü hakem sürecinden geçerek bu sempozyum kitapçığında yayımlanan bir makalenin revize edilmiş şekli olup Sempozyum Değerlendirme Komitesi tarafından yayımlanmak üzere Çankaya University Journal of Science and Engineering dergisine gönderilmesi önerilmiş ve derginin bağımsız hakem değerlendirmeleri sonucunda yayıma kabul edilmiştir.

Air ($Pr \cong 0.7$) was used as the heat transfer medium. A commercial CFD program Fluent 12.1 was used to carry out the numerical study. Average Nusselt numbers and average Darcy friction factors were presented for different Reynolds numbers. Local Nusselt numbers were plotted as a function of the distance along the duct. Velocity and temperature contours were given as graphically at different positions along the duct. The results obtained from this study were compared with the results of similar studies available in the literature, and the results were found to be in good agreement. It is seen that increase in Reynolds number causes decrease in friction factor and increase in heat transfer. Value of the Nusselt number for hydrodynamically and thermally fully developed laminar flow conditions in trapezoidal cross-sectioned duct was determined to be 2.95. Based on the present numerical investigation, new engineering correlations were obtained for the heat transfer and friction coefficient.

Keywords. Trapezoidal cross-section duct, laminar forced convection, hydrodynamically fully developed thermally developing flow, Ansys Fluent 12.1.

1. Giriş

Dairesel kesitli olmayan kanallar ısı değiştiricilerinde yaygın olarak kullanım alanına sahiptir. Yamuk kesitli kanallar ise kompakt ısı değiştiricilerinde [1] ve çok küçük elektronik elemanların soğutulmasında kullanılmaktadır [2]. Bu tip ısı değiştiricilerinde kanal çapı çok küçüktür ve kanal uzunluğu/çap (L/D_h) oranı çok büyüktür. Akış ise genellikle laminedir.

Literatür incelendiğinde, yamuk kesitli kanallar içerisindeki laminer zorlanmış konveksiyonla ısı transferi konusunda bazı çalışmaların yapılmış olduğu görülmüştür. Shah [3] yapılmış olduğu sayısal çalışmada değişik kesitlere sahip kanallarda laminer akış için hidrodinamik ve ısıl olarak tamamen gelişmiş akış karakteristiklerini incelemiştir. Değişik kesitlerdeki kanalların farklı boyutları için Darcy sürtünme faktörü ve Nusselt sayısının değerleri elde edilmiştir. Kanal köşe açısı değişiminin kanal içerisindeki akış şartlarını etkilediği saptanmıştır. Lawal ve Mujumdar [4] yapılmış oldukları çalışmada kare, yamuk ve beşgen kesitli kanallar içerisindeki laminer akış ve ısı transferini hidrodinamik ve ısıl olarak gelişmekte olan Newtonsel olmayan akışkan için üç boyutlu ve sayısal olarak incelemişlerdir. Kanal içerisindeki yerel Nusselt sayısının kanal boyunca değişimini farklı kesitlerdeki kanallar için elde etmişlerdir. Aparecido ve Cotta [5] yamuk kesitli kanallar içerisindeki tam gelişmiş şartlardaki zorlanmış konveksiyonla geręekleřen laminer akışı integral transform tekniğini kullanarak incelemişlerdir. Değişik köşe açıları için ısı transferi karakteristiklerini sunmuşlardır. Sabit sıcaklık ve sabit ısı akısı sınır şartları için yamuk ve altıgen kesitli kanallar iğindeki tam gelişmiş laminer akış Sadavisam vd. [6] tarafından sonlu farklar metodu kullanılarak incelenmiştir. Çalışmada, yamuk ve altıgen kesitli kanalların

değişik köşe açıları için tam gelişmiş zorlanmış konveksiyon şartlarındaki akış karakteristikleri belirlenmiştir. Sonuçta, kanal içerisindeki Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün kanal geometrisine bağlı olduğu saptanmıştır. Yuan vd. [7] tarafından yapılan bir başka sayısal çalışmada dikdörtgen ve yamuk kesitli kanallar içerisindeki tam gelişmiş laminer akış şartlarındaki akışın ısı ve kütle transferi karakteristikleri incelenmiştir. Çalışmada yamuk ve dikdörtgen kesitli kanalların alt yüzeyi gözenekli, diğer yüzeyleri ise geçirgen olmayan yapıda modellenmiştir. Kanal içerisindeki Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ve kanal taban açısı ile değişimleri incelenmiştir. Geçmiş yıllarda yapılan çalışmalar Shah ve London [8], Kakaç vd. [9] ve Kakaç ve Liu [10] tarafından derlenmiş ve farklı kesitlerdeki kanallar içerisindeki akış şartları için referans kaynaklar oluşturulmuştur. Yamuk kesitli kanallar içerisindeki hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan akış şartları sabit yüzey sıcaklığı ve laminer akış için Renksizbulut ve Niazmand [11] tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar ile kanal içerisindeki akış bölgeleri ve sıcaklık dağılımları analiz edilmiştir.

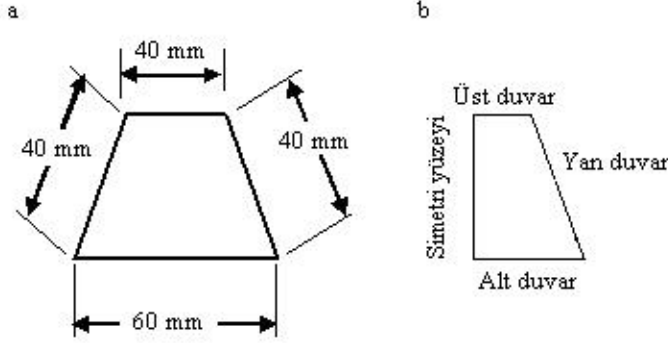
Gerçekleştirilen bu çalışmada ise sabit yüzey sıcaklığında bulunan ikizkenar yamuk kesitli kanal içerisinde laminer akışta hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan ısı transferi problemi kararlı rejim şartlarında sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışmada akışkan olarak hava ($Pr \cong 0.7$) kullanılmıştır. Çalışmadan elde edilen veriler ile ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi incelenmiş ve korelasyonlar sunulmuştur.

2. Sayısal Çalışma

Yapılan sayısal incelemede ikizkenar yamuk kesitli kanal içerisindeki laminer akış üç boyutlu olarak modellenmiştir. Çalışma, Reynolds sayısının 100 ile 1000 arasında değişen değerleri için gerçekleştirilmiştir.

Sayısal çalışmada kullanılan kanalın kesit görünümü Şekil 1a'da görüldüğü gibidir. Kanal kesiti üç kenarının uzunluğu 0.040 m, taban kenarı 0.060 m ve taban açısı 75.5° olan ikizkenar yamuk şeklindedir. Kanalın hidrolik çapı 0.043m'dir.

Çalışmada, kanal girişinde hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartların sağlanabilmesi için sayısal inceleme iki ayrı kanalda yapılmıştır. İlk kanal akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş koşullara ulaşmasını sağlamak amacıyla 2.15 m uzunluğunda tasarlanmıştır (hidrolik çapın 50 katı). İlk kanal ısıtılmamış olup bu kanalda enerji



ŞEKİL 1. Yamuk kesitli kanalın (a) kesit görünümü, (b) simetrik görünümü.

denklemleri çözülmemiştir. İlk kanalın çıkış kısmında elde edilen hız profili ısı etkilerinin de inceleneceği ikinci kanalın giriş kısmına okutulmuş ve böylece ısı etkilerinin inceleneceği ikinci kanala akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş koşullarda girmesi sağlanmıştır. Isıl incelemenin gerçekleştirildiği ikinci kanal ise 1.5 m uzunluğunda tasarlanmıştır. Bu kanalın yüzeyine sabit yüzey sıcaklık şartı uygulanarak kanala hidrodinamik olarak tam gelişmiş koşullarda giren akışın ısı olarak da gelişmeye başlaması sağlanmıştır. Böylece bu kanalda hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan akış şartları elde edilmiştir. Kanal içerisindeki akış laminer şartlarda ve kararlı rejimde modellenmiştir. Akışkan özellikleri akış alanında sabit olarak kabul edilmiş olup havanın giriş sıcaklığı olan 293K’de alınmıştır [12]. Çalışma farklı Reynolds sayıları için tekrarlanmıştır.

Kanal kesitinin simetrik bir yapıya sahip olması nedeni ile sayısal çalışma kanal kesitinin yarısı dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Simetri durumundaki kanalın kesit görünümü Şekil 1b’de verilmiştir.

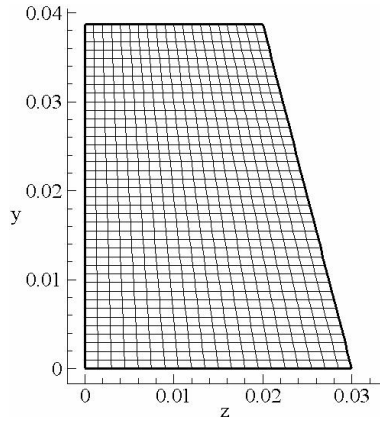
Sayısal çalışma, akış ve ısı transferi problemlerini sonlu hacimler metodu kullanarak çözen Akışkanlar Dinamiği programı olan Ansys Fluent 12.1 paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Problemin çözümünden önce, akış geometrisinin oluşturulması, bu geometrinin hücrelere bölünmesi ve sınır şartlarının belirlenmesi işlemleri sırasıyla gerçekleştirilmiştir.

Çözümler laminer akışta, kararlı rejim, üç boyutlu, sıkıştırılmaz, Newtonsel akışkan ve sabit akışkan özellikleri için doğal konveksiyonun ihmal edildiği şartlar altında gerçekleştirilmiştir. Viskoz disipasyon etkileri ihmal edilmiştir.

Çalışmada çözüm süreklilik, momentum ve enerji denklemleri kullanılarak yapılmıştır. Isıl etkilerin incelenmediği ilk kanalda süreklilik ve momentum denklemleri

çözülürken, ısı etkilerinin incelendiği ikinci kanalda ise süreklilik, momentum, ve enerji denklemleri çözülmüştür.

Temel denklemlerin çözümü için ayrık çözüm yöntemi kullanılmıştır. Basınç-hız çiftinin diskritizasyonu için SIMPLE-algoritması, momentum, ve enerji denklemlerinin diskritizasyonu için ise ikinci mertebeden upwind fark metodu kullanılmıştır. Sayısal çözüme enerji denklemindeki kalıntıların 1×10^{-6} ve diğer denklemlerdeki kalıntıların ise 1×10^{-5} olması durumuna kadar devam edilmiştir. Sayısal çalışmada dikdörtgenler prizması şeklindeki hücre sistemi kullanılmıştır. Tipik hücre yapısı Şekil 2’de görüldüğü gibidir. Çözüm doğruluğunu artırmak için duvarlara doğru kontrol hacimleri artırılmıştır.



ŞEKİL 2. Sayısal çalışmada kullanılan tipik hücre yapısının görünümü.

Yapılan çalışmanın hücre sayısından bağımsız olmasını sağlamak amacı ile hücre sayısı değiştirilerek sayısal çözüm sonucunun değişmediği hücre sayısı bulunana kadar farklı hücre sayılarında sayısal çözümler tekrarlanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda belirli bir hücre sayısından sonra, hücre sayısındaki artışın sayısal çözümün sonucunu etkilemediği görülmüştür. Bu sayede yapılan çalışmanın hücre sayısından bağımsız olması sağlanmıştır. Çalışmanın hücre sayısından bağımsız olmasını sağlamak amacı ile hücre sayılarının x , y ve z koordinatları için $188 \times 20 \times 10$ hücre sayısından $563 \times 60 \times 30$ hücre sayısına kadar toplam altı adet farklı hücre yapısında çözümler tekrarlanmıştır. Çözüm alanındaki hücre sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktöründeki değişimlerin ihmal edilebilir düzeyde olduğu (sırasıyla %0.19 ve %0.09) hücre durumu optimum hücre sayısı olarak ele alınmıştır. Yapılan inceleme sonucunda $375 \times 40 \times 20$ hücre yapısı en uygun hücre yapısı olarak seçilmiştir.

Sayısal çalışmada problem çözümünde kullanılan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sırasıyla şu şekildedir;

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2)$$

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T \quad (3)$$

Eşitlik (1)-(3) için \vec{V} [ms^{-1}] hız vektörü, ρ [kgm^{-3}] havanın yoğunluğu, p [Pa] basınç, μ [$\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$] dinamik viskozite, T [K] sıcaklık, c_p [$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$] özgül ısı, ve k [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$] ısı iletkenlik katsayısıdır.

Eşitlik (1)-(3) ile verilen temel denklemlerin uygun sınır şartları ile birlikte çözülmesi gerekir. Bunun için ilk kanalın girişinde akışın kanala üniform u_0 hızı ile girdiği kabul edilmiştir. Çıkışı ise atmosferik şartlardır. Kanalın yüzeylerinde ise hız için kaymanın olmadığı sınır şartı kullanılmıştır. Isıl etkilerin incelendiği ikinci kanalın girişinde ise ilk kanalın çıkışındaki hız profili girdi olarak okutulmuştur. Bu sayede ikinci kanala akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş koşullarda girmesi sağlanmıştır. Kanal girişinde sıcaklık değeri $T_0=293$ K olarak kabul edilmiştir. Kanalın çıkışında ise yine atmosferik şartlar verilmiştir. İkinci kanalın yüzeylerinde ise sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı hız için kaymanın olmadığı sınır şartı ile birlikte uygulanmıştır. Sıcaklık değeri olarak $T_w=325$ K alınmıştır. Ayrıca, her iki kanal için de simetri eksenini boyunca simetri sınır şartı uygulanmıştır.

Akışkan özelliklerinin akış alanında sabit olduğu kabul edilmiş ve özellikler havanın kanala giriş sıcaklığı olan 293 K'de alınmıştır [12].

Sayısal çalışmadan elde edilen veriler kullanılarak kanaldaki ortalama Nusselt sayısı (Nu_m), ortalama Darcy sürtünme faktörü (f) ve Reynolds sayısı (Re) değerleri sırasıyla Eş. (4)-(6)'deki gibi hesaplanmıştır.

$$Nu_m = h_m D_h / k \quad (4)$$

$$f = \frac{\Delta P (D_h / L)}{\rho u_0^2 / 2} \quad (5)$$

$$Re = \rho u_0 D_h / \mu \quad (6)$$

Burada h_m [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$] ortalama ısı taşınım katsayısı, D_h [m] hidrolik çap ($4 \times$ kesit alan/çevre), k [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$] ısı iletim katsayısı, ΔP [Pa] basınç düşümü, L [m] kanal

uzunluğu, ρ [kgm^{-3}] akışkan yoğunluğu, u_0 [ms^{-1}] akışkanın kanal girişindeki hızı ve μ [$\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$] ise dinamik viskozitedir.

Kanal içerisindeki ortalama ısı taşınım katsayısı şu şekilde hesaplanır:

$$h_m = \dot{Q}/A\Delta T_{ln} \quad (7)$$

Burada \dot{Q} [W] toplam ısı transferi, A [m^2] ısı transferi yüzey alanı ve ΔT_{ln} [K] logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır. Toplam ısı transferi şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{bo} - T_{bi}) \quad (8)$$

Burada \dot{m} [kgs^{-1}] kütleli debi, c_p [$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$] özgül ısı, T_{bi} ve T_{bo} [K] sırasıyla kanal giriş ve çıkışındaki ortalama akışkan sıcaklıklarıdır.

Eşitlik (8)'deki logaritmik ortalama sıcaklık farkı kanal yüzey sıcaklığı T_w [K], akışkanın kanala giriş T_{bi} [K] ve akışkanın kanaldan çıkış T_{bo} [K] sıcaklıkları cinsinden şu şekilde hesaplanır

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (9)$$

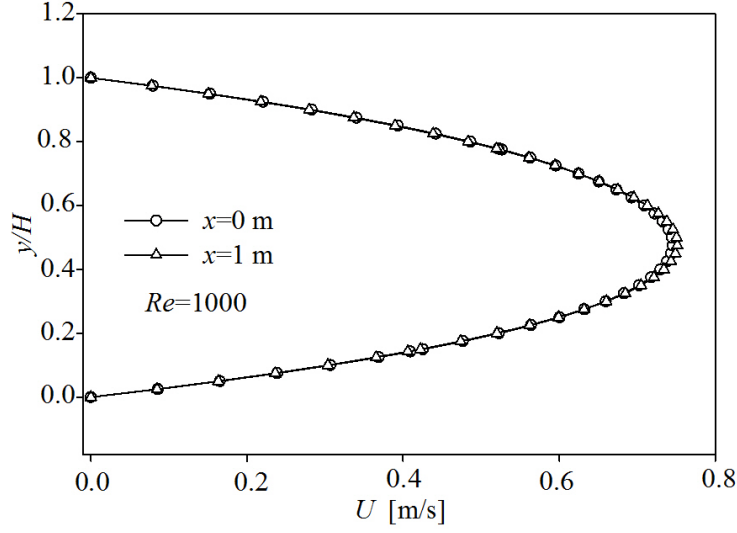
Burada $\Delta T_1 = T_w - T_{bi}$ ve $\Delta T_2 = T_w - T_{bo}$ biçimindedir.

3. Çalışma Sonuçları

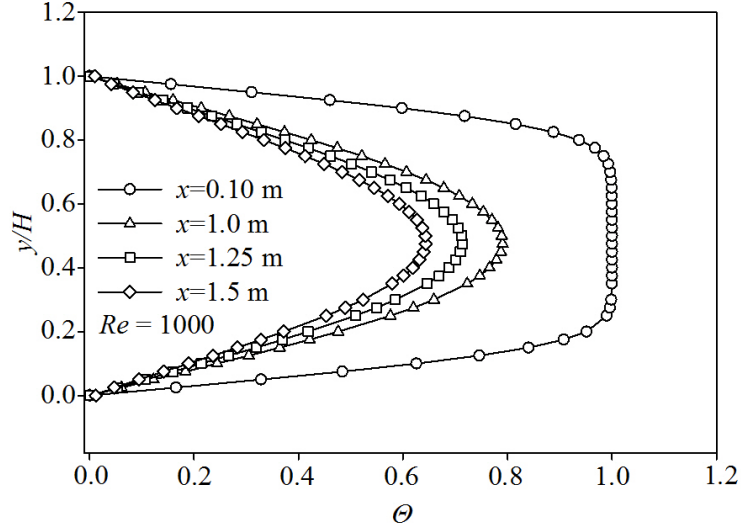
Bu çalışmada, sabit yüzey sıcaklığında bulunan ve kanal hidrolik çapı 0.043 m olan ikizkenar yamuk kesitli kanal içerisindeki hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan akış ve ısı transferi kararlı rejim şartlarında, üç boyutlu sıkıştırılmaz akış için sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma laminar akış şartlarında $100 \leq Re \leq 1000$ değerleri için gerçekleştirilmiştir.

Akışkan, ısı etkilerinin incelendiği ikinci kanala hidrodinamik olarak tam gelişmiş koşullarda girmekte ve ısıtılan kanal içerisinde de ısı olarak gelişmektedir. Şekil 3'de ısıtılan kanalda simetri eksenini üzerinde kanal girişindeki $x = 0$ ve kanal girişinden 1.0 m içerideki hız profilleri kanal yüksekliği boyunca $Re = 1000$ değeri için verilmiştir. Görüldüğü üzere ısıtılan bölge içerisinde akışın hız profili değişmemektedir. Dolayısı ile akış ısıtılan kanal içerisinde kanal girişinden itibaren hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartlara ulaşmış şekilde akmaktadır.

Kanal içerisindeki akış şartlarında boyutsuz sıcaklık profili $\Theta = (T_w - T(x, y, z)) / (T_w - T_i)$ ile ifade edilmektedir [9]. Burada T_w [K] yüzey sıcaklığını, T_i [K] ise akışkanın kanal girişine giriş sıcaklığını ifade etmektedir. Boyutsuz sıcaklık profilinin simetri eksenini üzerinde kanal boyunca değişimi Şekil 4 ile sunulmuştur.



ŞEKİL 3. Kanal içerisinde simetri ekseninde, kanalın girişinde ve kanal girişinden 1.0 m içeride kanal yüksekliği boyunca olan hız profilleri.



ŞEKİL 4. Kanal içerisinde simetri ekseninde kanal boyunca boyutsuz sıcaklık profili.

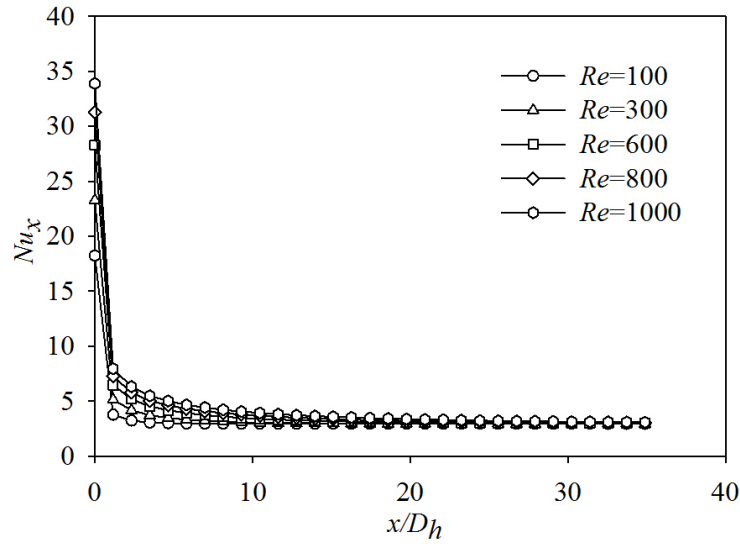
Dairesel kesitli olmayan kanallar için çevresel yönde ortalamalı fakat aksenal yönde yerel Nusselt sayısı Nu_x şu şekilde tanımlanır [8]:

$$Nu_x = \frac{q_x'' D_h}{k(T_w - T_b)_x} \quad (10)$$

Burada q''_x [Wm^{-2}] eksenel yönde x -mesafesinde çevresel yöndeki ortalama ısı akısı, D_h [m] kanal hidrolik çapı, k [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$] ısı iletim katsayısı, T_w [K] ve T_b [K] sırasıyla eksenel x -mesafesindeki duvar ve ortalama akışkan sıcaklıklarıdır. Eksenel yönde x -mesafesindeki ortalama akışkan sıcaklığı şu şekilde hesaplanır:

$$T_b = \frac{1}{A_c U} \int_{A_c} u T dA \quad (11)$$

Burada A_c [m^2] kanal kesit alanı ve U [ms^{-1}] kesit alandaki ortalama akışkan hızıdır. Eşitlik (10) kullanılarak hesaplanan yerel Nusselt sayısının kanal boyunca farklı Reynolds sayılarındaki değerleri grafiksel olarak Şekil 5'te verilmiştir.



ŞEKİL 5. Kanal içerisindeki yerel Nusselt sayısının kanal boyunca değişimi.

Şekilden görüldüğü ve beklenildiği üzere kanal girişindeki yerel Nusselt sayısı tüm Reynolds sayıları için yüksek değerler almıştır. Ayrıca, kanal girişindeki yerel Nusselt sayıları artan Reynolds sayıları ile birlikte artmıştır. Bununla birlikte, yerel Nusselt sayılarının tüm Reynolds sayıları için kanal boyunca düşüş gösterdiği ve belirli bir mesafeden sonra 2.95 değerinde sabit kaldığı görülmüştür. Diğer bir ifade ile; çalışılan Reynolds sayısı aralıklarında kanal uzunluğu ısıl olarak tam gelişmişliği sağlayacak şekilde seçilmiştir ve hidrolik çapı 0.043 m olan yamuk kesitli kanal içerisinde tam gelişmiş akış şartlarında Nusselt sayısı değerinin 2.95 olduğu görülmüştür.

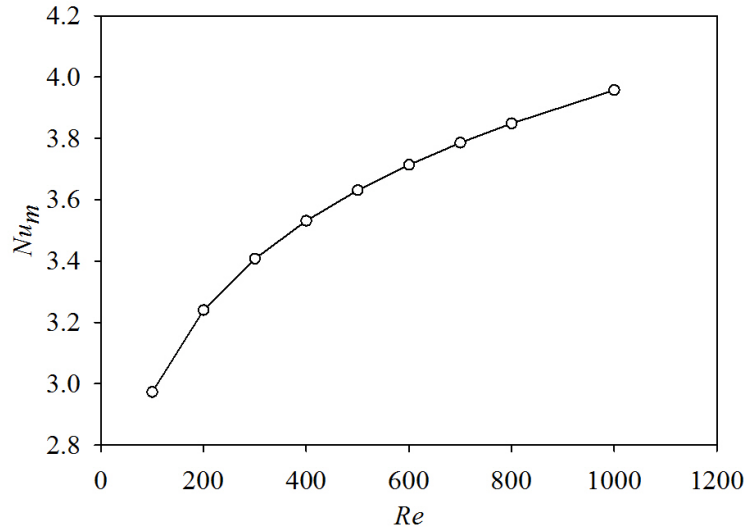
Yapılan çalışmadan elde edilen sayısal sonuçlar ve literatürde yer alan Sadasivam vd. [6] ile Renksizbulut ve Niazmand [11] sonuçları Tablo 1’de verilmiştir. Sayısal çalışmadan elde edilen sonuçların literatür ile uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

TABLE 1. Sayısal sonuçların literatür ile kıyaslanması.

	Nu_x
Sayısal sonuçlar	2.950
Sadasivam vd. [6]	3.139
Renksizbulut ve Niazmand [11]	2.704

Ortalama Nusselt sayısı değerleri farklı Reynolds sayıları için Şekil 6’da verilmiştir. Beklenildiği gibi artan Reynolds sayısı için ortalama Nusselt sayısı artış göstermiştir. En küçük kareler yöntemi kullanılarak kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayısı ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki ampirik olarak Eşitlik (12) şeklinde ifade edilmiştir.

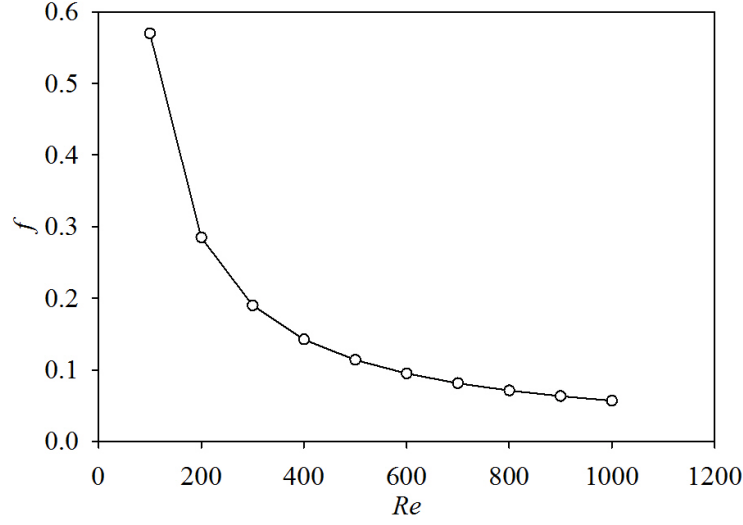
$$Nu_m = 1.678Re^{0.1242} \quad (12)$$



ŞEKİL 6. Kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 7’de ise kanal içerisindeki ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir.

Görüldüğü üzere artan Reynolds sayısı için ortalama Darcy sürtünme faktörü azalmıştır. Ortalama Darcy sürtünme faktörü ile Reynolds sayısı arasındaki bağıntı

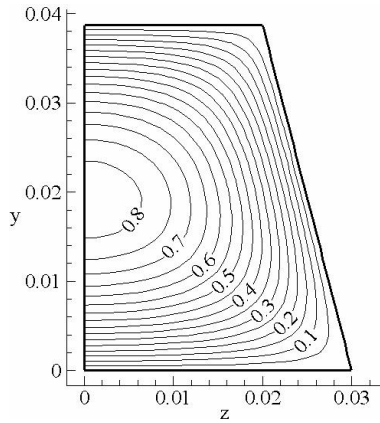


ŞEKİL 7. Ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi.

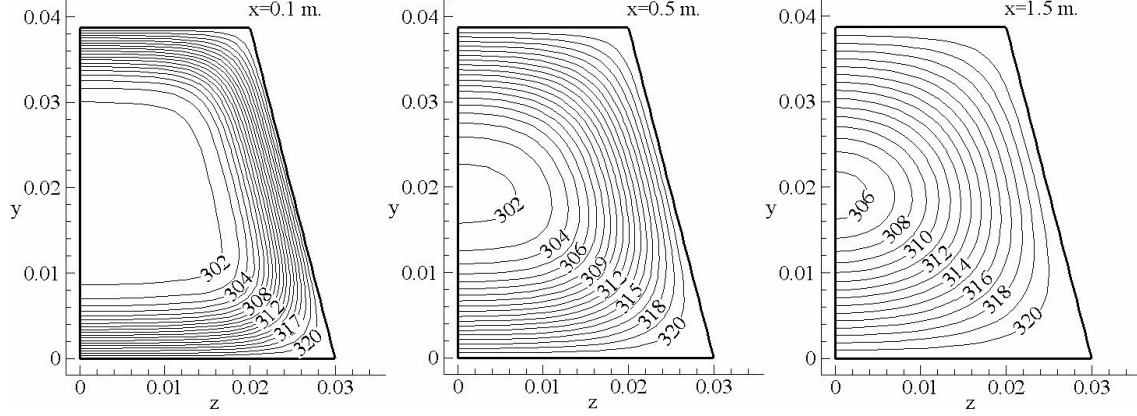
ampirik olarak aşağıdaki şekilde elde edilmiştir:

$$f = 57/Re \quad (13)$$

Kanal boyunca farklı kesitlerde oluşturulan hız ve sıcaklık dağılımları Şekil 8 ve Şekil 9'da sunulmuştur. Şekil 8'de ısıtılan kanalın girişindeki hız değerlerinin dağılımları $Re=1000$ değeri için görülmektedir. Şekilden en yüksek hız değerinin kanal merkezinde olduğu açıkça görülmektedir. Benzer şekilde kanal boyunca farklı pozisyonlardaki sıcaklık kontür grafikleri ise $Re=1000$ için Şekil 9'da verilmiştir.



ŞEKİL 8. Isıtılan kanal girişindeki hız dağılımı.



ŞEKİL 9. Kanal boyunca farklı pozisyonlardaki sıcaklık dağılımları.

4. Tartışma ve Sonuçlar

Bu çalışmada, hidrolik çapı 0.043 m olan sabit yüzey sıcaklığına sahip ikizkenar yamuk kesitli kanal içerisinde laminer akışta hidrodinamik olarak tam gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan ısı transferi problemi sayısal olarak Ansys Fluent 12.1 paket programı kullanılarak incelenmiştir. Çalışma Reynolds sayısının $100 \leq Re \leq 1000$ aralığındaki değerleri için gerçekleştirilmiştir.

Çalışma sonucunda yerel ve ortalama Nusselt sayıları ve ortalama Darcy sürtünme faktörü değerleri elde edilmiştir. Kanal içerisinde farklı Reynolds sayılarındaki ve farklı kesitlerdeki hız ve sıcaklık dağılımları grafiksel olarak verilmiştir. Ayrıca, çalışmadan elde edilen sonuçlar literatürde yapılmış olan benzer çalışmalar ile kıyaslanmış ve sonuçların literatür ile uyum içerisinde olduğu saptanmıştır.

Reynolds sayısındaki artışın ısı transferinde artışa ve sürtünme faktöründe azalışa neden olduğu görülmüştür. Yamuk kesitli kanal içerisindeki laminer akışta hidrodinamik ve ısı olarak tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısı değerinin 2.95 olduğu belirlenmiştir. Ortalama Nusselt sayısı ve ortalama Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi incelenmiş ve çalışma şartları için korelasyonlar elde edilmiştir.

Kaynaklar

- [1] W. M. Kays and A. L. London, *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill, New York, 1964.
- [2] S. M. Flockhart and R. S. Dhariwal, Experimental and numerical investigation into the flow characteristics of channels etched in silicon, *Journal of Fluids Engineering* **120** (1998), 291–295.

- [3] R. K. Shah, Laminar friction and forced convection heat transfer in ducts of arbitrary geometry, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **18** (1975), 849–862.
- [4] A. Lawal and A. S. Mujumdar, Developing flow and heat transfer to power law fluids in square, trapezoidal and pentagonal ducts, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **12** (1985), 23–31.
- [5] J. B. Aparecido and R. M. Cotta, Fully developed laminar flow in trapezoidal ducts, *9th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, 1987 (IX COBEM)* (1987), 25–28.
- [6] R. Sadasivam, R. M. Manglik and M. A. Jog, Fully developed forced convection through trapezoidal and hexagonal ducts, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **42** (1999), 4321–4331.
- [7] J. Yuan, M. Rokni and B. Sundén, Simulation of fully developed laminar heat and mass transfer in fuel cell ducts with different cross-sections, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **44** (2001), 4047–4058.
- [8] R. K. Shah and A. L. London, *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, Academic Press Inc., New York, 1978.
- [9] S. Kakaç, R. K. Shah and W. Aung, *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, John Wiley and Sons, USA, 1987.
- [10] S. Kakaç and H. Liu, *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design*, CRC Press, USA, 2002.
- [11] M. Renksizbulut and H. Niazmand, Laminar flow and heat transfer in the entrance region of trapezoidal channels with constant wall temperature, *Journal of Heat Transfer* **128** (2006), 63–74.
- [12] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, USA, 2007.

