

## Katı Yakıtlı Bir Kazanda Isı Transferi İyileştirmeleri ve Basınç Farkının Yapay Sinir Ağı ile Modellemesi

Aydın ÇITLAK<sup>1\*</sup>, Ahmet Beyzade DEMİRPOLAT<sup>1</sup>, Mehmet DAŞ<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Elazığ, Türkiye

<sup>2</sup> Erzincan Binali Yıldırım Üniversitesi İliç Dursun Yıldırım Meslek Yüksekokulu, İliç, Erzincan, Türkiye

\*<sup>1</sup> acitlak@firat.edu.tr, <sup>2</sup> mdas@erzincan.edu.tr

(Geliş/Received: 07/01/2019;

Kabul/Accepted: 02/08/2019)

**Öz:** Bu çalışmada, duman borularının çapı 42 mm, baca çapı 230 mm ve su giriş ve çıkış çapları 65 mm olan 125.000 kcal/h ısı kapasiteli katı yakıtlı kazanda, 4 farklı tipte şerit türbülatör kullanılarak ısı transferinin iyileştirilmesi incelenmiştir. Kazandaki duman borularının tümüne yerleştirilen türbülatörlerle deneyler yapılmıştır. İlk olarak içeresine türbülatör yerleştirmeden deneyler yapılmıştır. İkinci adımda ise duman boruları içeresine türbülatörler yerleştirerek her tip için ayrı ayrı deneyler yapılmış ve ısı transferi hesaplanmıştır. Deneylerde fan debisi damper yardımıyla değiştirilerek Reynolds sayısı 1800 ile 2800 arasındaki değerlerde hesaplamalar yapılmıştır. Isı transferi iyileştirmesi için yapılan türbülatörlü deneyler, türbülatörsüz deneylere göre ısı transferinde en az % 44, en fazla % 82 oranında artış sağlanmıştır. Hesaplamalar sonucu elde edilen basınç farkı değerleri için yapay sinir ağı (YSA) kullanılarak tahminsel bir model elde edilmiştir. Elde edilen modelin hata analizleri yapılmış ve basınç değerlerini başarılı bir şekilde tahmin ettiği gösterilmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Isı transferi, türbülatör, basınç farkı, yapay sinir ağı

## Heat Transfer Improvements in a Solid Fueled Boiler and Modeling of Pressure Differences by Artificial Neural Network

**Abstract:** In this study, the improvement of heat transfers by using 4 different types of strip turbulators in solid fuel boiler was investigated. The smoke pipes of the boiler used are 42 mm in diameter, the chimney diameter is 230 mm and the water inlet and outlet diameters are 65 mm and the heat capacity is 125,000 kcal / h. Experiments have been carried out with turbulators placed in all smoke pipes in the boiler. Firstly, experiments were carried out without inserting a turbine. In the second step, turbulators were placed in smoke pipes for each type of experiments and heat transfer was calculated. In the experiments, the fan flow rate was changed with the help of damper and the Reynolds number was calculated between 18000 and 28000. For turbine heat exchanger experiments, turbulence tests were carried out and heat transfer was increased by at least 15% and maximum 82%. As a result of the calculations, a predictive model was obtained by using artificial neural network (ANN) for the pressure difference values. The obtained model has been analyzed for error and has been shown to predict the pressure values successfully.

**Key words:** Heat transfer, turbulator, pressure difference, artificial neural network

### 1. Giriş

Isı deģistiricilerinde amaç maksimum ısı çekebilmektir. Bu da ısı transferinin iyileştirilmesiyle mümkündür. Isı transferini iyileştirmek için kullanılan aktif veya pasif yöntemde amaç ısı tasnim katsayısını artırmaktır. Isı tasnim katsayısını artırmanın en iyi yolu türbülansın artırılmasıdır. Çünkü ısı geçiş türbülanslı akışta fazla, laminar akışta daha az olmaktadır. Laminar akışta ısı geçişinin azalmasının nedeni akışkan partiküllerinin katmanlar halinde birbirini üzerinden akması sonucu ısı geçiş olumsuz etkilenmektedir. Türbülanslı akışta ise türbülans sebebiyle katmanlar oluşmamakta ve akışkan parçacıkları arasındaki ısı geçiş artmaktadır. Bilindiği gibi tam gelişmiş akışta oluşan sınır tabaka ve alt sınır tabaka içerisindeki hız dağılımı, akışkanın tasnim katsayısını önemli oranda değiştirmektedir. Türbülans düzeyi arttıkça ısı geçiş de artacaktır. Özellikle endüstriyel tip kazanlarda ve kalorifer kazanlarında ısı transferinin, dolayısıyla kazan veriminin artırılması için türbülatör (türbülans üretici) kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Türbülatörlerden elde edilen sonuçların yıllık enerji

\* Sorumlu yazar: [acitlak@firat.edu.tr](mailto:acitlak@firat.edu.tr). Yazarların ORCID Numarası: <sup>1</sup> 0000-0002-6837-4178, <sup>1</sup> 0000-0003-2533-3381, <sup>2</sup> 0000-0002-4143-9226

maliyetlerinin düşürülmesi açısından ciddi boyutlarda olması hem mühendisleri hem de imalatçıları yeni türbülatör modelleri arayışı içerisine itmiştir. Böylece bu alanda çalışmalar hız kazanmış ve en uygun türbülatör geometrisi ve malzemesi için gerek deneysel gerek sayısal birçok çoklu çalışmalar yapılmıştır [1-2].

Bir boru içindeki ısı transferi ve türbülanslı hava akışındaki girdabin etkisi deneysel olarak Sparrow ve Chaboki [3], tarafından incelenmiştir. Girdap olmayan boru akışındaki ısı transferi ile karşılaştırıldıklarında girdap eleman içeren borulardaki ısı transferinin dikkate değer şekilde daha büyük olduğunu tespit etmişlerdir. Verma ve ark., [4], çalışmalarında oluklu ve oluklu olmayan borular kullanılarak önerilen fabrikasyon ısı değiştiricinin ısı transfer performansını karşılaştırmışlardır. Boruların boyu ve çapı sırasıyla 25.4 mm ve 2000 mm'dir. Yazarlar ayrıca ısı transfer katsayısını, Nusselt sayısını ve Reynolds sayısını tahmin etmek için yapay sinir ağını (YSA) modellemiştir. Yazarlar maksimum ısı geçiş katsayısını ve Nusselt sayısını değerini sarmal şekilli oluklu boru kullanılmış ısı değiştiricinde elde etmişlerdir. Neuber ve ark., [5], türbülanslı saf hidrojen difüzyon alevi üzerine çalışmalar yapmışlardır. Yakıcıda türbülanslı alevin modellenmesinde standart  $k-\epsilon$  modeli kullanılmışlardır ve bu modelin iyi akış tahminleri verdiği kaydetmiştir. Boru girişinde düzgün sıralı enjektörülü türbülans üretici bulunan ısı değiştiricilerde, enjektörlerin ısı geçişini ve basınç düşümüne etkisi deneysel olarak Yıldız ve Çakmak [6], tarafından incelenmiştir. Çeşitli kanaatçık düzenlemeleri kullanılarak, hava soğutmalı kondenselerdeki ve sivil soğutuculardaki ısı transferi artışları Lozza ve Merlo [7], tarafından araştırılmıştır. Çalışmada 15 adet aynı tür boru fakat değişik kanaatçık yüzey geometrisine (düz veya dalgıç) sahip kanaatçıklar kullanılmıştır. Kullanılan kanaatçıkların ısı değiştiricisinde etkili olduğu görülmüştür. Yıldız ve ark. [8], eş merkezli çift borulu bir ısı değiştiricisine yerleştirilen kıvrımlı şeridin ısı transferine ve basınç kaybına etkisi incelenmiştir. Deneyler hem eş yönlü, hem de karşıt akış durumları için yapılmıştır. Çift borulu hava soğutmalı sisteme ısı transferi, tüm içerisinde kıvrımlı şerit şeklinde türbülatör yerleştirilerek %100 artırılmıştır. Zaherzadeh ve Jagadish [9], dönmemeli akış üreticisi olarak kendi ekseni etrafında dönen palet karıştırıcılar kullanılmışlardır. Araştırmacılar, iki disk arasına düz paletler yerleştirerek elde ettikleri çark şeklindeki dönmemeli akış üreticilerini boru girişine yerleştirmiştir. Deney sonuçlarına göre dönmemeli akış üreticisinin kullanılması ile ısı transferinin %80 civarında arttığı gözlemlenmiştir.

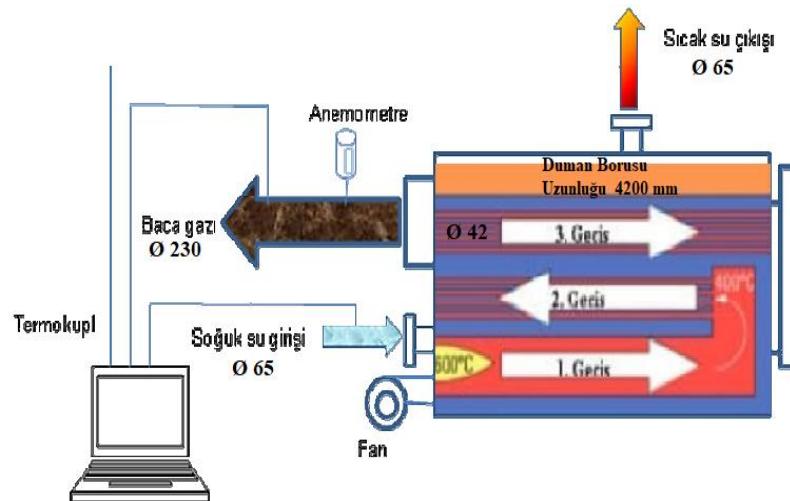
Isı transferi araştırmaları için birçok veri ve formül kullanılmaktadır. Çok fazla verinin işlenmesi ve sonuç elde edilmesi oldukça zaman alıcı ve zahmetli bir iştir. Bu bakımdan birçok veriyi işlemek için çeşitlik hesaplamalı zekâ yöntemleri kullanılmaktadır. Bu yöntemler içerisinde en yaygın olanı yapay sinir ağlarıdır. Yapay sinir ağları ısı transferi hakkında yapılan birçok çalışmaya uygulanmıştır. Mayro Rico ve ark. [10], oluklu ve iç tüpleri olan ve gıda endüstrisinde tipik olarak kullanılan bir üçlü eş merkezli borulu ısı değiştiricideki ısı transfer oranını ve basınç düşüşünü doğru bir şekilde tahmin edebilen bir Yapay Sinir Ağları (YSA) modelini oluşturmuştur. YSA modelini, 181 deneysel veri kümesini içeren bir veri bankası kullanılarak geliştirmiştir ve doğrulamışlardır. YSA konfigürasyonu, sırasıyla birinci ve ikinci katmanda 15 ve 21 nöronlu iki gizli katmanı olan bir ağdan oluşmuştur. YSA sonuçlarının, deneysel verilerle iyi bir uyum içinde olduğu, mutlak ortalama nispi sapmanın (AARD), ısı transfer katsayısı için % 1.91'in altında ve basınç düşüşü için sırasıyla % 3.82'nin altında olduğu bulmuştur.

Bu çalışmanın amacı, üretilen türbülatör tiplerinin kati yakıtlı bir kazandaki ısı transferi üzerindeki etkilerini araştırmak ve ısı transferini iyileştirmektir. Bu amaçla, duman borulu kazanlarda boru içeresine değişik tipte türbülatörler geliştirilip yerleştirilmesi suretiyle ısı transferindeki artış ve basınç kaybı araştırılmıştır. Bu şekilde farklı türbülatörlerin ısı transferine etkileri incelenmiştir. Boru girişine ve boru boyunca türbülatörler yerleştirilerek sökümlenen ve sökülmeyen akışlar için sonuçlar elde edilmiştir. Sisteme gerekli su ve sıcak dumanın verilmesi için gerekli düzenlemeler yapılmıştır. Duman borusu içinden çekilen hava akımının elde edilmesi için gerektiğinde bir fan kullanılmıştır. Boru yüzeyindeki ve akışkan sıcaklıklarını termo elemanlar ile bir kanal seçici ve sıcaklık ölçerler yardımıyla okunmuştur. Sistem üzerinde belirli noktalarda basınç değerleri okunarak basınç kayipları belirlenmiştir. Elde edilen basınç kayıp değerleri için yapay sinir ağı (YSA) kullanılarak tahminsiz bir model geliştirilmiştir. Tahminsiz modelin geçerliğini belirlemek için, ortalama mutlak hata (MAE), kök ortalama karesel hata (RMSE), bağıl mutlak hata (RAE) ve kök bağıl mutlak hata (RRAE) analizleri yapılmıştır. Bu çalışmanın; duman borulu kazanların basınç kayipları ve tasarım hakkında yapılacak çalışmalarla, YSA yönteminin kullanılarak bazı termofizikselleşmiş özellikleri önceden tahmin etmek adına örnek teşkil edebileceği beklenmektedir.

## 2. Materyal ve Metot

### 2.1. Deney Seti

Deneysel çalışmalar, Malatya Mimsan Ltd. Sti. kazan fabrikasında kurulan deney düzeneği ile yapılmıştır. Deney düzeneğinin şematik görünüsü Sekil 1. 'de verilmiştir.



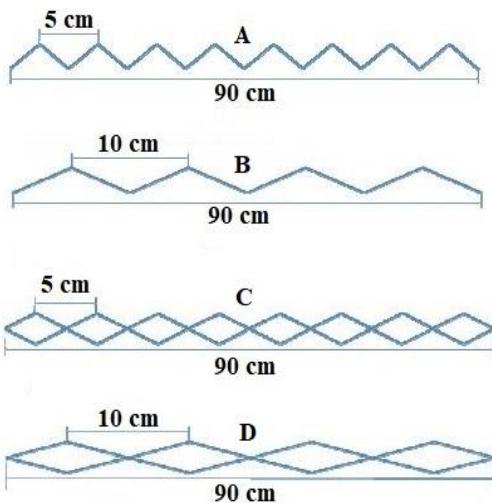
**Şekil 1.** Deney düzeneğinin şematik görünüsü.

Deney düzeneğinde; sıcak su elde etmek için katı yakıtlı Mimsan marka 125.000 kCal/h kapasiteli 3 geçişli bir kazan, çeşitli noktalarda sıcaklık ölçen çok girişi bilgisayar kontrollü sıcaklık ölçer, baca gazı hızı için anemometre ve basınç farkı için elektronik fark basınç cihazı kullanılmıştır. Kazanın duman borularının çapı 42 mm, baca çapı 230 mm ve su giriş çıkış çapları 65 mm' dir. Su giriş-çıkışı ve baca gazına yerleştirilen T tipi 0.5 mm teflon izoleli bakır (Cu-Cons) ıslı çiftlerle ölçülmüştür. Sıcaklık ve basınç ölçümleri için 32 kanallı ELİMKO marka dijital tarayıcı kullanılmıştır. Bacaya takılan anemometre ile baca gazı hızı ölçülmüştür. Ayrıca ısıtılan suyun deney sisteminde dolaşması için sirkülasyon pompası ve dolasan suyun debisini ölçmek flanslı tip manyetik rotametre boruya takılmıştır. Isı transferini attırmayanın yollarından biri sistemde duman boruları içine türbülatörler yerlestirmektir. Yapılan deneylerde 4 farklı tipte toplam 8 türbülatör kullanılmıştır. Ayrıca tüm Re sayıları için türbülatörsüz olarak da ölçüm alınmıştır. Yakıt olarak ceviz boy Rus linyit kömürü kullanılmıştır. Deney setine ait resimler Şekil 2 ve Şekil 3' de verilmiştir.



**Şekil 2.** Deneylerde kullanılan kazan ve otomasyon sistemi

Türbülatörler 2 mm lik sacdan üretilmiştir ve ısıtılarak preste şekillendirilmiştir. Türbülatörler kıvrımlı ve dalgalı olmak üzere iki tip üretilmiştir. Tam boy türbülatörlerin boyu 90 cm dir. Denysel çalışmada kullanılan türbülatörler tam boy olarak imal edilmiş olup bu türbülatörler kullanılarak denysel veriler elde edilmiştir. (Şekil 3).



**Şekil 3.** Türbülatör tipleri (A: Sık dalgalı tam boy, B: Seyrek dalgalı tam boy, C: Sık kıvrımlı tam boy, D: Seyrek kıvrımlı tam boy)

## 2.2. Hesap Yöntemi

Kazanda kullanılan fan, damper yardımıyla  $1650 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $1050 \text{ m}^3/\text{h}$  ve  $700 \text{ m}^3/\text{h}$  hava debisi sağlamaktadır. Kazan duman borusu sayısı 34 adettir.  $D_i$  çapı 42 mm olan her bir duman borusundan geçen hacimsel debi, debinin duman borusu sayısına oranıyla tespit edilmiştir. Re sayısı Denklem (1) yardımıyla bulunmuştur [11].

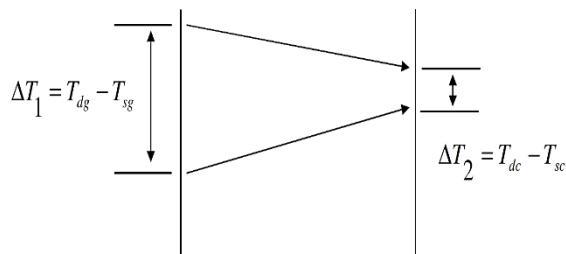
$$Re = \frac{U \cdot D_i}{v} \quad (1)$$

Denklem (1)'de  $v$  havanın kinematik viskozitesi,  $D_i$  borunun iç çapı,  $U$  duman borusu içindeki ortalama hızdır. Çalışmada  $Re=18000-28000$  aralığında 3 farklı debide ölçümler yapılmıştır.

Boru içindeki sıcak duman gazından oluşan ve boru dış yüzeyindeki suya geçen ısı miktarı ( $Q_1$ ) Denklem (2)'den faydalananarak bulunmuştur [12]. Bu ısı miktarı aynı zamanda boru içindeki suyun ısı miktarına ( $Q_2$ ) eşittir.

$$Q_1 = Q_2 \quad Q_1 = h \cdot A \cdot \Delta T_{Log} \quad (2)$$

Duman boruları logaritmik sıcaklık farkı değerlerinin bulunmasında Şekil 4.'de ki hesaplamlardan ve Denklem (3)'den faydalanyılmıştır.



**Şekil 4.** Logaritmik sıcaklık farkı

Şekil 4.'de;  $T_{dg}$ =Dumanın buruya giriş sıcaklığı (Ön sandık sıcaklığı),  $T_{dc}$ =Dumanın buradan çıkış sıcaklığı (Arka sandık sıcaklığı),  $T_{sg}$ =Suyun kazana giriş sıcaklığı,  $T_{sc}$ =Suyun kazandan çıkış sıcaklığı olarak verilmektedir.

Logaritmik sıcaklık farkı ise Denklem (3) yardımı ile hesaplanmıştır.

$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3)$$

Denklem (2) de  $h$  ısı tasnim katsayısını,  $A$  akışın geçtiği borunun yan yüzey alanını(ısı alanını) göstermektedir. Boru içindeki suyun ısı miktarı ( $Q_2$ ), Denklem (4) yardımı ile bulunur.

$$Q_2 = \dot{m}_{su} C_{psu} (T_{sg} - T_{sc}) \quad (4)$$

Denklem (4)'de  $\dot{m}_{su}$ , suyun kütiesel debisi (kg/sn),  $C_{psu}$  suyun özgül (J/kgK) ısısıdır. Logaritmik sıcaklık farkı elde edildikten sonra enerji bilançosu ile ortalama ısı transfer katsayıları hesaplanır. Denklem (5) yardımıyla kazanılan ısının yüzey alanındaki sıcaklık farkından dolayı oluşan ısiya eşitlenmesiyle  $h$  bulunur.

$$Q_1 = Q_2 \\ h \cdot A \cdot \Delta T_{\log} = \dot{m}_{su} C_{psu} (T_{sg} - T_{sc}) \quad (5)$$

Denklem (5)'te ki  $h$  katsayıları Denklem (6) yardımıyla hesaplanır.

$$h = \frac{(\dot{V} \cdot \rho)_{su} C_{psu} (T_{sg} - T_{sc})}{(\pi D_i L) \cdot \Delta T_{\log}} \quad (6)$$

Denklem (6)'da  $\dot{V}$  hacimsel debi,  $A$  duman borusu yan yüzey alanı,  $D_i$  duman borusunun iç çapıdır. Denklem (6)'da bulunan  $h$  ısı transfer katsayısı (W/m<sup>2</sup>K) yardımı ile Nusselt sayısı Denklem (7) yardımıyla hesaplanır.

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (7)$$

Denklem (7)'deki  $h$  ısı tasnim katsayısı,  $L$  borunun uzunluğu ve  $k$  ise havanın ısı iletim katsayısıdır. Tübülatörler sayesinde  $Nu$  sayısındaki artış ısı transferindeki artışı olduğunu göstermektedir. Ancak tübülatörler yapısından dolayı akışa direnç oluşturmaktır bu da basınç kaybının artmasına sebep olmaktadır. Bu amaçla ısı kazanç oranın tespit etmek için net ısı kazanç ve ek basınç kaybı miktarının belirlenmesi gereklidir. ısı Kazanç oranını tespit etmek için Net ısı kazancının ek basınç kaybına oranı olan ilgili Denklem (8) uygulanabilir [13].

$$\frac{Q_{NIK}}{\Delta P_K} = \frac{Q_T - Q}{\Delta P_T - \Delta P} \cdot \frac{1000}{\dot{V} \cdot 9,81} \quad (8)$$

Denklem (8)'de  $Q_T$  tübülatörlü deneylerde aktarılan ısı miktarı,  $Q$  tübülatörsüz yapılan deneyde aktarılan ısı miktarıdır.  $P_T$  tübülatörlü deneylerde oluşan basınç farkı,  $P$  tübülatörsüz deneylerdeki basınç farkını göstermektedir.  $\dot{V}$  hacimsel debidir. Denklem (8) de boyutsuz ısı kazanç değeri elde edilir.

Isı transferi analizinde tübülatörsüz deneye göre artış olduğunu görmek amacıyla Denklem (9) kullanılarak yüzde artışlar bulunmuştur.

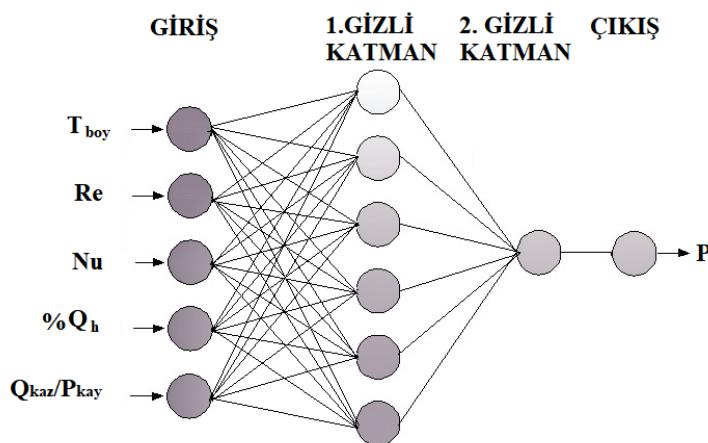
$$\% Artma = \frac{Q_T - Q}{Q} \quad (9)$$

Denklem (9)'da  $Q_T$  tübülatörlü deneylerde aktarılan ısı miktarını,  $Q$  tübülatörsüz yapılan deneylerde aktarılan ısı miktarını göstermektedir. Bu hesaplama deneylerin tüm sonuçlarına uygulanmış olup tübülatörsüz deneye göre tübülatör ile yapılan deneylerin sonuçlarında yüzde olarak artışlar elde edilmiştir.

### 2.3. Yapay sinir ağı

Yapay sinir ağları ya da kısaca YSA; insan beyninin çalışma sisteminin yapay olarak benzetimi çabalarının bir sonucu olarak ortaya çıkmıştır. YSA, belirli değerlere dayanarak, girdi alanında olan noktaları çıktı alanında olan eş noktalara belli bir fonksiyonla bağlamaktadır [14]. Yapay sinir ağları, örüntü tanıma, tahmin etme, sınıflandırma vb. geniş uygulama alanına sahiptir. Yapay sinir ağları, insanlara benzer olarak örnekler ile öğrenirler. Bu nedenle veri seti, eğitim ve test kümesi olarak iki kısma ayrılır [15].

Sistemde, yapay sinir ağları beş giriş ve bir çıkış olarak modellenmiştir. Türbülatör boyu ( $T_{boy}$ ), Reynolds sayısı ( $R$ ) değeri, Nusselt sayısı ( $Nu$ ) değeri, ısı transferi % artışı ( $\%Q_h$ ), Isı kazanç / Basınç Kayıp oranı ( $Q_{kaz}/P_{kay}$ ) değerleri giriş bilgisi olarak alınmıştır. Çıkış bilgisi olarak basınç düşüşü ( $\Delta P$ ) kullanılmıştır. Toplam olarak 4 katmandan oluşan modelin girdi katmanı 5 girdi için 5 nöron, birinci gizli katman 1 nöron, ikinci gizli katman için 1 nöron ve çıktı katmanı ise sadece tek bir nöron içermektedir. Oluşturulan YSA modelinin yapısı Şekil 5'de verilmiştir.



Şekil 5. YSA ağ yapısı şematik gösterimi

Basınç düşüşü değerlerinin yapay sinir ağı ile modellenmesinde MATLAB 2016a yazılımı kullanılmıştır. Bilgi kümesinde 120 adet giriş ve 24 adet çıkış bilgisi bulunmaktadır. Bu bilgilerden 100 tanesi eğitim işleminde kullanılmıştır. 44 tanesi ise test işleminde kullanılmıştır. Öğrenme algoritması olarak Feed Forward Back Propagation (ileri doğru beslemeli ve geriye yayılmış) algoritması kullanılmıştır. Eğitim için Levenberg Marquardt algoritması kullanılmıştır. Elde edilen modelin geçerliliğini belirlemek için, ortalama mutlak hata (MAE), kök ortalama karesel hata (RMSE), bağıl mutlak hata (RAE) ve kök bağıl mutlak hata (RRAE) analizleri yapılmıştır. Hata analizlerinin formül ve parametreleri Tablo 1.'de verilmiştir.

Tablo 1. Hata Analizleri, Formülleri ve Parametreleri

Hata Analizi	Formülü	Parametreler
MAE	$\frac{ P_1 - A_1  + \dots +  P_n - A_n }{n}$	P: Tahmin Değeri A: Gerçek Değer n: Toplam Veri
RMSE	$\sqrt{\frac{(P_1 - A_1)^2 + \dots + (P_n - A_n)^2}{n}}$	P: Tahmin Değeri A: Gerçek Değer n: Toplam Veri
RAE	$\frac{ P_1 - A_1  + \dots +  P_n - A_n }{ A_1 - A'  + \dots +  A_n - A' }$	P: Tahmin Değeri A: Gerçek Değer A': Gerçek Değer Ort.
RRAE	$\sqrt{\frac{(P_1 - A_1)^2 + \dots + (P_n - A_n)^2}{( A_1 - A' )^2 + \dots + (A_n - A')^2}}$	P: Tahmin Değeri A: Gerçek Değer A': Gerçek Değer Ort.

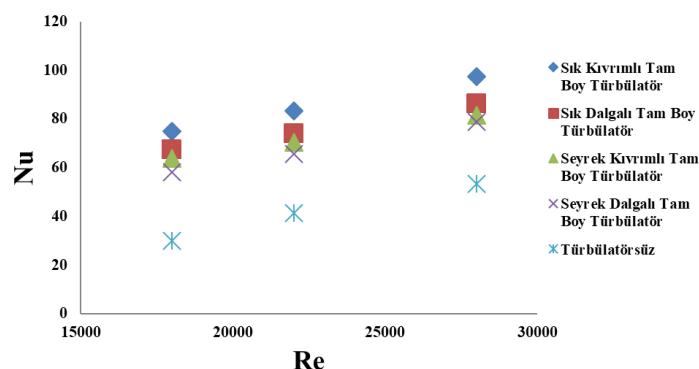
Basınç düşüşü değerleri tahmini için kullanılan YSA modelinin parametleri ve yapısı Tablo 2.'de gösterilmiştir.

**Tablo 2.** YSA yapısı ve parametreleri

<b>Gizli Katman Sayısı</b>	2
<b>Katmanlardaki Nöronlar</b>	6-1
<b>Ağırlık Değerleri</b>	Random
<b>Aktivasyon Fonksiyonu</b>	Logsig
<b>Transfer Fonksiyonu</b>	Tangent Sigmoid Transfer
<b>Öğrenme Fonksiyonu</b>	Feed-Forward Backpropagation

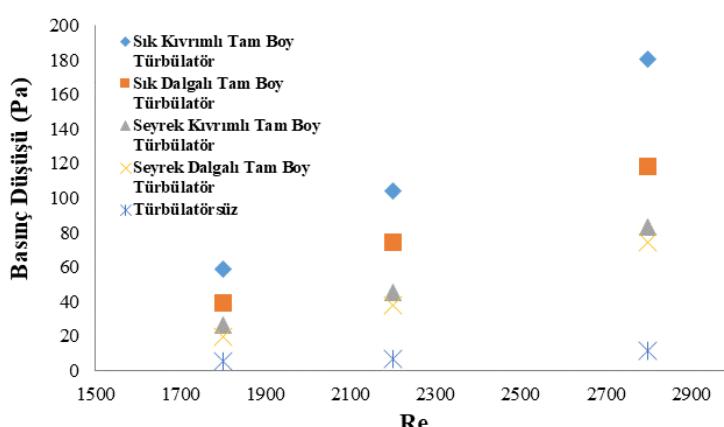
### 3. Bulgular

Deneysel çalışma ve hesaplamalar sonucunda elde edilen değerlerden Re sayısı ile Nu sayısı arasındaki grafikler Şekil 6. da verilmiştir.



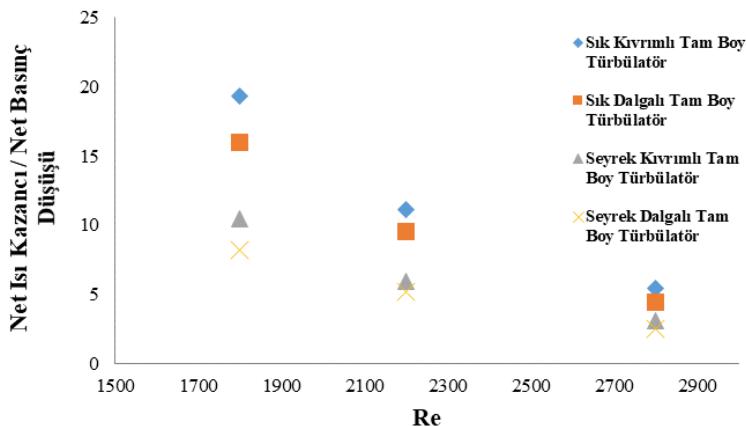
**Şekil 6.** Tam boy turbülatörlerin Re sayısının Nu sayısı ile değişimi

Şekil 6.'da görüldüğü gibi en yüksek Nusselt sayısı değerleri sık kıvrımlı tam boy turbülatörde elde edilmiştir. Şekil 6.'da tam boy kıvrımlı turbülatörle yapılan deneyler sonucu en yüksek Nusselt değeri 2800 Re da yapılan hesaplamalarda 97.5 olarak bulunmuştur. Kazan içerisinde turbülatör kullanarak ısı transferinde iyileştirmeler sağlanmıştır. Isı transferindeki bu iyileşmenin basınç kaybı ile olan ilişkisi önemli olduğu için Re sayısının basınç farkı ile değişimi grafiği Şekil 7.'de verilmiştir.



**Şekil 7.** Tam boy turbülatörlerin Re sayısının  $\Delta P$  ile değişimi.

Şekil 7.'de görüldüğü gibi sık kıvrımlı tam boy turbülatörde 2800 Re de en yüksek basınç kaybı 180.3 Pa olarak bulunmuştur. Denklem 3.5'te hesaplanan değerlerden net ısı kazancının net basınç düşüşüne olan oranı ile Re sayısı değişimi Şekil 8.'de verilmiştir.



**Şekil 8.** Tam boy turbülatörlerde net ısı kazancı/ek basınç kaybı oranının Re sayısı ile değişimi

Turbülatörsüz yapılan deneyler ile tam boy turbülatör kullanılarak yapılan ısı transferi karşılaştırması deneylerinin sonucu Tablo 3’ de gösterilmiştir.

**Tablo 3.** Turbülatörlü deneydeki ısı transferinin turbülatörsüz deneye göre yüzde artış oranı

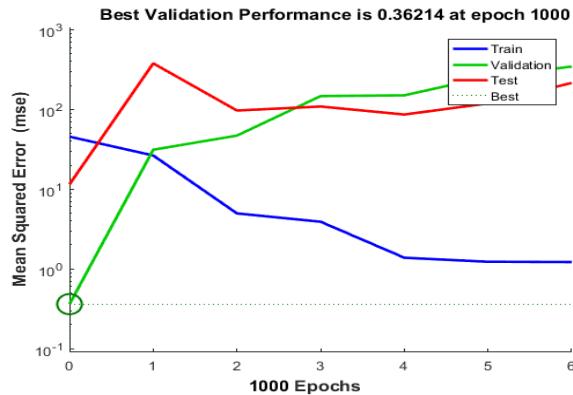
Turbülatör Tipleri	Yüzde ısı transferi artış oranı
Sık Dalgalı Tam Boy Türbülatör	% 63-%65
Seyrek Dalgalı Tam Boy Türbülatör	% 44-%46
Sık Kırımlı Tam Boy Türbülatör	% 82-%84
Seyrek Kırımlı Tam Boy Türbülatör	% 53-%55

Yukarda Tablo 3’ de görüldüğü gibi, % 84 lere kadar ısı transferinde iyileşmeler sağlanmıştır. Bu orandaki artış, sık kıvrımlı tam boy turbülatörde görülmüştür. En az artış % 44 ile seyrek dalgalı tam boy turbülatörde gerçekleşmiştir. Ancak en fazla basınç kaybı da yine sık kıvrımlı tam boy turbülatörde olmuştur. En az ısı transferi ve en az basınç kaybı artışı seyrek dalgalı tam boy turbülatörde olmuştur. Deney setinden elde edilen basınç düşüşü değerleri için oluşturulan YSA tahminsel modeli için hesaplanan hata değerleri Tablo 4.’de gösterilmiştir.

**Tablo 4.** YSA yapısı hata oranları

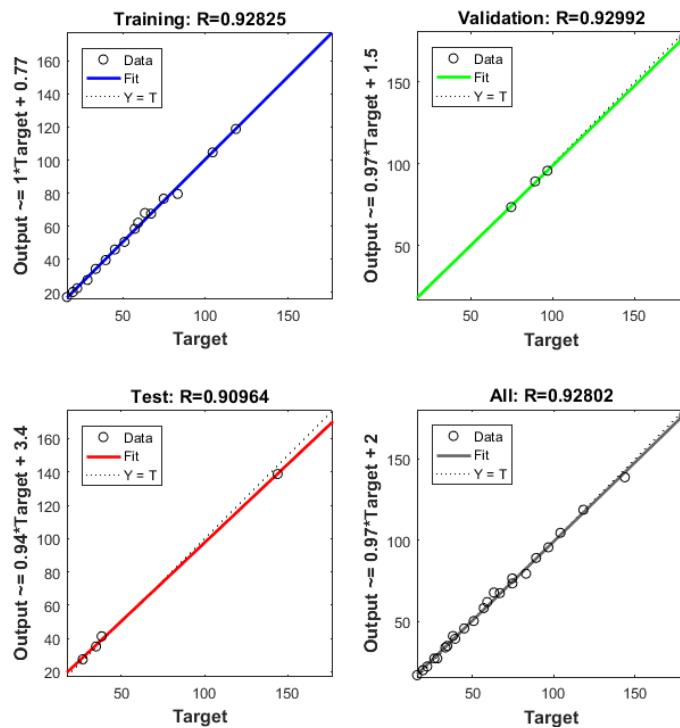
YSA hata oranları	
MAE	0.34
RMSE	0.671
RAE	18.5 %
RRAE	17.4 %

MATLAB kullanılarak oluşturulan yapay sinir ağında elde edilen modelin mean squared error (MSE) hata analizi ile eğitim (train), doğrulama (validation) ve test kümelerine ilişkin hata performansları Şekil 9.’da gösterilmiştir. Şekil 9.’da Eğitim sonucunda her iterasyondaki eğitim, doğrulama ve test kümelerine ilişkin hata değerlerinin ne şekilde değiştiğini gösteren grafik yer almaktadır. Grafikte görüldüğü üzere ağın eğitimi 1000 iterasyonda optimum sonuca ulaşmıştır.



**Şekil 9.** Eğitim, doğrulama ve test kümelerine ilişkin hata performansları

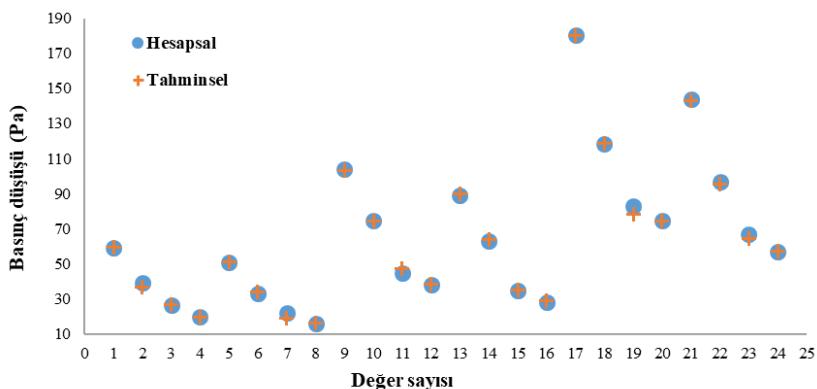
MATLAB’da eğitim (train), doğrulama (validation) ve test kümelerine ilişkin regresyon grafiği Şekil 10.’da gösterilmiştir.



**Şekil 10.** MATLAB’ta öğrenme, doğrulama ve test kümelerine ilişkin regresyon grafiği

Şekil 10.’deki grafiğe göre en düşük değer 0.90964 olan test kümelerine aittir. Buradan anlaşılacağı üzere öğrenme işlemi büyük başarıyla gerçekleştirilmiştir.

Deney verileri ile elde edilen basınç düşüşü değerleri için YSA da tahminsel model oluşturulmuştur. Elde edilen tahminsel basınç düşüşü değerleri ile hesaplanan basınç düşüşü değerleri Şekil 11.’de gösterilmiştir. Şekil 11.’de YSA ile tahmin edilen basınç düşüşü değerleri, deneySEL verilerle hesaplanan basınç düşüşü değerlerine çok yakındır.



Şekil 11. Deneysel ve tahminsel basınç düşüşü değerleri

#### 4. Sonuçlar

Turbulatörlü deneysel çalışmaların hepsinde turbulatörsüz deneylere göre ısı transferi en az % 44, en fazla % 84 oranında artış sağlanmıştır. Aynı oranda basınç kayıplarının da arttığı görülmüştür. Net ısı kazancının ek basınç kaybı oranı göz önüne alındığında tam boy turbulatörlerde sık kıvrımlı turbulatörün, en iyi sonucu verdiği görülmektedir. En iyi ısı transferinin olduğu sık kıvrımlı tam boy turbulatörde dahil olmak üzere tüm turbulatörlerde ısıl kazanç yanında basınç kaybindaki düşüşlerin az miktarda olduğu görülmektedir. Basınç düşüşü değerleri için YSA da elde edilen tahminsel modelin MAE (0.34) ve RMSE (0.671) hata analiz sonuçlarına göre başarılı bir tahmin yaptığı söylenebilir. Farklı tip turbulatör kullanılarak daha fazla veriler elde edilebilir ve bu veriler ile farklı hesapsal zeka yöntemleri kullanarak daha başarılı tahminsel modeller oluşturulabilir.

#### Kaynaklar

- [1] Kahraman N, Sekmen U, Çeber B, Akansu S.O. Boru İçi Akışlarda Turbulatörlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Sayısal İncelenmesi. Journal of Thermal Science and Technology 2008; 28(2).
- [2] Sekmen U. Boru İçi Akışlarda Boru İçerisine Yerleştirilmiş Değişik Geometrideki Şekillerin Basınç Dağılımı, Hız Dağılımı Ve Isı Transferine Olan Etkisinin Araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 2006.
- [3] Sparrow E.M, Chaboki A. Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube. ASME Journal of Heat Transfer 1984; 106, 766-773.
- [4] Verma T.N, Nashine P, Singh D.V, Singh T.S, Panwar D. ANN: Prediction of an experimental heat transfer analysis of concentric tube heat exchanger with corrugated inner tubes. Applied Thermal Engineering 2017; 120, 219-227.
- [5] Neuber A. Finite Rate Chemistry and NO Molefraction in Non-Premixed Turbulent Flames. Combustion and Flame 1998; 113, 198–211.
- [6] Çakmak G, Yıldız C. Konsantrik ısı değiştirgeçlerine yerleştirilen enjektörlü elemanların optimizasyonu, F.U. Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi 2003; 15(4),589-600.
- [7] Lozza G, Merlo U. An Experimental investigation of Heat Transfer and Friction Losses of Interrupted and Wavy Fins for Fin-And-Tube Heat Exchangers. International Journal of Refrigeration 2001; 24, 409-416.
- [8] Yıldız C, Bicer Y, Pehlivan D. Effect of Twisted Strips on Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchanger. Energy Conversion & Management 1998; 39, 331-336.
- [9] Zaherzadeh N.H, Jagadish B.S. Heat Transfer in Decaying Swirl Flows, Int. J. Heat Mass Transfer 1975; 18(7) ,941-944.
- [10] Moya-Rico J.D, Molina A.E, Belmonte J., Tendero J. C, Almendros-Ibáñez J.A. Characterization of a triple concentric-tube heat exchanger with corrugated tubes using Artificial Neural Networks (ANN). Applied Thermal Engineering 2019; 147, 1036-1046.
- [11] Yılmaz T. ve Ayhan T. Birbirleriyle Bağlantılı Daralan -Genişleyen Kanallarda Isı Transferi, Isı Bilimi ve Tekniği 4. Ulusal Kongresi 1983; 133-149.
- [12] Kakaç S. Isı İletimi, ODTÜ Mühendislik Fakültesi Yayınları, Yayın No: 52, Ankara, 1987.
- [13] Çakmak G. Boru Girişinde Enjektörlü Türbülans Üreticisi Bulunan Isı Değiştirgeçlerinde Isı Transferinin ve Basınç Düşüşünün İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi. F.U. Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 2000.
- [14] Özdemir M.B, Aktaş M, Şevik S, Khanları A. Modeling of a convective-infrared kiwifruit drying process. International Journal of Hydrogen Energy 2017; 28, 18005-18013.
- [15] Teti R, Jemielniak K, O'Donnell G, Dornfeld D. Advanced monitoring of machining operations. Cirp Annals-Manufacturing Technology 2010; 59, 717-739.