

EŞ MERKEZLİ İÇ İÇE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDE ISI TRANSFERİ İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİNİN SAYISAL ANALİZİ

Edanur KARACA¹, Özge ALTUN^{2*}

¹Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Müh. Mim. Fak., Makine Mühendisliği Bölümü, Eskişehir, Türkiye

ORCID No : <http://orcid.org/0000-0002-5234-5364>

²Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Müh. Mim. Fak., Makine Mühendisliği Bölümü, Eskişehir, Türkiye

ORCID No : <http://orcid.org/0000-0003-0958-333X>

Anahtar Kelimeler

Isı Değiştirici,
Eş Eksenli Boru,
Isı Transferi İyileştirme,
Dairesel Engel,
ANSYS Fluent

Öz

Bu çalışmada, eş merkezli iç içe borulu ısı değiştiricisinde zıt ve paralel akışlarda sıcak akışkanın kütleli debisi sabit olup, soğuk akışkanın kütleli debisinin artmasının ısı transferine olan etkisi ve iç borunun iç yüzeyine yerleştirilen dairesel engellerin ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Reynolds sayısı 808-1935 aralığında değişmektedir. Enerji denklemleri Simple algoritması kullanılarak çözülmüş ve yapılan sayısal çalışmalarda ANSYS Fluent programı kullanılmıştır. İç içe borulu ısı değiştiricisinde zıt ve paralel akışlarda analizi yapılan sınır şartları için etkenlik değerinin yaklaşık 0,41 ila 0,48 arasında değiştiği gözlemlenmiştir. İçteki boruda dairesel engel kullanımı ile ısı transferinin %44,17 oranında iyileştirilebileceği gözlemlenmiştir.

NUMERICAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER IMPROVEMENT METHODS IN CONCENTRIC TUBE HEAT EXCHANGER

Keywords

Heat Exchanger,
Concentric Pipe,
Heat Transfer Enhancement,
Circular Barrier,
ANSYS Fluent

Abstract

In this study, the mass flow rate of the hot fluid is constant in opposite and parallel flow in the concentric tube-in-tube heat exchanger and the effect of increasing the mass flow of the cold fluid on the heat transfer and the effects of the grooves placed on the inner surface of the inner tube on the heat transfer have been investigated. Reynolds number ranges from 808 to 1935. Energy equations have been solved using the Simple algorithm and ANSYS Fluent program has been used in numerical studies. It has been observed that the effectiveness of the heat exchanger varies between about 0.41 and 0.48 for the boundary conditions analyzed in opposite and parallel flow in the concentric tube heat exchanger. With the use of dimpled pipe, the heat transfer in the straight pipe has been improved by 44,17%.

Araştırma Makalesi

Başvuru Tarihi

: 13.09.2021

Kabul Tarihi

: 08.03.2022

Research Article

Submission Date

: 13.09.2021

Accepted Date

: 08.03.2022

* Sorumlu yazar; e-posta : okutlu@ogu.edu.tr



Bu eser, Creative Commons Attribution License (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>) hükümlerine göre açık erişimli bir makaledir.

This is an open access article under the terms of the Creative Commons Attribution License (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

1. Giriş

Isı değiştiriciler, birçok mühendislik alanında ısı enerjisini farklı amaçlarla aktarmak veya değiştirmek için yaygın olarak kullanılmaktadır. Değişen boyutlarda ve farklı tiplerde ısı değiştiriciler olmasına rağmen, temel bir benzerlikleri vardır. Akışkanların karışmadığı ısı değiştiricilerdeki temel benzerlik akışkanları ayırmak için genellikle plaka veya tüp şeklinde ısıl olarak iletken bir yapının kullanılmasıdır. Çift borulu ısı değiştirici, genel olarak, iç borudan bir sıcak sıvının aktığı ve halka şeklindeki boşluktan bir soğuk sıvının aktığı iki eş merkezli boru içerir. Bu tip ısı değiştiricileri yaygın olarak gıda endüstrisinde kullanılmakla birlikte petrol rafinerisi, buhar gücü santralleri, ısıtma ve iklimlendirme sistemleri gibi çeşitli sektörlerde de kullanılmaktadır. Ayrıca günümüzde giderek artan enerji ihtiyacı ve enerji kaynaklarının hızla tükenmesi sebebiyle enerjinin verimli kullanımı çok büyük bir önem kazanmıştır. Modern bilim ve teknolojinin gelişmesiyle birlikte, ısı transferini iyileştirme teknolojisi ve yeni tasarım yöntemleri için daha yüksek gereksinimler ortaya konmuştur. Termik santrallerden gaz türbin motorlarına kadar geniş bir yelpazede kullanılan ısı değiştiricilerinde ısı transferi iyileştirme çalışmaları ile enerjinin tasarrufu ve etkin kullanımı mümkündür.

Bu çalışmada literatürde yer alan çalışmalara ek olarak eş eksenli iç içe borulu ısı değiştiricide, iç boruya eklenen dairesel engellerin ısı transferine etkileri incelenmiş, elde edilen sonuçlar düz boru sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Dış borudan soğuk akışkan ve iç borudan sıcak akışkan akmaktadır ve Reynolds sayısı 808-1935 aralığında değişmektedir. Elde edilen sonuçlar incelenen Reynolds aralığında boru içindeki dairesel engellerin ısı transferini iyileştirme üzerine etkisini göstermektedir.

2. Bilimsel Yazın Taraması

Genel olarak, yeni tip ısı transfer boruları, yeni gövde yapıları, gövde borulu ısı değiştiricilerinin ısı transferini arttırmaya yönelik iki ana yaklaşımıdır.

Boru tarafı ısı transferi iyileştirme yöntemlerine örnek olarak oluklu borular (Wang vd., 2021; Córcoles-Tendero vd., 2018), bükülü bantlar (Ayub vd., 2018; Qi vd., 2019) ve kanatlı borular (Zhang vd., 2019; Karami and Kamkari, 2020) örnek olarak verilebilir.

Baysal (2008) eş merkezli boru tipi bir ısı değiştiricisinde sürekli rejim şartlarında türbülanslı akışta farklı hacimsel debilerdeki sıcak hava ile sabit debili soğuk suyun ısı transferi değerlerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Eş merkezli boru tipi ısı değiştiricisinin iç borusunda sıcak hava akışı, dış borusunda ise su akışı vardır. İç boru malzemesi bakır ve dış boru malzemesi çeliktir. Dıştaki boru ve ortam arasındaki ısı kayıplarını azaltmak için dış boruya 5 cm

kalınlığında yalıtım malzemesi kaplanmıştır. Bu yüzden ısı değiştiricisi dış boru sınır şartı adyabatik kabul edilmiştir. Sürekli rejim hali ve akışkanların termofiziksel özelliklerinin çalışma sıcaklıklarında fazla bir değişime uğramadığı için sabit oldukları kabulleri yapılmıştır. Isı değiştiricisi GAMBİT programında modellenip FLUENT programında çözümlenmiştir. Sıcaklık dağılımları, hız dağılımları ve basınç dağılımları verilmiştir. Sonuç olarak havanın debisinin 8 m³ /h'ten 48 m³ /h'e yükselinceye kadar giriş ve çıkıştaki sıcaklık farkının azaldığı, suya geçen ısı miktarının ve iç borudaki basınç kaybının arttığı görülmüştür. Deneysel ve sayısal olarak elde edilen değerler birbiri ile uyumludur.

Budak vd. (2015) konsantrik tip bir ısı değiştiricide boru girişine yerleştirilen içi ve dışı kanatlı; deliksiz türbülötör, gövdesi delikli türbülötör, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülötör, iç, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülötör olmak üzere dört farklı tipteki türbülötörün ısı transferine olan etkilerini incelemişlerdir. Katı model Solidworks ile oluşturulup ANSYS FLUENT programında çözümlenmiştir. Türbülötördeki delik sayısı ile iç borudaki dağılımlar değişmekte, delik sayısı arttıkça sıcak akışkan havanın sıcaklığı daha fazla düşmektedir. Boru içerisinde oluşan türbülansla beraber akış hızı da artmaktadır.

Boran vd. (2014) iç içe borulu tip ısı değiştiricisini deneysel incelemişlerdir. İç boruda sıcak hava, dış boruda zıt yönde su akışı söz konusudur. Dış borunun dış yüzeyi ısı kayıplarını azaltmak için yalıtılmıştır. Borular bakırdan imal edilmiştir. Farklı türbülötörler kullanılarak havadan suya geçen ısı miktarı ölçülmüştür. Türbülötörlerin ısı transferini arttırdığı görülmüştür. Dar olan türbülötörün diğer türbülötöre göre daha fazla ısı transferi sağladığı gözlemlenmiştir.

Kayataş ve İlbaş (2005) iç içe borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen kare kanatçığın, üçgen kanatçığın, girdaplı akışın ve kanatçiksiz ısı değiştiricisinin paralel ve zıt akış uygulanarak ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Kanatçıklar içerisinde ısı transferi açısından en avantajlı olan modelin kare kanatçıklı model olduğu ve en fazla ısı transferinin girdaplı akışta olduğu gözlemlenmiştir.

Albanesi vd. (2018) boru içi akış çalışmışlardır. Türbülanslı ve laminer akışta boru yüzeylerindeki çukurların şeklinin, derinlik ve dağılımlarının ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkilerini incelemişlerdir. Akışkan olarak su kullanılmıştır. Çukur derinliği arttıkça ısı transferi ve basınç düşüşü artmıştır. CFD sonuçları ve analitik hesaplamalar arasında %1, deneysel veriler ve CFD sonuçları arasında ise %20 oranında bir fark olduğu gözlemlenmiştir.

Vignesh ve Moorthy (2017) eş merkezli borulu ısı değiştiricisinde içteki borunun düz ve çukurlu (oluklu) olmasının değişik kütleli debilerde ısı transferine etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Isı

değiştiricisinde çukurlu (oluklu) boru kullanımı ile ısı transferi katsayısı %56'dan %64'e, etkenlik değeri %55'e yükselmiştir. CFD sonuçları ve deneysel sonuçlar çukurlu boru kullanımının ısı transferini arttırdığını göstermiştir.

Argunhan ve Yıldız (2006) iç içe borulu ısı değiştiricisinde farklı delik sayılı dönme üreticilerinin ısı transferine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. 60 mm çapındaki borunun girişine 55° kanat açısına sahip ve kanatlarında birer, ikişer, üçer ve dörder tane dairesel delik bulunan dönme üreticileri yerleştirerek deneyler yapmışlardır. Akışkan olarak iç boruda sıcak hava ve dış boruda soğuk su kullanılmıştır. Dönme üreticisi kullanımı ile ısı transferinin %83 kadar iyileştirilebileceği ve bu iyileşmenin kanatlardaki delik sayısı ve Reynolds sayısı artışı ile sağlandığı sonucuna varılmıştır. Isı transferindeki artış ile basınç kaybı da artmıştır. Basınç kaybındaki artış ve ısı transferindeki artış kıyaslanmıştır. Elde edilen ısı kazancının yanında basınç kaybı artışı çok düşük seviyededir. Dönme üreticileri kullanımı daha küçük ısı değiştirici kullanımına olanak sağlamaktadır.

Shivam B vd. (2017) çift borulu ısı değiştiricilerinde türbülötör kullanarak ısı transferi iyileştirme çalışmaları yapmışlardır. Farklı kütleli debiler kullanarak ters ve düz akışlar için türbülötör kullanılan ve türbülötör kullanılmayan koşullarda, deneyler ve CFD analizleri yapılarak Nusselt sayısı, etkenlik değeri ve ortalama ısı transfer katsayısı kıyaslanmıştır. Türbülötör kullanımının türbülans yarattığı ve bunun da ısı transferi hızını arttırdığı sonucuna varılmıştır.

Hariraam vd. (2018) çift borulu ısı değiştiricisinde içteki boruda dairesel ve kare kesit kullanarak zıt akış için CFD analizleri yapmışlardır. Analizlerde akışkan olarak su kullanılmıştır. Analiz sonuçlarında kare kesitli boruda soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı dairesel kesitli borudakinden daha yüksek çıkmıştır. Kare kesitli boruda keskin kenarların türbülans arttırdığı ve bu sebeple ısı transfer hızının arttığı sonucuna varılmıştır.

Bhanuchandrarao vd. (2013) iç içe borulu ısı değiştiricisi için ANSYS Fluent ile CFD analizleri ve analitik hesaplamaları yapmışlardır. Yapılan analizlerin ve hesaplamaların sonuçları literatürde yer alan analitik hesaplamalar ile doğrulanmıştır. Giriş hızı ve giriş sıcaklığına bağlı olarak sıcaklık düşüşlerini paralel akış, zıt akış ve kirlenme faktörünün hesaba katıldığı akışlar için incelemişlerdir. Akışkan olarak birçok farklı sıvı kullanılmıştır.

Patrascioiu ve Radulescu (2012) çift borulu tip ısı değiştiricisi için deneysel ve analitik hesaplamalar yapmışlardır. Yapılan deneylerin sonuçları ve matematiksel modelin sonuçları karşılaştırılmıştır. Soğuk akışkana kıyasla sıcak akışkanda deneysel değer ve matematiksel değerler arasındaki fark daha düşüktür. Deneylerde kullanılan ölçüm cihazlarının doğruluğu göz önünde bulundurularak matematiksel

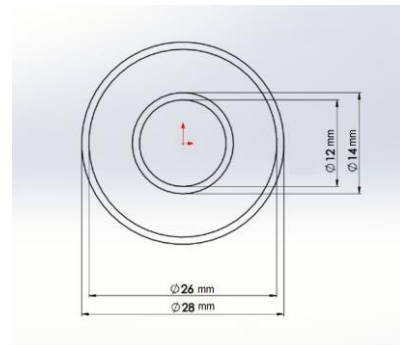
modellemedeki sapmaların deneysel hatalardan kaynaklandığı ve matematiksel modelin doğrulandığı sonuçlarına varılmıştır.

3. Yöntem

Çalışmada düz ve dairesel engele sahip boru olmak üzere iki farklı geometri ele alınmıştır. Düz boru hem çalışmada yapılan analizleri, literatürde yer alan deneysel çalışmalar ile doğrulamak hem de içteki boruya eklenen dairesel engellerin ısı transferine etkisini gözlemleyebilmek için incelenmiştir. Dairesel engellerin eklendiği boruda sadece zıt akış ele alınmıştır. Üç boyutlu model için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri FLUENT® 6.3 yazılım programı kullanılarak çözülmüştür. Taşınım terimlerinde ikinci dereceden ayıklaştırma şeması seçilmiş, çözüm için SIMPLE algoritması kullanılmıştır.

3.1. Geometri

Çalışma kapsamında literatürde yer alan (Patrascioiu ve Radulescu, 2012) geometrik özellikler ve sınır koşulları kullanılarak analizler yapılmıştır. Analizi yapılan geometri ve boyutları Şekil 1 ve Tablo 1'de verilmiştir.



Şekil 1. Geometri

Tablo 1

Geometrik Boyutlar (Patrascioiu ve Radulescu, 2012)					
	İç boru iç çap (R_{ii}) [m]	İç boru dış çap (R_{id}) [m]	Dış boru iç çap (R_{di}) [m]	Dış boru dış çap (R_{dd}) [m]	Boru uzunluğu [m]
Değer	0,012	0,014	0,026	0,028	0,935

Analizlerde kullanılan sınır şartları ise Tablo 2'de özetlenmiştir. Tabloda \dot{m}_c ve \dot{m}_h , sırasıyla soğuk ve sıcak akışkanın kütleli debisi, $T_{c,i}$ ve $T_{h,i}$ sırasıyla soğuk ve sıcak akışkanın giriş sıcaklıklarıdır.

Tablo 2

Sınır Koşulları (Patrascoiu ve Radulescu, 2012)

Deney Numarası	\dot{m}_c [kg/s]	\dot{m}_h [kg/s]	$T_{c,i}$ [°C]	$T_{h,i}$ [°C]
1	0,026	0,053	11,8	55,3
2	0,026	0,060	11,7	55,3
3	0,026	0,064	11,7	55,3
4	0,028	0,053	11,6	55,3
5	0,036	0,062	11,5	55,3

Newton tipi akışkanların sürekli, laminer akışı için vektörel biçimde süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sırasıyla Denklem (1), (2) ve (3)'te verilmiştir. Bu denklemlerde ρ yoğunluk, P basınç, ϑ

kinematik viskozite, T sıcaklık, α ısı yayılım katsayısıdır.

Süreklilik denklemi;

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

Momentum denklemi;

$$(\mathbf{V} \cdot \nabla) \mathbf{V} = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \vartheta \nabla^2 \mathbf{V} \quad (2)$$

Enerji denklemi;

$$(\mathbf{V} \cdot \nabla) T = \alpha \nabla^2 T \quad (3)$$

Analizler sonucunda soğuk ve sıcak akışkanın çıkış sıcaklıkları ($T_{h,o}, T_{c,o}$) elde edilmiş ve elde edilen değerler ile literatür ile kıyaslaması (Patrascoiu ve Radulescu, 2012) Tablo 3'te özetlenmiştir.

Tablo 3

Soğuk ve sıcak akışkanın çıkış sıcaklıkları

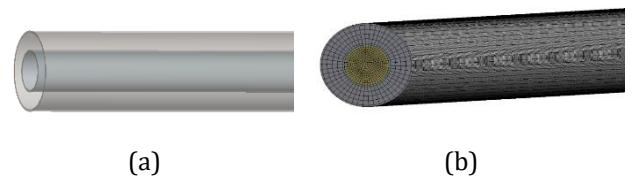
Analiz No	$T_{c,o}$ (Patrascoiu ve Radulescu, 2012) [°C]	$T_{c,o}$ [°C]	Hata %	$T_{h,o}$ (Patrascoiu ve Radulescu, 2012) [°C]	$T_{h,o}$ [°C]	Hata %
1	24,50	22,46	8,3	49,2	50,13	1,894
2	25,20	22,80	9,5	49,6	50,58	1,981
3	25,40	22,90	9,8	49,9	50,81	1,830
4	23,30	21,61	7,3	49,4	50,03	1,275
5	22,00	19,95	9,3	49,2	50,35	2,338

Tablo 3 incelendiğinde yapılan CFD analizleri ile deneysel veriler arasında soğuk akışkan çıkış sıcaklığı için ortalama %8,9; sıcak akışkan çıkış sıcaklığı için ortalama %1,86 fark olduğu gözlemlenmiştir.

3.2. Sayısal Model

Çalışmanın ilk kısmında yapılan analizler sonucunda oluşturulan geometriden elde edilen sonuçların, literatürde yer alan sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Çalışmanın ikinci kısmında birinci kısımda kullanılan mesh yapısı kullanılarak incelenmek istenen geometri analiz edilmiştir.

Isı değiştiricisi geometrisi ANSYS Design Modeler kullanılarak oluşturulmuştur (Şekil 2-a). Geometriye uygun sayısal ağ yapısı ANSYS Mesh modülü ile yapılmıştır (Şekil 2-b). CFD analizleri ANSYS Fluent ile gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2. Analizi yapılan modelin a) Geometrisi, b) Mesh yapısı

Yapılan bu çalışmada ısı değiştiricisi için belirlenen geometrik boyutlar Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 4

Geometrik Boyutlar

	İçteki borunun iç çapı (R _{ii}) [m]	İçteki borunun dış çapı (R _{id}) [m]	Dıştaki borunun iç çapı (R _{di}) [m]	Dıştaki borunun dış çapı (R _{dd}) [m]	Boru uzunluğu [m]
Değer	0,025	0,027	0,050	0,052	1,5

Kullanılan sınır koşulları ise Tablo 5'te verilmiştir.

Tablo 5

Sınır Koşulları

Analiz No	\dot{m}_c [kg/s]	\dot{m}_h [kg/s]	T _{c,i} [°C]	T _{h,i} [°C]
1	0,015	0,01	10	90
2	0,020	0,01	10	90
3	0,030	0,01	10	90
4	0,040	0,01	10	90

Sıcak ve soğuk akışkanların her ikisi için de su kullanılmıştır. Analizlerde kullanılan suyun termofiziksel özellikleri Tablo 6 'da verilmiştir. Soğuk akışkan için Reynolds sayısı Denklem 4'ten hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_c}{\pi \cdot D_c \cdot \mu} \quad (4)$$

burada, \dot{m}_c soğuk akışkanın kütleli debisi, D_c soğuk akışkanın aktığı borunun hidrolik çapı ve μ suyun dinamik viskozitesidir.

Boru malzemesi bakır olarak seçilmiştir. Dış borudan soğuk su, iç borudan sıcak su akmaktadır. Isı değiştiricisinin dış yüzeyi adyabatik kabul edilmiştir. Dış borudan akan soğuk suyun kütleli debisi artırılarak analizler paralel ve zıt akış için tekrarlanmıştır. Isı

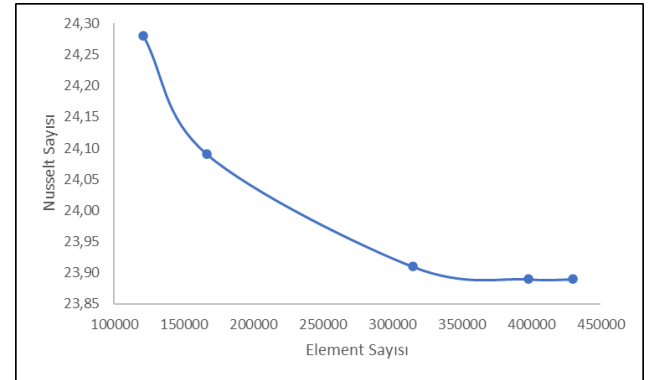
değiştiricisinin içteki borusuna dairesel engeller eklenerek zıt akış için analiz tekrarlanmıştır.

Tablo 6.

Suyun termofiziksel özellikleri

Yoğunluk (kg/m ³)	998,2
Özgül Isı (j/kgK)	4182
Isı iletim katsayısı (W/mK)	0,6
Dinamik viskozite (kg/ms)	0,001003

Çalışmada kullanılacak ağ yapısının belirlenebilmesi için ağdan bağımsızlık çalışması yapılmış ve beş farklı ağ yapısı (Şekil 3) için Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır.



Şekil 3. Mesh element sayısına bağlı Nusselt sayısı

Yapılan beş analiz sonucunda 398326 mesh element sayısından sonra Nusselt sayısının değişmemesi nedeniyle bu ağ yapısı analizlerde kullanılmıştır. Kullanılan ağ yapısı özellikleri Tablo 7'de verilmiştir.

Tablo 7

Ağ yapısı özellikleri

Aspect Ratio	Skewness	Orthogonal Quality	Düğüm noktası	Elements
7,93	0,49	0,65	412365	398326

4. Bulgular

Hem paralel hem de zıt akış analizlerinde sıcak akışkanın kütleli debisi sabit tutulmuştur. Soğuk akışkanın kütleli debisi ise 0,015-0,040 kg/s arasında

dört farklı durum için analizler tekrarlanmıştır. Her iki akış analizi için soğuk akışkan tarafı Nu ve etkenlik (ϵ)

değerleri hesaplanmıştır. Paralel akışlı geometri için CFD analizlerinin sonuçları Tablo 8’ da özetlenmiştir.

Tablo 8

İç İçe Borulu Isı Değiştiricisinde Paralel Akış için Analiz Sonuçları

PARALEL AKIŞ							
Analiz No	\dot{m}_c [kg/s]	\dot{m}_h [kg/s]	$T_{h,o}$ [°C]	$T_{c,o}$ [°C]	Soğuk Akışkan için Re	Soğuk Akışkan için Nu	Etkenlik ϵ
1	0,015	0,01	57,47	31,68	844,37	24,14	0,407
2	0,020	0,01	55,74	27,13	1066,13	25,63	0,428
3	0,030	0,01	53,80	22,06	1504,00	27,82	0,453
4	0,040	0,01	52,20	19,28	1935,00	29,46	0,473

Tablo 8 incelendiğinde soğuk akışkan için Nusselt sayısının 24,14 – 29,46, etkenlik değerinin ise 0,407 - 0,473 arasında değiştiği gözlemlenmiştir.

Zıt akışlı ısı değiştirici için elde edilen sonuçlar Tablo 9’ da verilmiştir. Zıt akışlı düzenlemede Nusselt sayısının 24,05 – 29,43, etkenlik değerinin ise 0,434 – 0,481 değerleri arasında değiştiği gözlemlenmiştir.

Tablo 9

İç İçe Borulu Isı Değiştiricisinde Zıt Akış için Analiz Sonuçları

ZIT AKIŞ							
Analiz No	\dot{m}_c [kg/s]	\dot{m}_h [kg/s]	$T_{h,o}$ [°C]	$T_{c,o}$ [°C]	Soğuk Akışkan için Re	Soğuk Akışkan için Nu	Etkenlik ϵ
1	0,015	0,01	55,25	33,17	808,47	24,05	0,434
2	0,020	0,01	53,86	28,07	1077,96	25,71	0,451
3	0,030	0,01	52,35	22,55	1514,34	27,78	0,471
4	0,040	0,01	51,54	19,62	1943,71	29,43	0,481

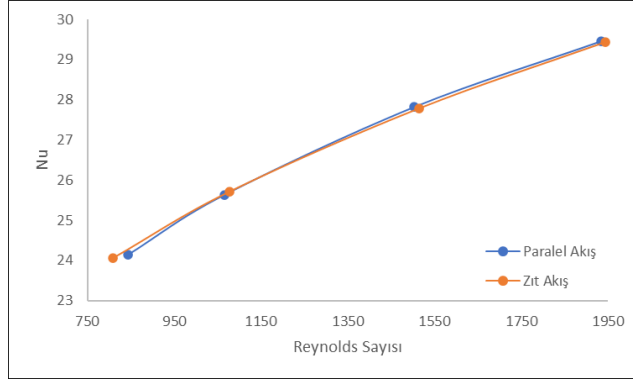
Paralel ve zıt akışlı ısı değiştiricisi karşılaştırıldığında beklenildiği gibi zıt akışlı değiştiricinin ortalama % 4,5 daha verimli olduğu görülmüştür.

Reynolds sayısı ve Nusselt sayısı arasındaki ilişkiyi gösteren grafik Şekil 4’te verilmiştir Paralel ve zıt akış için yapılan analiz sonuçlarına göre soğuk akışkanın kütleli debisinin artmasıyla beraber Reynolds sayısı ve Nusselt sayısı da artış göstermiştir (Şekil 4). Her iki akış

için yaklaşık çözümü yapılan Reynolds değerleri için Nusselt sayıları arasında ortalama %2’lik bir fark olduğu gözlemlenmiştir.

Yapılan tüm analizlerde akış laminedir. Halkasal borudaki akışın Nusselt sayısının hesaplamasında Denklem 1 kullanılmıştır (Patrascioiu ve Radulescu, 2012). Zıt akış için yapılan analizlerin sonuçları ile

kıyaslandığında paralel akışta ısı değiştirici etkenlik değeri daha düşüktür.



Şekil 4. Nusselt Sayısının Reynolds Sayısı ile değişimi

Halkasal kesitteki akışta $Re < 2300$ (laminer) için;

$$Nu = 4,05 Re^{0.17} Pr^{0.33} \quad (5)$$

Akışkanlarda faz değişimi olmadığı için sıcak ve soğuk akışkandan olan ısı transferi değerleri sırasıyla Denklem 6 ve 7'den elde edilmiştir (Şekil 6).

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (6)$$

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (7)$$

Bu denklemlerde sırasıyla $c_{p,h}$, $c_{p,c}$ sıcak ve soğuk akışkanın özgül ısılarıdır.

Ayrıca bir ısı değiştiricisinde ısı transfer miktarı;

$$q = UA\Delta T_{lm} \quad (8)$$

Olarak ifade edilebilir. Burada U toplam ısı transfer katsayısı, A ısı transfer yüzey alanı ve ΔT_{lm} ortalama logaritmik sıcaklık farkıdır. Paralel akışlı bir ısı değiştiricisi için;

$$\Delta T_{lm} = \frac{[(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})]}{\ln[(T_{h,i} - T_{c,i}) / (T_{h,o} - T_{c,o})]} \quad (9)$$

Zıt akış için;

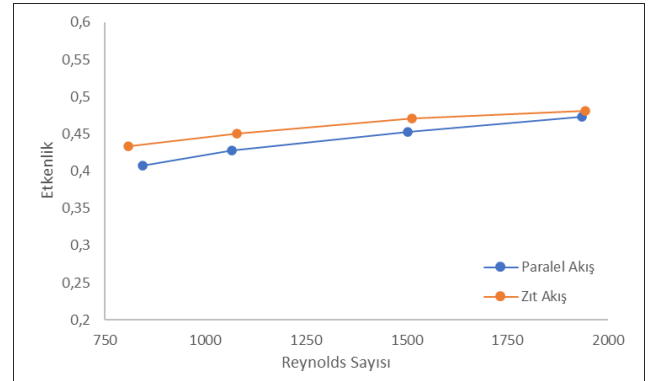
$$\Delta T_{lm} = \frac{[(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})]}{\ln[(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})]} \quad (10)$$

olmaktadır (Incropera ve diğ., 2015).

Isı değiştirici etkenliğinin hesaplanmasında Denklem (11) kullanılmıştır (Vignesh ve Moorthy, 2017).

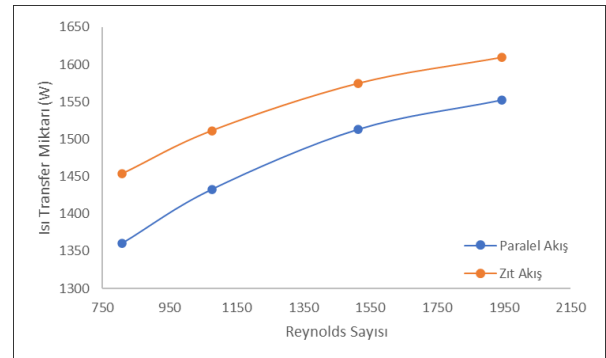
$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o})}{(\dot{m} c_p)_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (11)$$

Şekil 5'te paralel ve zıt akışlı ısı değiştiricileri için etkenliğin Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Düşük Reynolds sayıları için zıt akışlı ısı değiştiricide verimin yaklaşık %6 arttığı gözlemlenmiştir.



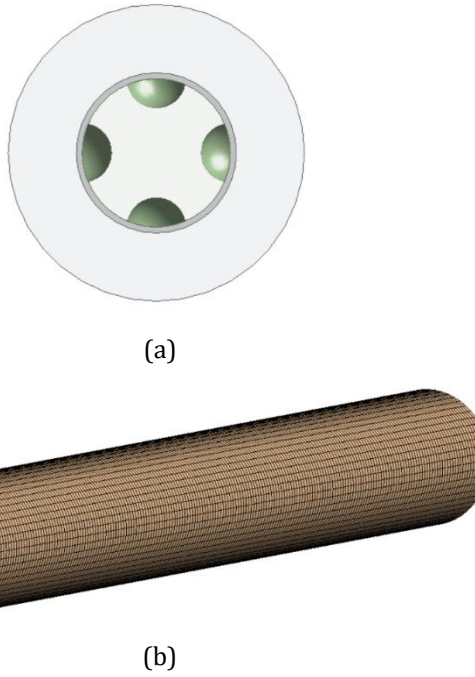
Şekil 5. Etkenliğin Reynolds Sayısı ile değişimi

İncelenen ısı değiştiricinin performansını değerlendirmek için etkenlik değerine ilave olarak paralel ve zıt akış için ısı transfer oranları karşılaştırılmıştır (Şekil 6). Aynı giriş sıcaklığı için zıt akışlı analizde ortalama logaritmik sıcaklık farkı paralel akış analizinden daha büyük olduğu için zıt akışlı analizde ısı transfer değerinin daha büyük olması beklenmektedir (Denklem 9 ve 10). Şekil 6 incelendiğinde zıt akışta ısı transfer miktarının paralel akışa göre ortalama 73 W arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 6. Paralel ve zıt akışlı analizlerde ısı transfer miktarının karşılaştırılması

Isı değiştiricisindeki ısı transferinin iyileştirilmesi için içteki borunun iç yüzeyine 90 Derecelik açı ile 5 mm yarıçapında boru boyunca aralarında 10,13 mm mesafe olacak şekilde 296 adet dairesel engeller eklenmiştir (Şekil 7a).



Şekil 7. Dairesel engel eklenen modelin a) Geometrisi, b) Mesh yapısı

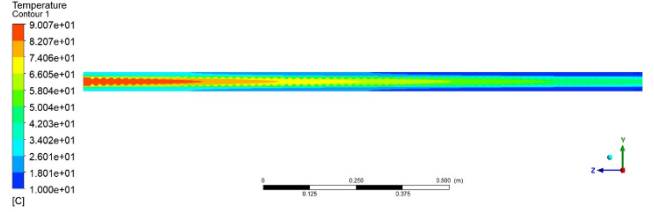
Dairesel engel eklenen modelde zıt akış için sınır koşulları, CFD analizinin sonuçları için Tablo 10’ da verilmiştir. Zıt akış için yapılan analizlerin sonuçları hem düz boru hem de dairesel engel eklenen boru için kıyaslandığında dairesel engelli boruda etkenlik değerinin %44 arttığı görülmektedir.

Tablo 10

Dairesel Engelli Boruda Zıt Akış için Sınır Koşulları ve Analiz Sonuçları

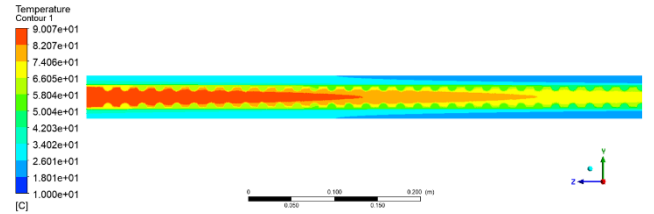
\dot{m}_c [kg/s]	\dot{m}_h [kg/s]	$T_{h,i}$ [°C]	$T_{c,i}$ [°C]	$T_{h,o}$ [°C]	$T_{c,o}$ [°C]	Etkenlik ϵ	
						Engelli Boru	Düz Boru
0,020	0,01	90	10	37,89	35,20	0,6514	0,451

İç boruda dairesel engeller olan zıt akışlı ısı değiştiricisinin aksel olarak sıcaklık dağılımı Şekil 8’te verilmiştir. Kontur görüntüsü verilen analizde sıcak ve soğuk akışkanın giriş sıcaklıkları sırası ile 90 ve 10 °C’ dir. Sıcak akışkanın kütleli debisi 0,01 kg/s, soğuk akışkanın kütleli debisi ise 0,020 kg/s ve giriş basıncı 1 atm’dir. Zıt yönlere akan sıcak ve soğuk su için oluşan ısıl sınır tabakalar Şekil 8’de görülmektedir. Hem iç boruda hem de dış boruda sıcak ve soğuk akışkanın ortak cidarları vasıtasıyla ısı geçişi başlar ve ısıl sınır tabaka oluşumu da eş zamanlı olarak gelişmektedir.



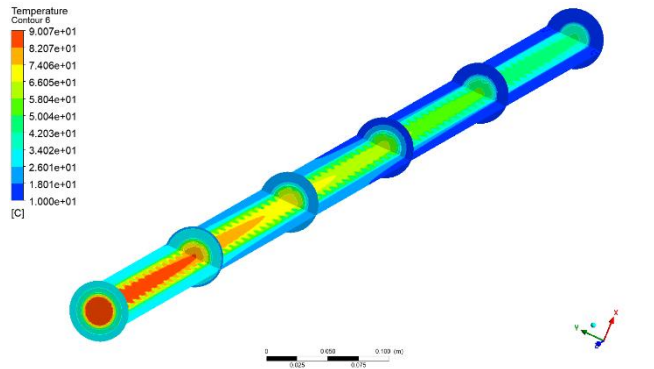
Şekil 8. Isı Değiştiricisindeki Sıcaklık Dağılımı

Isı değiştiricisinde sıcak akışkan giriş bölgesi tarafında, sıcak ve soğuk suyun sıcaklık dağılımı Şekil 8’da verilmiştir. Sıcaklık dağılımı incelendiğinde soğuk suyun sıcaklığının ısı değiştiricinin çıkışına doğru (sıcak akışkan tarafı ısı değiştirici girişi) azaldığı, benzer şekilde de sıcak suyun sıcaklığının da azaldığı görülmektedir.



Şekil 9. Sıcak Akışkanın Girdiği Bölgede Oluşan sıcaklık Dağılımı

Isı değiştiricinin tümünde oluşan sıcaklık dağılımı Şekil 9 ve Şekil 10’da verilmiştir. Şekiller incelendiğinde sıcak akışkan için ısıl sınır tabaka gelişimi görülmektedir.



Şekil 10. Isı Değiştiricisindeki Sıcaklık Dağılımları (Karaca,2021)

5. Tartışma

Bu çalışmada eş eksenli iç içe borulu ısı değiştiricide, paralel ve zıt akış ısı değiştiricilerinin etkenlik değerleri ve iç boruya eklenen dairesel engellerin ısı transferine etkileri incelenmiş, elde edilen sonuçlar iç içe düz boru ısı değiştirici analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Dış

borudan soğuk akışkan ve iç borudan sıcak akışkan akmaktadır ve Reynolds sayısı 808-1935 aralığında değişmektedir. Düz boru analizlerinde sıcak akışkan kütleli debisi sabit tutulmuş ($\dot{m}_h = 0,01 \text{ kg/s}$), soğuk akışkanın kütleli debisi ($\dot{m}_c = 0,015 - 0,040 \text{ kg/s}$) değiştirilmiştir.

Paralel akışlı ısı değiştirici analiz sonuçları incelendiğinde etkenlik değerinin ortalama 0,44 olduğu gözlemlenmiştir. Zıt akışlı ısı değiştiricisinde ise bu değer ortalama 0,46'dır.

İçteki boruya dairesel engellerin eklenmesi ile $\dot{m}_c = 0,020 \text{ kg/s}$ için etkenlik değeri 0,65 olarak hesaplanmıştır. Aynı koşullarda zıt akışlı ısı değiştiricisi ile kıyaslandığında etkenlik değerinin yaklaşık %44 arttığı gözlemlenmiştir.

6. Sonuçlar

Bu çalışmada iç içe boru ısı değiştiricisinde ısı transferi iyileştirme yöntemi çalışılmıştır. İlk olarak düz borulu geometride paralel ve zıt akışlı ısı değiştiricinin etkenliği hesaplanmıştır. Çalışmanın ikinci kısmında ise içteki boruya yarıçapı 5 mm olan dairesel engeller ilave edilerek zıt akış durumunda ısı değiştirici etkenlik değeri incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda;

- Düz boruda zıt akışlı ısı değiştirici etkenlik değerinin paralel akışlıya göre %4,5 arttığı gözlemlenmiştir.
- Dairesel engele sahip geometride etkenlik değerlerinin, engelsiz zıt akış göre % 44 arttığı tespit edilmiştir.

İçteki borunun iç yüzey alanının artırılması ile ısı transferinde önemli artışlar elde edilebileceği gibi aynı zamanda sürtünme faktöründe de artışlara sebep olmaktadır. Bu yönde yapılacak farklı geometrilere ait sayısal analizlerin gelecekte yapılacak olan çalışmalara ışık tutacağı düşünülmektedir.

Araştırmacıların Katkısı

Bu çalışmada; Edanur KARACA, bilimsel yayın araştırması, geometrinin oluşturulması ve bilgisayar ortamına aktarılması, analizlerin yapılması ve makalenin oluşturulmasında, Özge ALTUN, danışmanlık, makalenin oluşturulması ve sonuçların hazırlanmasında katkı sağlamıştır.

Çıkar Çatışması

Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması beyan edilmemiştir.

Kaynaklar

- Albanesi, A.W., Daish K.D., Dally, B. ve Chin, R.C. (2018). *Investigation of heat transfer enhancement in dimpled pipe flows*, 21st Australasian Fluid Mechanics Conference, 1-4, Adelaide, Australia. Erişim adresi: <https://digital.library.adelaide.edu.au/dspace/handle/2440/124731>
- Argunhan, Z. ve Yıldız, C. (2006). Dairesel kesitli bir borunun girişine yerleştirilen delikli sabit kanatçıklı dönme üreticinin ısı geçişi ve basınç düşüşüne etkileri, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 12(2), 217-223. Erişim adresi: <https://dergipark.org.tr/en/pub/pajes/issue/20520/218506>
- Ayub, Z.H., Yang, D., Khan, T.S., Al-Hajri, E. ve Ayub, A.H. (2018). Performance characteristics of a novel shell and tube heat exchanger with shell side interstitial twisted tapes for viscous fluids application, *Applied Thermal Engineering*, 134, 248-255. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.054>
- Baysal, E. (2008). Eş merkezli boru tipli ısı değiştiricilerinde deneysel ve sayısal ısı transferi sonuçlarının karşılaştırılması, *Politeknik Dergisi*, 11(4), 345-352. Erişim adresi: <https://dergipark.org.tr/tr/pub/politeknik/issue/33033/367248>
- Bhanuchandrarao, D., Chakravarthy, M.A., Krishna, Y., Subba Rao V.V. ve Krishna T.H. (2013). CFD analysis and performance of parallel and counter flow in concentric tube heat exchangers, *International Journal of Engineering Research & Technology* 2(11), 2782-2792. Erişim adresi: <https://www.ijert.org/cfd-analysis-and-performance-of-parallel-and-counter-flow-in-concentric-tube-heat-exchangers-2>
- Boran, K., Daştan, F., Şahin, H.M. ve Aktaş, M. (2014). Isı Eşanjörlerinde Isı Transferi İyileştirme Yöntemlerinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi, *Politeknik Dergisi*, 17(4), 183-191. Erişim adresi: <https://dergipark.org.tr/tr/pub/politeknik/issue/33072/368024>
- Budak, N., Yücel, H.L., Işık, M.Z. ve Oktay, H. (2015). Konsantrik tip bir ısı değiştiricisinde türbülatorlerin etkisinin sayısal incelenmesi, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 12(3), 87-97. Erişim adresi: <http://earsiv.batman.edu.tr/xmlui/handle/20.500.12402/1963?show=full>
- Córcoles-Tendero, J.I., Belmonte, J.F., Molina, A.E. ve Almendros-Ibáñez, J.A. (2018). Numerical simulation of the heat transfer process in a corrugated tube, *International Journal of Thermal Sciences*, 126, 125-

- 136.doi:<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.12.028>
- Fluent 6.3 User's Guide, Fluent Inc., Lebanon (USA) (2006)
- Hariraam.V., Domic E.D., Gokula K.M., Dombega, S. ve Selvan, P. (2018). CFD analysis of double pipe heat exchanger with different inner sections, *International Research Journal of Engineering and Technology*, 5(4), 1851-1854. Erişim adresi: https://www.academia.edu/36866866/CFD_Analysis_of_Double_Pipe_Heat_Exchanger_with_Different_Inner_Sections
- Incropera F. P., Dewitt D. P., Bergman T. L. ve Lavine A. S., (2015). Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Ankara: Palme Yayıncılık.
- Kale Shivam B., Kadam Prashant P., Pardeshi Rohansingh G. ve Karwande Swapnil C. (2017). Experimental analysis & simulation of double pipe heat exchanger, *IJARIE*, 3(2), 2357-2367. Erişim adresi: http://ijarie.com/AdminUploadPdf/EXPERIMENTAL_ANALYSIS_AND_SIMULATION_OF_DOUBLE_PIPE_HEAT_EXCHANGER_ijarie4429.pdf
- Karaca, E. (2021). Eş Merkezli İç İç Borulu Isı Değiştiricisinin Isıl Analizi, Esogü Makine Müh. Bölümü, Lisans Bitirme Projesi.
- Karami, R.M., ve Kamkari, B. (2020). Experimental investigation of the effect of perforated fins on thermal performance enhancement of vertical shell and tube latent heat energy storage systems, *Energy Conversion and Management*, 210, 112679. doi: <https://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112679>
- Kayataş, N. ve İlbaş, M. (2005). İç iç borulu model bir ısı değiştiricisinde ısı transferinin iyileştirilmesinin sayısal olarak incelenmesi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 21(1), 128-139. Erişim adresi: <https://dergipark.org.tr/tr/pub/erciyesfen/issue/25601/270144>
- Patrascioiu, C. ve Radulescu, S. (2012). Modeling and simulation of the double tube heat exchangers, case studies, *Advances in Fluid Mechanics and Heat & Mass Transfer*, ISBN: 978-1-61804-114-2, 35-41. Erişim adresi: <https://www.semanticscholar.org/paper/Modeling-and-Simulation-of-the-Double-Tube-Heat--PatrascioiuR%C4%83dulescu/edd2c2b811e24344b82125c2e93c63866d31c83a>
- Qi, C., Liu, M.N. ve Tang J.H. (2019). Influence of triangle tube structure with twisted tape on the thermo-hydraulic performance of nanofluids in heat-exchange system based on thermal and exergy efficiency, *Energy Conversion and Management*, 192, 243-268. Erişim adresi: https://www.cheric.org/research/tech/periodicals/doi.php?art_seq=1745002
- Vignesh, S., Moorthy, V.S. ve Nallakumarasamy, G. (2017). Experimental and CFD analysis of concentric dimple tube heat exchanger, *International Journal of Emerging Technologies in Engineering Research*, 5(7), 18-26. Erişim adresi: <https://www.semanticscholar.org/paper/Experimental-and-CFD-Analysis-of-Concentric-Dimple-Vignesh/c2cba586a29a047613a75fc162fb4185e1090017>
- Wang, W., Shuai, Y., Li, B.R., Li, B.X. ve Lee, K.S. (2021). Enhanced heat transfer performance for multi-tube heat exchangers with various tube arrangements, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 168. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.120905>
- Zhang, J.N., Cheng, M., Ding, Y.D., Fu Q. ve Chen, Z.Y. (2019). Influence of geometric parameters on the gas-side heat transfer and pressure drop characteristics of three-dimensional finned tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 133, 192-202. Doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.118>