

HELİSEL TÜRBÜLATÖRÜN ISI GEÇİŞİNE ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

Nihal UĞURLUBİLEK¹, İ. Yalçın URALCAN²

ÖZET : Bu çalışmada, 18 mm çaplı bakır bir borunun içine sıkı geçme olarak konulan helisel bir türbülatorün ısı geçişine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma akışkanı su kabul edilmiştir ($Pr=2,45$). Reynolds sayısı 1000-20.000 aralığında alınmıştır. Dış ortamda kaynama olduğu kabul edilmiştir. Boru boyu ve et kalınlığı sırasıyla 250 ve 1 mm' dir. Üç farklı sarım sayısı (5, 10 ve 20) kabul edilmiştir. Korunum denklemleri Simple algoritması ve türbülanslı akış modeli olarak Realizable k -modeli kullanılarak çözülmüştür. Üç farklı geometri için sayısal olarak bulunan Nusselt değerleri, Reynolds sayısına bağlı olarak kaynaklardaki mevcut bağıntılardan elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak; helisel türbülatorlü boruların laminar akışta düz boruya göre ısı geçişini arttırdığı türbülanslı akışta ise termodinamik açıdan verimli olmadığı görülmüştür.

ANAHTAR KELİMELELER : Isı Geçişi, Sayısal, Helisel türbülator, Taşınım, Tek fazlı akış.

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF HELICAL TURBULATOR ON THE HEAT TRANSFER

ABSTRACT : In this study, heat transfer in the case of a helical turbulator inserted in a copper tube with 18 mm hydraulic diameter is investigated numerically. The water is taken as the working fluid ($Pr=2,45$). Reynolds number is chosen 1000-20.000. It is considered the boiling condition at the outer surface of the pipe. The pipe length and wall thickness are considered 250 and 1 mm, respectively. Three different number of turns (5, 10 and 20) were accepted. The governing equations are solved using Simple algorithm and Realizable k - model for turbulent regime. The Nusselt number calculated by numerical study and existing correlations in literature are compared each other depending on Reynolds number for the three different geometry. In conclusion; it has been seen that, in the case of laminar flow, the pipe with helical turbulator increases the heat transfer more than the straight pipe, whereas in the case of turbulent flow, it isn't productive in terms of thermodynamics.

KEYWORDS : Heat Transfer, Numerical, Helical Turbulator, Convection, Single Phase.

¹ Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Mak.Müh.Böl., 26480 Meşelik Kamp., ESKİŞEHİR

² İstanbul Teknik Üniversitesi, Mak.Müh.Böl.,Beyoğlu, İSTANBUL

1. GİRİŞ

Isı değiştirme cihazlarının tasarımının ekonomi ve verimdeki öneminden dolayı akademik ve endüstriyel sahadaki en önemli araştırma alanlarından biri ısı geçişini iyileştirme oluşturmaktadır. Genel olarak iyileştirme teknikleri aktif ve pasif teknikler olmak üzere iki gruba ayrılır. Pasif teknikler özel yüzey geometrileri ya da türbülans yaratıcı türbülötörler gerektirir [1]. Dravid vd. [2] helisel sargılı borularda laminer akışta tamamiyle gelişmiş bölgede ve ısı giriş bölgesinde ikincil akışların etkisini sayısal olarak araştırmıştır. Eğrisellikten dolayı oluşan merkezkaç kuvvetlerin oluşturduğu ikincil akışların ısı geçişini artırdığı görülmüştür. Yang vd. [3] helisel sargılı bir boruda tamamiyle gelişmiş laminer konvektif ısı geçişini sayısal olarak çalışmıştır. Prandtl sayısının küçük değerlerinde burulmanın artmasıyla Nusselt sayısı az oranda azalırken büyük değerlerinde önemli oranda azaldığı görülmüştür. Zheng vd. [4] üç boyutlu korunum denklemlerini sonlu hacimler metoduyla ikinci dereceden doğrulukla çözerek bir helisel boruda laminer konvektif ısı geçişi ve ısı radyasyonu analiz etmiştir. Helisel borudaki akış ve sıcaklık alanında ısı radyasyonunun önemli bir etkisi olmamasına rağmen özellikle tam gelişmiş bölgede toplam ısı geçişini iyileştirdiği gözlenmiştir. Acharya vd. [5] sargılı tip ısı değiştiricilerinde sürekli, laminer akışta iki farklı karışımla kaotik partiküllerin ısı geçişini iyileştirmeye etkisini incelemiştir. İyileşme Prandtl sayısı ile üniform olarak artarken, iyileşmenin maksimum olduğu sargı dönme açısı 120° bulunmuştur. Rennie ve Raghavan [6] iki sarımlı helisel ısı değiştiricisi içinde ısı geçişini sayısal olarak çalışmışlardır. İç yüzey Dean sayısına bağlılığın çaplar oranının azalmasıyla azaldığı görülmüştür. Bolinder ve Sundén [7] helisel kare kanallarda tamamiyle gelişmiş laminer akış için farklı Dean ve Prandtl sayılarında sonlu hacimler yöntemiyle momentum denklemlerini çözmüşlerdir. Küçük adımlı kanallarda akış ve ısı transferinin aynı boyutsuz eğrilikli toroidal olarak eğrisel kanallardakine benzer olduğu görülmüştür.

Sillekens vd. [8] helisel sargılı bir ısı değiştiricide korunum denklemlerini çözmek için sonlu farklar yöntemini kullanmıştır. Isı geçişinin merkezkaç kuvvetinden dolayı oluşan ikincil akışlardan yüksek oranda etkilendiği görülmüştür. Lin ve Ebadian [9] helisel boruda üç boyutlu türbülanslı akışı incelemek için standart k- modelini uygulamıştır. Helisel borular için özellikle oldukça büyük eğrilik oranlarında, Nusselt sayısının tam gelişmiş akıştan önce salınımlı olduğu gözlenmiştir. Bir diğer çalışmalarında [10] girişteki türbülans seviyesinin üç boyutlu akışa ve giriş bölgesindeki ısı geçişine etkisini sabit sıcaklık ve üniform giriş şartlarında incelemiştir. Girişteki türbülans seviyesinin sürtünme faktörü ve Nusselt sayısına önemli etkilerinin girişten yalnızca kısa bir aksel mesafe içinde olduğu görülmüştür. Garimella vd. [11] sargılı halka kanallarda zorlanmış konveksiyonda laminer ve geçiş bölgesinde ortalama ısı transfer katsayısını sunmuşlardır. Özellikle laminer bölgede düz halka borulardakinden daha yüksek ısı transfer katsayıları elde edildiği, ancak sargılı düz boruya göre iyileşmenin daha az olduğu, akış geçiş bölgesine girerken ise bu iyileşmenin azaldığı görülmüştür. Eğrisel kanallarla ilgili bunlara

benzer pek çok çalışmanın yanında boru içine bükülü ya da helisel sargılı karıştırıcı eleman koymak da pasif iyileştirme tekniklerinden biridir. Helisel sargılı ya da bükülü tip karıştırıcıların ısı geçişine ve akışa etkisi çeşitli araştırmacılar tarafından araştırılmıştır [12-14]. Bunun nedeni bu tip karıştırıcıların boru içinde dönen akış yaratmasındandır. Boru merkezi ve cidar yakınındaki akışkanın karıştırılması ısı geçişini iyileştirmekte, bununla birlikte sürtünmeyi de arttırmaktadır. Bu tekniğin detayları Bergles [15,16] tarafından tartışılmıştır. Ray ve Date [17] kare kanal içine bükülü tip karıştırıcı koyarak laminar akışta ısı geçişini incelemiştir. Bu çalışma, özellikle daha yüksek Prandtl sayılarında ve daha küçük bükülme oranlarında önemli iyileşmelere ulaşılabildiğini göstermiştir. Gül ve Evin [18] girişe dış yüzeyine helisel kanal açılmış halka kesitli kısa bir boru şeklinde türbülator koyarak boru içindeki ısı geçişini ve sürtünme faktörünü deneysel olarak incelemiştir. İyileşme veriminin artan Reynolds sayısı ile azaldığı görülmüştür.

Helisel sargılı borularda tek fazlı ısı geçişi pek çok araştırmacı tarafından deneysel ve sayısal olarak araştırılmaktadır. Sayısal çalışmaların pek çok parametreyi deneme ve düşük maliyet gibi pek çok avantajı vardır. Ayrıca helisel sargılı boruların karmaşıklığından dolayı deneysel çalışmalarla başa çıkmak çok zordur. Bu çalışmada, daha uzun süre ısı geçiş yüzeyiyle temas halindeki akışkan parçacıklarını korumayı amaçlayan bir iyileştirme tekniği test edilmiştir [19]. Bu amaçla, çapı ve boyu sırasıyla 14 mm ve 250 mm olan içi dolu silindirik bir çubuğun üzerine farklı sarım sayılarında (5, 10 ve 20), 2 mm et kalınlığına sahip helisel bir kanat sarılmıştır. Elde edilen helisel türbülator 18 mm çaplı aynı boyda dairesel kesitli düz bir bakır borunun içine eş eksenli ve sıkı geçme olarak yerleştirilmiştir. Kabul edilen tüm tasarımlarda ısı geçişi Fluent [20] programı kullanılarak sayısal olarak analiz edilmiştir. Çalışma akışkanı su ($Pr = 2,45$) olup Reynolds sayısı 1.000-20.000 aralığındadır. Dış ortamda literatürdeki diğer çalışmalardan farklı olarak kaynama olduğu kabul edilmiştir. Helisel türbülatorün araştırılan tüm sarım sayılarında ısı geçişine etkisi araştırılmıştır.

II. SAYISAL YÖNTEM

Sayısal çalışmada süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini ardı ardına çözen Segregated Çözüm yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem sıkıştırılmaz akışlar için kullanıldığından tercih edilmiştir. Dolayısıyla ayrıklaştırma yöntemi olarak Implicit kullanılmıştır. Çözümler Simple algoritmasına [21] göre yapılmıştır. Second Order İnterpolasyon Yöntemi seçilmiştir. Türbülanslı akış çözümlerinde Standart $k-\epsilon$ modeline göre akım eğrilikleri ve dönme içeren akışlarda fark edilir bir iyileşme gösterdiğinden Realizable $k-\epsilon$ türbülans modeli [22] kullanılmıştır. Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

eşitliği ile verilmiştir. Burada ρ akışkan yoğunluğu, \vec{V} hız vektörüdür.

Momentum korunumu denklemini ise,

$$\frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho \bar{g} + \vec{F} \quad (2)$$

eşitliği ile yazılarak ifade edilmiştir. Burada P statik basınç, \bar{g} yerçekimi ivmesi, $\bar{\bar{\tau}}$ gerilme tensörü, \vec{F} ise gövde kuvvetleridir. Bu çalışmada, kararlı durumda sayısal çözüm elde edildiğinden Eşitlik (1) ve

(2)'de zamana bağlı terim $(\partial/\partial t = 0)$ olarak dikkate alınmıştır. Enerjinin korunumu sürekli rejimde basınç ve yayılım enerjisi ihmal edilerek düzenlenirse,

$$\rho C_p \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

şeklinde yazılır. Burada T sıcaklık, C_p akışkanın özgül ısısı, u, v ve w ise sırasıyla x, y ve z yönlerindeki hızlardır. Çözümlere başlanırken

Sürekli rejim,

Sıkıştırılmaz tek fazlı akış (akışkan olarak su alınmıştır),

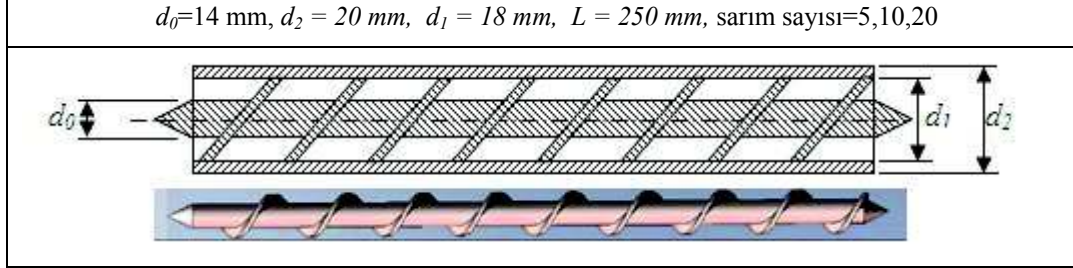
Sabit termofiziksel özellikler,

Sabit ısı iletim katsayılı bakır boru, kabulleri yapılmıştır.

II.1. Geometri

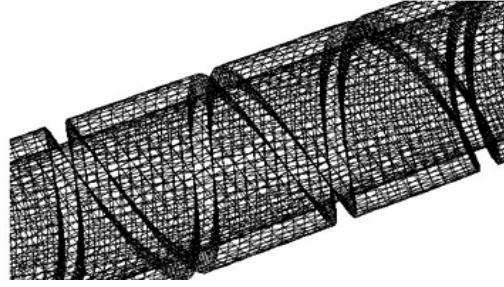
İncelenen üç farklı sarım sayısına sahip helisel türbülantörlü borular için çizimler Gambit programında gerçekleştirilmiştir. Bunun için d_0 çapında (14 mm) L uzunluğunda (250 mm) bir çubuğa, farklı sarım sayılarında (5, 10 ve 20) 2 mm et kalınlığında helisel bir bakır kanat ekleyerek oluşturulan helisel türbülantör, d_2 çaplı (20 mm) 1 mm et kalınlıklı bakır borunun içine yerleştirilmiştir.

Çizelge 1. Helisel türbülator yerleştirilmiş düz boru.



II.2. Ağ Yapısı

Çeşitli düğüm noktası sayıları için sayısal sonuçlar karşılaştırılarak ağ yapısından bağımsız çözüm elde edilmiştir. Sonuçlardan, 297.130'dan daha büyük düğüm noktası sayıları için sonuçların %1'den daha az değiştiği görülmüştür. Bu yüzden sayısal çözüm



Şekil 2. Helisel türbülatorlü boru için oluşturulan ağ yapısı.

bölgesi için 297.130 düğüm noktası yeterli görülmüştür. Dikdörtgen prizma şeklindeki hücrelerden oluşan ağ yapısı Şekil 2' de gösterilmiştir.

II.3. Sınır Şartları

Boru girişindeki ortalama sabit hız, 1.000, 2.000, 5.000, 10.000 ve 20.000 olmak üzere beş farklı Re sayısına karşılık gelen debi değerlerinden elde edilmiştir. Cidarlarda kaymama koşulunda hızlar $u=v=w=0$ kabul edilmiştir. Akışkan olarak su kullanılmış olup, suyun boruya giriş sıcaklığı 349 K (76 °C) alınmıştır. Boru çıkışının atmosfere açık olduğu varsayılmıştır. Boru dış yüzeyine taşınım sınır şartı verilmiş olup, ortam sıcaklığı (T_{ort}) 309 K (36 °C) alınmıştır. Bu değer, dış ortam akışkanı olarak

kabul edilen n-Pentan'ın (C_5H_{12}) atmosferik basınçtaki kaynama sıcaklığıdır. Boru dış yüzeyindeki taşınım katsayısı h_d sabit olmayıp, havuz kaynaması için boru dış yüzey sıcaklığına ($T_{y,d}$)

$$h_d = f(T_{y,d}) = a * (T_{y,d} - T_{ort})^2 \quad (4)$$

bağlı ikinci dereceden bir fonksiyon olup $a = 131,006$ ve $T_{ort} = 309$ K' dir [19]. Bu ifade C ++ dilinde kodlanarak Fluent programına kullanıcı tanımlı bir fonksiyon olarak girilmiştir.

III. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

İlk olarak, sayısal yöntemin doğruluğunu test etmek için öncelikle içi boş düz bakır boru için çözümlenmeler yapılmış ve bulunan Nusselt (Nu) değerleri laminer akışta Sieder ve Tate [23], türbülanslı akışta ise Gnielinski [24] bağıntısıyla karşılaştırılmıştır. Sieder ve Tate [23] laminer akış için

$$Nu = 1,86 \left(\frac{Re Pr}{L/d_h} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_i} \right)^{0,14} \quad (5)$$

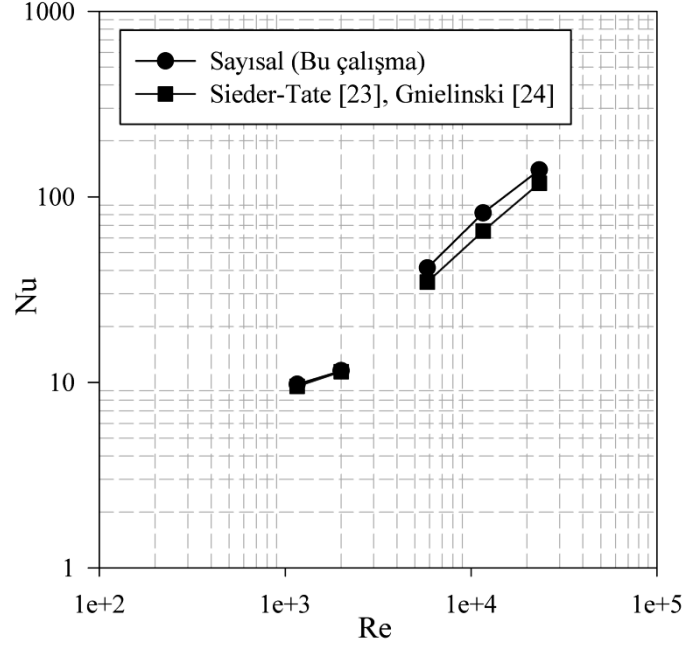
bağıntısını $0,48 < Pr < 16.700$ ve $0,0044 < \mu / \mu_i < 9,75$ aralığında sabit sıcaklık sınır şartı altında önermişlerdir. Burada μ ve μ_i sırasıyla akışkanın ortalama ve iç yüzey sıcaklıklarındaki dinamik viskozitesidir. Türbülanslı akışta ise Gnielinski [24]

$$Nu_{tg} = \frac{(f/8)(Re - 1.000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

şeklinde ifade edilen $0,5 < Pr < 2.000$ ve $3.000 < Re < 5 \times 10^6$ değerleri için geçerli olan bağıntısını sunmuştur. Türbülanslı akış için giriş uzunluğu ($10 < (L/d_h) < 60$) genellikle kısa olduğundan, tüm boru için ortalama Nusselt sayısının tam gelişmiş bölgeye ait değere eşit olduğunu ($Nu \approx Nu_{tg}$) kabul etmek çoğu zaman doğrudur. Bununla birlikte kısa borularda ortalama Nu sayısı, Nu_{tg} 'den büyük olacaktır ve

$$\frac{Nu}{Nu_{tg}} = 1 + \frac{C}{(L/d_h)^m} \quad (7)$$

şeklinde hesaplanabilir. Eşitlik (7)'deki C ve m sabit olup, Pr ve Re sayılarının yanında, giriş bölgesi (ısı veya birleşik) ve giriş özelliğine (keskin kenarlı veya nozul) bağlıdır [25]. Şekil (3)'de düz boru için sayısal çalışma sonuçlarıyla Eşitlik (5-7) karşılaştırılmıştır. Şekilden de görüldüğü gibi sayısal ve kaynaklardan elde edilen Nusselt değerleri arasında iyi bir uyum olduğu söylenebilir.



Şekil 3. Boş boru için Nu sayısının Re ile değişimi.

Düz boru içine sıkı geçme olarak yerleştirilen helisel türbülötörün oluşturduğu helisel kanalda, laminer akıştan türbülanslı akışa geçişi belirleyen kritik Re sayısı, Re_{cr} , Ito [26] tarafından

$$Re_{cr} = 2 \left(\frac{d_h}{2R_c} \right)^{0,32} \times 10^4 \quad (8)$$

eşitliği ile verilmiştir. Burada d_h eğrisel kanalın hidrolik çapı ve R_c eğrilik yarıçapı olup,

$$d_h = \frac{4A_c}{P} \quad (9a)$$

$$A_c = (r_1 - r_0)y \quad (9b)$$

$$R_c = R \left[1 + \frac{b}{2\pi R} \right] \quad (9c)$$

eşitlikleriyle hesaplanır. Burada A_c akış kesitinin alanı, P çevresi, y akış kesitinin uzun kenarı, b helis adımı ve R sargı yarıçapıdır. Hidrolik çapın hesabı için, kesitin boyutlarının bilinmesi gereklidir. Akış kesitinin kısa kenarı halka kesitin genişliği olup, bu değer ($r_1 - r_0 = 2$ mm) bilinmektedir. Kesitin uzun kenarı (y) ise sarım sayısı (5, 10 ve 20), borunun iç yüzey çapı ($d_1 = 18$ mm), boru boyu (250 mm) ve kanat kalınlığı (2 mm) değerleri kullanılarak geometrik bağıntılar ile hesaplanmıştır [19]. Bu çalışmada

incelenen üç farklı sarım sayısına sahip helisel türbülantörlü borular için Re_{cr} değeri 6.000-12.000 arasında değişmekte olup, burada 10.000 değeri esas alınmıştır.

Laminer akış için Manlapaz ve Churchill [27] tarafından sunulan bağıntı,

$$Nu = \left[\left(3,657 + \frac{4,343}{x_1} \right)^3 + 1,158 \left(\frac{De}{x_2} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \quad (10)$$

şeklindedir. Burada

$$x_1 = \left(1 + \frac{957}{De^2 Pr} \right)^2, \quad x_2 = 1 + \frac{0,477}{Pr} \quad (11)$$

bağıntılarıyla verilir. Türbülantörlü akışlarda Rogers ve Mayhew [28] bağıntısı,

$$Nu Pr^{-0,4} = 0,021 Re^{0,85} \left(\frac{a}{R_c} \right)^{0,1} \quad (12)$$

şeklinde verilmiştir. Burada a eğrisel kanalın yarıçapıdır. Sayısal çalışmalarda Nusselt sayısı

$$Nu \equiv \frac{d_h q_w}{k(T_w - T_m)} \quad (13)$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada T_w , q_w , T_m ve A_w arasındaki ilişkiler

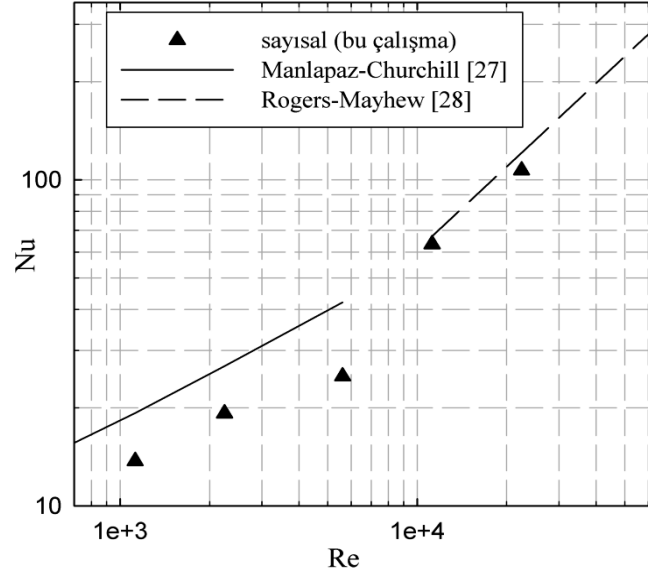
$$T_w = \frac{1}{A_w} \iint_A T dA_w \quad (14)$$

$$q_w = \frac{1}{A_w} \iint_A q dA_w \quad (15)$$

$$T_m = \frac{1}{\bar{V} A_c} \iint_A \bar{V} T dA_c \quad (16)$$

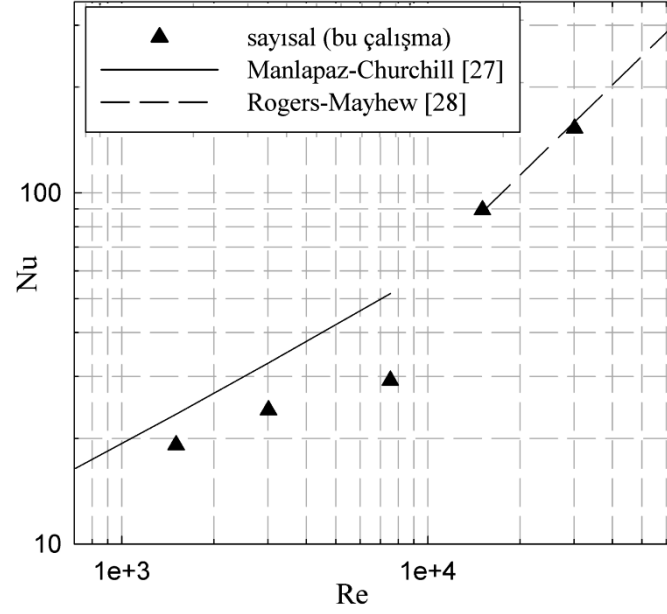
$$A_w = \pi d_o L \quad (17)$$

eşitlikleri ile verilmiş olup sırasıyla alan ağırlıklı ortalama cidar sıcaklığı, ortalama ısı akısı, kütle ağırlıklı ortalama akışkan sıcaklığı, dış borunun iç yüzey alanıdır.

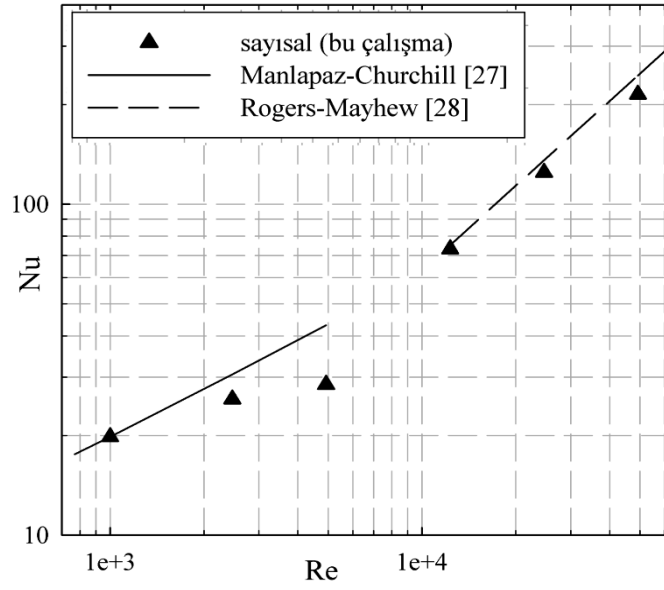


Şekil 4. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (sarım sayısı=5).

Bu çalışma kapsamında sayısal çözümlerle elde edilmiş olan Nu değerleri, Eşitlik (10-12) ile karşılaştırmalı olarak, Şekil (4-6)'da verilmiştir. Helisel türbülatorlü düz boru için yapılan çalışmada elde edilen sonuçlara göre; laminar akış şartlarında, Manlapaz ve Churchill'in [27] bağıntısı ile hesaplanan Nu değerlerine göre sayısal çözümlerle sonuçları daha küçük değerler vermesine karşın, aradaki fark % 5-30 aralığında kalmaktadır. Artan sarım sayısı ile aradaki fark azalmaktadır. Laminar akışta Re sayısının yüksek değerlerinde aradaki fark daha büyüktür. Türbülanslı bölgede ise, genel olarak, sayısal verilerin, Rogers ve Mayhew' in [28] bağıntısından elde edilen sonuçlarla oldukça uyum içinde olduğu görülmektedir. Eşitlik (10) ile verilen bağıntıya göre Nu sayısı, sarım sayısı ile çok az değişirken; sayısal çözümlerle sonuçları, bu bağımlılığın daha kuvvetli olduğunu göstermektedir. Türbülanslı akışta ise, Eşitlik (12)' den elde edilen Nusselt değerlerinin sayısal çözümlerle elde edilen değerlerle oldukça uyumlu olduğu görülmektedir.



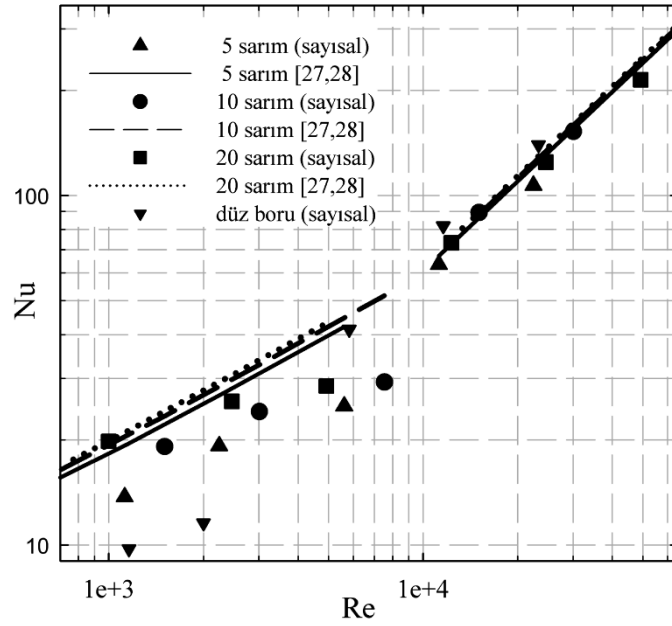
Şekil 5. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (sarım sayısı=10).



Şekil 6. Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (sarım sayısı=20).

5, 10 ve 20 sarımlı helisel türbülötörler için bulunan sayısal Nusselt değerlerinin Re sayısı ile değişimi Eşitlik (10) ve Eşitlik (12) ile karşılaştırmalı olarak Şekil 7' de verilmiştir. Burada, her iki denklemin de

sarım sayısına çok az duyarlı olduğu, yani bu bağıntılara göre, Nu sayısının sarım sayısından hemen hemen hiç etkilenmediği görülmektedir. Diğer taraftan, bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre, türbülanslı bölgede sonuçların benzer olduğu, laminer bölgede ise, Nu sayısının sarım sayısına biraz daha bağlı olduğu görülmektedir. Şekil (7)'den de görüldüğü gibi laminer bölgede helisel türbülatorlü boruda Nusselt değerleri düz borudakine göre daha yüksekken türbülanslı bölgede düz boruya yakın değerler vermektedir. Bu da kaynaklardaki sonuçlarla uyumludur [29, 30]. Sonuç olarak; helisel türbülatorlü boruların laminer



Şekil 7. Nusselt sayısının çeşitli sarım sayılarında (5, 10 ve 20) Reynolds sayısı ile değişimi.

akışta düz boruya göre ısı geçişini biraz arttırdığı, türbülanslı akışta ise düz borudakine yakın olduğu ve termodinamik açıdan verimli olmadığı söylenebilir.

IV. TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK MAG Proje No: 105M308) tarafından desteklenmiş olup ikinci yazarın danışmanlığında birinci yazarın doktora tez çalışmasının bir bölümünü içermektedir.

V. KAYNAKLAR

- [1] K. Bilen, M. Cetin, H. Gul, T. Balta, ,“ The investigation of groove geometry effect on heat transfer for internally grooved tubes”, *App Thermal Eng*, Vol.29, No.4, pp.753-761, 2009.
- [2] A.N. Dravid, K.A. Smith, E.W. Merrill, Brain PLT., “Effect of secondary fluid on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes”, *AIChE J*, Vol. 17, pp.1114–1122, 1971.
- [3] G. Yang, F. Dong, and M.A. Ebadian, “Laminar forced convection in a helicoidal pipe with finite pitch”, *Int J Heat Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 853–862, 1995.
- [4] B. Zheng, C.X. Lin, M.A. Ebadian., “Combined laminar forced convection and thermal radiation in helical pipe”, *Int J Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 1067–1078, 2000.
- [5] N. Acharya, M. Sen, H.C. Chang, “Analysis of heat transfer enhancement in coiled-tube heat exchangers”, *Int J Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 3189–3199, 2001.
- [6] T.J. Rennie, G.S.V. Raghavan, “Laminar parallel flow in a tube-in-tube helical heat exchanger”, *AIC 2002 Meeting CSAE/SCGR Program*, 2002, Saskatoon, pp. 14-17.
- [7] C.J. Bolinder, B. Sunden, “Numerical prediction of laminar flow and forced convective heat transfer in a helical square duct with finite pitch”, *Int J Heat Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 3101–3115, 1996.
- [8] J.J.M. Sillekens, C.C.M. Rindt and A.A.Van Steenhoven, “Developing mixed convection in a coiled heat exchanger”, *Int J Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 61–72, 1998.
- [9] C.X. Lin, M.A. Ebadian, “Developing turbulent convective heat transfer in helical pipes”, *Int J Heat Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 3861–3873, 1997.
- [10] C.X. Lin, M.A. Ebadian, “The effects of inlet turbulence on development of flow and heat transfer in helically coiled pipe”, *Int J Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 739–751, 1999.
- [11] S. Garimella, D.E. Richards, R.N. Christensen, “Experimental investigation of heat transfer in coiled annular ducts”, *J. Heat Transfer*, Vol. 110, pp.329–336, 1988.
- [12] A. Kumara, B.N. Prasad, “Investigation of twisted tape inserted solar water heaters heat transfer, friction factor and thermal performance results”, *Renew Energy*, Vol. 19, pp. 379–398, 2000.
- [13] P. Promvongse, “Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators”, *Energ. Convers. Manag.*, Vol. 49, pp. 2949–2955, 2008.
- [14] S.W. Chang, Y.J. Jan, J.S. Liou, “Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with serrated twisted-tape”, *Int J Therm Sci.*, Vol. 46, pp.506–518, 2007.
- [15] A.E. Bergles, “*Techniques to augment heat transfer*”, McGraw-Hill, New York, 1985.

- [16] A.E. Bergles, “Some perspectives on enhanced heat transfer, second generation heat transfer technology”, *ASME J Heat Transfer*, Vol. 110, pp.1082–1096, 1988.
- [17] S. Ray, A.W. Date., “Laminar flow and heat transfer through square duct with twisted tape insert”, *Int J Heat Fluid Flow*, Vol. 22, pp. 460–472, 2001.
- [18] H.Gül, D.Evin, “ Heat Transfer enhancement in circular tubes using helical swirl generator insert at the entrance”, *Int J Therm Sci.*, Vol. 46, pp. 1297–1303, 2007.
- [19] N. Uğurlubilek, “Mini kanallar içerisinde tek fazlı akış ve ısı taşınımının sayısal ve deneysel olarak incelenmesi”, Doktora tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Eskişehir, 2007, ss. 100.
- [20] Fluent User’s Guide, Fluent Incorporated Centerra Resource Park, Lebanon, 1998.
- [21] S.V. Patankar, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere, McGraw-Hill, Washington. DC., 1980.
- [22] T.-H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang and J. Zhu, “A new k- eddy-viscosity model for high reynolds number turbulent flows-model development and validation”, *Computers Fluids*, Vol. 24, No:3, pp. 227-238, 1995.
- [23] E.N. Sieder, G.E. Tate, “Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes”, *Ind. Eng. Chem.*, Vol.28, pp. 1429–1436,1936.
- [24] V. Gnielinski, “New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow”, *Int. Chem. Eng.*, Vol.16 (2), pp. 359–368,1976.
- [25] F. P. Incropera, and D. P. De Witt, , “Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri”, Türkçe Çevirisi, Literatür Yayıncılık, Ankara, 1996.
- [26] H. Ito, “Friction factors for turbulent flow in curved pipes”, *J. Basic Eng.* Vol. 81, pp. 123-134, 1959.
- [27] R. L Manlapaz., and S.W. Churchill, “Fully developed laminar convection from a helical coil”, *Chem. Eng. Commun.*, Vol. 9, pp. 185-200, 1981.
- [28] G. F. C. Rogers and Y. R. Mayhew, “Heat transfer and pressure loss in helically coiled tubes with turbulent flow”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 7, pp. 1207-1216, 1964.
- [29] L. Wang, B. Sundén, “Performance comparison of some tube inserts”, *Int. Comm. Heat Mass Transf.*, Vol. 29, No. 1, pp. 45–56, 2002.
- [30] M.A. Akhavan-Behabadi , R. Kumar, M.R. Salimpour and R. Azimi, “Pressure drop and heat transfer augmentation due to coiled wire inserts during laminar flow of oil inside a horizontal tube”, *Int J Therm Sci.*, Vol. 49, pp. 373–379, 2010.