



POLİTEKNİK DERGİSİ

*JOURNAL of POLYTECHNIC*

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.gov.tr/politeknik>



**Bir buhar kazanındaki kızdırıcı- atemperatör sisteminin mathcad yazılımı ile iteratif ısı tasarım modellemesi ve performans analizi**

*Iterative thermal design modelling and performance analysis of superheater-desuperheater system at a steam boiler using mathcad software*

**Yazar(lar) (Author(s)):** Ali Can YİĞİT<sup>1</sup>, A. İbrahim ATILGAN<sup>2</sup>

ORCID<sup>1</sup>: 0000-0001-7247-8570

ORCID<sup>2</sup>: 0000-0002-7150-4797

**Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz (To cite to this article):** Yiğit A.C. ve Atılğan A.İ., “Bir buhar kazanındaki kızdırıcı - atemperatör sisteminin mathcad yazılımı ile iteratif ısı tasarım modellemesi ve performans analizi”, *Politeknik Dergisi*, 23(2): 393-408, (2020).

**Erişim linki (To link to this article):** <http://dergipark.gov.tr/politeknik/archive>

**DOI:** 10.2339/politeknik.532961

# Bir Buhar Kazanındaki Kızdırıcı – Atempereatör Sisteminin Mathcad Yazılımı ile İteratif Isıl Tasarım Modellemesi ve Performans Analizi

*Araştırma Makalesi / Research Article*

**Ali Can YİĞİT<sup>1\*</sup>, A. İbrahim ATILGAN<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği, Ankara

<sup>2</sup>Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, Ankara

(Geliş/Received : 27.02.2019 ; Kabul/Accepted : 10.05.2019)

## ÖZ

Bu çalışmada, 7,5 bar(g) çalışma basıncına sahip bir buhar kazanına monte edilen bir kızdırıcı-ateperatör sisteminin iteratif ısı tasarım modeli Mathcad yazılımı ile gerçekleştirilmiş ve elde edilen bulgular performans analizi ile yorumlanmıştır. Atempereatörün sistemdeki görevi kızdırıcı çıkışı buhar sıcaklığını istenilen sıcaklığa düşürmektir. Kızdırıcı-Atempereatör ikilisine sahip kazan sistemi; %100, %80, %60, %50 ve %40 yük koşulları altında incelenen bu sistem, atemperatörsüz bir kızdırıcıya sahip kazan sistemiyle de kazan ve kızdırıcı ısı kapasitesi açısından karşılaştırılmıştır. Bu çalışmalar sonucunda atemperatör eklentisinin, sistem ısı kapasitesine doğru yük şartları uygulandığında olumlu etki gösterdiği belirlenmiştir. Çalışma verilerine dayanarak, doğru yük şartları altındaki kızdırıcı-ateperatör eklentisinin yalnızca konstrüksiyon kısıtlamaları nedeniyle değil, aynı zamanda kazan verimini arttırmak amacıyla da kullanılabilceği yorumu yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Atempereatör, mathcad ısı tasarım, kızdırıcı.

## Iterative Thermal Design Modelling and Performance Analysis of Superheater-Desuperheater System at a Steam Boiler Using Mathcad Software

### ABSTRACT

In this paper, iterative thermal design model of a superheater-desuperheater system mounted a steam boiler working at pressure of 7.5 bar(g) was completed using Mathcad and findings were interpreted with performance analysis. Aim of the desuperheater (ateperator) in the system is to reduce steam temperature to desired values at superheater outlet. Boiler system having Superheater-desuperheater was also investigated at load cases of %100, %80, %60, %50 and %40, and then, this model was prepared with system scenario containing a superheater without desuperheater in terms of boiler and superheater heat values. As a result of the study, it was determined that desuperheater addition has a positive effect on system heat capacity under proper load cases. Based on the study results, it was commented that superheater-desuperheater addition not only can be used because of construction limitations but can be preferred in order to increase boiler efficiency as well.

**Keywords:** Desuperheater, mathcad thermal design, superheater.

### 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Kızdırıcılar, buhar kazanı sistemlerinde doymuş buhardan belirli sıcaklık ve basınçta kızgın buhar üretmek amacıyla kullanılırlar. Burada üretilen buhar %100 kuruluğa sahip ve içerisinde nem barındıran doymuş bir buhara göre daha az korozif özelliğe sahiptir. Konveksiyon tipte, radyant tipte ve bu iki tipin birleştirilmesinden oluşan tipte üretilen kızdırıcılar bu isimlerini ısıyı alma şekillerine göre kazanırlar. Isı geçişi direkt yanma ortamındaki alev tarafından sağlanıyorsa radyasyonla ısı transferinin varlığından söz edildiği için bu tip kızdırıcılar radyant, geçiş yanma sonucu oluşan duman gazı tarafından sağlanıyorsa konveksiyonla ısı transferi söz konusu olduğu için bu tip kızdırıcılar konveksiyon tipi kızdırıcı olarak adlandırılırlar. Bu iki

tipin seri olarak birleştirilmesi neticesinde ise radyasyon ve konveksiyon tipi kızdırıcı modeli oluşur [1].

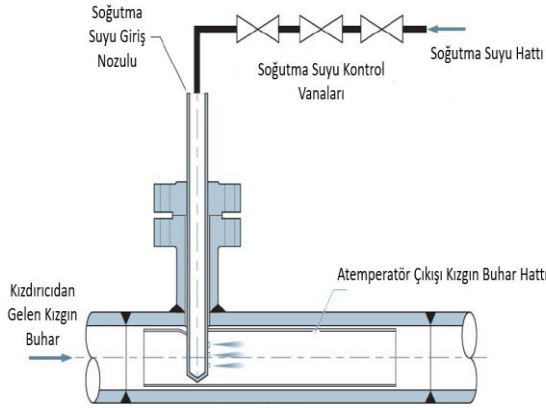
Tasarım ve yerleşim gereği kazanın konstrüksiyon sınırlamalarına bağlı olarak bu kazanlara yerleştirilen kızdırıcılar da belirli boyutlarda imal edilmek durumundadır. Bu durumlarda sisteme verilmek istenen kızgın buhar sıcaklığı sağlanamamakta ve bir geri kızdırıcıya (ateperatör) ihtiyaç duyulmaktadır. Atempereatör, bir kontrol vanası yardımıyla istenen buhar sıcaklığını elde etmek için kızgın buharın geçtiği hatta kontrol vanası ve nozullar yardımıyla soğutma suyu enjekte ederek (püskürterek) geri kızdırma yöntemi uygulayan bir sistemdir. Kim ve arkadaşları, 2017 yılında yaptıkları bir çalışmada atomizasyon işleviyle çalışan bir atemperatör kontrol vanasının nümerik analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada belirli giriş ve çıkış basınç ve sıcaklık girdilerine sahip ve belirli debideki kızgın buhara belirli sıcaklık ve debideki soğutma

\*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)  
e-posta : alicanyigit92@gmail.com

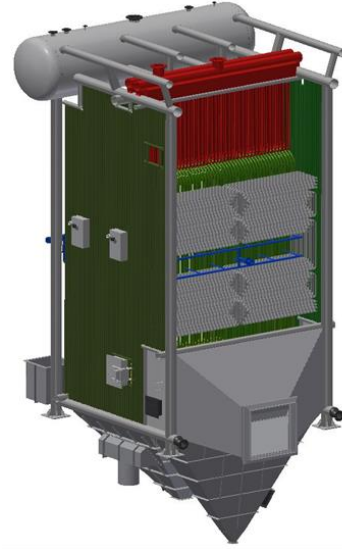
suyunun farklı basınçlar altında püskürtülmesi neticesinde elde edilen sonuçlar yorumlanmıştır [2]. Karuppiah, Periasamy, Rajkumar ve Muruganand 2013 yılında yaptıkları çalışmada, bir kontrol sistemi vasıtasıyla geri-kızdırma işlemindeki sıcaklık kontrolünü incelemiştir. İncelenen sistemde atemperatöre gelen buhar sıcaklığı 440°C olarak verilmektedir. Bu çalışma ile atemperatördeki buhar sıcaklık düşümünün kontrol vanasının yardımıyla gerçekleştirilmesi sağlanmıştır [3]. Borzsony ve Sherikar, 2005 yılında yayımladıkları çalışmalarında geri-kızdırma teknolojisinin enerji sektöründeki üstünlüklerini ortaya koymuşlardır. Bu çalışmalarında atemperatörün bileşenleriyle ilgili bulguları incelerken aynı zamanda atemperatör soğutma suyunun kızgın buhar giriş sıcaklığı ve çıkış sıcaklıklarıyla olan zaman bazlı ilişkisini de ortaya koymuşlardır [4]. Bovat 2013 yılındaki çalışmasında geri kızdırma işlemi yapan bir atemperatörün su atomizasyon işleminin ANSYS Fluent yazılımı ile akış analizini gerçekleştirmiştir. Çalışmasında atemperatör sisteminin yapısal bileşenlerini detaylı şekilde incelemiş, yaklaşık 340°C kızgın buhar girişi öngörerek sistemdeki sıcaklık düşümlerini yorumlamıştır. Bovat'ın bu çalışması, atemperatörün kendi iç yapısını incelemiş olup sistemdeki basınç kayıplarını ve soğutma suyunun atomizasyon performansını dikkate almıştır [5]. Sunny ile Kumar ise 2017 yaptıkları bir çalışmada geri kızdırma sisteminde kullanılan termal boruların sıcaklık ve stres analizlerini gerçekleştirmişler ve bu analizlerinde kaynak olarak kullanacakları atemperatör sistemine giren buhar debisi, buhar sıcaklığı ve buhar basıncının zamana bağlı değişimlerini incelemiştir [6]. Ghavamian, Kouhikamali ve Hesami 2012 yılında yaptıkları çalışmada kızdırıcı çıkışındaki kızgın buhar ve bu buharın sıcaklığını azaltmak için kullanılan soğutma suyunun karışması neticesinde oluşan 2 fazlı akışın konvektif ısı transfer katsayısını CFD metoduyla incelemiş ve soğutma suyunun buharlaşması ve atemperatör içerisindeki ısı transferinin düzgün şekilde gerçekleşmesinde atemperatör nozul çapının, su debisinin ve kızgın buhar hızının önemli etkisinin olduğunu vurgulamıştır [7]. Buna benzer bir çalışma Torfeh ve Kouhikamali tarafından 2016 yılında yapılmış, benzer nümerik analizler sonucunda buhar hızının, soğutma suyu enjektör konumunun ve soğutma suyu debisinin atemperatör performansı üzerinde önemli etkisi olduğu tespit edilmiştir. Yapılan nümerik analiz sonuçları deneysel sonuçlarla %4,89 fark göstermektedir [8]. Yine Ebrahimian ve Gorji-Bandpy'nin 2008 yılında yaptıkları çalışmada sprey suyunun (soğutma suyu) kızgın buhar içerisindeki iki boyutlu akış analizi incelenmiş, bu çalışma neticesinde buhar hızı ve basıncının artışının soğutma suyundaki buharlaşmayı arttırdığı ve atemperatör performansında iyileşmeye neden olduğu ortaya konulmuştur [9]. Cho, Choi, Uruno ve arkadaşları ise 2017 yayımladıkları çalışmalarında kömür yakan bir enerji santralinde atemperatörün tek boyutlu simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmalarında 800 MW kapasiteli santralin devreye alma

işlemleri esnasında atemperatör performansı entalpi dengesi üzerinden modellenmiş ve sistemde 3 kızdırıcı ile 2 atemperatör kullanılmıştır. Çalışma neticesinde elde edilen sonuçlar, soğutma suyunun buharlaşma performansı ve atemperatör bileşenlerinin konumlandırılması üzerinden değerlendirilmiştir. Çalışmanın neticesinde daha kesin sonuçlara sahip bir çalışmanın çok boyutlu bir analizle mümkün olabileceği sonucuna varmışlardır [10]. Yine aynı isimler, bu yıl (2019) içerisindeki yeni çalışmalarında atemperatörün entalpi dengesini süresiz (zamana bağlı) analiz ile değerlendirmişlerdir. Bu analiz bulguları neticesinde kararsız akış modelinin kararlı akışa oranla soğutma suyu debisinin tayininde daha etkili olduğunu ve sonuç olarak soğutma suyu debisinin bu metodla kızgın buharın istenilen oranda “geri kızdırılıp kızdırılmadığı” sonucunu net şekilde tayin etmede kullanılabileceğini ortaya koymuşlardır [11]. Tüm bu kaynak çalışmalar atemperatörün kontrol sistemi ile veya iç yapısındaki değişim ve gelişimlerle ilgilenmiştir. Zima ise 2006 yılında yaptığı bir çalışma ile atemperatör ile birlikte çalışan kızdırıcının nümerik analizini gerçekleştirmiş ve çalışmasında istenilen kızgın buhar sıcaklığını elde ederken kullanılacak soğutma suyu için en uygun debi şartlarını belirlemeyi amaçlamıştır. Yine bu çalışmasında zamana bağlı durumda soğutma suyu eklentisine bağlı olarak buhar sıcaklığının değişimini ve yine zamana bağlı buhar basıncı ve buhar debisi grafiklerini ortaya koymuştur [12]. Zima'nın çalışması kızdırıcıya da içine alan bir sistem incelemesi yaptığı için amaç olarak bu çalışmaya en yakın çalışmadır. Bu çalışmada ise atemperatördeki iç kayıplar ve yapısal sorunlar ihmal edilmiş, çalışmanın ana konusu atemperatör sisteminin mevcut kazan ve bu kazana monte edilecek kızdırıcı ile birlikte Mathcad yazılımı üzerinden kararlı bir akış şartında bir ısı tasarım modelinin oluşturulması ve bu modelin termal anlamda farklı şartlar altında tüm sistemdeki isteklere cevap verecek sonuçlar sunması olarak tayin edilmiştir. Çalışmada, mevcut akışkan yatak teknolojisiyle işletilen ve 102°C sıcaklığındaki besleme suyundan doymuş buhar üreten bir su borulu buhar kazanına kızdırıcı monte edilmesi ve bu kızdırıcının konstrüksiyon kısıtlamaları sebebiyle istenilen sıcaklığın üzerinde kızgın buhar üretimi yapması durumlarında atemperatör sisteminin de hatta monte edilmesiyle oluşan durumlar değerlendirilmiştir. Şekil 1'de atemperatörün genel çalışma prensibi gösterilmiştir. Atemperatör, Şekil 2'de görüldüğü gibi soğutma suyu için gerekli debiyi kazana beslenen su hattından almaktadır. Bu nedenle, atemperatörün soğutma suyu debisi hem kazan performansı, hem kızdırıcı performansı hem de atemperatör performansını direkt olarak etkilemektedir. Kızdırıcı ve atemperatörün akış ve sıcaklık parametreleri Mathcad yazılımı kullanılarak birleştirilmiş ve iteratif bir ısı tasarım modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan model üzerinden elde edilen çıktılar kullanılarak atemperatörün farklı kazan yükleri altında mevcut sistemdeki avantajları ve dezavantajları yorumlanmıştır. Yorumlanan bu sonuçlar sistemin atemperatörsüz çalışması durumunda

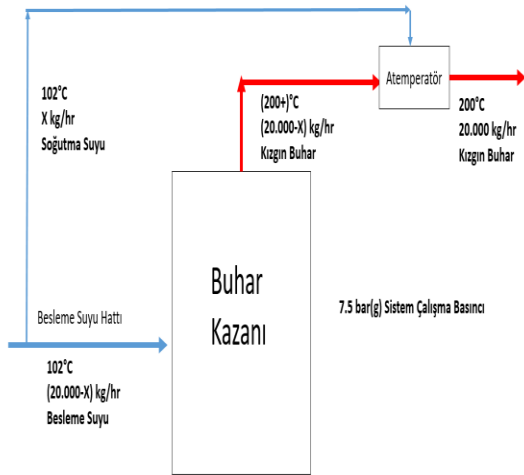
elde edilen değerlerle karşılaştırılmış ve bulgular yorumlanarak çalışma tamamlanmıştır.



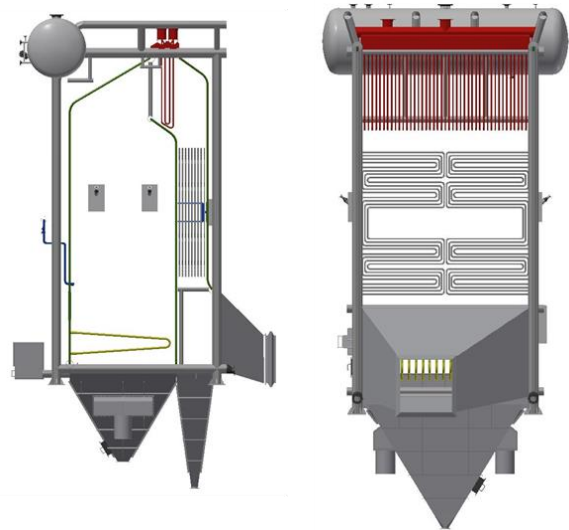
Şekil 1. Atempertör çalışma prensibi (Working principle of desuperheater) [5]



Şekil 3. Kızdırıcının kazan içindeki yerleşimi (Superheater layout in boiler)



Şekil 2. Sistem akış şeması (System flow diagram)



Şekil 4. Kızdırıcının kazan içindeki yerleşimi (Superheater layout in boiler)

## 2. SİSTEMİN SAYISAL MODELLEMESİ (NUMERICAL MODELLING OF SYSTEM)

Şekil 3 ve Şekil 4'te de görülmekte olan ve incelemesi yapılan kızdırıcı, içinde yer aldığı kazan sistemine montajı sebebiyle belirli konstrüksiyon ölçülerine sahiptir. Modellemesi yapılmış olan kazan ve kızdırıcı ölçüleri aşağıdaki gibidir:

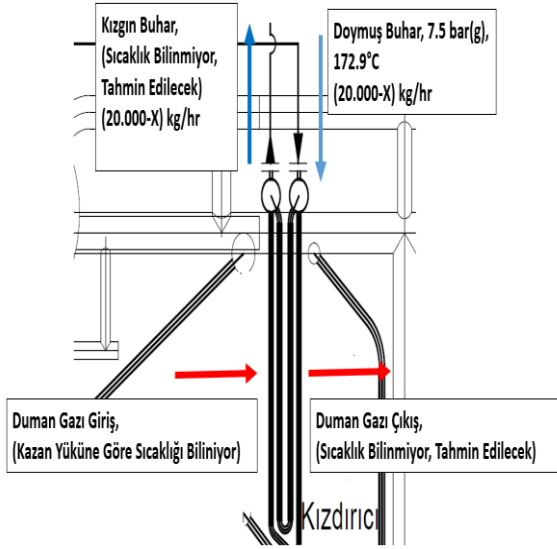
- Paralel boru adedi  $n_{ps}=86$
- Dizi başına boru adedi  $n_{sh}=43$
- Dizi adedi  $z_{sh}=4$
- Duman gazı geçiş uzunluğu  $l_{sh}=1,6$  m
- Duman gazı geçiş genişliği  $b_{sh}=4,5$  m
- İki boru kesiti arasındaki yatay mesafe  $t_q=100$  mm
- İki boru kesiti arasındaki düşey mesafe  $t_l=130$  mm

Boru malzemesi olarak karbon çeliği malzemeden dikişsiz çelik çekme borular kullanılmış olup boru çapı  $d_{sh}=42,4$ mm, et kalınlığı ise  $w_{tsh}=3,20$ mm olarak seçilmiştir.

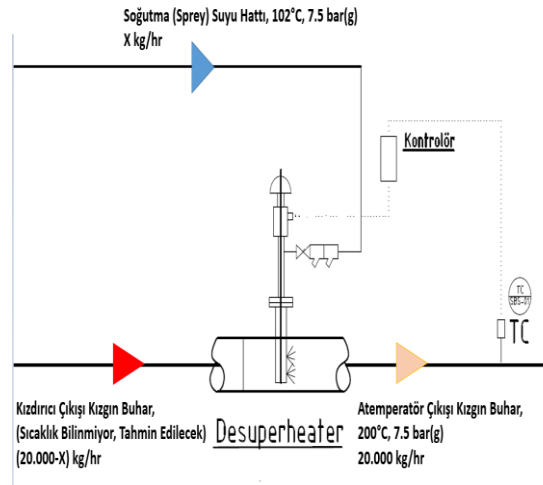
Konstrüksiyon şartları belirlendikten sonra sistemin akış modellemesi yapılır. Kazan çalışma şartları ve mevcut konstrüksiyonun getirdiği sınırlamalar sebebiyle istenilen kızgın buhar çıkış sıcaklığının elde edilemediği durumlarda atemperatör sistemi devreye girmektedir. Bu sistem, 200°C üzeri sıcaklıkları yine kazan besleme suyu tesisatından çektiği soğutma suyu hattını sahip olduğu görevlidir. Şekil 5'te kazan içine monte edilen kızdırıcının gaz ve buhar akışı gösterilmektedir. Burada gaz giriş sıcaklığı ve doymuş buhar sıcaklığı bilinmekte olup gaz çıkış sıcaklığı, kızgın buhar sıcaklığı ve kızdırıcı buhar debisi tahmin edilecek değerlerdir. Şekil 6'da

gösterilen atemperatör akış şemasında ise kızdırıcıdan çıkan kızgın buhar ve bu kızgın buhar ile soğutma suyunun debisi bilinmeyen değerler olup atemperatör sonrası sisteme verilecek buhar sıcaklığı ve debisi bilinen değerlerdir. İki şekilde yer alan bu iki sistem birbirine bağlı parametrelerden oluşmakta olup beraber incelenmektedir.

Bu çalışmada amaçlanan ise MathCad programı kullanılarak yapılan ısıl modelleme ile kızdırıcı tarafında bilinmeyen ve ilk olarak tahmini yapılan gaz çıkış sıcaklığı ve kızgın buhar çıkışı sıcaklığı ile atemperatör tarafındaki soğutma suyu debisinin iteratif hesaplamalar ile kesin neticesidir. Böylece tespiti yapılan bu değerler vasıtasıyla kızdırıcı kapasitesi ile kazana beslenen buhar debisi de net olarak tayin edilecek ve tasarlanan bu model, tüm sistemin verim hesaplamaları için kaynak teşkil edecektir. Sistem modellemesinde hatlardan gelen basınç kayıpları ihmal edilmiş olup akış şartları sürekli olarak düşünülmektedir.



Şekil 5. Kızdırıcı akış şeması (Flow diagram of superheater)



Şekil 6. Atempertör akış şeması (Flow diagram of esuperheater)

Isıl tasarım modellemesinde yararlanılan formüller ise aşağıdaki gibidir:

Sistem debisinin, kızdırıcı debisi (aynı zamanda kazana beslenen) ve soğutma suyu debisinin toplamı olduğu gösterilir. Kütle korunumuna göre:

$$\phi_{sys} = \phi_{sh} + \phi_{cw} \quad (1)$$

Isı transfer yüzey alanı ve serbest gaz geçiş kesit alanı formülleri ifade edilir:

$$A_{sh} = \pi \cdot di_{ash} \cdot l_{sh} \cdot n_{sh} \cdot z \quad (2)$$

$$A_{frsh} \quad (3)$$

$$= b_{sh} \cdot l_{ksh}$$

$$- n_{sh} \cdot di_{ash} \cdot l_{sh}$$

Duman gazı hızı:

$$\omega_{shg} = \phi G \frac{\left\{ \left[ \frac{(vS + v_{shsa})}{2} + \Delta T_{shlog} \right] \right\}}{A_{frsh}} \quad (4)$$

Ortalama gaz ve ortalama boru film sıcaklıkları:

$$v_{shg} = \frac{(v_{shge} + v_{shga})}{2} \quad (5)$$

$$v_{shw} = \frac{(v_{shwalla} + v_{shwalle})}{2} \quad (6)$$

Duman gazı Reynolds sabiti:

$$Reshg = \frac{(\rho_{shg} \cdot \omega_{shg} \cdot di_{ash})}{\eta_{shg}} \quad (7)$$

Konvektif ısı transfer katsayısı [8]:

$$\alpha_{Bsh} = 0.3 \frac{[\lambda_{shg} \cdot 1 \cdot (Reshg)^{0.6}]}{di_{ash}} \quad (8)$$

Buhar ve gaz şartlarını içeren toplam ısı transfer katsayısı:

$$HH_{sh} =$$

$$\left\{ \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_{Bsh} + Reshg} \right) + \left( \frac{1}{sh_{fouling}} \right) \left( \frac{1}{\left( \frac{w}{m^2 K} \right)} \right) + \left[ \frac{di_{ash} \cdot \ln \left( 1 + \frac{2 \cdot wt_{sh}}{di_{ash}} \right)}{z \cdot sh_{material}} \right]} \right\} + \left( \frac{di_{ash}}{di_{ash} - 2 \cdot wt_{sh}} \right) \left( \frac{1}{\alpha_{shin}} \right) \left( \frac{1}{\left( \frac{w}{m^2 K} \right)} \right) \quad (9)$$

Kazan ısı kapasitesi formülü:

$$Q_{boiler} = \phi_{boiler} \cdot (h_{sha} - h_{wi}) \quad (10)$$

Kızdırıcıdaki buhar ısı kapasitesi formülü:

$$Q_{sh} = \phi_{sh} \cdot (h_{sha} - h_{she}) \quad (11)$$

Atemperatördeki enerji korunumu:

$$\phi sh * hsha + \phi cw * hcw = \phi sys * hsys \quad (12)$$

Formül 10'da yer alan kazan debisi  $\phi boiler$ , 11'deki kızdırıcı debisi  $\phi sh$  ile aynı değerdedir.

Su ve buharın sıcaklık-entalpi tabloları [13], gaz sıcaklıklarındaki enerji değerleri için linyit kömürünün sıcaklığa bağlı 1 Nm<sup>3</sup> duman gazındaki ısı içeriğini gösteren grafik [14] ve gaz sıcaklığına bağlı radyasyon değer grafiği [14] Mathcad programında matris formunda tanımlanmıştır.

Aşağıda 7,5 bar(g) kızgın buhar, doymuş buhar ve sıkıştırılmış sıvı tablosu Mathcad matris formu gösterilmektedir.

$$Shsteam Temp = \begin{bmatrix} 200 \\ 250 \\ 300 \\ 350 \\ 400 \\ 450 \\ 500 \\ 550 \\ 600 \\ 650 \end{bmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad Shsteam Enth = \begin{bmatrix} 2836.88 \\ 2948.68 \\ 3055.59 \\ 3161.13 \\ 3266.75 \\ 3373.12 \\ 3480.61 \\ 3589.43 \\ 3699.72 \\ 3811.55 \end{bmatrix} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$SatSteam Temp = \begin{bmatrix} 150 \\ 155 \\ 160 \\ 165 \\ 170 \\ 175 \\ 180 \\ 185 \\ 190 \\ 195 \\ 200 \\ 205 \\ 210 \\ 215 \\ 220 \\ 225 \\ 230 \\ 235 \\ 240 \\ 245 \end{bmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad SatSteam Enth = \begin{bmatrix} 2745.9 \\ 2751.8 \\ 2757.5 \\ 2762.8 \\ 2767.9 \\ 2772.7 \\ 2777.2 \\ 2781.4 \\ 2785.3 \\ 2788.8 \\ 2792.0 \\ 2794.8 \\ 2797.3 \\ 2799.3 \\ 2801.0 \\ 2802.2 \\ 2802.9 \\ 2803.2 \\ 2803.0 \\ 2802.2 \end{bmatrix} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$SatSteam Temp = \begin{bmatrix} 100 \\ 105 \\ 110 \\ 115 \\ 120 \\ 125 \\ 130 \\ 135 \\ 140 \\ 145 \\ 150 \\ 155 \\ 160 \\ 165 \\ 170 \\ 175 \\ 180 \\ 185 \\ 190 \\ 195 \end{bmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad SatWaterEnth = \begin{bmatrix} 419.17 \\ 440.28 \\ 461.42 \\ 482.59 \\ 503.81 \\ 525.07 \\ 546.38 \\ 567.75 \\ 589.16 \\ 610.64 \\ 632.18 \\ 653.79 \\ 675.47 \\ 697.24 \\ 719.08 \\ 741.02 \\ 763.05 \\ 785.19 \\ 807.43 \\ 829.78 \end{bmatrix} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Aşağıdaki matris yapısı, linyit kömürüne ait sıcaklığa bağlı 1 Nm<sup>3</sup> duman gazındaki ısı içerik değerlerini göstermektedir.

$$Gas Temp = \begin{bmatrix} 145 \\ 180 \\ 218 \\ 252 \\ 287 \\ 323 \\ 355 \\ 390 \\ 425 \\ 455 \\ 490 \\ 525 \\ 555 \\ 590 \\ 620 \\ 655 \\ 690 \\ 719 \\ 753 \\ 788 \\ 816 \\ 850 \\ 884 \\ 912 \\ 946 \\ 980 \end{bmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad Gas Enth = \begin{bmatrix} 200 \\ 250 \\ 300 \\ 350 \\ 400 \\ 450 \\ 500 \\ 550 \\ 600 \\ 650 \\ 700 \\ 750 \\ 800 \\ 850 \\ 900 \\ 950 \\ 1000 \\ 1050 \\ 1100 \\ 1150 \\ 1200 \\ 1250 \\ 1300 \\ 1350 \\ 1400 \\ 1450 \end{bmatrix} \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

Aşağıdaki matris formu ise; duman gazı sıcaklığına bağlı radyasyon değerlerini göstermektedir.

$$FlueGas Total Temp = \begin{bmatrix} 600 \\ 700 \\ 800 \\ 900 \\ 1000 \\ 1100 \\ 1200 \\ 1300 \\ 1400 \end{bmatrix} \text{ } ^\circ\text{C} \quad FlueGas Radiation = \begin{bmatrix} 2.35 \\ 4.1 \\ 6.1 \\ 8.7 \\ 13.5 \\ 14 \\ 15.5 \\ 17.5 \\ 20 \end{bmatrix} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Detaylı anlatılacak ilk modelleme örneğinde ilk seferde tahmini yapılacak üç ana parametre duman gazı çıkışı sıcaklığı, kızgın buhar çıkış sıcaklığı ve soğutma suyu debisidir.

Tam yükte çalışan kazan sisteminde ölçülen duman gazı debisi **25100,34 m<sup>3</sup>/h**, gazın kızdırıcıya giriş sıcaklığı ise **767,41°C** olarak teyit edilmiştir. Bu ölçülen değerlere göre yapılan ilk tahminler:

Gaz Çıkış Sıcaklığı, Tshga: **750°C**

Kızdırıcı Çıkışı Kızgın Buhar Sıcaklığı, Tshsa: **250°C**

Atemperatör Soğutma Suyu Debisi,  $\phi cw$ : **500 kg/h**

Tahmini soğutma suyu debisi sistem tesisatında ana buhar debisinden ayrılan hattan geldiği için kızdırıcı buhar kapasitesi de bu değere göre tahmini bir ilk değer kazanacaktır.

$$\phi cw_0 := 500 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$\phi sh_0 := \phi sys - \phi cw_0 = 19500 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Şekil 7. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü (MathCad first iteration screen view)

Tahmini kızgın buhar sıcaklığı ve tahmini duman gazı giriş sıcaklığı ile değeri sabit olan doymuş buhar(kızdırıcı girişi) sıcaklık ve entalpi değerleri programa tanımlanır.



$$\begin{aligned}
 vshsa_0 &:= 250\text{ }^\circ\text{C} \\
 hshsa_0 &:= \text{linterp}(\text{ShSteamTemp}, \text{ShSteamEnth}, vshsa_0) \\
 hshsa_0 &= 2948.68 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
 hshse &:= \text{linterp}(\text{ShSteamTemp}, \text{ShSteamEnth}, vS) \\
 hshse &= 2776.28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
 vshge &:= vgr2a_6 = 767.407\text{ }^\circ\text{C} \\
 hshge &:= \text{linterp}(\text{FlueTemp}, \text{FlueEnth}, vgr2a_6) \\
 hshge &= 1136.98 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}
 \end{aligned}$$

Şekil 8. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-2 (MathCad first iteration screen view-2)

Kızdırıcı ısı transfer yüzey alanı ile duman gazının geçtiği serbest kesit alanının hesabı:

$$Ash_0 := \pi \cdot diash \cdot lsh \cdot nsh_0 \cdot z = 36.658 \text{ m}^2$$

Şekil 9. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-3 (MathCad first iteration screen view-3)

$$Afrsh_0 := bsh \cdot lksh - nsh_0 \cdot diash \cdot lsh = 4.725 \text{ m}^2$$

Şekil 10. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-4 (MathCad first iteration screen view-4)

Değeri bilinen gaz giriş sıcaklığı ve doymuş buhar sıcaklığı ile tahmin edilen gaz çıkış ve kızgın buhar sıcaklıkları yardımıyla logaritmik sıcaklık farkı tayini:

$$\Delta Tshlog_0 := \frac{[(vshge - vshsa_0) - (vshga_0 - vshse)]}{\ln \left[ \frac{(vshge - vshsa_0)}{(vshga_0 - vshse)} \right]}$$

$$\Delta Tshlog_0 = 546.71 \text{ K}$$

Şekil 11. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-5 (MathCad first iteration screen view-5)

Duvar Sıcaklığı ile iç ortam sıcaklığı arasındaki fark 80°C kabul edilir [14] ve bu yöntemle duvar giriş-çıkış sıcaklıkları ile duvar yüzeyi-duman gazı arasındaki logaritmik sıcaklık farkı tayin edilir.

$$\Delta vshwall := 80\text{ }^\circ\text{C}$$

$$vshwalle := vS + \Delta vshwall - 273.15\text{K} = 252.9\text{ }^\circ\text{C}$$

$$vshwalla_0 := vshsa_0 + \Delta vshwall - 273.15\text{K} = 330\text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta Tshwallog_0 := \frac{[(vshge - vshwalle) - (vshga_0 - vshwalla_0)]}{\ln \left[ \frac{(vshge - vshwalle)}{(vshga_0 - vshwalla_0)} \right]} = 465.656 \text{ K}$$

Şekil 12. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-6 (MathCad first iteration screen view-6)

Toplam ısı transfer katsayısı tayini için duman gazı hızı, duman gazı Reynolds sayısı, dinamik viskozitesi, yoğunluğu ve ısı iletkenlik değeri hesaplanır. Bu değerler yardımıyla konvektif ısı transfer katsayısına ulaşılır.

$$\omega shg_0 := \phi G \frac{\left[ \frac{(vS + vshsa_0)}{2} + \Delta Tshlog_0 - 273.15\text{K} + 273.15\text{K} \right]}{273.15\text{K} \cdot Afrsh_0}$$

$$\omega shg_0 = 5.571 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$vshg_0 := \frac{(vshge + vshga_0)}{2} = 758.704\text{ }^\circ\text{C}$$

$$vshw_0 := \frac{(vshwalla_0 + vshwalle)}{2} = 291.45\text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho shg_0 := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasDensity}, vshg_0) = 0.348 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\eta shg_0 := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasViscosity}, vshg_0) = 1.697 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}}$$

$$\text{Reshg}_0 := \frac{(\rho shg_0 \cdot \omega shg_0 \cdot diash)}{\eta shg_0} = 4849.2$$

$$\lambda shg_0 := \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasCond}, vshg_0) = 0.069 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\alpha Bsh_0 := 0.3 \frac{[\lambda shg_0 \cdot 1 \cdot (\text{Reshg}_0)^{0.6}]}{diash} = 79.375 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Şekil 13. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-7 (MathCad first iteration screen view-7)

İki boru arasındaki boru kesiti yatay ve düşey mesafe değerlerinin boru çapına bölümü ile kızdırıcı sınır tabaka kalınlığı tayin edilerek bu değer radyatif ısı transfer katsayısı hesaplamasında kullanılır.

$$\frac{t_{qsh}}{diash} = 2.358 \quad \frac{t_{lsh}}{diash} = 3.066 \quad \sigma_{sh} = 3.6 \quad S_{sh} := \sigma_{sh} \cdot diash = 0.153 \text{ m}$$

$$R_{shg_0} := \text{linterp}(\text{FlueGasTotalTemp}, \text{FlueGasRadiation}, v_{shg_0} + v_{shw_0} - 273.15K) = 13.751 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Şekil 14. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-8 (MathCad first iteration screen view-8)

$$HH_{sh_0} := \left[ \frac{1}{\alpha_{Bsh_0} + R_{shg_0}} + \left[ \frac{1}{sh_{fouling}} \cdot \frac{1}{\left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)} \right] + \left[ \frac{diash \cdot \ln \left( 1 + \frac{(2 \cdot wtsh)}{diash} \right)}{2 \cdot sh_{material}} \right] + \left( \frac{diash}{diash - 2 \cdot wtsh} \right) \cdot \left( \frac{1}{\alpha_{shin_0}} \right) \cdot \frac{1}{\left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)} \right] = 43.341 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Şekil 15. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-9 (MathCad first iteration screen view-9)

Kirlilik faktörü 350 W/m<sup>2</sup>K olarak alınır. Karbon çeliği malzeme iletkenliği ise 54 W/mK olarak belirlenir [15]. İlk tahmini değerler ve bunlara bağlı bulunan değerler üzerinden toplam ısı transfer katsayısının ilk değeri belirlenir:

İç ortamdaki akışkana ve film yüzeyine verilen ısı transfer değerleri programda hesaplanır:

$$Q_{shi_0} := HH_{sh_0} \cdot \Delta T_{shlog_0} \cdot A_{sh_0} = 868.6 \text{ kW}$$

$$Q_{shw_0} := HH_{sh_0} \cdot A_{shwall} \cdot \Delta T_{shwalllog_0} = 106.99 \text{ kW}$$

$$Q_{sh_0} := Q_{shi_0} + Q_{shw_0} = 975.59 \text{ kW}$$

Şekil 16. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-10 (MathCad first iteration screen view-10)

Bulunan tahmini toplam ısı transfer değeri aynı zamanda ayrı ayrı duman gazının giriş ve çıkış ve kızgın buhar-doymuş buhar arasındaki enerji farkına eşittir. Buradan ilk yapılan tahminin üzerine yeni bir duman gazı çıkış entalpisi ve kızgın buhar çıkış entalpisi değeri tespit edilir.

$$h_{shga_0} := h_{shge} - \frac{(Q_{sh_0})}{\phi G} = 997.05 \frac{kJ}{m^3} \quad h_{shsa_0} := h_{shse} + \frac{(Q_{sh_0})}{\phi sh_0} = 2936.65 \frac{kJ}{kg}$$

$$v_{shga_1} := \text{linterp}(\text{FlueEnth}, \text{FlueTemp}, h_{shga_0}) \quad v_{shsa_1} := \text{linterp}(\text{ShSteamEnth}, \text{ShSteamTemp}, h_{shsa_0})$$

Şekil 17. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-11 (MathCad first iteration screen view-11)

Görüldüğü üzere bu hesaplamalar sonucunda yeni bir gaz ve buhar sıcaklığına ulaşılmaktadır. Sıcaklık değerlerinin fonksiyonu olarak yer alan entalpi değerleri toplam ısı transfer değeri cinsinden, bu toplam ısı transfer değeri de logaritmik sıcaklık farkı değerinden yazılarak logaritmik

sıcaklık farkı içerisindeki ilk tahmini çıkış sıcaklık değeri, yukarıda hesaplanan iteratif çıkış sıcaklığının fonksiyonu haline getirilmiştir. Bu yöntem, programın tahminleri ardışık şekilde “sıralı iterasyon” yöntemiyle gerçekleştirerek modelin kesin sonuca ulaşmasını sağlamaktadır.

$$v_{shsa_1} := \text{linterp}(\text{ShSteamEnth}, \text{ShSteamTemp}, h_{shsa_1}) \rightarrow v_{shsa_1} := \text{linterp}(\text{ShSteamEnth}, \text{ShSteamTemp}, h_{shsa_1} + \frac{HH_{sh_0} \cdot \left( \frac{(v_{shge} - v_{shsa_0}) - (v_{shga_0} - v_{shse})}{(v_{shge} - v_{shsa_0})} \right) \cdot A_{sh_0}}{\phi sh_0})$$

$$v_{shga_1} := \text{linterp}(\text{FlueEnth}, \text{FlueTemp}, h_{shga_1}) \rightarrow v_{shga_1} := \text{linterp}(\text{FlueEnth}, \text{FlueTemp}, h_{shga_1} + \frac{HH_{sh_0} \cdot \left( \frac{(v_{shge} - v_{shsa_0}) - (v_{shga_0} - v_{shse})}{(v_{shge} - v_{shsa_0})} \right) \cdot A_{sh_0} + Q_{shw_0}}{\phi G})$$

Şekil 18. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-12 (MathCad first iteration screen view-12)

Atemperatör modelinin kızdırıcı modeliyle entegre halde ilerlemesi amacıyla atemperatör enerji korunumu denklemi programa girilerek soğutma suyu debisi iterasyona dahil edilir.





$$\begin{aligned}
 vshg_i &:= \frac{(vshge + vshga_i)}{2} = \dots^\circ\text{C} \\
 vshw_i &:= \frac{(vshwalla_i + vshwalle)}{2} = \dots^\circ\text{C} \\
 \rho shg_i &:= \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasDensity}, vshg_i) = \dots \\
 \eta shg_i &:= \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasViscosity}, vshg_i) = \dots \\
 Reshg_i &:= \frac{(\rho shg_i \cdot \omega shg_i \cdot diash)}{\eta shg_i} = \dots \\
 \lambda shg_i &:= \text{linterp}(\text{FlueGasTemp}, \text{FlueGasCond}, vshg_i) = \dots \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \\
 \alpha Bsh_i &:= 0.3 \cdot \frac{[\lambda shg_i \cdot 1 \cdot (Reshg_i)^{0.6}]}{diash} = \dots \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}
 \end{aligned}$$

Şekil 22. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-16 (MathCad first iteration screen view-16)

$$\begin{aligned}
 vshsa_{i+1} &:= \text{linterp} \left[ \text{ShSteamEnth}, \text{ShSteamTemp}, hshse + \frac{\left[ \frac{HHsh_i \cdot \left[ (vshge - vshsa_i) - (vshga_i - vshse) \right] \cdot Ash_i}{\ln \left[ \frac{(vshge - vshsa_i)}{(vshga_i - vshse)} \right]} \right]}{\phi sh_i} \right] \\
 vshga_{i+1} &:= \text{linterp} \left[ \text{FlueEnth}, \text{FlueTemp}, hshge - \frac{\left[ \frac{HHsh_i \cdot \left[ (vshge - vshsa_i) - (vshga_i - vshse) \right] \cdot Ash_i + Qshw_0}{\ln \left[ \frac{(vshge - vshsa_i)}{(vshga_i - vshse)} \right]} \right]}{\phi G} \right] \\
 \phi sh_{i+1} &:= \phi sys - \left[ \phi sys \cdot \frac{\left[ \frac{hshse + \frac{\left[ \frac{HHsh_i \cdot \left[ (vshge - vshsa_i) - (vshga_i - vshse) \right] \cdot Ash_i}{\ln \left[ \frac{(vshge - vshsa_i)}{(vshga_i - vshse)} \right]} \right]}{\phi sh_i} \right] - hsys}{\left[ \frac{hshse + \frac{\left[ \frac{HHsh_i \cdot \left[ (vshge - vshsa_i) - (vshga_i - vshse) \right] \cdot Ash_i}{\ln \left[ \frac{(vshge - vshsa_i)}{(vshga_i - vshse)} \right]} \right]}{\phi sh_i} \right] - hsw} \right]}{\phi sh_i} \right]
 \end{aligned}$$

Şekil 23. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-17 (MathCad first iteration screen view-17)

$$Rshg_i := \text{linterp}(\text{FlueGasTotalTemp}, \text{FlueGasRadiation}, \text{ushg}_i + \text{ushw}_i - 273.15\text{K}) = \dots \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$HHsh_i := \frac{1}{\left[ \left( \frac{1}{\alpha Bsh_i + Rshg_i} \right) + \left[ \left( \frac{1}{shfouling} \right) \cdot \left( \frac{1}{\left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)} \right) \right] + \left[ \frac{diash \cdot \ln \left[ 1 + \frac{(2 \cdot wtsh)}{diash} \right]}{2 \cdot shmaterial} \right] + \left( \frac{diash}{diash - 2wtsh} \right) \cdot \left( \frac{1}{\alpha shin_0} \right) \cdot \left( \frac{1}{\left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)} \right) \right]} = \dots \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\Delta Tshlog_{i+1} := \frac{[(ushge - ushsa_i) - (ushga_{i+1} - ushse)]}{\ln \left[ \frac{(ushge - ushsa_{i+1})}{(ushga_{i+1} - ushse)} \right]}$$

$$ushwalla_{i+1} := ushsa_{i+1} + \Delta ushwall - 273.15\text{K} = \dots ^\circ\text{C}$$

$$\Delta Tshwallog_{i+1} := \frac{[(ushge - ushwalle) - (ushga_{i+1} - ushwalla_{i+1})]}{\ln \left[ \frac{(ushge - ushwalle)}{(ushga_{i+1} - ushwalla_{i+1})} \right]} = \dots$$

$$Qshw_{i+1} := HHsh_i \cdot Ashwall \cdot \Delta Tshwallog_{i+1} = \dots \text{kW}$$

$$Qshi_{i+1} := HHsh_i \cdot \Delta Tshlog_{i+1} \cdot Ash_i = \dots \text{kW}$$

$$Qsh_{i+1} := Qshi_{i+1} + Qshw_{i+1} = \dots \text{kW}$$

$$hshga_{i+1} := hshge - \frac{(Qsh_{i+1})}{\phi G} = \dots$$

$$ushga_{i+2} := \text{linterp}(\text{FlueEnth}, \text{FlueTemp}, hshga_{i+1}) = \dots$$

Şekil 24. MathCad birinci iterasyon ekran görüntüsü-18 (MathCad first iteration screen view-18)

### 3. BULGULAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

İterasyon modelinin doğruluğunu test etmek amacıyla matrisler halinde sonuçlar oluşturulur. Matris sonuçlarından ilk tahmin ve bu tahminlere dayalı ilk değerlerin belirli sayıda iterasyondan sonra nihai sonuca ulaştığı ve net değerlerin oluşturulduğu görülmektedir.

$$ushsa = \begin{pmatrix} 250 \\ 244.62 \\ 244.477 \\ 244.487 \\ 244.486 \\ 244.486 \\ 244.486 \end{pmatrix} \cdot ^\circ\text{C} \quad ushga = \begin{pmatrix} 750 \\ 675.053 \\ 676.656 \\ 677.989 \\ 677.259 \\ 677.211 \\ 677.213 \\ 677.213 \end{pmatrix} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$HHsh = \begin{pmatrix} 43.34 \\ 43.08 \\ 43.06 \\ 43.1 \\ 43.1 \\ 43.1 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad \phi sh = \begin{pmatrix} 19500 \\ 19157.85 \\ 19207.16 \\ 19208.2 \\ 19208.44 \\ 19208.45 \\ 19208.45 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$Qshi = \begin{pmatrix} 868.6 \\ 845.25 \\ 846.78 \\ 854.55 \\ 854.96 \\ 854.94 \\ 854.94 \end{pmatrix} \cdot \text{kW} \quad \Delta Tshlog = \begin{pmatrix} 546.71 \\ 512.401 \\ 509.462 \\ 513.47 \\ 513.197 \\ 513.215 \\ 513.214 \end{pmatrix} \text{K}$$

$$Q_{sh} = \begin{pmatrix} 975.595 \\ 947.171 \\ 944.575 \\ 952.292 \\ 952.793 \\ 952.77 \\ 952.772 \end{pmatrix} \cdot kW \quad \phi_{cw} = \begin{pmatrix} 500 \\ 842.15 \\ 792.841 \\ 791.801 \\ 791.555 \\ 791.555 \end{pmatrix} \cdot \frac{kg}{hr} \quad Q_{sh} = \begin{pmatrix} 727.742 \\ 740.637 \\ 601.856 \\ 682.747 \\ 690.836 \\ 690.383 \\ 690.414 \end{pmatrix} \cdot kW \quad HH_{sh} = \begin{pmatrix} 39.69 \\ 38.65 \\ 38 \\ 38.77 \\ 38.72 \\ 38.72 \end{pmatrix} \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Bu verilere göre kazan **tam yükte** yani 20000 kg/hr buhar kapasitesiyle çalışırken kızdırıcı buhar çıkış sıcaklığı 244,486°C, duman gazı çıkış sıcaklığı ise 677,213°C olmaktadır. Kızdırıcı kapasitesi ise 854,94 kW olarak hesaplanmıştır. Bu şartlar altında soğutma suyunun debisi 791,555 kg/h, kızdırıcı ve kazana giden buhar debi yükü ise 19208,45 kg/h olarak tespit edilmiştir. Isı transfer katsayısının değeri ise 43,1 W/m<sup>2</sup>K hesaplanmıştır.

$$\phi_{cw} = \begin{pmatrix} 500 \\ 677.645 \\ 519.892 \\ 516.937 \\ 516.147 \\ 516.161 \end{pmatrix} \cdot \frac{kg}{hr} \quad \phi_{sh} = \begin{pmatrix} 15500 \\ 15322.36 \\ 15480.11 \\ 15483.06 \\ 15483.85 \\ 15483.84 \\ 15483.84 \end{pmatrix} \cdot \frac{kg}{hr}$$

Kazan **%80 yükte** çalıştırılırken ölçülen gaz debisi 20080,27 Nm<sup>3</sup>/h, yanma odasından gelen gaz giriş sıcaklığı ise 718,8°C değerindedir. Bunların sonucunda bu yükte yani kazan 16000 kg/hr kapasiteye sahipken aşağıdaki sonuçlar elde edilmektedir:

Bu sonuçlara göre kızdırıcı buhar çıkış sıcaklığının 236,351°C, duman gazı çıkış sıcaklığının ise 637,09°C olduğu görülmektedir. Kızdırıcı kapasitesi ise 690,4 kW olarak hesaplanmıştır. Bu şartlar altında soğutma suyunun debisi 516,16 kg/h, kızdırıcı ve kazana giden buhar debi yükü ise 15483,84 kg/h olarak tespit edilmiştir. Toplam ısı transfer katsayısı ise 38,72 W/m<sup>2</sup>K değerindedir.

$$u_{shsa} = \begin{pmatrix} 250 \\ 238.824 \\ 236.187 \\ 236.362 \\ 236.35 \\ 236.351 \\ 236.351 \end{pmatrix} \cdot ^\circ C \quad u_{shga} = \begin{pmatrix} 750 \\ 632.679 \\ 636.509 \\ 647.575 \\ 638.003 \\ 637.046 \\ 637.099 \\ 637.096 \end{pmatrix} \cdot ^\circ C$$

Kazan **%60 yükte** çalıştırılırken ölçülen gaz debisi 15060,203 Nm<sup>3</sup>/h olup gaz giriş sıcaklığı 657,4°C değerini almaktadır. Bunların sonucunda bu kazan yükünde (12000 kg/hr) aşağıdaki sonuçlar elde edilmektedir.

$$Q_{shi} = \begin{pmatrix} 634.64 \\ 648.82 \\ 522.23 \\ 604.55 \\ 611.05 \\ 610.7 \\ 610.72 \end{pmatrix} \cdot kW \quad Q_{shw} = \begin{pmatrix} 93.104 \\ 91.816 \\ 79.623 \\ 78.194 \\ 79.784 \\ 79.685 \\ 79.691 \end{pmatrix} \cdot kW$$

$$u_{shsa} = \begin{pmatrix} 250 \\ 232.717 \\ 225.176 \\ 225.643 \\ 225.614 \\ 225.616 \\ 225.616 \end{pmatrix} \cdot ^\circ C \quad u_{shga} = \begin{pmatrix} 750 \\ 577.904 \\ 586.504 \\ 612.345 \\ 590.412 \\ 587.303 \\ 587.452 \\ 587.443 \end{pmatrix} \cdot ^\circ C$$

$$\Delta T_{shlg} = \begin{pmatrix} 521.072 \\ 469.802 \\ 407.371 \\ 476.991 \\ 472.456 \\ 472.756 \\ 472.736 \end{pmatrix} K$$

$$HH_{sh} = \begin{pmatrix} 35.46 \\ 32.92 \\ 31.01 \\ 33.15 \\ 33.03 \\ 33.04 \end{pmatrix} \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad \Delta T_{shlg} = \begin{pmatrix} 487.413 \\ 414.833 \\ 252.887 \\ 432.229 \\ 421.547 \\ 422.207 \\ 422.167 \end{pmatrix} K$$

$$Q_{shi} = \begin{pmatrix} 427.24 \\ 461.51 \\ 227.22 \\ 369.83 \\ 385.68 \\ 384.94 \\ 384.99 \end{pmatrix} \cdot kW$$

$$Q_{shw} = \begin{pmatrix} 77.489 \\ 78.727 \\ 59.214 \\ 55.622 \\ 59.475 \\ 59.264 \\ 59.277 \end{pmatrix} \cdot kW \quad Q_{sh} = \begin{pmatrix} 504.727 \\ 540.235 \\ 286.433 \\ 425.448 \\ 445.152 \\ 444.207 \\ 444.266 \end{pmatrix} \cdot kW$$

$$\phi_{cw} = \begin{pmatrix} 500 \\ 520.142 \\ 273.987 \\ 272.918 \\ 271.803 \\ 271.845 \end{pmatrix} \cdot \frac{kg}{hr} \quad \phi_{sh} = \begin{pmatrix} 11500 \\ 11479.86 \\ 11726.01 \\ 11727.08 \\ 11728.2 \\ 11728.15 \\ 11728.16 \end{pmatrix} \cdot \frac{kg}{hr}$$

Bu verilere göre kızdırıcı buhar çıkış sıcaklığı 225,616°C, duman gazı çıkış sıcaklığı ise 587,44°C değerindedir. Kızdırıcı kapasitesi ise 444,27 kW olarak hesaplanmıştır. Bu şartlar altında soğutma suyunun debisi 271,845 kg/h, kızdırıcı ve kazana giden buhar debi yükü ise 11728,16 kg/h olarak tespit edilmiştir. Toplam ısı transfer katsayısının değeri ise 33,04 W/m<sup>2</sup>K hesaplanmıştır.

Sonuçlar aynı zamanda kazan toplam ısı kapasitesi açısından da incelenmektedir. MathCad ısı tasarım modeli neticesinde, soğutma suyu için aktarılan debinin yanında ısı transferi amacıyla kazana verilecek olan buhar yükleri de hesaplanmıştır. Bu veriler neticesinde, artan soğutma yükünün kazanda yarattığı debi azalması sebebiyle buhara aktarılan enerjiye yaptığı olumsuz etki ile aynı zamanda artan kızdırıcı ısı kapasitesine bağlı olarak doğru oranda artış gösteren kızdırıcı buhar çıkış sıcaklığına yaptığı olumlu etki karşılaştırılmış ve veriler

aşağıdaki tabloda sunulmuştur. Şekil 25'te gösterilen %50 ve %40 yük sonuçlarının gösterimi modelleme yeterli örneklerle açıklandığı için matrisler halinde yapılmamış ancak aşağıdaki tabloda dolaylı yoldan bu bulgulara yer verilmiştir.

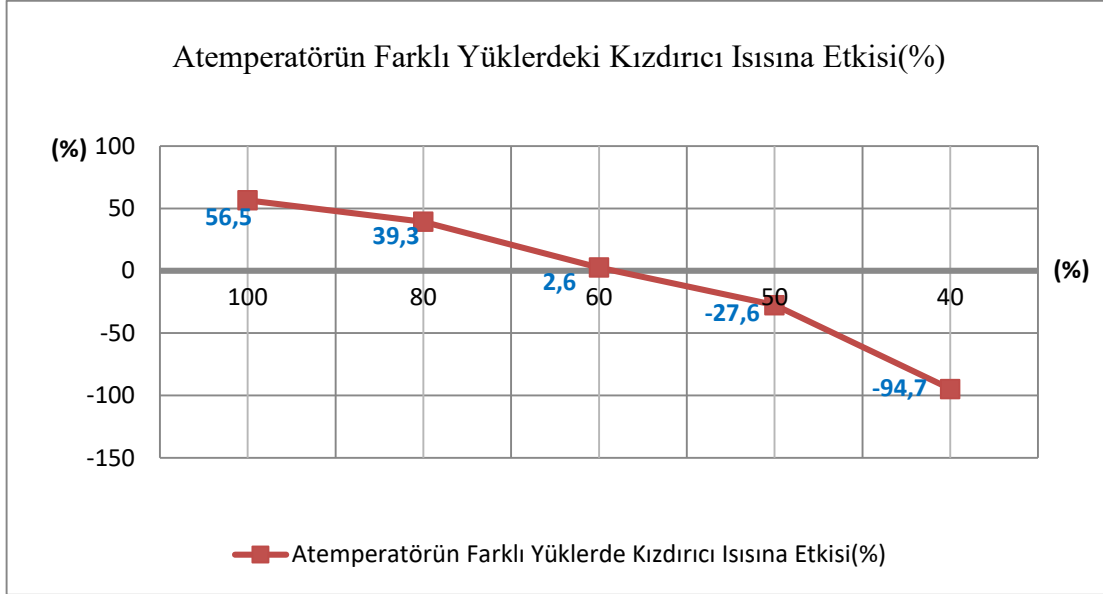
- Şekil 25'teki sonuçlar göstermektedir ki kazan %100 yük şartlarında en yüksek soğutma suyu yüküne sahip olmasına rağmen aynı zamanda en yüksek ısı kapasitesine de (16,2 MW) sahiptir. Bu durumun nedeni, bu yük şartları altında kızdırıcının en yüksek sıcaklığına (244,5°C) ve yine soğutma suyunun varlığına rağmen hala en yüksek buhar debisine sahip olmasıdır (19208,45 kg/h).
- Atempereatör sistemine ihtiyaç duyulmadığı, debi kaybının olmadığı ve kızdırıcının istenilen 200°C sıcaklık ve 20000 kg/h debide buhar ürettiği şartlar incelendiğinde soğuk akışkana aktarılan ısı, yani kazanın toplam ısı transfer kapasitesi 13,9 MW(13938,9 kW) değerindedir. Atempereatör ihtiyacı neticesinde;
- %100 yükte, 20000 kg/h kazan buhar debisinin 791,6 kg/h'lik değeri soğutma suyuna aktarılırken kazan yükünün %3,96'sının atemperatörün çalışma prensibi gereği soğutma suyu için kullanıldığı görülmektedir.
- %80 yükte, 16000 kg/h kazan işletme şartlarında, 516,2 kg/h soğutma suyu debisi kazan yükünün %3,23'ünü karşılamaktadır.
- %60 yükte, 12000 kg/h kapasiteli kazan sisteminde, 271,8 kg/h soğutma suyu %2,27 paya sahipken, %50 yük için (10000 kg/h) 171 kg/h, %40 yük için ise 84,8 kg/h soğutma suyu debisi elde edilmiştir. Bu sonuçlara göre soğutma suyu debisinin %50 yükteki oranı %1,71 olurken %40 yükteki oranı ise %1,06 olmaktadır.
- Atempereatör sistemine ihtiyaç duyulmadığı ve kazanda sadece kızdırıcının çalıştığı durumda kızdırıcı kapasitesi, atemperatörlü sistemde %100, %80 ve %60 yük koşullarındakinden daha az bir değerde iken %50 ve %40 yük koşullarındakinden daha yüksek bir değer almaktadır. Bu durum Şekil 26'da görülmektedir. Kızdırıcı atemperatörsüz çalıştığı kazanda (20000 kg/h 200°C), %100 yükte ve atemperatörle çalıştığı kazana göre %56,5 daha fazla ısı kapasitesine sahipken, bu oran %80 yükte %39,3

Kazan yükü (%)	Buhar Kapasitesi (kg/h)	Soğutma Suyu (kg/h)	Soğutma Suyu Debisi/Buhar Kapasitesi (%)	Kazana Beslenen Buhar (kg/h)	Kızdırıcı Isı Transferi (MW)	Kazan Isı Transferi (MW)	Kızdırıcının Kazan Sistemindeki Enerji Payı (%)
Sadece Kızdırıcı	2000	0	0	20000	0,37	13,9	2,64
100	20000	791,6	3,96	19208	0,85	16,2	5,27
80	16000	516,2	3,23	15484	0,61	13	4,7
60	12000	271,8	2,27	11728	0,38	9,8	3,95
50	10000	171	1,71	9829	0,29	8,1	3,51
40	8000	84,8	1,06	7915	0,19	6,5	2,95

Şekil 25. Atempereatör etkisinin farklı yük koşullarındaki karşılaştırılması (Comparison of desuperheater effect under different load cases)

ve %60 yükte %2,6 olmaktadır. Şekil 26'da görüldüğü üzere kızdırıcı için atemperatörsüz (20.000 kg/h 200°C) çalışma esnasındaki ısı kapasitesi, %60'ın biraz altında bir yük kapasitesindeki atemperatörlü kazan ile eşit değerdedir.

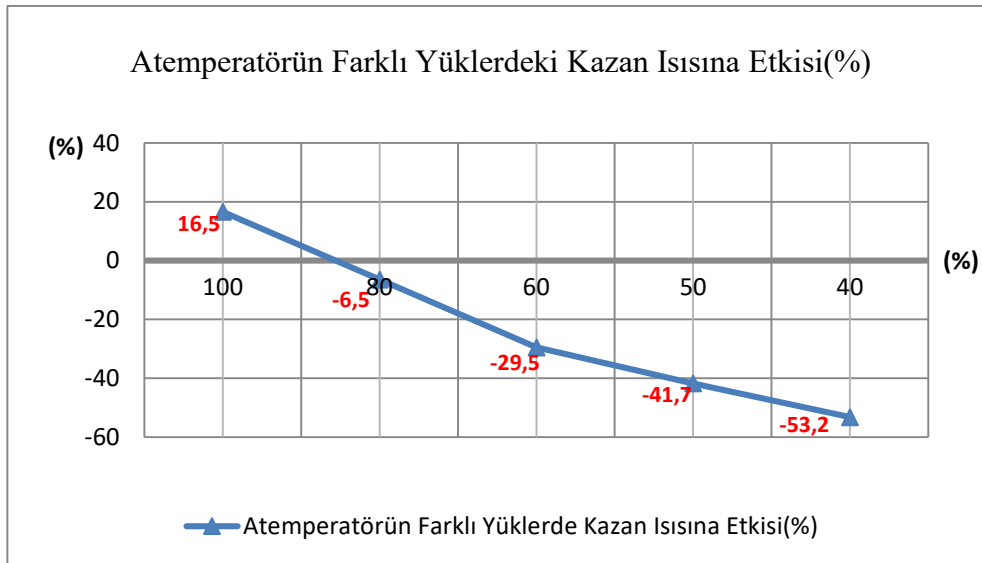
Şekil-27'de görüldüğü üzere kazan yalnızca kızdırıcıya sahip iken %100 yük şartındaki atemperatörlü bir kazana göre %16,5 oranında daha az ısı kapasitesine sahiptir. Atempertörsüz ve atemperatörlü durum karşılaştırmasında kazan ısı



Şekil 26. Atempertörün farklı yüklerde kızdırıcı ısısına etkisi (Desuperheater effect on superheater load under various load cases)

- Tüm kazan kapasitesi göz önünde bulundurulduğunda atemperatöre ihtiyaç duyulmayan sistem (20000 kg/h 20°C), incelenen koşullar arasında, %100 yük koşulları hariç diğer tüm koşullardan daha yüksek ısı transfer değerine sahiptir.

kapasiteleri %85 yük dolaylarında birbirine eşit iken daha düşük kapasiteli yüklere sahip kazan söz konusu olduğunda atemperatörlü sistem %6,5'tan %53,2'e kadar değişiklik gösteren oranlarda daha fazla ısı kapasitelerine sahiptir.



Şekil 27. Atempertörün farklı yüklerde kazan ısısına etkisi (Desuperheater effect on boiler load under various load cases)



- Kazan ve kızdırıcı ısı kapasitelerinin farklı durumlardaki karşılaştırmasından sonra, Şekil 27'de yine görülmektedir ki kızdırıcının kazan içerisindeki enerji payı atemperatörsüz sistemde %2,64 ile en düşük değerini almaktadır. Artan yüke bağlı olarak kızdırıcı ısı kapasitesinin genel ısı kapasitesi içerisindeki oranı sürekli artmaktadır. Örneğin %100 kapasiteli kazanda kızdırıcı genel ısı girdisinin %5,27'sine sahipken %40 yükte bu oran %2,99'a düşmektedir.

#### 4.SONUÇ (CONCLUSION)

7,5 bar (g) çalışma basıncına sahip mevcut bir buhar kazanına yerleştirilecek kızdırıcının, geri kızdırıcı görevi görecek bir atemperatör ile birlikte iteratif ısıl tasarım modellemesi, Mathcad yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiş ve farklı yükler altında sistem çıktıları oluşturulmuştur. Modelleme, bilinmeyen farklı değerlerin içinde buldukları analitik formüller yardımıyla ilk tahminlerinden başlayarak, birbirini zincir şeklinde tamamlamaları ve belirli iterasyon değerinde %100 veya %100'e yakın oranda yakınsamaları sonucunda oluşan verilerden meydana gelmektedir. Modelleme yapılırken farklı yükler altındaki kızdırıcı öncesi duman gazı debisi ve sıcaklığına ait verilere sahadaki ölçüm cihazlarından ulaşılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre karşılaştırmalı analizler gerçekleştirilmiştir.

Sonuçlarda görülen artan yük kapasitesi ile doğru orantılı olarak artış gösteren ısı transfer kapasitesi, ısı transfer katsayısı ve sıcaklık değerleri tahmin edilen bir durumdur. Bu parametreden bakıldığında, atemperatör kazan ısı girdisine artan yük ile birlikte olumlu etki yapmaktadır. Öte yandan kazan yükü arttıkça, atemperatör için kullanılan soğutma suyu debisinin kazan buhar kapasitesi içindeki oranı artmaktadır. Bu parametreden bakıldığında ise, atemperatör sebep olduğu debi kaybı nedeniyle kazan ısı girdisine olumsuz etki yapmaktadır.

Bu noktada atemperatörün toplam kazan ısısına yaptığı etkiler karşılaştırılmıştır. Bir başka ifadeyle artan soğutma yükünün toplam kazan ısısında yaptığı olumsuz etki, neden olduğu yüksek kızdırıcı çıkış sıcaklıklarının yaptığı olumlu etkiyle birlikte değerlendirilmiştir. Bunun sonucunda kazan yükündeki artışın kazan ısısında doğru orantılı bir artış meydana getirdiği belirlenmiştir. Yani, atemperatörün kızdırıcı buhar çıkış sıcaklığına yaptığı etki, debi kaybına etkisine oranla daha yüksek olduğu için atemperatör, sistemi artan yük koşullarında ısı kapasitesi açısından olumlu yönde etkilemektedir.

Sonuçlar ışığında atemperatörsüz tam yük durumu ile atemperatörlü yük durumları da karşılaştırılmıştır. Atemperatöre ihtiyaç duyulmayan yani kızdırıcıdan direkt olarak 20.000 kg/h ve 200°C buhar elde edilebilen bir sistem modelinin, kızdırıcıdaki ısı girdisi açısından atemperatörlü sistemde %50 ile %60 arasında bir kazan

yüküne denk geldiği görülmüştür. Yani, mevcut kazan içerisine atemperatöre ihtiyaç duymayan farklı bir konstrüksiyonla yerleştirilecek bir kızdırıcı, %50 yükün üzerindeki atemperatörlü bir kazana eş bir performans göstermektedir. Aynı karşılaştırma tüm kazandaki ısı girdisi açısından kıyaslandığında ise, mevcut kazan içerisinde atemperatörsüz bir konstrüksiyon düzeninde kazan yaklaşık %85 yük koşullarındaki atemperatörlü bir kazana eş performans göstermektedir.

Kızdırıcının kazan içerisindeki enerji payı değerlendirildiğinde, atemperatörlü sistemde her yük altında kızdırıcı ısısının genel kazan ısısı içerisindeki payının atemperatörsüz bir sisteme oranla daha fazla olduğu ve artan yükte birlikte bu oran sürekli olarak arttığı belirlenmiştir. Yani atemperatör bir nevi kızdırıcının kazan sistemi içindeki önemini de arttıran bir görev görmektedir.

- Tüm bu sonuçlar ışığında, özellikle de tam randımanlı bir kazanda atemperatörün ek bir montaj düzeneği gerektirmesine rağmen genel anlamda kazan kapasite ve verimine olumlu etkiler gösterdiği görülmektedir. Bu açıdan bakıldığında doğru yük şartları altında atemperatör-kızdırıcı sistemi, yalnızca konstrüksiyon kısıtlamaları nedeniyle değil sistemin verimini arttırmak amacıyla da kullanılmalıdır.
- Bundan sonraki süreçte bu çalışma kapsamında yer almayan kızdırıcı-atemperatör sisteminin montaj maliyetlerinin bu çalışmada incelenen etkilerle karşılaştırılıp ortaya amortisman hesabının da yer aldığı daha detaylı bir çalışma çıkarılması önerilmektedir.

#### SİMGELER VE KISALTMALAR (SYMBOLS AND ABBREVIATIONS)

Afrsh	Serbest Gaz Geçiş Kesit Alanı (m <sup>2</sup> )
Ash	Kızdırıcı Isı Transfer Yüzey Alanı (m <sup>2</sup> )
bsh	Duman Gazı Geçiş Geniliği (m)
diash	Kızdırıcı Boru Dış Çapı (mm)
hcw	Atemperatör 102°C 7,5bar(g) Soğutma Suyu Entalpisi (kJ/kg)
hsha	Kızdırıcı Kızgın Buhar Entalpisi (kJ/kg)
hshe	Kızdırıcı Doymuş Buhar Entalpisi (kJ/kg)

hwi	Kazana Beslenen 102°C 7,5bar(g) Su Entalpisi (kJ/kg)	$\Delta T_{shwalllog}$	Boru Film-Duman Gazı Logaritmik Sıcaklık Farkı(K)
hsys	Sisteme verilen 200°C 7,5bar(g) Kızgın Buhar Entalpisi (kJ/kg)	$\lambda_{shg}$	Duman Gazı İletkenlik Değeri (W/mK)
lsh	Duman Gazı Net Geçiş Uzunluğu (m)	$\omega_{shg}$ $\phi_{boiler}$	Duman Gazı Hızı (m/s) Kazan Debisi (kg/h)
lksh	Duman Gazı Geçiş Uzunluğu (m)	$\phi_G$ $\Phi_{cw}$	Duman Gazı Debisi (m <sup>3</sup> /h) Soğutma Suyu Debisi (kg/h)
nsh	Dizi Başına Boru Sayısı	$\Phi_{sh}$	Kızdırıcı Debisi (kg/h)
Qshw	Boru Film Yüzeyine Aktarılan Isı Transferi (kW)	$\Phi_{sys}$	Kazan Sistemi Buhar Kapasitesi (kg/h)
Qshi	Buhara Aktarılan Isı Transferi (kW)	$\omega_{shge}$	Duman Gazı Kızdırıcı Giriş Sıcaklığı (°C)
Qsh	Kızdırıcı Toplam Isı Transferi (kW)	$\omega_{shga}$	Duman Gazı Kızdırıcı Çıkış Sıcaklığı (°C)
Qboiler	Kazan Isı Transferi (kW)	$\omega_{shg}$	Duman Gazı Kızdırıcı Ortalama Sıcaklık (°C)
Reshg	Duman Gazı Reynolds Değeri		
Rshg	Duman Gazı Radyatif Isı Transfer Katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)	$\omega_{shw}$	Kızdırıcı Ortalama Film Sıcaklığı (°C)
shfouling	Kızdırıcı Boruları Kirlilik Katsayısı	$\omega_{shwalla}$	Kızdırıcı Çıkışı Boru Film Sıcaklığı (°C)
shmaterial	Kızdırıcı Boruları Malzeme İletim Katsayısı	$\omega_{shwalle}$	Kızdırıcı Girişi Boru Film Sıcaklığı (°C)
tq	İki Boru Kesiti Arasındaki Yatay Mesafe (mm)	$\omega_{shse}$	Kızdırıcı Buhar Giriş Sıcaklığı (°C)
tl	İki Boru Kesiti Arasındaki Düşey Mesafe (mm)	$\omega_{shsa}$	Kızdırıcı Buhar Çıkış Sıcaklığı (°C)
wtsh	Kızdırıcı Boru Et Kalınlığı (mm)	$\upsilon_S$	Kazan Basıncı Doymuş Buhar Sıcaklığı (°C)
z	Boru Dizi Sayısı		
$\alpha_{shin}$	Boru Yüzey-Buhar Isı Transfer Katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)	$\rho_{shg}$ $\eta_{shg}$	Duman Gazı Yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> ) Duman Gazı Dinamik
$\alpha_{Bsh}$	Duman Gazı Konvektif Isı Transfer Katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)		Viskozitesi (kg/ms)
$\Delta T_{shlog}$	Buhar – Duman Gazı Logaritmik Sıcaklık Farkı (K)		

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Topal O., "Bir demir çelik fabrikasının kojenerasyonu Matlab ile modellenmesi", *Bitirme Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi Elektrik-Elektronik Fakültesi Elektrik Mühendisliği Bölümü, İstanbul, (2007)
- [2] Kim J-S., Lee K-W., Kim J-E., Choi J-Y., Lee J-Y., "Numerical analysis of atomizing desuperheater control valve for power plants", *6<sup>th</sup> International Symposium on the Fusion of Science and Technologies (ISFT2017)*, Jeju, 1-4, (2017)
- [3] Karuppiah T., Periasamy A., Rajkumar P., Muruganand S., "Desuperheater temperature control system using distributed control system (DCS) ", *International Journal on Recent and Innovation Trends in Computing and Communication*, 01: 587-591, (2013)
- [4] Borzsony P., Sherikar S.V., "Advances in desuperheating technology for reliable performance of combined cycle power plants (CCPP)", *Proceedings of PWR2005 ASME Power*, Chicago, 1-9, (2005)
- [5] Bovat Jr P.M., "Computational analysis of water atomization in spray desuperheaters of steam boilers", *Yüksek Lisans*, Rensselaer Polytechnic Institute, (2013)
- [6] Sunny J., Kumar G.S., "Design optimization of thermal sleeves for desuperheating applications", *International Journal For Ignited Minds*, 04: 52-60, (2017)
- [7] Kouhikamali R., Hesami H., Ghavamian A., " Convective heat transfer in a mixture of cooling water and superheated steam ", *International Journal of Thermal Sciences*, 60: 205-211, (2012)
- [8] Rahimi E., Torfeh S., Kouhikamali R., "Numerical study of counter-current desuperheaters in thermal desalination units", *Desalination*, 397: 140-150, (2016)
- [9] Ebrahimian V., Gorji-Bandpy M., "Two-dimensional modeling of water spray cooling in superheated steam", *Thermal Science*, 12: 79-88, (2008)
- [10] Cho B., Choi G., Uruno Y., Kim H., Chung J., Kim H., Lee K., "One-dimensional simulation for attemperator based on commissioning data of coal-fired steam power plant", *Applied Thermal Engineering*, 113: 508-508, (2017)
- [11] Uruno Y., Choi G., Sung M., Chung J., Kim H., Lee K., "Transient analysis of attemperator enthalpy balance based on the commissioning data of a coal-fired steam power plant", *Applied Thermal Engineering*, 150: 1141-1158, (2019)
- [12] Zima W., "Simulation of dynamics of a boiler steam superheater with an attemperator", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy*, 220: 793-801, (2006)
- [13] Çengel Y.A., Boles M.A., "Thermodynamics : an engineering approach", 8th Edition, *McGraw-Hill Education*, ISBN 978-0-07-339817-4, New York, (2015)
- [14] Münzinger F., "Dampfkraft", 3rd Edition, *Springer-Verlag Berlin Heidelberg*, ISBN 978-3-642-53056-2 (eBook), Berlin, (1949)
- [15] Holman J.P., "Heat transfer", 10th Edition, *McGraw-Hill Book Co*, ISBN 978-0-07-352936-3, New York, (2010)