

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

Aydın ÇITLAK^{1*}, Ahmet Beyzade DEMİRPOLAT¹, Mehmet DAŞ²

¹ Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Elazığ, Türkiye

² Erzincan Binali Yıldırım Üniversitesi İliç Dursun Yıldırım Meslek Yüksekokulu, İliç, Erzincan, Türkiye

*¹ acitlak@firat.edu.tr, ² 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 türbülötör kullanılarak ısı transferinin iyileştirilmesi incelenmiştir. Kazandaki duman borularının tümüne yerleştirilen türbülötörlerle deneyler yapılmıştır. İlk olarak içerisine türbülötör yerleştirmeden deneyler yapılmıştır. İkinci adımda ise duman boruları içerisine türbülötörler yerleştirilerek 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 türbülötörlü deneyler, türbülötörsüz 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, türbülötör, 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 değiştiricilerinde amaç maksimum ısı çekebilmektir. Bu da ısı transferinin iyileştirilmesiyle mümkündür. Isı transferini iyileştirmek için kullanılan aktif veya pasif yöntemde amaç ısı tasınım katsayısını artırmaktır. Isı tasınım katsayısını artırmanın en iyi yolu türbülansın artırılmasıdır. Çünkü ısı geçişi türbülanslı akışta fazla, laminar akışta daha az olmaktadır. Laminar akışta ısı geçişinin azalmasının nedeni akışkan partiküllerinin katmanlar halinde birbiri üzerinden akması sonucu ısı geçişi olumsuz etkilenmektedir. Türbülanslı akışta ise türbülans sebebiyle katmanlar oluşmamakta ve akışkan parçacıkları arasındaki ısı geçişi artmaktadır. Bilindiği gibi tam gelişmiş akışta oluşan sınır tabaka ve alt sınır tabaka içerisindeki hız dağılımı, akışkanın tasınım katsayısını önemli oranda değiştirmektedir. Türbülans düzeyi arttıkça ısı geçişi de artacaktır. Özellikle endüstriyel tip kazanlarda ve kalorifer kazanlarında ısı transferinin, dolayısıyla kazan veriminin artırılması için türbülötör (türbülans üretici) kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Türbülötörlerden elde edilen sonuçların yıllık enerji

* Sorumlu yazar: acitlak@firat.edu.tr. Yazarların ORCID Numarası: ¹ 0000-0002-6837-4178, ¹ 0000-0003-2533-3381, ² 0000-0002-4143-9226

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

Bir boru içindeki ısı transferi ve türbülanslı hava akışındaki girdabın etkisi deneysel olarak Sparrow ve Chaboki [3], tarafından incelenmiştir. Girdap olmayan boru akışındaki ısı transferi ile karşılaştırdıklarında 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) modellemişlerdir. Yazarlar maksimum ısı geçiş katsayısı ve Nusselt sayısı değerini sarmal şekilli oluklu boru kullanılmış ısı değiştirgecinde elde etmişlerdir. Neuber ve ark., [5], türbülanslı saf hidrojen difüzyon alevi üzerine çalışmalar yapmışlardır. Yakıcıda türbülanslı alevin modellenmesinde standart k-ε modeli kullanmışlardır ve bu modelin iyi akış tahminleri verdiğini kaydetmişlerdir. Boru girişinde düzgün sıralı enjektörlü türbülans üretici bulunan ısı değiştiricilerinde, enjektörlerin ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisi deneysel olarak Yıldız ve Çakmak [6], tarafından incelenmiştir. Çeşitli kanatçık düzenlemeleri kullanılarak, hava soğutmalı kondenselerdeki ve sıvılı soğutuculardaki ısı transferi artışları Lozza ve Merlo [7], tarafından araştırılmıştır. Çalışmada 15 adet aynı tür boru fakat değişik kanatçık yüzey geometrisine (düz veya dalgalı) sahip kanatçıklar kullanılmıştır. Kullanılan kanatçıkların 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 sistemde ısı transferi, tüp içerisine kıvrımlı şerit şeklinde türbülötör yerleştirilerek %100 artırılmıştır. Zaherzadeh ve Jagadish [9], dönmeli akış üreticisi olarak kendi eksenini etrafında dönen palet karıştırıcılar kullanmışlardır. Araştırmacılar, iki disk arasına düz paletler yerleştirerek elde ettikleri çark şeklindeki dönmeli akış üreticilerini boru girişine yerleştirmişlerdir. Deney sonuçlarına göre dönmeli akış üreticisinin kullanılması ile ısı transferinin %80 civarında arttığı gözlemlenmiştir.

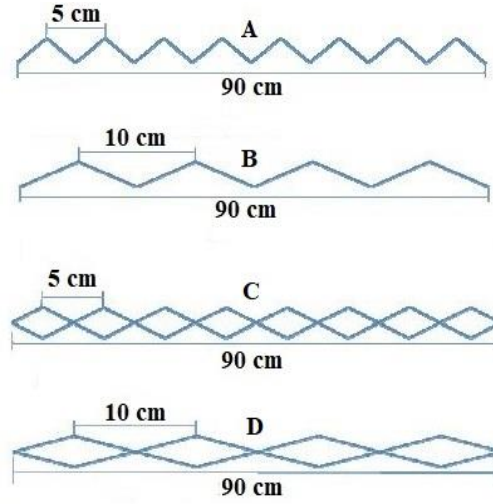
Isı transferi araştırmaları için birçok veri ve formül kullanılmaktadır. Çok fazla verinin işlenmesi ve sonuç elde edilmesi oldukça zaman alıcı ve zahmetli bir işdir. Bu bakımdan birçok veriyi işlemek için çeşitlik hesaplamalı zekâ yöntemleri kullanılmaktadır. Bu yöntemler içerisinde en yaygın olanı 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 oluşturmuşlardır. YSA modelini, 181 deneysel veri kümesini içeren bir veri bankası kullanılarak geliştirmiş 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 bulunmuşlardır.

Bu çalışmanın amacı, üretilen türbülötör tiplerinin katı yakıtlı bir kazandaki ısı transferi üzerindeki etkilerini araştırmak ve ısı transferini iyileştirmektir. Bu amaçla, duman borulu kazanlarda boru içerisine değişik tipte türbülötörler geliştirilip yerleştirilmesi suretiyle ısı transferindeki artış ve basınç kaybı araştırılmıştır. Bu şekilde farklı türbülötörlerin ısı transferine etkileri incelenmiştir. Boru girişine ve boru boyunca türbülötörler yerleştirilerek sönmülenen ve sönmülemeyen 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 sıcaklıkları termo elemanlar ile bir kanal seçici ve sıcaklık ölçerler yardımıyla okunmuştur. Sistem üzerinde belirli noktalarda basınç değerleri okunarak basınç kayıpları belirlenmiştir. Elde edilen basınç kayıp değerleri için yapay sinir ağı (YSA) kullanılarak tahminsel bir model geliştirilmiştir. Tahminsel 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. Bu çalışmanın; duman borulu kazanların basınç kayıpları ve tasarımı hakkında yapılacak çalışmalara, YSA yönteminin kullanılarak bazı termodinamik 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 görünüşü Sekil 1. 'de verilmiştir.



Şekil 3. Türbülötör 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 m³/h, 1050 m³/h ve 700 m³/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].

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

Denklem (1)'de ν 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 (Q₁) Denklem (2)'den faydalanarak bulunmuştur [12]. Bu ısı miktarı aynı zamanda boru içindeki suyun ısı miktarına (Q₂) 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 hesaplamalardan ve Denklem (3)'den faydalanılmıştır.



Şekil 4. Logaritmik sıcaklık farkı

Şekil 4.'de; T_{dg}= Dumanın buruya giriş sıcaklığı (Ön sandık sıcaklığı), T_{dc}= Dumanın burudan 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 tasınım katsayısını, A akısın geçtiği borunun yan yüzey alanını(ısıl alanını) göstermektedir. Boru içindeki suyun ısı miktarı (Q₂), Denklem (4) yardımı ile bulunur.

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

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

$$Q_1 = Q_2$$

$$h.A.\Delta T_{\log} = \dot{m}_{su} C_{p_{su}} (T_{sg} - T_{sç}) \quad (5)$$

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

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

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/m²K) yardımı ile Nusselt sayısı Denklem (7) yardımıyla hesaplanır.

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

Denklem (7)'deki h ısı tasınım katsayısı, L borunun uzunluğu ve k ise havanın ısı iletim katsayısıdır. Türbülötörler sayesinde Nu sayısındaki artış ısı transferindeki artışı olduğunu göstermektedir. Ancak türbülötörler yapısından dolayı akışa direnç oluşturmakta bu da basınç kaybının artmasına sebep olmaktadır. Bu amaçla ısıl kazanç oranının tespit etmek için net ısıl kazanç ve ek basınç kaybı miktarının belirlenmesi gereklidir. Isıl Kazanç oranını tespit etmek için Net ısıl 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 türbülötörlü deneylerde aktarılan ısı miktarı, Q türbülötörsüz yapılan deneyde aktarılan ısı miktarıdır. P_T türbülötörlü deneylerde oluşan basınç farkı, P türbülötörsüz deneylerdeki basınç farkını göstermektedir. \dot{V} hacimsel debidir. Denklem (8) de boyutsuz ısıl kazanç değeri elde edilir.

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

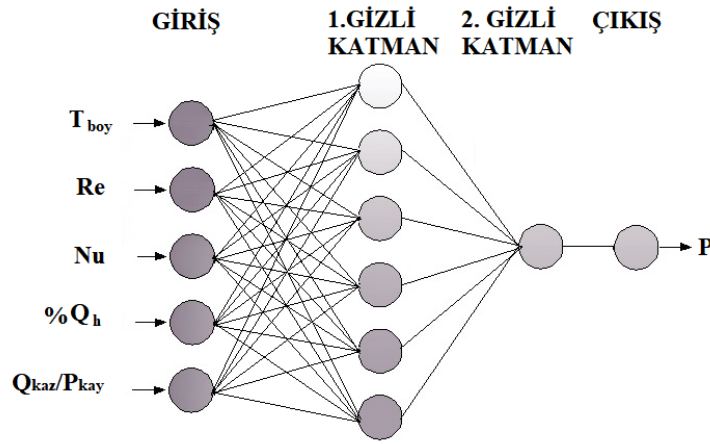
$$\% Artma = \frac{Q_T - Q}{Q} \quad (9)$$

Denklem (9)'da Q_T türbülötörlü deneylerde aktarılan ısı miktarını, Q türbülötörsüz yapılan deneylerde aktarılan ısı miktarını göstermektedir. Bu hesaplama deneylerin tüm sonuçlarına uygulanmış olup türbülötörsüz deneye göre türbülötör 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. Türbülator boyu (T_{boy}), Reynolds sayısı (R) değeri, Nusselt sayısı (Nu) değeri, ısı transferi % artış ($\%Q_h$), Isı kazanç / Basınç Kayıp oranı (Q_{kaz}/P_{kay}) değerleri giriş bilgisi olarak alınmıştır. Çıkış bilgisi olarak basınç düşüşü (ΔP) 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 yayılım) 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.

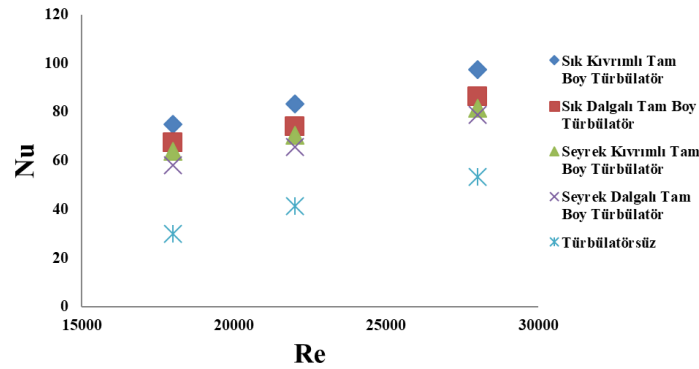
Basınç düşüşü değerleri tahmini için kullanılan YSA modelinin parametreleri ve yapısı Tablo 2.'de gösterilmiştir.

Tablo 2. YSA yapısı ve parametreleri

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

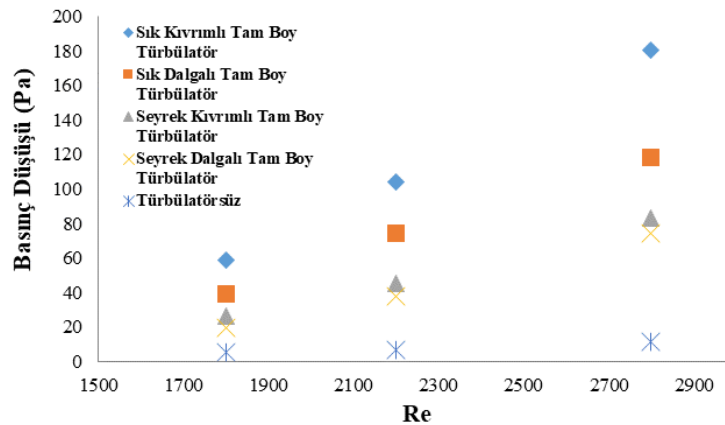
3. Bulgular

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



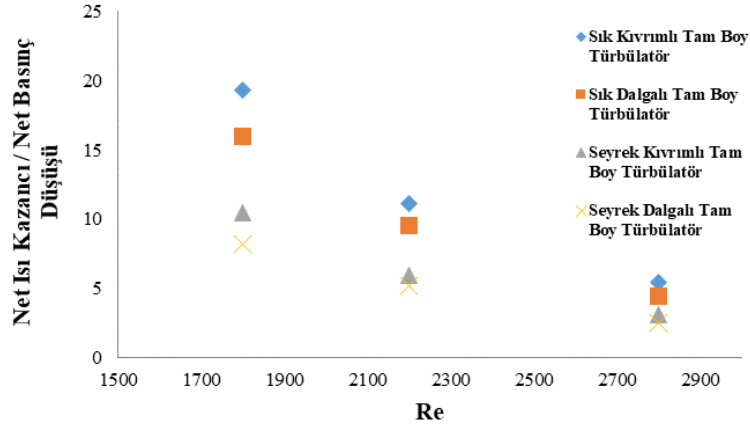
Şekil 6. Tam boy türbülatorlerin Re sayısının Nu sayısı ile değişimi

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



Şekil 7. Tam boy türbülatorlerin Re sayısının ΔP ile değişimi.

Şekil 7.'de görüldüğü gibi sık kıvrımlı tam boy türbülatorde 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 türbülatorlerde net ısı kazancı/ek basınç kaybı oranının Re sayısı ile değişimi

Türbülatorsüz yapılan deneyler ile tam boy türbülator kullanılarak yapılan ısı transferi karşılaştırması deneylerinin sonucu Tablo 3' de gösterilmiştir.

Tablo 3. Türbülatorlü deneydeki ısı transferinin türbülatorsüz deneye göre yüzde artış oranı

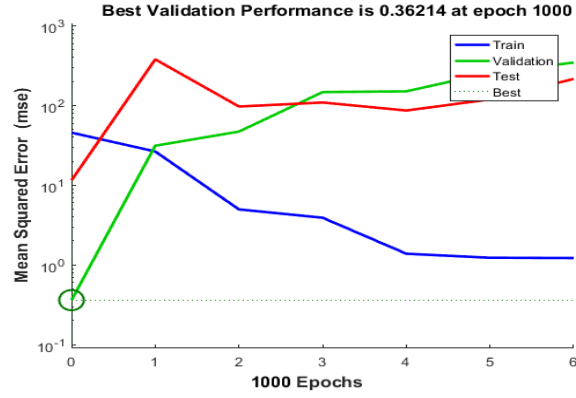
Türbülator Tipleri	Yüzde ısı transferi artış oranı
Sık Dalgalı Tam Boy Türbülator	% 63-%65
Seyrek Dalgalı Tam Boy Türbülator	% 44-%46
Sık Kıvrımlı Tam Boy Türbülator	% 82-%84
Seyrek Kıvrımlı Tam Boy Türbülator	% 53-%55

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

Tablo 4. YSA yapısı hata oranları

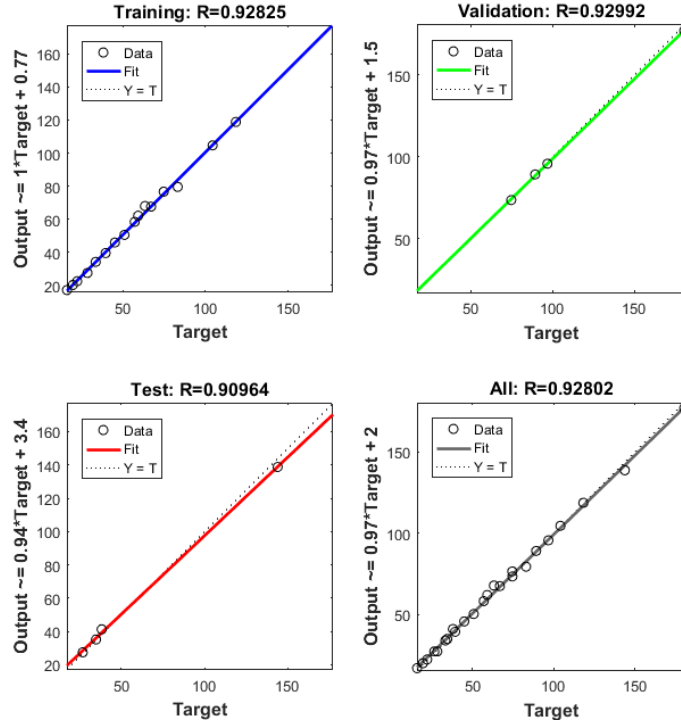
YSA hata oranları	
MAE	0.34
RMSE	0.671
RAE	18.5 %
RRAE	17.4 %

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 ağı eğitimi 1000 iterasyonda optimum sonuca ulaşmıştır.



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

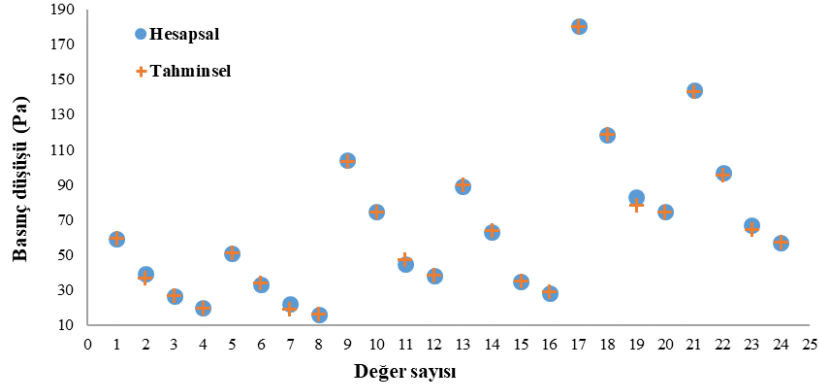
MATLAB'ta eğitim (train), doğrulama (validation) ve test kümelerine ilişkin regresyon grafiği Şekil 10.'da gösterilmiştir.



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

Şekil 10.'deki grafiğe göre en düşük değer 0.90964 olan test kümesine 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

Türbülantörlü deneysel çalışmaların hepsinde türbülantösüz 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 türbülantörlerde sık kıvrımlı türbülantörün, en iyi sonucu verdiği görülmektedir. En iyi ısı transferinin olduğu sık kıvrımlı tam boy türbülantörde dâhil olmak üzere tüm türbülantörlerde ısı kazanc yanında basınç kaybındaki 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 türbülantör 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, Çeper B, Akansu S.O. Boru İçi Akışlarda Türbülantörlerin 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.Ü. 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, Biçer 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 Teknięi 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 Deęiřtirgeçlerinde Isı Transferinin ve Basınç Düşüşünün İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi. F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 2000.
- [14] Özdemir M.B, Aktaş M, Şevik S, Khanlari 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. *CirpAnnals-Manufacturing Technology* 2010; 59, 717-739.