



## Experimental investigation of thermal and hydrodynamic performance of different length twisted tape inserts inside an inclined tube flow

Kaan Yaman<sup>ID</sup>, Gökhan Arslan\*<sup>ID</sup>

Mersin University, Department of Mechanical Engineering, Mersin, 33343, Turkey

### Highlights:

- Effect of twisted tape on heat transfer and pressure drop
- Analysis of thermally developing flow
- Determination of performance evaluation factor

### Keywords:

- Twisted tape insert
- Heat transfer coefficient
- Friction factor

### Article Info:

Received: 26.01.2017

Accepted: 05.02.2018

### DOI:

10.17341/gazimmfd.416405

### Acknowledgement:

### Correspondence:

Author: Gökhan Arslan  
e-mail:  
garslan@mersin.edu.tr  
phone: +90 324 361 0001 /  
7448

### Graphical Abstract

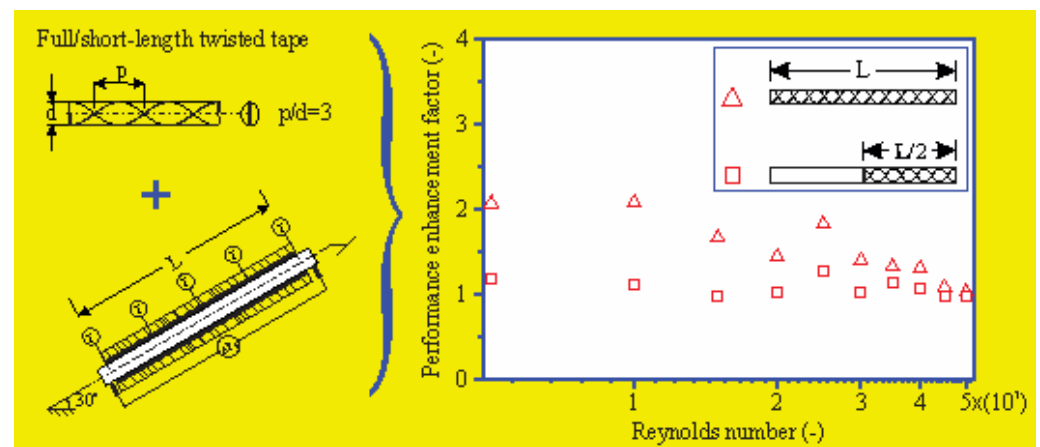


Figure A. The performance enhancement factor of the different length twisted tape inserts inside an inclined tube flow

### Purpose:

The aim of this paper is to determine the effect of using different length twisted tape inserts on the thermal and hydrodynamic performance of a 30° inclined tube. Thus, the twisted tape inserts were placed along the pipe or at the exit of the pipe to obtain a high heat transfer coefficient at lower pressure drop.

### Theory and Methods:

An experimental set-up was established to determine the average heat transfer coefficient and pressure drop at different Reynolds number (500-5000) under thermally developing flow conditions. Experiments were carried out using full/short-length twisted tape inserts with a twist ratio of 3. The Nusselt number and friction factor were determined by using the measured heat transfer coefficient and pressure drop for full/short-length twisted tape and compared with the data obtained for the smooth tube.

### Results:

The maximum ratio of the Nusselt numbers of full/short-length twisted tape to the smooth tube was 3.6, 2.9, and 2.1 for laminar, transition, and turbulence regimes, respectively.

The maximum ratio of the friction factor of full/short-length twisted tape to the smooth tube was 5.8, 6.0, and 4.5 for laminar, transition, and turbulence regimes, respectively.

Performance evaluation factor is 1.1-2.1 for the full-length twisted tape and 0.9-1.3 for the short-length twisted tape.

### Conclusion:

The performance enhancement factor tended to decrease with the length of the twisted tape. The highest performance enhancement factor for the laminar, transition, and turbulent regime is in the full-length twisted tape, and the same performance was approximately observed as the turbulence intensity increased. The full-length twisted tape is not recommended for severe turbulent flows. Finally, experimental correlations were developed for Nusselt number predicted experimental data within  $\pm 13.9\%$  average deviation. For friction factor, this deviation was determined as  $\pm 11.9\%$ .



## Farklı boylarda sarmal şerit yerleştirilmiş eğimli boru içi akışta ısı ve hidrodinamik performansın deneysel incelenmesi

Kaan Yaman<sup>ID</sup>, Gökhan Arslan\*<sup>ID</sup>

Mersin Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Çiftlikköy Yerleşkesi, Yenişehir, Mersin, 33343, Türkiye

### Ö N E Ç İ K A N L A R

- Sarmal şerit kullanımının ısı geçişine ve basınç kaybına etkisi
- Isıl olarak gelişmekte olan akışın analizi
- Performans iyileştirme faktörünün tespit edilmesi

### Makale Bilgileri

Geliş: 26.01.2017  
Kabul: 05.02.2018

### DOI:

10.17341/gazimmfd.416405

### Anahtar Kelimeler:

Sarmal şerit,  
ısı taşınım katsayısı,  
sürtünme faktörü

### ÖZET

Bu deneysel çalışmada kapsamında, 30° eğimli bir boruda ısı olarak gelişmekte olan akış için, farklı boylarda sarmal şerit kullanımının ısı ve hidrodinamik performansa etkisi incelenmiştir. Deneysel Reynolds sayısı aralığı 500-5000, Prandtl sayısı aralığı 5-7 olacak şekilde, hatve oranı 3 ve uzunlukları 1 m (uzun) ve 0,5 m (kısa) sarmal şeritler kullanılarak yapılmıştır. Uzun sarmal şerit (USŞ) ve kısa sarmal şerit (KSŞ) kullanılan deneylerde elde edilen ısı taşınım katsayısı ve basınç kaybına bağlı Nusselt sayıları ve sürtünme faktörleri tespit edilip içi boş boruda elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Performans iyileştirme faktörü, USŞ ve KSŞ için 0,9-2,1 aralığında olup, türbülans şiddeti arttıkça birbirine yakın performans gözlemlenmiştir. Buna ek olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için deneysel bağıntılar geliştirilmiştir. Nusselt sayısı için geliştirilen bağıntı deney verilerini  $\pm 13,9$  ortalama sapma ile tahmin ederken, sürtünme faktörü için bu değer  $\pm 11,9$  olmuştur.

## Experimental investigation of thermal and hydrodynamic performance of different length twisted tape inserts inside an inclined tube flow

### H I G H L I G H T S

- Effect of twisted tape on heat transfer and pressure drop
- Analysis of thermally developing flow
- Determination of performance evaluation factor

### Article Info

Received: 26.01.2017  
Accepted: 05.02.2018

### DOI:

10.17341/gazimmfd.416405

### Keywords:

Twisted tape insert,  
heat transfer coefficient,  
friction factor

### ABSTRACT

In this experimental study, the effect of using different length twisted tape inserts on the thermal and hydrodynamic performance of flow in an 30° inclined tube was investigated experimentally under thermally developing flow conditions. Ranges of the experimental variables examined were:  $500 < Re < 5000$  and  $5 < Pr < 7$ . The twist ratio is selected as 3 and the length of the insert is 1 m for full-length twisted tape (FLTT) and 0.5 m for short-length twisted tape (SLTT). The Nusselt number and friction factor were determined by using measured heat transfer coefficient and pressure drop for both FLTT and SLTT and compared with the data obtained for the smooth tube. Performance evaluation factor is calculated in the range of 0.9-2.1. The same performance was approximately observed as the turbulence intensity increased. Beside that correlations were developed for Nusselt number and friction factor. Correlation developed for Nusselt number predicted experimental data within  $\pm 13.9\%$  average deviation. For friction factor, this deviation was determined as  $\pm 11.9\%$ .

\*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: garslan@mersin.edu.tr/ Tel: +90 324 361 0001/7448

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Isı geçişini iyileştirmede, pasif tekniklerden biri olan sarmal şeritler; basit montaj, bakım, düşük maliyet vb. yönleri ile birçok mühendislik uygulamasında tercih edilmektedir [1]. Bununla birlikte sarmal şeritler; akışın döndürülmesi ile yolunun uzatılmasını, hidrolik çapın azalmasından dolayı akış hızının artmasını, ortamda oluşturulan ikincil bir akış tarafından cidarda kayma gerilmesinin artmasını ve cidar ile arasında kanat etkisinin oluşmasını sağlamaktadır [2, 3]. Bu nedenler ile kanal ve boru içi akışta sarmal şerit ile ısı geçişini iyileştirme konusunda çok sayıda çalışma yapılmıştır.

Jaisankar vd. [4] sarmal şeritleri, zorlanmış dolaşım, bakır borulu güneş kollektöründe denemişlerdir. Farklı hatve oranları için yapılan deneylerde, sarmal şerit ile kollektör alanının %8-24 azaltılabileceği gözlemlenmiştir. Eiamsa-ard vd. [5] deneylerini çift borulu, ters akışlı bir ısı değiştiricisinde, Chang vd. [6] farklı çaplardaki ( $\varnothing 15$ ,  $\varnothing 30$  ve  $\varnothing 32,5$  mm) borularda gerçekleştirmişlerdir. Yapılan bu çalışmalarda [4-6] hatve oranının azalması ile Nusselt sayısı ve sürtünme kuvveti artmaktadır. Eiamsa-ard vd. [7] boru girişinden itibaren farklı uzunluk oranlarında sarmal şeritlerin, Nusselt sayısına ve sürtünme faktörüne etkisini deneysel incelemişlerdir. Uzunluk oranı azaldıkça Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün azaldığını belirtmişlerdir [7]. Bu çalışmanın paralelinde, Yadav ve Padalkar [8] sarmal şeritleri boru girişine veya çıkışına yerleştirerek sayısal bir çalışma sunmuşlardır. Man vd. [9] ise yaptıkları deneylerde, kısa sarmal şerit kullanarak, boru boyunca kullanılan sarmal şerit ile aynı performansın elde edilebileceğini ve buna bağlı malzemedeki tasarruf sağlanabileceğini göstermişlerdir. Bazı çalışmalarda ise sarmal şeritlerde, yüzey işlemlerinin etkisi araştırılmıştır. Piriyarungrod vd. [10] farklı hatve oranlarının yanında farklı helis açılarının etkisini deneysel incelemişlerdir. En yüksek performans iyileştirme faktörüne en yüksek helis açısında ( $0,9^\circ$ ) ulaşılmıştır. Man vd. [11] ise kesikli sarmal şeritlerin dönme yönünün sağ veya sol tarafa olması ile performans iyileştirme faktörünün en yüksek 1,42 olduğunu gözlemlemişlerdir. Sroysroy ve Eiamsa-ard [12] ise yaptıkları sayısal çalışmada, sarmal şeritleri kare şeklinde keserek, performans iyileştirme faktörünün 1,32 kat arttığını bildirmişlerdir. Aldali vd. [13] yaptıkları deneysel çalışmada sarmal şerit kalınlığının artması ile Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün arttığını gözlemlemişlerdir. Yukarıda bahsedilen çoğu çalışma, tam gelişmiş akış şartlarında gerçekleştirilmiştir. Isıl olarak gelişmekte olan akış şartlarında, sınırlı sayıda çalışmalardan biri Du Plessis ve Kröger [14] tarafından yapılmıştır. Du Plessis ve Kröger [14] deneylerini düzgün dağılımlı yüzey sıcaklığı sınır şartında yaparak, ısıl olarak gelişmekte olan akış için bir bağıntı önermişlerdir. İlgili çalışmada, sarmal şeritlerin basınç kaybına etkisi ise yer almamaktadır. Lim vd. [15] ise ısıl olarak gelişmekte olan akış için farklı hatve oranlarının (2-6 aralığında) etkisini deneysel araştırmışlardır. Hatve oranının azalması ile sürtünme faktörünün 10 kat, Nusselt sayısının ise 3 kat arttığını gözlemlemişlerdir [15]. Laminer akış

rejiminde ısı taşınım katsayısı, geçiş ve türbülanslı rejimlere göre daha düşük olmaktadır. Bu doğrultuda, laminer rejim ile ilgili çalışmalardan biri Eiamsa-ard vd. [16] tarafından yapılmıştır. Eiamsa-ard vd. [16] sarmal şerit çevresinde çentik oluşturarak ısıl performans etkisini deneysel ( $1000 < Re < 20000$ ) incelemişlerdir. Fakat laminer akışta deneyler Reynolds sayısı 1000 ve 2000 değerlerinde sınırlı kalmıştır ve laminer akış için bağıntı önerilememiştir. Başka bir çalışmada ise Wongcharee ve Eiamsa-ard [17] tam gelişmiş laminer akışta ( $83 < Re < 1990$ ) sarmal şeritlerin ısıl ve hidrodinamik performans etkisini düzgün dağılımlı ısı akısı sınır şartında incelemişlerdir. Hatve oranları 3, 4 ve 5 için yapılan deneylerde en yüksek performans iyileştirme faktörü hatve oranı 3 için elde edilmiştir [17]. Manglik ve Bergles [3] deneylerini düzgün dağılımlı yüzey sıcaklığında yapmışlardır. Literatürde yer alan bağıntılar ayrıntılı olarak incelenip, birçoğunun kısıtlı aralıklarda kullanılabildiği ve genel uygulamalarda değişen hatve oranı ve Reynolds sayısı değerlerinde başarısız olduğu vurgulanmıştır. Isıl ve hidrodinamik gelişmiş akış şartlarında uygulama alanı geniş bir bağıntı önermişlerdir [3].

Bu çalışma, ısıl olarak gelişmekte olan akış için  $30^\circ$  eğime sahip dairesel kesitli boruda, farklı boylarda sarmal şerit kullanımının ısı geçişine ve basınç kaybına etkisini belirlemek için yapılmıştır. Çalışmada, sarmal şeritler boru boyunca veya boru çıkışına yerleştirilip, az basınç kaybında yüksek ısı taşınım katsayısı elde etmek amaçlanmıştır. Ulaşılan sonuçlar, içi boş boruda elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılıp, verilen şartlar altında uzunluk oranına bağlı Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü bağıntıları geliştirilmiştir.

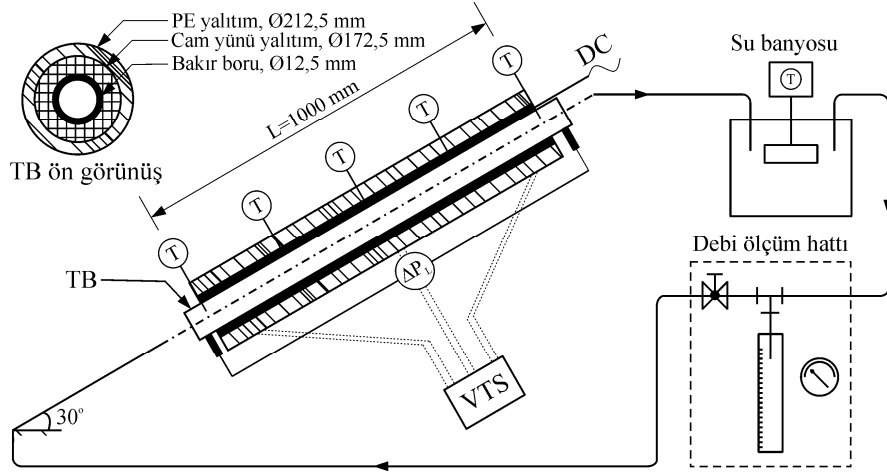
## 2. MALZEME VE YÖNTEM (MATERIALS AND METHOD)

Hidrodinamik olarak gelişmiş ve ısıl olarak gelişmekte olan akış şartlarında, farklı Reynolds sayısı (500-5000) ve ısı akısı ( $1500-3000 \text{ W/m}^2$ ) değerlerinde ortalama ısı taşınım katsayısı ve basınç kaybının tespit edilebileceği bir deney düzeneği kurulmuştur. Hatve oranı 3 olan farklı boylarda sarmal şeritler kullanılarak deneyler yapılmıştır.

### 2.1. Deney Düzeneği (Experimental Set-Up)

Bu çalışmada, deneyler zorlanmış akış ve düzgün dağılımlı ısı akısı sınır şartında Şekil 1'de şematik görünümü verilen deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Akışkan olarak suyun kullanıldığı deney düzeneği test borusu (TB), su banyosu, açık sistem debi ölçüm hattı, veri toplama sistemi (VTS) ve DC güç kaynağından oluşmaktadır.

Test borusu 1 m uzunluğunda, 10,5 mm iç çapa ve 1 mm et kalınlığına sahip bakır borudan yapılmıştır. Yüzeyde düzgün dağılımlı ısı akısı sınır şartı, test borusuna sarmal sarılmış elektrikli direnç teli ile sağlanmıştır. Elektrikli ısıtıcının dış ortama ısı kaybını azaltmak için dış tarafı 8 cm kalınlığında cam yünü ( $k=0,04 \text{ W/mK}$ ) ardından 2 cm kalınlığında polietilen (PE,  $k=0,043 \text{ W/mK}$ ) yalıtım malzemeleri ile

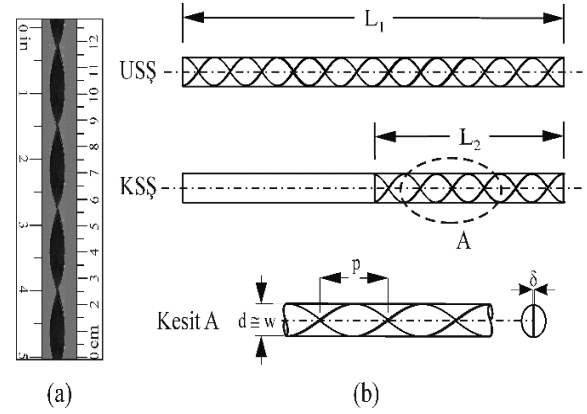


Şekil 1. Deney düzeneği şematik görünümü (The schematic diagram of the experimental set-up)

kaplanmıştır. Test borusunun giriş ve çıkış noktalarına pirinç malzemeden 6 mm iç çapında basınç prizleri eklenmiştir. Bu prizler diferansiyel basınç ölçmek için U manometreye bağlanmıştır. Test borusunda, akışkan dolaşımı sabit sıcaklık su banyosu (Lauda, Alpha RA8,  $\pm 0,05^\circ\text{C}$ ) yardımı ile sağlanmıştır. Kütsel debi, banyo su besleme çıkışına eklenen küresel vana ile ayarlanmıştır. Düzenekte dolaştırılan akışkan debisi belli bir süre ölçekli kapta suyun biriktirilmesi ile ölçülmüştür. Akışkan sıcaklığı test borusunun giriş ve çıkış noktalarına daldırılan 2 adet, dış ortam sıcaklığı 1 adet ve test borusu dış cidar sıcaklıkları yaklaşık eşit aralıklar ile yüzeye yerleştirilen 13 adet K tipi (Cr-Al,  $\text{Ø}0,3$  mm ve  $\pm 0,05^\circ\text{C}$ ) ısı çiftleri kullanılarak ölçülmüştür. Son olarak toplanan veriler 20 kanala sahip veri okuma kart grubu (Ordell, UDL100,  $\pm\%0,2$ ) ile bilgisayar ortamına aktarılmıştır.

Bu çalışmada, Şekil 2'de gösterilen test borusu ile aynı malzemeden olan sarmal şeritler kullanılmıştır. Sarmal şeritlerin genişliği ( $w$ ) yaklaşık olarak test borusu iç çapına eşittir ve hatve oranı, ( $HO = p/d$ ) Eiamsa-ard ve Promvonge [18] tarafından yatay boruda ( $HO=3, 4$  ve  $5$ ) ve Jaisankar vd. [4] tarafından  $18^\circ$  eğim ile yerleştirilmiş düzlem güneş kollektöründe ( $HO=3, 4, 5$  ve  $6$ ) yapılan deneylere göre belirlenmiştir. Her iki çalışmada da hatve oranı 3 en iyi performans iyileştirme faktörünü vermiştir. Bu neden ile sarmal şeritler  $HO=3$  olacak şekilde imal edilmiştir (Şekil 2a). Bununla birlikte sarmal şeritler 2 farklı uzunluk oranında ( $UO = L_1/L, L_2/L$ ) boru boyunca (USŞ) veya boru çıkışına (KSS) yerleştirilmiştir (Şekil 2b).

Burada mümkün olduğunca az basınç kaybında yüksek ısı taşınım katsayısı elde etmek amaçlanmıştır. Nitekim ısı olarak gelişmekte olan boru içi laminer akışta yapılan sayısal çalışmalar, boru boyunca ısı taşınım katsayısının azaldığını ortaya koymaktadır. Bu neden ile test borusunun çıkışına yerleştirilen KSS ile oluşturulan döngüsel hareket aracılığıyla ısı taşınım katsayısının artırılması hedeflenmiştir. Test borusu ve sarmal şeritlere ait boyutlar Tablo 1'de verilmiştir.



Şekil 2. Sarmal şeritlere ait a) hatve ve b) uzunluk oranları (Twisted tape: (a) pitch and (b) length ratios)

Tablo 1. Test borusu ve sarmal şeritlere ait boyutlar (Dimensions of test tube and twisted tape)

Test borusu iç çapı	$d$ (mm)	10,5
Test borusu et kalınlığı	$t$ (mm)	1
Test borusu uzunluğu	$L$ (m)	1
USŞ uzunluğu	$L_1$ (m)	1
KSS uzunluğu	$L_2$ (m)	0,5
Ortalama hatve	$p$ (mm)	30
Şerit kalınlığı	$\delta$ (mm)	0,5
Uzunluk oranı	$UO$	0,5, 1,0
Ortalama hatve oranı	$HO$	3

## 2.2. Deneysel Yöntem (Experimental Method)

Deneyler, Reynolds sayısı 500-5000 aralığında ve 1500, 3000  $\text{W/m}^2$  ısı akısı değerlerinde yapılmıştır. Her bir deney için gerekli debi ve ısı akısı ayarlandıktan sonra sistemin kararlı hale gelmesi beklenmiştir. Sıcaklık değerleri sürekli takip edilerek, bir veri toplama süresi (5 dakika) içindeki ortalama değişimi  $0,5^\circ\text{C}$ 'den az olduğunda sistemin kararlı hale geldiği anlaşılmıştır. Buna göre her bir deneyin kararlı

hale gelme süresi 20-40 dakika olarak gözlemlenmiştir (Türbülans şiddeti arttıkça deney rejime girme süresi uzamaktadır.). Sistem kararlı hale ulaştıktan sonra ölçümler kaydedilmiştir. Deneyler önce 30° eğimli içi boş boru ile yapılar, daha sonra sarmal şeritler test borusuna yerleştirilmiştir. Aynı şartlar altında deneyler tekrarlanmıştır.

### 3. VERİ HESAPLAMA (DATA REDUCTION)

Deneyler boyunca kararlı koşullarda; akışkan girişi ( $T_g$ ), çıkışı ( $T_c$ ) ve test borusu dış cidar sıcaklıkları ( $T_d$ ), akışkan kütleli debisi ( $\dot{m}$ ), basınç kaybı ( $\Delta P$ ), DC güç kaynağı elektrik akımı ( $I$ ) ve potansiyel farkı ( $\Delta V$ ) kaydedilmiştir. Birim zamanda elektrikli ısıtıcıya ve akışkana aktarılan enerji sırasıyla Eş. 1 ve 2 ile bulunur.

$$\dot{Q}_{ısıtıcı} = \Delta VI \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}c_p(T_c - T_g) \quad (2)$$

Deneyler boyunca dış ortam sıcaklığı ( $T_{ortam}$ ) ile test borusu yalıtımının dış yüzey sıcaklığı ( $T_{yal,dış}$ ) takip edilmiştir. Doğal ısı taşınım katsayısı ( $h_{doğal}$ ), Churchill ve Chu [19] bağıntısı kullanılarak tahmin edilmiştir. Her bir deney için Eş. 3 ile birim zamanda dış ortama kaybedilen ısı miktarının %3-5 arasında değiştiği gözlemlenmiştir.

$$\dot{Q}_{kayıp} = h_{doğal}A_{yal,dış}(T_{yal,dış} - T_{ortam}) \quad (3)$$

Birim zamanda elde edilen net ısıtıcı ısı gücü ( $Q_{net}$ ) Eş. 4 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{net} = \dot{Q}_{ısıtıcı} - \dot{Q}_{kayıp} \quad (4)$$

Yapılan her bir deneyde enerjinin korunumu gereği birim zamanda akışkana aktarılan ısı ( $Q_{su}$ ) ile net ısıtıcı ısı gücü karşılaştırılmıştır ve Eş. 5'e göre hesaplanan sapmanın ( $\varepsilon$ )  $\pm\%10$  hata bandı içerisinde olduğu tespit edilmiştir.

$$\varepsilon = \frac{|\dot{Q}_{net} - \dot{Q}_{su}|}{\dot{Q}_{net}} \times 100 \quad (5)$$

Test borusunda ortalama ısı taşınım katsayısı Eş. 6 ile ifade edilir.

$$h_{ort} = \frac{\dot{Q}_{net}}{A(T_m - T_d)} \quad (6)$$

Burada ortalama akışkan ( $T_m$ ) ve dış cidar yüzey sıcaklıkları sırası ile Eş. 7 ve Eş. 8 ile ifade edilir.

$$T_m = \frac{(T_c + T_g)}{2} \quad (7)$$

$$T_d = (\sum_{i=1}^{13} T_i) / 13 \quad (8)$$

Böylece ortalama Nusselt sayısı ( $Nu$ ) ve basınç kaybına bağlı sürtünme faktörü ( $f$ ) sırası ile Eş. 9 ve 10 ile bulunur.

$$Nu = \frac{h_{ort}d}{k} \quad (9)$$

$$f = \frac{2\Delta P d}{L\rho U_m^2} \quad (10)$$

Burada  $U_m$  akışkan ortalama hızıdır. Sarmal şerit kullanımı ısı geçişinde iyileştirme sağlarken, basınç kaybında yol açtığı artış ile olumsuzluğa neden olur. Bu durum, şu anki çalışmada performans iyileştirme faktörü ( $\eta$ ) ile değerlendirilmiştir.  $\eta$ , eşit pompalama gücünde Nusselt sayısı oranının sürtünme faktörü oranına bölümüdür ve Eş. 11 ile belirlenir [16].

$$\eta = \frac{Nu_s/Nu_o}{(f_s/f_o)^{1/3}} \quad (11)$$

Burada Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için  $s$  alt indisi sarmal şerit için simgelenmişken, aynı şekilde  $o$  alt indisi içi boş boruyu göstermektedir.

DeneySEL yöntemin geçerliliği/güvenirliliği, içi boş boru için elde edilen sonuçların, literatür ile karşılaştırılması ile sağlanmıştır. Bu bağlamda hidrodinamik olarak gelişmiş ve ısı olarak gelişmekte olan akış için uygun formülasyonlardan biri VDI Heat Atlas'ta Gnielinski [20] tarafından belirtilen Eş. 12-19 ile tanımlanmaktadır. Buna göre laminer akış rejimi için geçerli Nusselt sayısı Eş. 12 ile hesaplanır.

$$Nu_{laminer} = (Nu_1^3 + 0,6^3 + (Nu_2 - 0,6)^3 + Nu_3)^{1/3} \quad (12)$$

Burada  $Nu_1$ ,  $Nu_2$  ve  $Nu_3$  sırası ile Eş. 13-15 kullanılarak elde edilir.

$$Nu_1 = 4,364 \quad (13)$$

$$Nu_2 = 1,953 \sqrt{RePr(d/L)} \quad (14)$$

$$Nu_3 = 0,924 \sqrt{Re(d/L) Pr}^{1/3} \quad (15)$$

Türbülanslı akış rejimi için geçerli Nusselt sayısı Eş. 16 ve 17 kullanılarak bulunur.

$$Nu_{türbülans} = \frac{(f/8)RePr}{1 + 12,7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \left(1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{2/3}\right) \quad (16)$$

Burada;

$$f = (1,8 \log(Re) - 1,5)^{-2} \quad (17)$$

Son olarak geçiş rejimi için geçerli Nusselt sayısı doğrusal interpolasyon ile Eş. 18 ve 19 kullanılarak bulunur:

$$Nu_{geçiş} = (1 - \gamma)Nu_{laminer,2300} + \gamma Nu_{türbülans,10^4} \quad (18)$$

$$\gamma = \frac{Re-2300}{10^4-2300} \quad (19)$$

Burada;  $Nu_{laminer,2300}$ ,  $Re=2300$  için Eş. 12 ve  $Nu_{türbülans,10^4}$  ise  $Re=10^4$  için Eş. 16 ile belirlenir.

#### 4. DENEYSEL BELİRSİZLİK (EXPERIMENTAL UNCERTAINTY)

Deney düzeneğinde kullanılan ısı çiftlerinin kalibrasyonu  $\pm 0,05^\circ\text{C}$  hassasiyete sahip referans sıcaklık ölçerine yerleştirildiği sabit sıcaklık banyosu kullanılarak yapılmıştır. Veri toplama sistemi ile birlikte yapılan kalibrasyon sürecinde ısı çiftlerinin belirsizliği  $\pm 0,1^\circ\text{C}$  olarak tespit edilmiştir. U manometrede okunan basınç farkı kullanılan ölçek göz önüne alındığında  $\pm 1\%$  olmaktadır. Debi ölçümündeki belirsizlik doğrudan ölçekli kabın ölçek aralığıyla tespit edilmiştir ve  $\pm 0,5\%$ 'dir. DC güç kaynağının voltaj ve akım çıktıları hassas multimedre aracılığıyla ölçülmüştür ve belirsizlikleri her ikisi için  $1\%$ 'in altında kalmaktadır. Ölçüm verileri kullanılarak hesaplanan parametrelere ait belirsizlikler Eş. 20'de verilen Kline ve McClintock yöntemi [21] kullanılarak belirlenmiştir. Buna göre maksimum belirsizlikler Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için sırası ile  $14,8\%$  ve  $4,6\%$ 'dır. Yapılan her bir deney başka bir zaman diliminde aynı şartlar altında tekrar edilmiştir ve verilen belirsizlikler doğrulanmıştır.

$$W_{f(x,y,...)} = \sqrt{\left(\frac{\delta f(x,y,...)}{\delta x} \omega_x\right)^2 + \left(\frac{\delta f(x,y,...)}{\delta y} \omega_y\right)^2 + \dots} \quad (20)$$

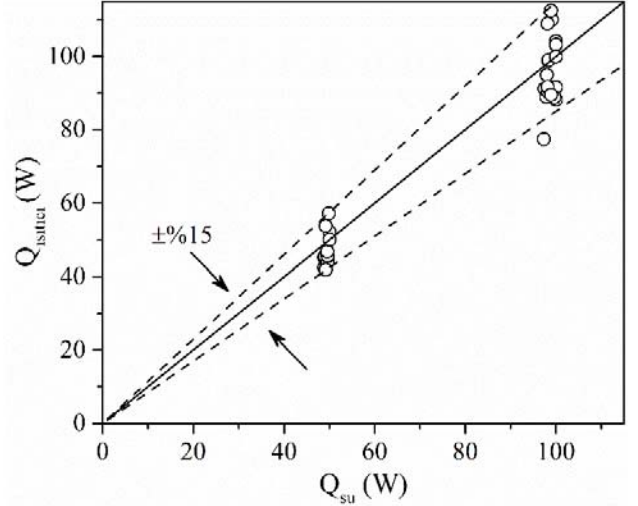
#### 5. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Sarmal şerit kullanımının,  $30^\circ$  eğimli dairesel kesitli boru içi akışta ısı geçişine ve basınç kaybına etkisi detaylı olarak irdelenmiştir. Öncelikli olarak yapılan her bir deneyde enerjinin korunumu gereği birim zamanda akışkana aktarılan enerji miktarı ile 50 ve 100 W değerlerinde çalıştırılan elektrikli ısıtıcı gücü karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil 3'te verilmiştir.

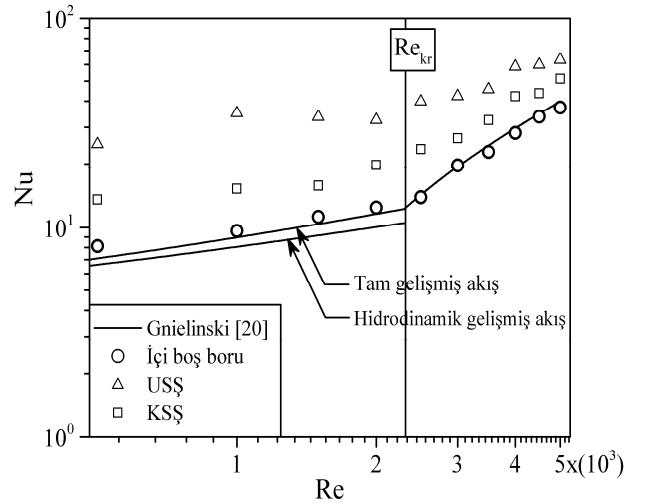
##### 5.1. Sarmal Şeritlerin Isı Geçişine Etkisi (Effect of Twisted Tape on Heat Transfer)

Şekil 4'te deneysel Nusselt sayısının, düz boruda gelişmekte olan akış için Gnielinski [20] tarafından geliştirilen bağıntı sonuçları ile karşılaştırılması verilmiştir. Deneysel sonuçlar ile bağıntı sonuçları arasında maksimum  $10\%$  sapma ile uyum gözükmektedir. Aynı şekilde, içi boş boruya yerleştirilmiş sarmal şeritlerin etkisi Reynolds sayısına bağlı gösterilmiştir. USŞ ve KŞŞ birlikte incelendiğinde artan Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı da artmaktadır. Fakat artış miktarı türbülans şiddeti arttıkça azalmaktadır. USŞ ile Nusselt sayıları, KŞŞ'ye göre laminar ve türbülanslı bölgede sırası ile  $39,1-56,4\%$  ve  $18,9-41,0\%$  yüksek çıkmıştır. Elde edilen sonuçlar, önceki araştırmalarla [17] benzer eğilim göstermektedir. Sarmal şeritler, boru boyunca yerleştirildiğinde teğetsel ve radyal yönde türbülans

dalgalarının ve yoğunluğunun sürekli artmasından dolayı ısı sınır tabaka boru boyunca yıkılmaktadır [11]. Bunun sonucunda ısı geçişinde artış meydana gelmektedir. Şekil 5'te USŞ ve KŞŞ ile yapılan deneyler, içi boş boru ile yapılan deneylerle Nusselt sayılarının oranı şeklinde sunulmuştur. Burada laminar, geçiş ve türbülans rejimleri için maksimum sırası ile 3,6, 2,9 ve 2,1 kat ısı iyileşme olmaktadır. Isıl sınır tabaka kalınlığının laminar rejimde daha ince olması türbülanslı rejime göre Nusselt sayısını daha çok arttırmıştır.



Şekil 3. Test borusunda genel enerji dengesi (Overall energy balance for test tube)

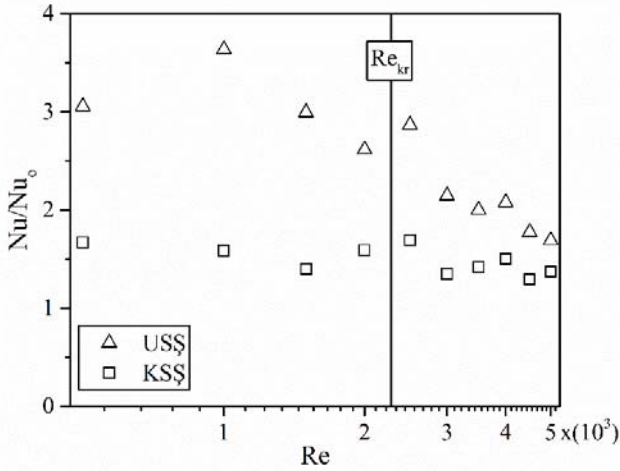


Şekil 4. İçi boş ve sarmal şerit yerleştirilmiş borularda Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi (Nusselt number versus Reynolds number for smooth and twisted tape inserted tubes)

Birim zamanda akışkana aktarılan enerji ile ısıtıcı gücü arasındaki izafi sapmanın  $\pm 15\%$  olduğu tespit edilmiştir. Test borusundan ortalama  $3-5\%$  ısı kaybı ve deneysel belirsizlikler göz önüne alındığında bu sapma normal olup, enerjinin korunumu sağlanmaktadır.

### 5.2. Sarmal Şeritlerin Basınç Kaybına Etkisi (Effect of Twisted Tape on Pressure Drop)

Şekil 6'da düz boruda sürtünme faktörü için deneysel sonuçlar, laminer akış için  $64/Re$ , geçiş ve türbülanslı akış için "Colebrook denklemi" olarak bilinen teorik sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Deneysel ile teorik sonuçlar ortalama %10 sapma ile uyum göstermektedir. Test borusunun yatay düzlem ile yaptığı açının  $30^\circ$  olması ve akışın ısı olarak gelişmekte olması, deneysel sürtünme faktörünün teorik sonuçtan belli oranda sapsmasına neden olmaktadır. Sarmal şeritlerin boru boyunca veya boru çıkışında kullanımı içi boş boruya benzer bir eğilim (Düşük Reynolds sayılarında büyük olmakta, Reynolds sayısının artması ile azalmaktadır.) göstermektedir. Bu eğilim genellikle pasif yüzey genişletme yöntemlerinde görülmektedir (ör. [10, 11]). USŞ ile sürtünme faktörü, KSS'ye göre laminer ve türbülanslı bölgede sırası ile %13-50 ve %32-47 yüksek çıkmıştır. USŞ ile akış alanı boru boyunca bozulurken daha fazla dirence ve sürtünme kuvvetine neden olmaktadır. Şekil 7'de USŞ ve KSS için yapılan deneyler, laminer, geçiş ve türbülanslı akış şartlarında düz boru ile karşılaştırılması  $f/f_0$  olarak sunulmuştur. Burada sürtünme faktörü laminer, geçiş ve türbülanslı rejimler için maksimum sırası ile 5,8, 6,0 ve 4,5 kat artmaktadır. Laminer rejimdeki artış Reynolds sayısındaki artış ile yükselirken türbülanslı rejimde tersi bir eğilim olmaktadır.

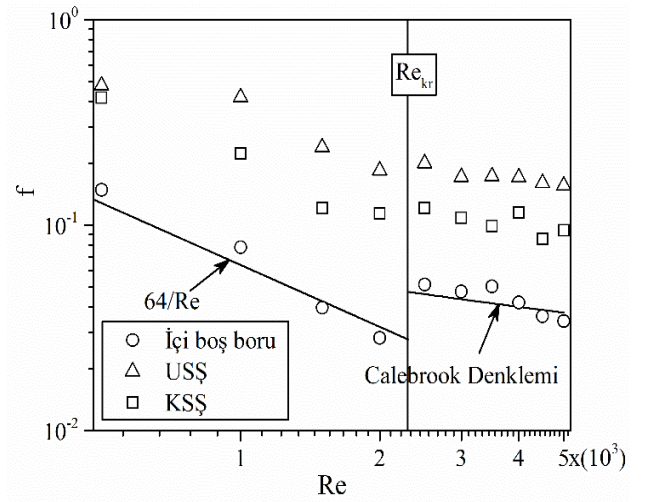


**Şekil 5.** Sarmal şerit Nusselt sayısının içi boş boru Nusselt sayısı ile karşılaştırılması  
(Comparison of Nusselt number of twisted tape and Nusselt number of smooth tube)

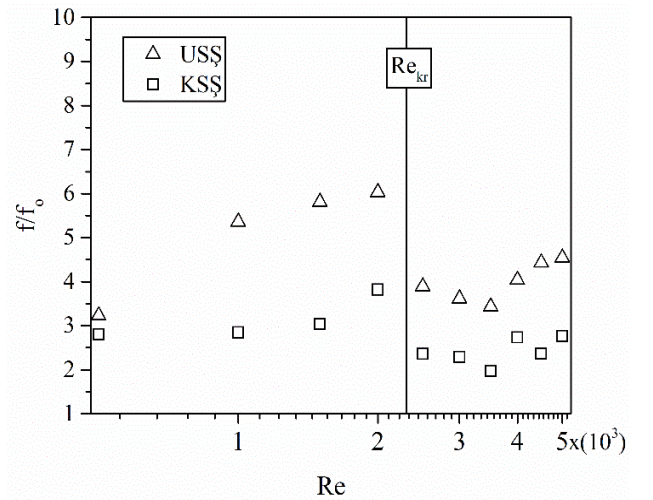
### 5.3. Performans İyileştirme Faktörü (Performance Enhancement Factor)

Sarmal şeritlerin kullanımı ısı geçişini artırırken sürtünme faktörünü de artırmaktadır. Bu neden ile sarmal şeritlerin performans iyileştirme faktörü eşit pompalama gücü şartında hesaplanmıştır. Hesaplama sonuçları Şekil 8'de gösterilmiştir. Burada performans iyileştirme faktörü, USŞ için 1,1-2,1 iken KSS için 0,9-1,3 olmaktadır. Performans iyileştirme faktörü, Reynolds sayısının artması ile azalmakta

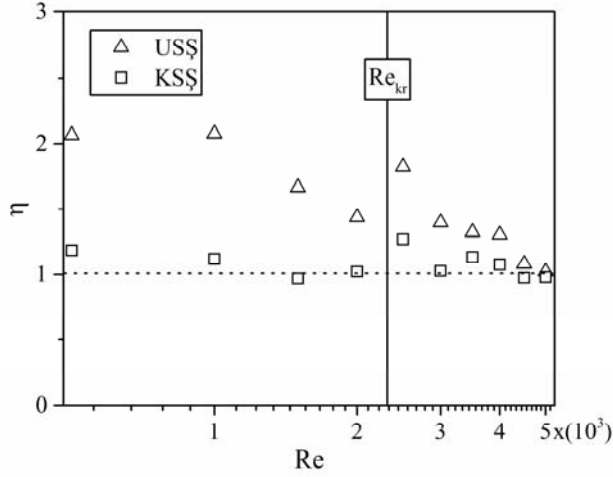
ve Reynolds sayısının 4500 değerinden sonra yaklaşık sabit kalmaktadır. Bu durum, farklı uzunluk oranlarında sarmal şerit kullanımının laminer ve zayıf türbülanslı akışlarda avantajlı olduğunu göstermektedir. Düşük Reynolds sayılarında elde edilen performans iyileştirme faktörü, Man vd. yaptıkları çalışmada [11] türbülanslı akışta bildirilen değerlerden önemli derecede yüksektir. Bununla birlikte yüksek Reynolds sayılarında farklı sarmal şerit uzunluk oranları ile %50 malzeme tasarrufu sağlanabilir. Nitekim çoğu araştırma [9-11] yüksek Reynolds sayılarında, Nusselt sayısı ile karşılaştırıldığında sürtünme faktörü etkisinin baskın olduğunu ortaya koymaktadır. Bu neden ile sonraki çalışmalarda, ısı olarak gelişmekte olan akış için düşük Reynolds sayılarında, yüzey işlemlerinin etkisi araştırılabilir.



**Şekil 6.** İçi boş ve sarmal şerit yerleştirilmiş borularda sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi  
(Friction factor versus Reynolds number for smooth and twisted tape inserted tubes)



**Şekil 7.** Sarmal şerit sürtünme faktörünün içi boş boru sürtünme faktörü ile karşılaştırılması  
(Comparison of friction factor for smooth tube and twisted tape inserted tube)



**Şekil 8.** Performans iyileştirme faktörü  
(Performance enhancement factor)

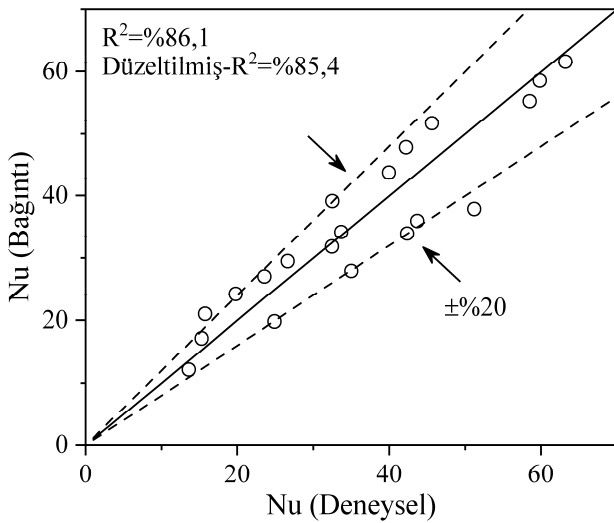
#### 5.4. Nusselt Sayısı ve Sürtünme Faktörü Bağlıları (Correlations of Nusselt Number and Friction Factor)

Deneysel veriler esas alınarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için çok değişkenli regresyon analizi yapılmıştır. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü bağıntıları,  $UO$ 'ya bağlı olarak sırası ile Eş. 21 ve 22'de verilmiştir.

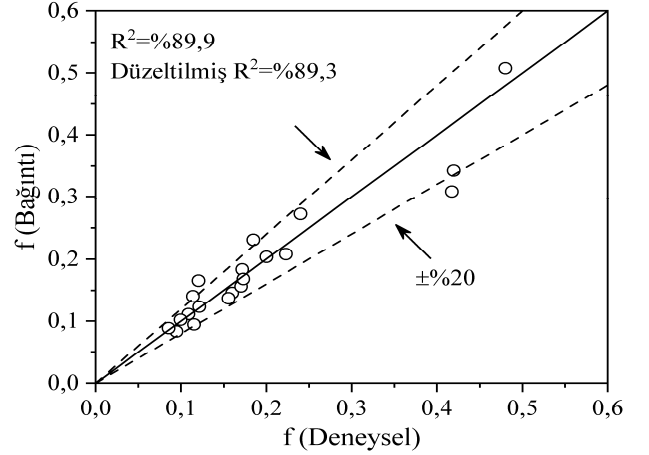
$$Nu = 0,497Re^{0,49}Pr^{1/3}(UO)^{0,698} \quad (21)$$

$$f = 17,2Re^{-0,567}(UO)^{0,718} \quad (22)$$

Şekil 9 ve 10'da sırası ile Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için bağıntı ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Nusselt sayısı için  $R^2$  değeri %86 olurken, sürtünme faktörü için bu değer %90 olmuştur. Ayrıca ortalama sapma oranları, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için sırası ile  $\pm\%13,9$  ve  $\pm\%11,9$  olmaktadır.



**Şekil 9.** Nusselt sayısı bağıntısının deney verileri ile karşılaştırılması  
(Comparison of Nusselt number correlation with experimental data)



**Şekil 10.** Sürtünme faktörü bağıntısının deney verileri ile karşılaştırılması  
(Comparison of friction factor correlation with experimental data)

#### 7. SİMGELER (SYMBOLS)

A	: boru yüzey alanı (m <sup>2</sup> )
$c_p$	: özgül ısı (kJ/kgK)
d	: boru iç çapı (m)
f	: sürtünme faktörü (-)
h	: ısı taşınım katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
I	: akım (A)
k	: ısı iletim katsayısı (W/mK)
L	: boru uzunluğu (m)
$L_1$	: uzun sarmal şerit uzunluğu (m)
$L_2$	: kısa sarmal şerit uzunluğu
$\dot{m}$	: kütleli debi (kg/s)
Nu	: Nusselt sayısı (-)
p	: hatve (m)
P	: Basınç (Pa)
Pr	: Prandtl sayısı (-)
$\dot{Q}$	: ısı geçiş miktarı (W)
Re	: Reynolds sayısı (-)
s	: eğim (der)
t	: boru et kalınlığı (m)
T	: sıcaklık (°C)
$T_m$	: ortalama akışkan sıcaklığı (°C)
$U_m$	: ortalama akışkan hızı (m/s)
w	: sarmal şerit genişliği (m)
$W_{f(x,y,...)}$	: fonksiyonunun belirsizliği (%)

#### 7.1. Yunan Harfleri (Greek Letters)

$\delta$	: sarmal şerit kalınlığı (m)
$\Delta P$	: basınç kaybı (Pa)
$\Delta V$	: potansiyel fark (V)
$\epsilon$	: enerji dengesindeki sapma (-)
$\eta$	: performans iyileştirme faktörü (-)
$\rho$	: yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )

#### 7.2. Alt İndisler (Subscripts)

$\checkmark$	: çıkış
d	: dış cidar



g	: giriş
o	: içi boş boru
ort	: ortalama
s	: sarmal şerit
yal	: yalıtım

### 7.3. Kısaltmalar (Abbreviations)

HO	: hatve oranı
KSS	: kısa sarmal şerit
TB	: test borusu
UO	: uzunluk oranı
USS	: uzun sarmal şerit
VTS	: veri toplama sistemi

## 6. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, zorlanmış akış ve düzgün dağılımlı ısı akısı sınır şartında, ısıl olarak gelişmekte olan boru içi akış için sarmal şeritlerin kullanımı deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler, içi boş boruda ve ardından boru boyunca (USS) veya boru çıkışına (KSS) yerleştirilen sarmal şeritler ile Reynolds sayısının 500 ve 5000 aralığında (500'er adımlarda) tekrarlanmıştır. USS ve KSS kullanımı performans iyileştirme faktörü ile değerlendirilmiştir. Performans iyileştirme faktörü sarmal şerit uzunluğuna bağlı olarak azalma eğilimindedir. Laminer, geçiş ve türbülanslı rejimde en iyi performans iyileştirme faktörü USS'de olup, türbülans şiddeti arttıkça KSS ile yaklaşık aynı performans görülmektedir ( $Re=4500, 5000$ ). Maksimum performans USS'de laminer akış bölgesinde 2,1 olurken, KSS'de bu oran türbülanslı bölgede 1,3 olmaktadır. KSS kullanımı, şiddetli türbülanslı akışlarda önerilmektedir. Son olarak, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için sarmal şerit uzunluk oranına bağlı bağıntılar geliştirilmiştir. Bağıntı sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında ortalama sapma oranları, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için sırası ile  $\pm\%13,9$  ve  $\pm\%11,9$  olup, pratik uygulamalarda kullanılabilceği anlaşılmıştır.

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Varun Garg M.O, Nautiyal H., Khurana S., Shukla M.K., Heat transfer augmentation using twisted tape inserts: A review, *Renew Sustain Energy Rev*, 63, 193-225, 2016.
2. Manglik R.M., Bergles A.E., Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part I-laminar flows, *J Heat Transfer*, 115 (4), 881-889, 1993.
3. Manglik R.M., Bergles A.E., Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part II-transition and turbulent flows, *J Heat Transfer*, 115 (4), 890-896, 1993.
4. Jaisankar S., Radhakrishnan T.K., Sheeba K.N., Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of forced circulation solar water heater system fitted with left-right twisted tapes, *Sol Energy*, 9 (3), 1943-1952, 2009.
5. Eiamsa-ard S., Thianpong C., Promvong P., Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements, *Int Commun Heat Mass Transf*, 33 (10), 1225-1233, 2006.
6. Chang S.W., Yu K., Lu M.H., Heat transfers in tubes fitted with single, twin, and triple twisted tapes, *Exp Heat Transf*, 18 (4), 279-294, 2005.
7. Eiamsa-ard S., Thianpong C., Eiamsa-ard P., Promvong P., Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert, *Int Commun Heat Mass Transf*, 36 (4), 365-371, 2009.
8. Yadav R.J., Padalkar A.S., CFD analysis of fully decaying, partially decaying and partly swirl flow in round tubes with short length twisted tapes, *J Energy Technol Policy*, 3 (1), 40-53, 2013.
9. Man C., Yao J., Wang C., The experimental study on the heat transfer and friction factor characteristics in tube with a new kind of twisted tape insert, *Int Commun Heat Mass Transf*, 75, 124-129, 2016.
10. Piriyarungrod N., Eiamsa-ard S., Thianpong C., Pimsarn M., Nanan K., Heat transfer enhancement by tapered twisted tape inserts, *Chem Eng Process: Process Intensif*, 96, 62-71, 2015.
11. Man C., Lv X., Hu J., Sun P., Tang Y., Experimental study on effect of heat transfer enhancement for single-phase forced convective flow with twisted tape inserts, *Int J Heat Mass Transf*, 106, 877-883, 2017.
12. Sroysri A., Eiamsa-ard S., Periodically fully-developed heat and fluid flow behaviors in a turbulent tube flow with square-cut twisted tape inserts, *Appl Therm Eng*, 112, 895-910, 2017.
13. Aldali Y., Elbaba I., Morad K., Heat transfer enhancement for laminar flow in circular tubes with twisted-tape inserts, *J Thermophys Heat Transf*, 29 (4), 805-811, 2015.
14. DU Plessis J.P., Kröger D.G., Heat transfer correlation for thermally developing laminar flow in a smooth tube with a twisted-tape insert, *Int J Heat Mass Transf*, 30 (3), 509-515, 1987.
15. Lim K.Y., Hung Y.M., Tan B.T., Performance evaluation of twisted-tape insert induced swirl flow in a laminar thermally developing heat exchanger, *Appl Therm Eng*, 121, 652-661, 2017.
16. Eiamsa-ard S., Seemawute P., Wongcharee K., Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows, *Exp Therm Fluid Sci*, 34 (6), 711-719, 2010.
17. Wongcharee K., Eiamsa-ard S., Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through the round tubes inserted with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tapes, *Int Commun Heat Mass Transf*, 38 (3), 348-352, 2011.
18. Eiamsa-ard S., Promvong P., Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tape inserts, *Int J Heat Mass Transf*, 53 (7-8), 1364-1372, 2010.

19. Churchill S.W., Chu H.H.S., Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder, *Int J Heat Mass Transf*, 18 (9), 1049-1053, 1975.
20. Gnielinski V., *Heat Transfer in Pipe Flow*, VDI Heat Atlas, Ed: Springer Verlag, London, 701-711, 2010.
21. Kline S.J., McClintock F.A., Describing uncertainties in single sample experiments, *Mech Eng*, 75 (1), 3-8, 1953.