

## Kanatçıklı iç borulu dikey ısı değiştiricilerinde ısı transferi ve basınç düşümü analizi

### *Analysis of heat transfer and pressure drop in vertical heat exchangers with finned inner pipe*

Tarkan KOCA<sup>\*1,a</sup>, Serbay Ali BUDAK<sup>2,b</sup>

<sup>1</sup>İnönü Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 44100, Malatya

<sup>2</sup>Elektrik Üretim Anonim Şirketi, 06100, Ankara

• Geliş tarihi / Received: 18.06.2020

• Düzeltilerek geliş tarihi / Received in revised form: 26.10.2020

• Kabul tarihi / Accepted: 17.11.2020

#### Öz

Bu çalışmada kanatçık sayısı farklı olan kanatçıklı iç borulu ısı değiştiricisinin dik konumlandırılmasıyla ısı transferinin artırılması deneysel olarak ele alınmıştır. Çalışmanın diğer çalışmalardan en önemli farkı ısı değiştiricinin dik konumlandırılmasıdır. Dik konumlandırılan ısı değiştiricisindeki ısı transferini analiz etmek için deney seti kurulmuştur. Isı transferleri ve basınç düşümleri farklı iç borularda incelenmiştir. Her boru için akış türbülanslıdır. Hem kanatçıklı iç boru için hem de iç boru ile dış boru arasındaki aralıklar için hesaplamalar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre Reynolds sayısı ve Nusselt sayısı hesaplanmış, grafikleri çizilmiştir. Deney sonuçlarından elde edilen değerler Petukhov'un eşitliğinden çıkan değerlere oldukça yakındır. Yapılan deneylerde en iyi ısı transferinin kanatçık sayısı en fazla olan iç boruda olduğu saptanmıştır. Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boruda düz boruya göre ısı transferi %147.38 artarken basınç kaybı da %131.25 artmıştır. Kanatçıklı iç borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferi miktarı düz boruya göre daha iyi olmaktadır. Fakat kanatçıkların etkisiyle basınç düşümlerinde artışlar olmaktadır.

**Anahtar kelimeler:** Dikey Isı Değiştiricileri, Isı Transferi, Kanatçıklı Boru, Türbülanslı Akış

#### Abstract

*In this study, increasing the heat transfer by the vertical positioning of the finned inner pipe heat exchanger which has different fin number has been discussed experimentally. The most important difference of the study from other studies is the vertical positioning of the heat exchanger. A testing set was installed to analyze the heat transfer in the vertically positioned heat exchanger. Heat transfers and pressure drop were analyzed at different inner pipes. The flow is turbulent for each tube with different fin number. Calculations were made both for finned inner pipe and annular spacing between inner pipe and outer pipe. All results were compared with each other to obtain the best results. According to the results, Reynolds number and Nusselt number were found and graphed. The values obtained from the experimental results are very close to the values derived from Petukhov's equation. In experiments, it was found that the best heat transfer was in pipe which has most fin number. In pipe which has 300 mm finned length, the heat transfer increased by 147.38% and also the pressure drop increased by 131.25% in comparison with straight tube. In finned inner tube heat exchangers, the amount of heat transfer is better than in straight tube. But with the effect of fins, pressure drops increase.*

**Keywords:** Vertical Heat Exchangers, Heat Transfer, Finned Pipe, Turbulent Flow

\*a Tarkan KOCA; tarkan.koca@inonu.edu.tr, Tel: (0532) 305 82 79, orcid.org/0000-0002-6881-4153

<sup>b</sup> orcid.org/0000-0002-4025-4916

## 1. Giriş

Farklı sıcaklıklarda iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı transferinin sağlanmasını temel alarak çalışan ısı değiştiriciler, mühendislik çalışmalarının en çok karşılaşılan konularından birisi haline gelmiştir. Isı transferi sistemlerinde ısı değiştiricileri önemli bir yere sahiptir (Dal, 2019). Isı değiştiriciler, termik santrallerde, kimya endüstrilerinde, taşıtlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesislerinde, ısı depolanması gibi birçok alanda geniş bir kullanıma sahiptir. Birçok alanda kullanılan ısı değiştiricilerinde sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasında ısı transferinin en yüksek ve verimli olması gerekmektedir. Yani ısı değiştiricilerinde amaç maksimum ısı çekebilmezdır. Bu da ancak ısı transferinin iyileştirilmesiyle mümkün olabilmektedir. Isı transferini iyileştirmek için ise devamlı çalışmalar yapılmakta ve yeni teknikler deneysel olarak araştırılmaktadır. Ancak bu tekniklerin kullanılması ısı transferi miktarını artırırken basınç düşümünü de artırmaktadır. Basınç düşümlerinin çok fazla olması işletme ve bakım maliyetlerini artıracığından ısı değiştirici tasarlanırken bu kayıpların maliyete etkisi de dikkate alınmalıdır. Yapılan çalışmalarda ısı taşınım katsayısını artırmanın yollarından birinin türbülansın artırılması olduğu görülmektedir. Isı geçişi, türbülanslı akışta laminer akışa göre daha fazla olmaktadır. Bu durumun sebebi ise laminer akışta, akışkanın parçacıklarının birbiri üzerinde katmanlar oluşturması ve bu şekilde bir akışın ısı geçişini olumsuz etkilemesidir. Türbülanslı akışta ise bu durumun aksine türbülans sebebiyle akış düzensiz olup birbirleriyle sürekli ve geniş bir modelde temas halinde olan akışkan parçacıkları arasında ısı geçişi artmaktadır. Türbülans artırıcı sistemler veya sistem elemanları ısı transfer yüzeyini artırdıkları, sınır tabakayı kolayca bozarak yeniden oluşmasını sağladıkları ve dönmeli veya ikincil akış oluşturdukları için çok fazla kullanılmaktadır.

Isı değiştirici tiplerinden olan kanatlı-borulu ısı değiştiricileri endüstride yoğun olarak kullanılmaktadır (Kırtepe ve ark, 2018). Farklı tip ısı değiştiricileriyle ilgili çok sayıda çalışma yapılmıştır. Geometrik yapıların ısı değiştiricileri üzerinde ısı transferi üzerine etkileri incelenmiştir (Alimoradi vd., 2017). Plakalı ısı değiştirgeçleri genelde metal plakalardan oluşur ve plakalar toplam dört açıklığa sahiptir. Isı transferi bu kanallardan akan akışkan ile sağlanır (Zhang vd., 2019). İç içe borulu ısı değiştiricilerinin çok fazla tercih edilmesinin nedeni, endüstrinin birçok

alanında tasarımının basitliği ve bakım maliyetlerinin düşük olmasıdır (Omidı vd., 2017). İç boruya dalga şerit geometrili türbülatorler yerleştirilen iç içe borulu ısı değiştiricilerinde ısı verimliliğın arttığı gözlemlenmiştir (Pourahmad vd., 2016). Dalgalı kanatçıklı ısı değiştiricinin yanıt yüzey metodu ile çok amaçlı optimizasyonun yapılması amaçlanmış ve dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine düz veya şaşırtmalı bir şekilde yerleştirilen S kanat tiplerinde ısı transferi ve basınç kaybı özellikleri yanıt yüzey metoduyla hesaplanmıştır. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için matematiksel modeller kurulmuş olup modelleme yapılırken merkezi kompozit tasarım kullanılmıştır. Elde edilen modellerin Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü tahminlerinin literatür ile uyumlu sonuçlar verdiği, bu yüzden yanıt yüzey metodunun Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün tahmininde kullanılabileceği görülmüştür (Bazarbashi, 2013). Plakalı kanatlı bir ısı eşanjöründe ısı transferini artırmak için 30° ve 90° açılı ve yatay yönden 10 mm ofsetli dikdörtgen kanatların potansiyeli, birleşik ısı transferi yaklaşımı ile sayısal olarak değerlendirilmiş ve karşı akış için kanatçiksız kanala kıyasla 30° kanatçık açılı kanal çıkışında ısı transferinin% 10 arttığı tespit edilmiştir (Buyruk vd., 2013). İç içe borulu ısı değiştirgeçleri üzerinde modifiye yapılmış ve helisel iç borulu ısı değiştiricisinde 5 farklı tipteki helisel iç boruya dönme hareketi vererek ısı transferi miktarı değişimi ve basınç düşümü üzerine çalışma yapılmıştır. Çalışmada ısı transferi miktarının devir arttıkça arttığını ancak basınç düşümünün de arttığı gözlemlenmiştir (Koca, 2007). Kendinden kanatlı ve türbülatorlü turbo kanatlı boru sisteminin geliştirilmesi üzerine inceleme yapılmış ve kısa kanatlı bir boruyla içten ve dıştan kanatlara sahip farklı kanat yapılarında boruların farklı akış tiplerinin sıcaklık farkına, basınç kaybına ve ısı transferine etkisi incelenmiştir. Çalışmalar Solidworks Akış Simülasyonu ile yapılmış olup Reynolds sayısının artışının ısı transferini ve basınç kayıplarını artırdığı ancak ısı transferindeki artışın negatif yönlü olduğu görülmüştür (Bozkula, 2016). Türbülans oluşturan kanatçıklı ve kanatçiksız boru ile deneyler yapılmış ve sürtünme faktörü ve Nusselt sayısına etkileri araştırılmıştır (Karagöz vd., 2017). Plakalı kanatlı bir ısı eşanjöründe ısı transferini arttırmak için 30° ve 60° açılı ve yatay yönden akışa dikey 10 mm ofsetli dikdörtgen kanatların potansiyeli, birleşik ısı transferi yaklaşımı kullanılarak sayısal olarak değerlendirilmiştir (Buyruk vd., 2013). Isı eşanjörlerinde farklı kanat yüzeyinin ısı transferi ve basınç düşmesi üzerindeki etkileri incelenmiştir (Mangrulkar vd., 2019). Isı eşanjörlerinde ısı

transferi iyileştirme yöntemleri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. İç içe borulu tip bir ısı değiştirici tasarlanmış ve deney seti oluşturulmuş olup türbülatorlerin etkisiyle kesit daralması olacağı için ısı transferini artırdığı görülmüştür (Boran vd., 2014). Farklı tipteki dikdörtgen kanatların (dış zikzak-iç zikzak-düz-dış zikzak (tip B) ve iç zikzak-düz-iç zikzak (tip C)), bir plakalı kanatlı ısı değiştiricide ısı transferi iyileştirmesi üzerine çalışılmış ve ters akışlı kanatlı bir kanala kıyasla ısı transferinin C tipi kanatlı kanal çıkışında yüzde 9 arttığı görülmüştür (Buyruk vd., 2015). Paralel ve ters akış şartlarında Reynolds sayısının farklı değerlerinin ve kanatçık yüksekliğinin ısı transfer artışı üzerindeki etkisi ve ayrıca soğuk ve sıcak akışkanların sıcaklık dağılımları da incelenmiş olup soğuk akışkan sıcaklığının ters akış durumunda iç-dış zikzak kanatçıklı kanalda düz kanala göre kanal çıkışında % 8.4, paralel akış durumunda ise zikzak kanatçıklı kanalda yine düz kanalla karşılaştırıldığında % 7.6'lık artış elde edildiği belirtilmiştir (Buyruk vd., 2017). Farklı Reynolds sayısı değerleri ve değişen kanatçık yükseklikleri, kanat aralıkları ve ayrıca akışkanların sıcaklık dağılımları için ısı transferi iyileştirmeleri paralel ve ters akış için incelenmiştir (Buyruk vd., 2018). Gövde - boru tipi ısı değiştiricilerinde HAD uygulaması ile akış ve ısı analizi yapılmıştır. Küçük boyutlarda bir ısı değiştirici tasarlanmak istenmiş ve tek gövde-boru geçişi tercih edilmiştir. Değişik akış tipleri ve şaşırtma levha modelleri kullanılarak ısı taşınım katsayıları ve basınç kayıpları için analizler yapılmıştır (Karataş, 2019). Kanatçıklı ısı değiştiricinin ısı performansını sayısal olarak incelenmiş ve boru tipi bir ısı değiştiricinin sayısal modellemesi yapılarak en iyi ısı transferi performansı için en uygun kanat yapısı tespit edilmeye çalışılmıştır. Çalışmada modelleme için HAD yöntemi kullanılmış ve enerji denklemleri türbülanslı ve 2 boyutlu akışta çözümlenmiştir. Araştırma sonuçları, bütün çözümlenmelerde kanatsız ısı değiştiriciye kıyasla iyileşmenin olduğunu göstermiş, hatta bazı durumlarda kanatsız yapıya göre ısı transfer miktarında %400 dolaylarında arttığı gözlemlenmiştir (Çorak, 2010). Paralel ve ters akışlar için, 300, 600 ve 900 Reynolds sayıları için zikzak ve iç zikzak-dış zikzak kanatçık türleri ile ısı transferinin iyileştirilmesi ve akışkanların kanalın üst ve alt yüzeyinde değişen kanat yükseklikleri ve sıcaklık dağılımları incelenmiş ve karşı akış için kanatsız bir kanala kıyasla B tipi kanatlı kanal çıkışında ısı transferinin yaklaşık % 9 arttığı tespit edilmiştir (Buyruk vd., 2020). Çift borulu ısı değiştirici, gövde borulu ısı değiştirici ve plakalı ısı değiştirici için termodinamik analiz yapılmış olup kıyaslanan

ısı değiştirici tiplerinden birim alan için en yüksek performanslı olanı çift borulu ısı değiştirici olduğu tespit edilmiştir (Akyürek vd., 2020).

Bu çalışmada, deney seti olarak iç içe iki borudan oluşan zıt akışlı bir ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Isı değiştiricisi dikey konumlandırılmıştır. Deney setinde iç boru olarak farklı kanatçık sayısına sahip düşük karbonlu çelik borular, dış boru olarak ise yine çelikten imal edilmiş sabit düz boru kullanılmıştır. İç içe borulu ısı değiştiricisi dikey konumlandırılmıştır. Deneylerde düz ve farklı kanatçık sayısına sahip iç borular kullanılarak ısı transferi miktarı ve basınç kayıpları karşılaştırılmıştır. Literatürde belirtilen çalışmalar değerlendirildiğinde, bu çalışmada incelenen kanatçıklı iç borulu dikey ısı değiştiricisinin henüz araştırılmadığı görülmüştür.

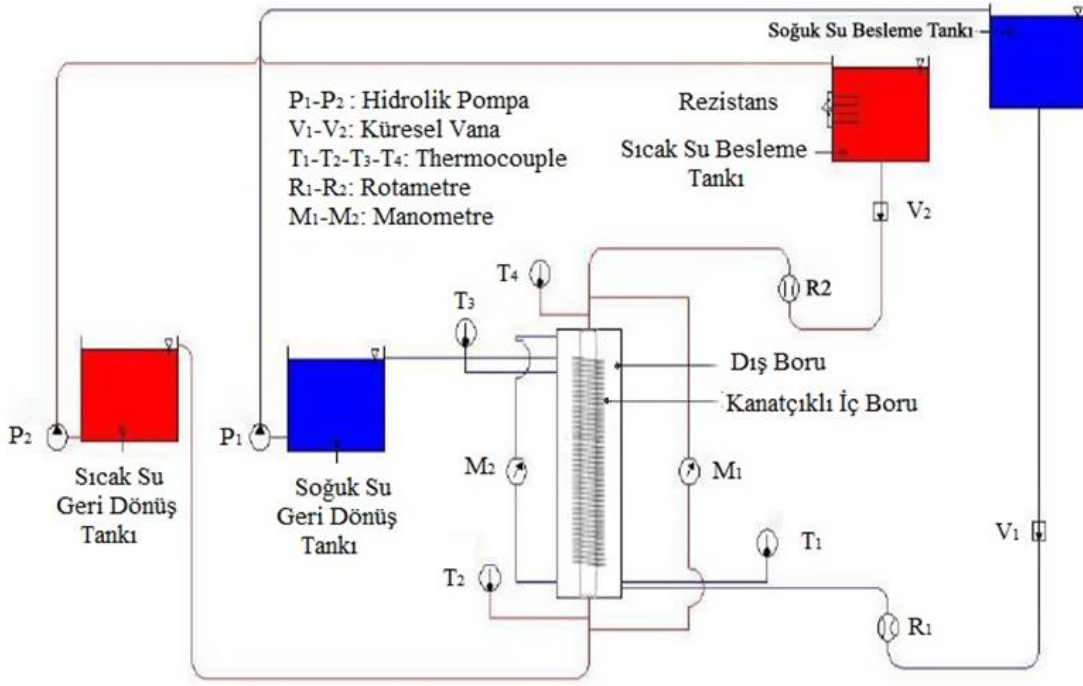
## 2. Materyal ve metot

Deney düzeneği iç içe iki borudan oluşan bir ısı değiştiricidir. Dıştaki çelik boru düz ve sabittir. İç borular ise kanatlı kısım uzunluğu 100 mm 200 mm ve 300 mm olan kanatçıklı tip seçilmiş olup referans olarak düz boru kullanılmıştır. Kullanılan deney seti Şekil 1' de şematik olarak gösterilmiştir. Boyu 650 mm, dış çapı 80 mm ve iç çapı 66 mm olan dış borunun içinden soğuk su geçerken; dış çapı 19 mm, iç çapı 16 mm olan iç borulardan ise zıt akışlı sıcak su geçirilmektedir. İç borunun kolaylıkla takılıp sökülebilmesi için hareketli flanşlar tercih edilmiştir.



Şekil 1. Deneylerde kullanılan iç boru tipleri

Boruların giriş kısımlarında kapasite oranlarının ayarlanabilmesi için rotametreler ve küresel vanalar kullanılmıştır. Ayrıca sıcaklık değişiklikleri ve basınç düşümleri için sistemde eşit uzaklıklara termokupllar ve manometreler yerleştirilmiştir.



Şekil 1. Deney setinin şematik görünümü

### 2.1. Analizler

Bu çalışmada her bir iç boru için 4 farklı kapasite oranında tüm deneyler yapılmıştır. Bu çalışmada yapılan bütün deneylerde akış türbülanslıdır. İçinde 6000watt'lık iki adet rezistans bulunan sıcak su besleme tankı ve soğuk su besleme tankının üstü açık hava basıncı sağlamak için açık bırakılmıştır. Deneye başlamak için sıcak su besleme tankındaki suyun ısınması beklenmiş, ayrıca bütün deneylerden sonra da kıyaslanmanın doğru yapılabilmesi için sıcak suyun istenilen sıcak su aralığına gelmesi beklenmiştir. Yapılan deney çalışmasında sıcak suyun debisinin soğuk suyun debisine oranı  $\dot{V}_h/\dot{V}_c$  kapasite oranı olarak kabul edilmiş ve 4 (dört) farklı kapasite oranı için deney

çalışmaları yapılmıştır. Kapasite oranları 0.25, 0.5, 0.75 ve 1 olarak seçilmiştir. Hacimsel debi deney düzeneğinde bulunan rotametrelerin hemen önüne yerleştirilen küresel vanalar aracılığıyla kontrol edilmiştir. Düz iç boru ile yapılan deney için gerekli ölçümler alındıktan sonra diğer tip iç borular için de aynı şekilde ölçümler alınmıştır. Deney düzeneği rejime girdikten sonra düzeneğe termokupullarla bağlı olan sayısal kontrol cihazlarından belirli sürelerde (5- 20 saniye aralığında) ölçüm değerleri okunup kaydedilmiştir. Kaydedilen bu ölçüm değerlerinde veya bağlantı noktalarında hata olup olmadığı kontrol edilmiştir. Tablo 1'de deneyde kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri ve belirsizlikleri verilmiştir.

Tablo 1. Deneyler sırasında kullanılan ekipman özellikleri

Ekipman	Teknik Özellikler	Belirsizlik
Termokupl	J Tipi, DIN 43710 ve IEC 60584 standartlarında Ölçüm Aralığı: 0-200 °C, Doğruluk : $\pm 0,4 - 0,5$ °C	0.42 °C
Rotametre	Değişken alan tipi, şamandıralı, Soğuk su: 250 L/h Sıcak su: 250 l/h, Doğruluk : $\pm 4 - 6$ l/h	4.8 l/h
Sayısal Kontrol Cihazı	DIN 43710 standartlarında, Güç sarfı: 7 W Okuma hızı: 2 Okuma saniye <sup>-1</sup> , A/s Çevrim: 16 bit Doğruluk sınıfı: 0,005	0.005

Deneyset testler sırasında azami önlem alınmasına rağmen, parametre ölçümlerinde bir sapma meydana gelmektedir. Bu nedenle, kullanımda olan tüm ölçüm cihazlarının yanlışlığının ve ilgili parametreler üzerindeki etkisinin değerlendirilmesi

oldukça önemlidir. Bu çalışmada Reynolds ve Nusselt sayılarının belirsizlik analizinde Kline ve McClintock yöntemi uygulanmış ve tablo 2'de verilmiştir.

**Tablo 1.** Parametreler ve belirsizlik değerleri

Parametre	Belirsizlik
Reynolds Sayısı	±%4.8
Nusselt Sayısı	±%4.1

### 3. Bulgular

Hem düz boru hem de kanatçıklı borular için yapılan deneylerde, kapasite oranı 1, 0.75, 0.5, 0.25 olacak şekilde farklı debiler tercih edilmiştir. Tablo 3’de dört farklı boru için ortalama ısı transferi miktarı, basınç düşümü miktarı ve ortalama Reynolds sayıları görülmektedir. Aynı kapasite oranında kanatçık uzunluğu arttıkça ısı transferi miktarı artmaktadır. Ancak basınç düşümü artmaktadır. Isı transferindeki artış miktarını en iyi

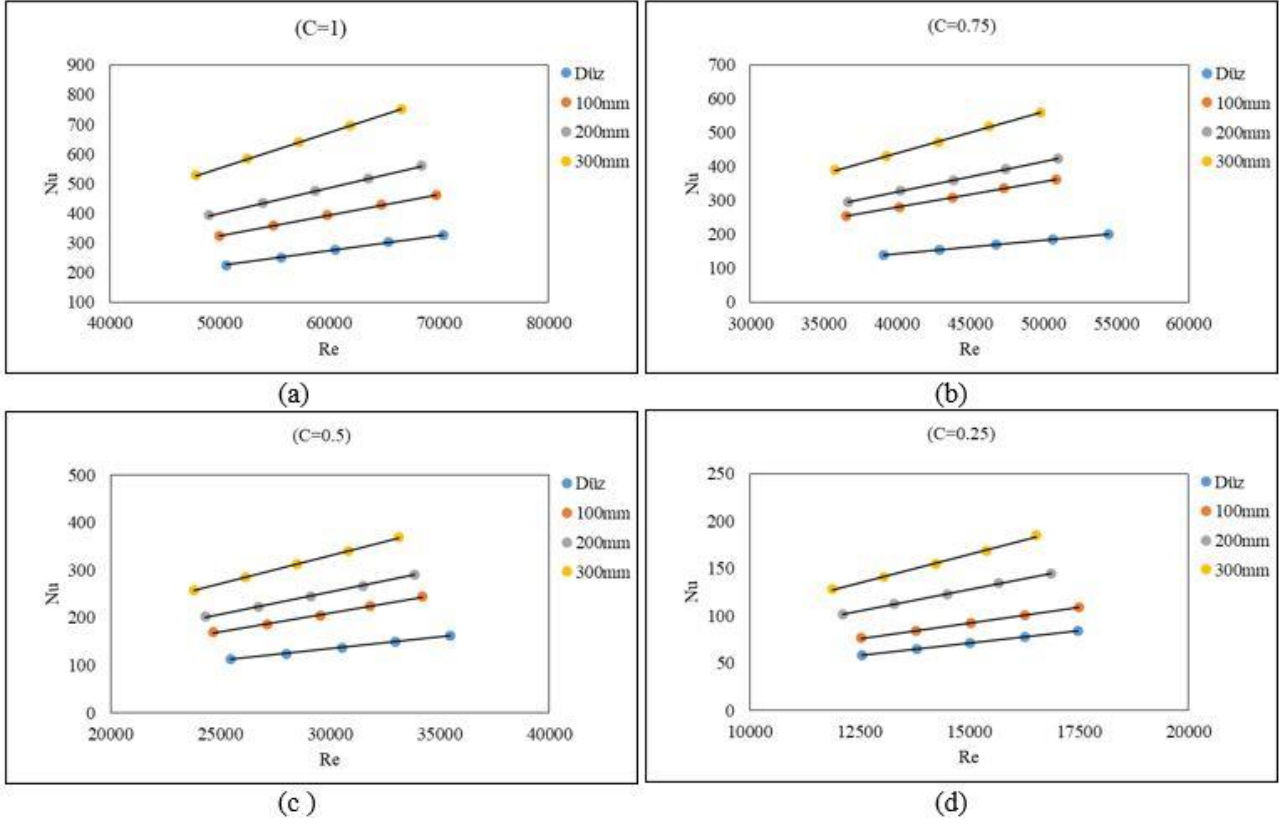
sağlayan boru 300 mm kanatlı uzunluğa sahip boru tipidir ancak diğer borulara oranla basınç kaybı da daha fazla artmaktadır. Kanatçık sayısı arttıkça ısı transferi artmaktadır. Fakat buna karşılık sistemin dikey olarak tasarlanmış olmasının da etkisiyle basınç kayıpları kanatçık sayısı arttıkça fazlasıyla artmaktadır. Literatürde benzer boru ve kanatçıklarla yatay olarak tasarlanan sistemler için ısı transferi artışı yakın olmasına rağmen farklı kanatçık ve türbülötör tipleriyle bu artış mevcut sistemin 2.5 katına kadar çıkabilmektedir. Ancak basınç kaybında yaşanan artışlar karşılaştırıldığında, benzer sistemlere göre %30’un üzerinde fazla kayıp görülmektedir. Bu sebeple basınç kaybı açısından farklı sistemler tasarlanarak daha iyi sonuçlar alınabilir.

**Tablo 2.** Farklı tip iç borularda, ortalama ısı transferi miktarı, ortalama basınç düşüşü ve Reynolds sayıları

Kapasite Oranı	Boru Tipi	Ortalama Isı Transferi Miktarı (J/s)		Ortalama Basınç Düşüşü Miktarı (kPa)		Ortalama Reynolds Sayıları	
		Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su
C=1	Düz Boru	16863.75	11588.76	-2.35	4.83	60506.49	4915.46
	100 mm	22703.40	14036.40	-2.45	6.41	59860.99	5052.82
	200 mm	24906.01	16668.64	-2.38	7.62	58736.04	5213.69
	300 mm	29234.46	18929.37	-2.40	9.47	57212.80	5317.69
C=0.75	Düz Boru	10940.44	10680.64	-2.82	4.70	46809.04	4886.66
	100 mm	17015.18	15387.9	-2.96	6.30	43772.52	5110.07
	200 mm	18701.27	17388.03	-2.92	7.39	43864.68	5245.36
	300 mm	21593.17	18629.91	-3.02	9.62	45113.21	5369.71
C=0.5	Düz Boru	8488.81	10428.64	-3.58	4.78	30503.76	4862.74
	100 mm	11286.33	15280.04	-3.52	6.24	29494.66	5118.41
	200 mm	12414.32	17276.18	-3.48	7.31	29113.33	5244.05
	300 mm	14202.73	18237.66	-3.49	9.19	31503.76	5362.38
C=0.25	Düz Boru	4303.98	10551.77	-4.30	4.82	15021.43	4905.10
	100 mm	5271.80	14479.90	-4.24	6.14	15026.50	5125.61
	200 mm	6156.67	17067.45	-4.19	7.18	14490.36	5238.31
	300 mm	7013.21	17878.41	-4.08	9.17	14218.61	5357.40

Şekil 3’te farklı boru tiplerinde ve farklı kapasite oranlarında sıcak su için ortalama Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı değişimi verilmiştir. Şekil 3’te ise kanatçık sayısındaki artış sayesinde ısı transferinin arttığı ve böylece aynı Reynolds değerlerinde daha yüksek Nusselt sayılarına ulaşıldığı görülmektedir. Grafikte görüldüğü üzere en yüksek ısı transferi 300 mm kanatlı uzunluğa sahip boruda gerçekleşmiştir. En yüksek Nusselt sayısı değerine kapasite oranı 1 iken ulaşılmıştır. 300 mm kanatlı uzunluğa sahip boruda ısı transferindeki artış; kapasite oranı C=1 olduğu durumda düz boruya kıyasla %147.38, 100 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %81.75, 200 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %65.47’ dir. Kapasite oranı

C=0.75 seçildiğinde ise düz boruya kıyasla %180.37, 100 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %79.54, 200 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %64.05 artış sağlanmaktadır. Kapasite oranı C=0.5 seçildiğinde ise düz boruya kıyasla %136.12, 100 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %78.01, 200 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %61.01 artış görülmektedir. Kapasite oranı C=0.25 seçildiğinde ise düz boruya kıyasla %132.45, 100 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %89.45, 200 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %61.83 artış elde edilmektedir.



**Şekil 2.** Sıcak su için Reynolds-Nusselt sayısı değişimi (a) C=1 (b) C=0.75 (c) C=0.5 (d) C=0.25

Şekil 4'te basınç kaybının Reynolds sayısı ile değişimi görülmektedir. Deney setinin dikey konumlanmış olmasından dolayı yer çekimi etkisiyle basınç kayıpları negatif yönlüdür. Ancak yer çekiminin oluşturduğu etki göz ardı edildiğinde 300 mm kanatlı uzunluğa sahip boruda basınç kaybı yüksektir. 300 mm kanatlı uzunluğa sahip boruda basınç düşümü artışı; kapasite oranı C=1 olduğu durumda düz boruya kıyasla %28.57, 100 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %31.82, 200 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %32.47' dir. Kapasite oranı C=0.75 seçildiğinde ise düz boruya kıyasla %16.67, 100 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %20, 200 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %20.9 basınç düşümü artışı olmaktadır. Kapasite oranı C=0.5 seçildiğinde ise düz boruya kıyasla %14.29, 100 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %17.24, 200 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %17.32 artış sağlanmaktadır. Kapasite oranı C=0.25 seçildiğinde ise düz boruya kıyasla

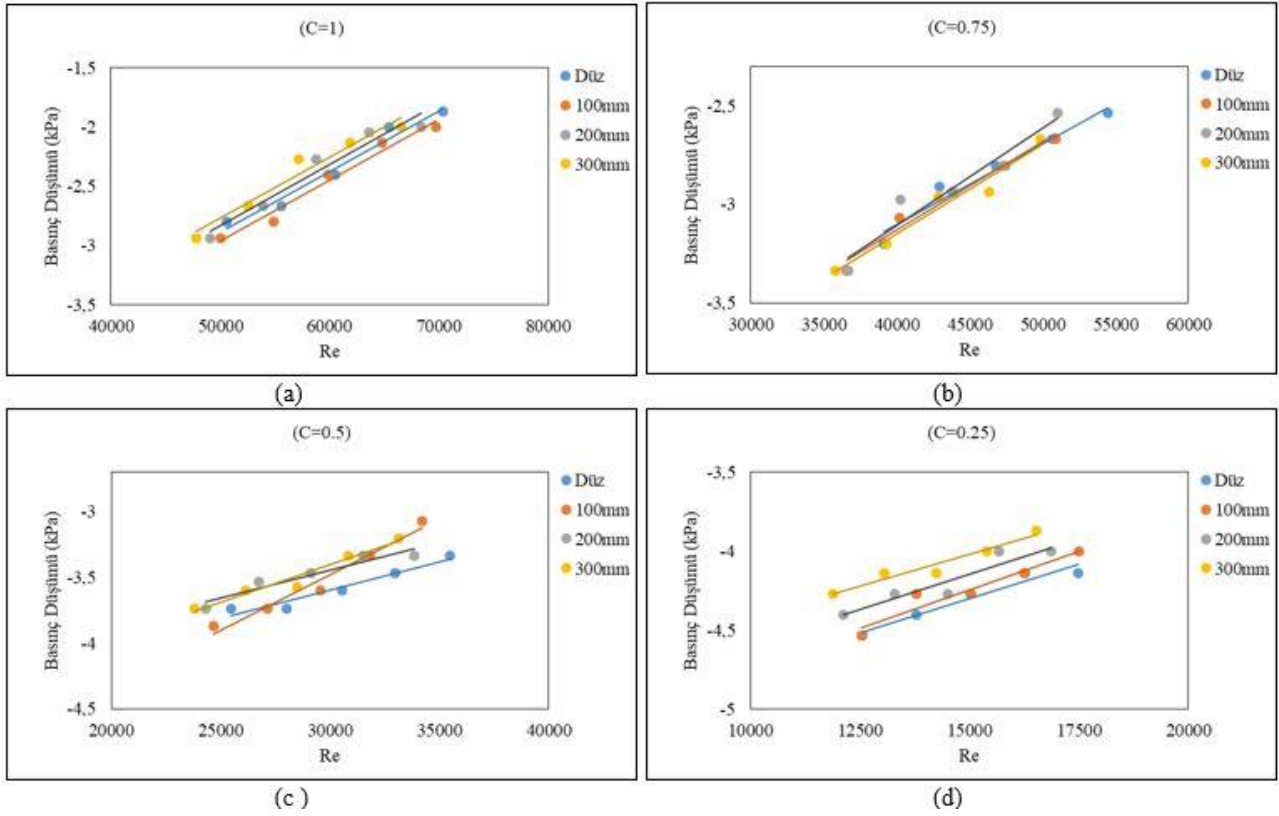
%14.71, 100 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %14.98, 200 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %12.12 olarak basınç düşümündeki artış görülmektedir.

### 3.1. Deney sonuçlarının teorik sonuçlarla karşılaştırılması

Isı değiştiricilerinde ısı transferi miktarının hesaplanması için sınır tabaka şartlarında, süreklilik denkleminin, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinin çözümlenmesi yapılmalıdır. Bu tip denklemler uygun sınır şartları belirlenerek çözülür (Baysal, 2009). Isı değiştiricilerinde sıcaklık dağılımı sıkıştırılmaz akışkanlar için aşağıda gösterildiği gibidir (Baysal, 2009).

Silindirik koordinatlarda üç boyutlu enerji denklemi şu şekildedir.

$$\rho \cdot C_p \cdot \left[ \frac{\partial T}{\partial t} + U_r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial \theta} + U_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right] = k \left[ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \mu \cdot q \quad (1)$$



**Şekil 4.** Sıcak su için Reynolds sayısı- Basmaç düşümü değışimi (a) C=1 (b) C=0.75 (c) C=0.5 (d) C=0.25

Sürekli denklemler silindirik yapılar da sıkıştırılmaz akışkanlar için şu şekildedir.

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(r \cdot U_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(U_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(U_z)}{\partial z} \quad (2)$$

Silindirik yapılar da sıkıştırılmaz akışkanlar için Navier-Stokes denklemleri “r” bileşenine bağlı olarak şu şekilde yazılır.

$$\begin{aligned} \rho \cdot \left[ \frac{\partial U_r}{\partial t} + U_r \cdot \frac{\partial U_r}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \cdot \frac{\partial U_r}{\partial \theta} - \frac{U_\theta^2}{r} + U_z \cdot \frac{\partial U_r}{\partial z} \right] \\ = -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho \cdot g_r + \mu \cdot \left[ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( r \cdot \frac{\partial U_r}{\partial r} \right) - \frac{U_r}{r^2} - \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 U_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 U_r}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (3)$$

Silindirik yapılar da sıkıştırılmaz akışkanlar için Navier-Stokes denklemleri “θ” bileşenine bağlı olarak şu şekilde yazılır.

$$\begin{aligned} \rho \cdot \left[ \frac{\partial U_\theta}{\partial t} + U_r \cdot \frac{\partial U_\theta}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \cdot \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} - \frac{U_\theta^2}{r} + U_z \cdot \frac{\partial U_\theta}{\partial z} \right] \\ = -\frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho \cdot g_\theta + \mu \cdot \left[ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( r \cdot \frac{\partial U_\theta}{\partial r} \right) - \frac{U_\theta}{r^2} - \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 U_\theta}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial U_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 U_\theta}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (4)$$

Silindirik yapılar da sıkıştırılmaz akışkanlar için Navier-Stokes denklemleri “z” bileşenine bağlı olarak şu şekilde yazılır.

$$\rho \cdot \left[ \frac{\partial U_z}{\partial t} + U_r \cdot \frac{\partial U_z}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial \theta} + U_z \cdot \frac{\partial U_z}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho \cdot g_z + \mu \cdot \left[ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( r \cdot \frac{\partial U_z}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 U_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 U_z}{\partial z^2} \right] \quad (5)$$

Yapılan bu çalışmada yapılan deneylerden elde edilen sonuçlarla literatürdeki deneysel çalışmalardan elde edilen teorik sonuçlar karşılaştırarak doğruluğu incelenmiştir. Bu çalışmada ısı, iç boruda akan sıcak sudan dış borudan zıt yönde akan soğuk suya aktarılmaktadır.

Zıt akışta transfer edilen ısı miktarı;

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h \cdot C_{ph} (T_{hg} - T_{hc}) \quad (6)$$

Enerjinin korunumu kanunundan ısı taşınım katsayısı;

$$\dot{Q}_h = h \cdot A_y \cdot \Delta T'_{\log} \rightarrow h = \frac{\dot{Q}_h}{A_y \cdot \Delta T'_{\log}} \quad (7)$$

Burada;

$$\Delta T'_{\log} = \frac{(T_{hg} - T_{yg}) - (T_{hc} - T_{yc})}{\ln \frac{(T_{hg} - T_{yc})}{(T_{hc} - T_{yg})}} \quad (8)$$

Ayrıca Reynolds sayısı;

$$Re_h = \frac{\rho \cdot V_h \cdot d_{es}}{\mu_h} \quad (9)$$

Nusselt sayısı;

$$Nu = \frac{h \cdot d_{es}}{k} \quad (10)$$

Sürtünme faktörü;

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{d_{es}}\right) \left(\frac{\rho \cdot V^2}{2}\right)} \quad (11)$$

Literatürdeki Nusselt Sayısı deneysel ifadeleri aşağıda verilmiştir;

Gnielinski'ye göre;

$$3000 \leq Re \leq 5.106$$

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (12)$$

Sieder ve Tate'ye göre;

$$Re \geq 1.104 \text{ iken;}$$

$$Nu = 0.027 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (13)$$

Petukhov'a göre;

$$3000 \leq Re \leq 5.106 \text{ iken;}$$



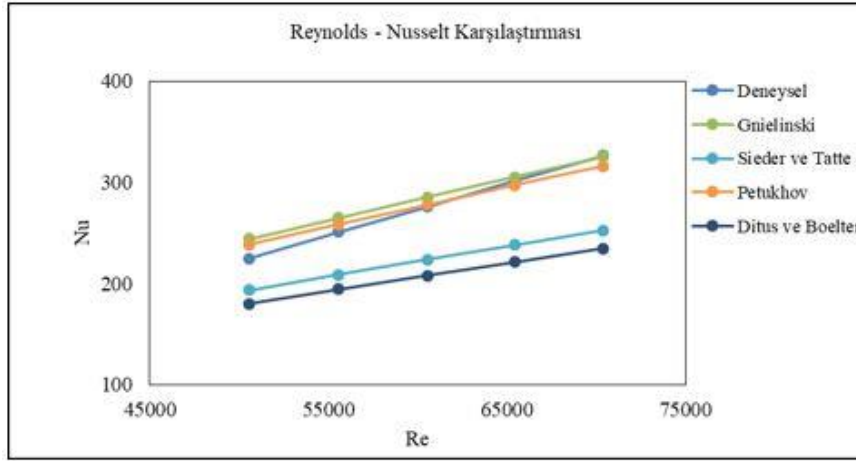
$$Nu = \frac{(f/8). Re. Pr}{1.07 + 12.7. (f/8)^{1/2}. (Pr^{2/3} - 1)} \quad (14)$$

Dittus ve Boelter'e göre;

$Re \geq 1.104$ iken;

$$Nu = 0.023. Re^{0.8}. Pr^{0.3} \quad (15)$$

olarak yazılmaktadır.



Şekil 5. Deneysel sonuçlar ile teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının karşılaştırılması

Şekil 6'da görüleceği üzere deneysel olarak elde edilen Nusselt sayıları ile teorik olarak elde edilen Nusselt sayıları birbirine yakındır. Deney sonuçlarından elde edilen değerler Petukhov'un eşitliğinden çıkan değerlere oldukça yakındır.

#### 4. Tartışma ve sonuçlar

Çalışmada önemli sonuçlara ulaşılmıştır. İç içe borulu ısı değiştiricilerinde iç borunun kanatçıklı olması ısı transferini oldukça artırmıştır. Kullanılan dört çeşit iç boru ısı verimlilik açısından birbirleriyle kıyaslanmıştır. Ayrıca kapasite oranına göre de kendi içlerinde mukayese edilmiştir. Düz boruda sıcak suyun ve soğuk suyun debisi belirli kapasite oranlarında ayrı ayrı ölçüldüğünde kapasite oranının  $C=1$  olduğu durumda ısı transferi en fazla olmaktadır. Ama basınç kayıpları da aynı şekilde artmaktadır. Bu durum kapasite oranlarının ısı transferine ve basınç düşümüne etkisinin olduğunu göstermektedir. Kanatlı uzunluğu 100 mm olan iç boruda sıcak su ve soğuk suyun debisi eşit seçildiğinde ısı transferi düz boruya oranla bir miktar artmış, buna karşılık bir miktar basınç düşüşü de yaşanmıştır. Ancak en yüksek artış kapasite oranı  $C=0.75$  olduğu durumda ölçülmüştür. İç boru olarak kanatlı uzunluğu 200 mm olan tip seçildiğinde ısı transferi düz boruya göre belirgin olarak artmıştır.  $C=1$

kapasite oranında ise ısı transferindeki artış en yüksek seviyededir. Ancak basınç kaybı da oldukça artmaktadır. Kullanılan son tip, kanatlı uzunluğu 300 mm olan iç borudur. Kapasite oranına bağlı olarak ısı transferinde ve basınç kaybında değişimler belirlenmiştir. Kanatlı uzunluğu 100 mm olan iç boruda olduğu gibi bu tip boruda da ısı transfer miktarı, kapasite oranı  $C=0.75$  olduğu zaman en fazla olmuştur. Ancak basınç düşümü yine en fazla bu tip boruda olmuştur. Isı transferindeki artış miktarını en iyi sağlayan boru 300 mm kanatlı uzunluğa sahip boru tipidir ancak diğer borulara oranla basınç kaybı da daha fazla artmaktadır. Isı transferindeki artış düz boruya kıyasla %147.38' tir. 100 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %81.75, 200 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %65.47' dir. Bu değerler kapasite oranının  $C=1$  olduğu durum içindir. Kapasite oranı  $C=0.75$  seçildiğinde ise düz boruya kıyasla %180.37, 100 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %79.54, 200 mm kanatlı uzunluğa sahip boruya kıyasla %64.05 artış sağlanmaktadır.

Yapılan deneyde ulaşılan en önemli sonuç; kanatçık sayısının artması ile ısı transferi miktarı, iç boru ile dış boru arasındaki aralıkta oluşan türbülans dolayısı ile daha fazla artmaktadır. Bu yüzden ısı transferi miktarını artırmak için kanatçık

sayısı artırılabilir ve böylelikle ısı transferi yüksek seviyelere çıkarılabilir. Akışkanın daha fazla yüzeyle temas etmesi bunda etkilidir. Fakat buna karşılık sistemin dikey olarak tasarlanmış olmasının da etkisiyle basınç kayıpları kanatçık sayısı arttıkça fazlasıyla artmaktadır. Literatürde benzer boru ve kanatçıklarla yatay olarak tasarlanan sistemler için ısı transferi artışı yakın olmasına rağmen farklı kanatçık ve türbülator tipleriyle bu artış mevcut sistemin 2.5 katına kadar çıkabilmektedir. Ancak basınç kaybında yaşanan artışlar karşılaştırıldığında, benzer sistemlere göre %30'un üzerinde fazla kayıp görülmektedir. Bu sebeple basınç kaybı açısından farklı sistemler tasarlanarak daha iyi sonuçlar alınabilir. Ancak ısı değiştiricisi çalışmalarında (Omidi vd., 2017) ısı transfer oranının yaklaşık yüzde 400 arttığı, en fazla basınç düşüşünün ise düz tüpe göre yüzde 1000 olduğu belirtilmiştir. Bu ifade basınç düşümü değerinin literatürde belirtilen değerlere göre yüksek olmadığını göstermektedir.

Bu çalışmadan elde edilen deneysel verilerle teorik sonuçlar birbiriyle uyum içerisinde. Literatürle

karşılaştırıldığında (Buyruk vd. 2020,) (Akyürek vd., 2020) benzer sonuçlar elde edilmekle birlikte, yapılan çalışmada literatürde yapılan çalışmalara göre tasarım yönünden önemli bir farklılık vardır. Isı değiştiricisi bu çalışmada dikey konumlandırılmıştır. Ayrıca literatürde benzer boru ve kanatçıklarla yatay olarak tasarlanan sistemler için ısı transferi artışı yakın olmasına rağmen basınç kaybında yaşanan artışlar karşılaştırıldığında, benzer sistemlere göre daha fazla kayıp görülmektedir. Bu çalışmada kanatçık sayılarının artmasıyla ısı transferinde artış sağlanmıştır ancak basınç kaybı açısından farklı sistemler tasarlanarak daha iyi sonuçlar alınabilir. Çift borulu ısı eşanjörlerinde ısı performans değerlerini artırmak için yeni geometriler araştırılmalıdır.

### Teşekkür

Makalenin inceleme ve değerlendirme aşamasında yapmış oldukları katkılardan dolayı editör ve hakemlere teşekkür ederiz.

### Sembollerin açıklanması

$A$ : Kesit alanı

$A_y$ : Yüzey alanı

$C$ : Debiye bağlı kapasite oranı

$c_{pc}$ : Soğuk suyun özgül ısı

$c_{ph}$ : Sıcak suyun özgül ısı

$d_{eş}$ : Eşdeğer çap

$D_{dış}$ : Dış boru dış çapı

$D_{iç}$ : Dış boru iç çapı

$h$ : Isı taşınım katsayısı

$L$ : Boru uzunluğu

$\nu$ : Kinematik viskozite

$\dot{m}_h$ : Sıcak suyun kütleli debisi

$\dot{m}_c$ : Soğuk suyun kütleli debisi

$Nu$ : Nusselt sayısı

$T_{yç}$ : Yüzey çıkış sıcaklığı

$Q_h$ : Sıcak suyun aktardığı ısı miktarı

$U_r$ :  $r$  doğrultusundaki hız bileşeni

$Q_c$ : Soğuk suyun aldığı ısı miktarı

$U_\theta$ :  $\theta$  doğrultusundaki hız bileşeni

$\Delta T_{ln}$ : Logaritmik sıcaklık farkı

$f$ : Sürtünme katsayısı

$T_{hg}$ : Sıcak suyun giriş sıcaklığı

$k$ : Isı iletim katsayısı

$\mu$ : Dinamik viskozite

$\rho$ : Akışkanın yoğunluğu

$Pr$ : Prandtl sayısı

$T_{hç}$ : Sıcak suyun çıkış sıcaklığı

$T_{cg}$ : Soğuk suyun giriş sıcaklığı

$T_{cç}$ : Soğuk suyun çıkış sıcaklığı

$T_{yg}$ : Yüzey giriş sıcaklığı

$\Delta P$ : Basınç farkı

$\Delta P_{atm}$ : Atmosfere bağlı basınç farkı

$\alpha$ : Isıl yayılım katsayısı

$Re$ : Reynolds sayısı

$U_z$ :  $z$  doğrultusundaki hız bileşeni

$Q_g$ : Transfer edilen gerçek ısı miktarı

$\Delta H$ : Manometrede okunan basınç farkı yüksekliği

$\dot{V}$ : Hacimsel debi

### Kaynaklar

Alimoradi, A. & Veysi, F. (2017). Optimal and critical values of geometrical parameters of shell and helically coiled tube heat exchanger. *Case Studies in Thermal Engineering*, 73–78.

Akyürek, E., Geliş, K. & Yoladı, M. (2020). Farklı tip ısı değiştiriciler için termodinamik analiz.

*Journal of the Institute of Science and Technology*, 10(2), 1202-1212.

Baysal, E. (2009). *Eş merkezli borulu ısı değiştiricilerinde helisel türbülatorlerin etkilerinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

- Bazarbashi, M. (2013). *Dalgalı kanatçıklı ısı değiştiricinin yanıt yüzey metodu ile çok amaçlı optimizasyonu*. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Boran, K. Daştan, F., Şahin, H. M., & Aktaş, M. (2014). Isı eşanjörlerinde ısı transferi iyileştirme yöntemlerinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi. *Politeknik Dergisi*, 17(4), 183-191.
- Bozkula, G. (2016). *Kendinden kanatlı (finli) vetürbülantörlü turbo fin boru sisteminin geliştirilmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Tekirdağ.
- Buyruk, E. Karabulut, & K., Karabulut, Ö.O. (2013). Three-dimensional numerical investigation of heat transfer for plate fin heat exchangers. *Heat Mass Transfer*, 49(6), 817-826.
- Buyruk, E. & Karabulut, K. (2013). Numerical investigation into heat transfer for three-dimensional plate fin heat exchangers with fins placed perpendicular to flow. *Transactions of FAMENA*, 37(2), 87-102.
- Buyruk, E., & Karabulut, K. (2015). Numerical study of heat transfer enhancement and flow characteristics of three-dimensional plate fin heat exchangers. *Heat Transfer Research*, 46(9), 819-837.
- Buyruk., E. & Karabulut, K. (2017). Plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerde kanat geometrisinin ısı transferine olan etkisinin üç boyutlu sayısal olarak incelenmesi. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 19(56), 346-363.
- Buyruk, E. & Karabulut, K. (2018). Enhancement of heat transfer for plate fin heat exchangers considering the effects of fin arrangements. *Heat Transfer Engineering*, 39(15), 1392-1404.
- Buyruk, E. & Karabulut, K. (2020). Research of heat transfer augmentation in plate fin heat exchangers having different fin types. *Journal of Engineering Thermophysics*, 29(2), 316-330.
- Çorak, A. (2010). *Kanatçıklı ısı değiştiricilerinin ısı performanslarının sayısal olarak incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- Dal, A. (2019). Düz plakalı borulu bir ısı değiştiricisinin optimum kanatçık aralığının sayısal analizi. *Ömer Halis Demir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 8(1), 479-501.
- Karataş, T. (2019). *Gövde-boru tipi ısı değiştiricilerinde had uygulaması ile akış ve ısı analiz*. Yüksek Lisans Tezi, İnönü Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Malatya.
- Kırtepe, E. & Özbalta, N. (2018). Kanatlı-borulu ısı değiştiricilerde belirsizlik analizi. *Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Dergisi*, 9(1), 161-175.
- Kline, S. J. & McClintock, F. A. (1953). Describing uncertainties in single sample experiments. *Mechanical Engineering*, 75(1), 3-8.
- Koca, T. (2007). *Dönel helisel iç borularda ısı transferi ve basınç düşümü analizi*. Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Mangrulkar, C. K., Dhoble, A. S., Chamoli, S., Gupta, A. & Gawande, V. B. (2019). Recent advancement in heat transfer and fluid flow characteristics in cross flow heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 113, 131.
- Omidi, M., Farhadi. M., & Jafari, M. (2017). A comprehensive review on double pipe heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 110, 1075-1090.
- Pourahmad, S. & Pesteei, S. M. (2016). Effectiveness-ntu analyses in a double tube heat exchanger equipped with wavy strip considering various angles. *Energy Conversion and Management*, 123, 462-469.
- Zhang, J., Zhu, X., Mondejar, M. E. & Haglind, F. (2019). A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 101, 305-328.