



## Heat exchanger design and CFD analysis for milk powder production process needs in a milk factory

Ulaş Köse<sup>1\*</sup>, Elif Öğüt<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Institute of Science and Technology, Mechanical Engineering, Kocaeli University, Kocaeli, Türkiye

<sup>2</sup>Department of Mechanical ve Metal Technologies, Hereke Asım Kocabıyık MYO, Kocaeli University, Kocaeli, Türkiye

### Highlights:

- Heat exchanger design
- Heat exchanger CFD analysis and experimental comparison
- Unused heat recovery

### Keywords:

- Energy consumption
- Energy efficiency
- Heat Exchanger Analysis
- Heat Exchanger
- Computational fluid dynamics

### Article Info:

Research Article

Received: 17.12.2021

Accepted: 02.10.2022

### DOI:

10.17341/gazimmfd.1038048

### Correspondence:

Author: Ulaş Köse

e-mail:

ulaskose1907@gmail.com

phone: +90 537 417 9871

### Graphical/Tabular Abstract

Steam is used to dry the milk powder in milk powder factories. When the steam used turns into condensate, there is energy due to the pressure on it. This energy is generally referred to as waste heat. There are many ways to recover waste heat. Within the scope of this study, the calculations of the preheating coil will be made, and waste heat recovery will be achieved by transferring the latent heat above the condensate water to the air. In this study, which was set out to use the competitive energy more efficiently, it was calculated how much of the heat load on the condensate could transfer to the air by verifying the air flow rate with the help of the pitot tube. The battery designed with the data obtained in line with these calculations was integrated into the system and commissioned. The temperature and pressure differences of the integrated battery were measured. The heat transfer and pressure losses obtained from the experimental results (Figure A) were compared with the values obtained with the CFD package program.

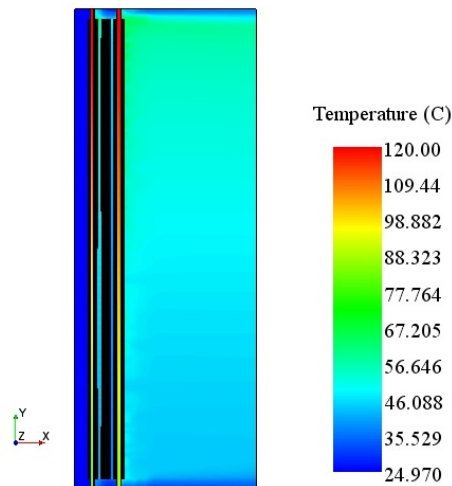


Figure A. Heat exchanger section view temperature

**Purpose:** In this study, designs and numerical analyzes were made to reduce the energy costs of a dairy factory.

**Theory and Methods:** In the numerical analysis, flow conditions and heat transfer; steady state, incompressible and Newtonian containment, turbulent swelling, negligence of viscous heating assumptions making single-phase model approach and governing equations. Governing equations are continuity equation, momentum equation, energy equation.

**Results:** As a result of the analysis, it was found that the water outlet temperatures of the first row, second row, and third row pipes that the air penetrates are different. The results of the water outlet temperatures analysis are given in Figure A. The inlet-outlet pressure difference of the air was found to be approximately 130.3 Pascal. The air entering the system at 25°C leaves at 50.9°C. Although these values do not give us a definite result, they provide the opportunity to approach the ideal. As a result of the process, the outlet temperature of the air was found to be 50.3°C. This is due to the instantaneous variability of the steam consumption used and the thermal losses. When the experiments performed, the analysis and numerical results obtained were compared, it was seen that they were compatible with each other.

**Conclusion:** The enthalpy of evaporation of the condensate measures opened to the atmosphere was recovered and the system was kept inside. Savings were made on the coal used for steam production.



## Bir süt fabrikasında süt tozu üretimi proses ihtiyacı için ısı eşanjörü tasarımı ve HAD analizi

Ulaş Köse<sup>1\*</sup>, Elif Ögüt<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilimdalı, Kocaeli, Türkiye

<sup>2</sup>Kocaeli Üniversitesi, Heyeke Asım Kocabıyık MYO, Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü, Kocaeli, Türkiye

### ÖNEÇIKANLAR

- Isı eşanjörü tasarımı
- Isı eşanjörü HAD analizi ve deneysel olarak karşılaştırılması
- Atık ısı geri kazanımı

### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 17.12.2021

Kabul: 02.10.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.1038048

### Anahtar Kelimeler:

Enerji tüketimi,  
enerji verimliliği,  
eşanjör analizi,  
hesaplamalı akışkanlar  
dinamiği,  
ısı eşanjörü

### ÖZ

Süt tozu fabrikalarında süt tozunu kurutmak için buhar kullanılır. Kullanılan buhar, kondense dönüştüğünde üzerindeki basınçtan dolayı enerji bulunmaktadır. Bu enerji genel anlamda atık ısı olarak adlandırılmaktadır. Atık ısıyı geri kazanmanın birçok yolu bulunmaktadır. Yapılan bu çalışma kapsamında ön ısıtma bataryasının hesapları yapılarak kondens suyunun üzerindeki gizli ısıyı havaya aktararak atık ısı geri kazanımı sağlanmış olacaktır. Günümüz şartlarında enerji verimliliğini sağlayabilmek adına atık ısı geri kazanım prosesleri önem arz etmektedir. Sektörün birçok tasarruf tedbirleri kapsamında projeler geliştirdiği ve en hızlı geri dönüşüm olarak enerji verimliliği projelerinin olduğu piyasada görülmektedir. Rekabet edilebilir enerjiyi daha verimli kullanmak adına yola çıkılan bu çalışmada, havanın debisini pitot tüpü yardımıyla doğrularak kondensin üzerinde bulunan ısı yükünün ne kadarının havaya aktarabileceği hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar doğrultusunda elde edilen veriler ile tasarımı yapılmış olan batarya sisteme entegre edilerek devreye alınmıştır. Entegre edilen bataryanın sıcaklık ve basınç farkları ölçülmüştür. Deneysel sonuçlardan elde edilen ısı transferi ve basınç kayıpları HAD paket programıyla elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada bir süt fabrikasının enerji maliyetlerini azaltmak için tasarımlar ve sayısal analizler yapılmıştır. Yapılmış olan hesaplamalar sonucunda yatırımdan elde edilen geri kazanım yıllık 222,085 TL'dir.

## Heat exchanger design and CFD analysis for milk powder production process needs in a milk factory

### HIGHLIGHTS

- Heat exchanger design
- Heat exchanger CFD analysis and experimental comparison
- Unused heat recovery

### Article Info

Research Article

Received: 17.12.2021

Accepted: 02.10.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.1038048

### Keywords:

Energy consumption,  
energy efficiency,  
heat exchanger analysis,  
computational fluid  
dynamics,  
heat exchanger

### ABSTRACT

Steam is used to dry the milk powder in milk powder factories. When the steam used turns into condense, there is energy due to the pressure on it. This energy is generally referred to as waste heat. There are many ways to recover waste heat. Within the scope of this study, the calculations of the preheating coil will be made, and waste heat recovery will be achieved by transferring the latent heat above the condensate water to the air. In today's conditions, waste heat recovery processes are important in order to ensure energy efficiency. It is seen in the market that the sector develops projects within the scope of many savings measures and energy efficiency projects are formed as the fastest recycling. In this study, which was set out to use the competitive energy more efficiently, it was calculated how much of the heat load on the condensate could transfer to the air by verifying the air flow rate with the help of the pitot tube. The battery designed with the data obtained in line with these calculations was integrated into the system and commissioned. The temperature and pressure differences of the integrated battery were measured. The heat transfer and pressure losses obtained from the experimental results were compared with the values obtained with the CFD package program. The energy recovery obtained from the programming and training is 222.085 TL.

\*Sorumlu Yazar/Yazarlar / Corresponding Author/Authors : \*ulaskose1907@gmail.com, elif.ogut@kocaeli.edu.tr / Tel: +90 537 417 9871

## 1. Giriş (Introduction)

Günümüzde küreselleşen ekonomi ile artan rekabet şartları endüstriyel işletmelerin enerji maliyetlerini gözden geçirmeye zorlamaktadır. Önceleri yakıtın ucuz ve rekabetin az olmasından dolayı enerji maliyetleri önemsenmemekteydi. Ancak günümüzde artan enerji maliyetleri ve bu konuda yükselen bilincin sonucu olarak işletmeler, boşa yakıt tüketme lüksüne sahip olmadıklarının farkına varmaya başlamışlardır. Enerjiden tasarruf etmenin temel kuralı üretim kalitesini ve miktarını düşürmeden elde edilen ısı yükünü etkin bir şekilde kullanmaktan geçer. Buda büyük AVM'lerde, endüstriyel tesislerde, konut, otel vb. gibi birçok alanda rekabet gücünün artmasını sağlayacaktır [1-3].

Enerji tüketimini azaltmak amacıyla yapılmış olan bu çalışmada birim ürün başına kullanılan buhar miktarını düşürmeyi amaçlanmaktadır. Çalışmanın yapıldığı tesisin süt fabrikası olması nedeniyle çiğ sütün ve peynir suyunun fabrikaya ulaşmasından itibaren muhafaza edilmesi için soğutma sistemleri kullanılır. Kurutma proses gereği için de buhar kullanılmaktadır. Bu kapsamda işletmede soğutma ihtiyacı iki adet hava soğutmalı Chiller ile karşılanmaktadır. Bunun yanında Nanofiltre ve kule suyu soğutma işlemleri de soğutma kulesi yardımı ile yapılmaktadır. Birinci Chillerin soğutma kapasitesi 610 kW ikinci Chillerin soğutma kapasitesi 609 kW'tır ve soğutma çevrim sıcaklığı 0-4°C'dir. Soğutma kulesinin kapasitesi 1.150.000 kcal'dir ve çevrim yapılan suyun soğutması için 5,5 kW gücünde 3 fan çalıştırılmaktadır. Tesiste proseste kullanılmak için buhar kullanılır. Buharı elde etmek için 1 adet su borulu 15 bar basınçta 15.000 kg/h'lik buhar kapasitesinde kömür kazanı mevcuttur. Pastörize inek sütünün kurutulması ile süt tozu elde edilir. Fabrikalarda, sütün besin değerlerine zarar vermeden kurutma işlemi yapan modern kule kurutma sistemleri mevcuttur [4-7]. Çalışmada kademeli olarak Filtre Sınıfı EN 779 standardında G4(EU4) tipi Sentetik Polyester filtre ve F7 (EU7) hassas torba filtreden geçen şartlandırılmış hava 55 kW 1000 mm SS basıncına sahip radyal fan vakum yaparak hava girişi sağlamaktadır [7]. Endüstriyel tesislerde ısı eşanjörlerinin ısı transferini engelleyen temel sebeplerin arasında yapışan ve yüksek sıcaklıktan yarımlı olan tozların sisteme girmesi yer almaktadır. Çalışma kapsamında yapılmış olan şartlandırmanın temel amacının yanı sıra toz ve katı partiküllerin girişi engelleyerek mikrobiyel kalitenin artmasını sağlamaktır. Şartlandırılmış hava mevcut sistemde direk buhar bataryalarının üzerinden transfer edilerek sisteme gönderilmektedir. Geri dönüş kondens suyu 15 bardaki kondens suyu kondens tankına gönderilmekte ve kondens tankı atmosfere açılmakta ve üzerindeki basınçtan dolayı gizli ısıyı bulunmakta ve enerjisinin büyük bir bölümü atmosfere 1 bar basınçta buharlaşarak gitmektedir. Termodinamiğin temelini oluşturan ısı transferi sıcaklıkları farklı iki sistem arasında meydana gelerek sistemler arasında ısı transferini sağlamaya dayanır. Yapılan çalışmayla kondens suyunun üzerindeki ısı yükü, ön ısıtma bataryası imalatı yapıldıktan sonra devreye alınması sonucu atmosfere atılan ısıyı geri kazanarak sistemde kalması sağlanmıştır. Kazanılan ısı yükü enerji verimliliği açısından incelenecektir [8-9].

Isı eşanjörü tasarımı ile ilgili pek çok teorik, deneysel ve nümerik çalışmalar yapılmaktadır. Varol [10] tarafından kompakt ısı eşanjörlerinde kanatçık kalınlıkları ve kanatçıklar arası mesafe değiştirilerek basınç kayıpları incelenmiş; kanatçık kalınlığı 0 mm değerine yaklaşırken basınç kayıp oranının artmakta olduğu, bütün kanatçık kalınlıklarında basınç kayıp oranının aynı değere yaklaşmakta olup kanatçık kalınlığının, basınç kayıp oranına etkisinin kalkmakta olduğu ve kanatçık kalınlığı sonsuza giderken kanatçıklar arası mesafenin basınç kaybına etkisinin olmadığını bildirmiştir. Akkoca vd. [11] literatürdeki deneysel çalışmadan alınmış olan mevcut kanatlı borulu ısı eşanjörlerinin Fluent yazılım programında

mevcut bulunan 3 farklı duvar fonksiyonunun akım ve ısı transfer özelliklerinin belirlenmesindeki etkilerini incelemişlerdir. Reynolds sayısı arttıkça giriş ve çıkış arasındaki basınç kayıp katsayısının azaldığı, Reynolds sayısı azaldıkça ısı transfer katsayısının azaldığını bulmuşlardır. Alt vd. [12] farklı tipteki borulu ısı eşanjörlerinin kişisel bilgisayarlarda bulunan mikroişlemcilerin farklı soğutucu sıvılarla soğutulması deneysel olarak karşılaştırılması incelenmiş, en verimli akışkandan daha az verimli akışkana doğru sırasıyla etanol, R404, R22 olduğunu ifade etmişlerdir. Köseoğlu vd. [13] tarafından 3 farklı modeldeki kombi cihazlarının ısı eşanjörlerinin performansları deneysel olarak incelenmiştir. Elde ettikleri sonuçlara göre, aynı güce sahip olan K1, K2, K3 olarak adlandırılan kombi cihazlarından birleşik ısı eşanjörlü K1 kombi cihazının diğer birleşik ısı eşanjörlü ve çift ısı değiştiricili kombi cihazlarından ısı enerjisi transfer özellikleri açısından avantajları olduğunu göstermişlerdir. Yılmaz vd. [14] tarafından çapraz akışlı düz borulu saptırmalı ısı eşanjörlerinde deneysel olarak ısı transferi ve basınç kayıpları ölçülmüş ve literatürde verilen eşitliklerle kıyaslamaları yapmışlardır. Ögüt ve Dilki [15] dalgalı trapez plakalı ısı eşanjöründe su ve nanoakışkanın, akış ve ısı transfer karakteristikleri incelenmiş, nanoakışkanın ısı transferini arttırdığı ve basınç düşüşüne yol açtığını ifade etmişlerdir. Guardo vd. [16] tarafından sabit yataklı reaktörün 5 farklı türbülans modelindeki basınç düşümü ve ısı transfer parametreleri incelenmiştir. Sonuçlara göre 5 modelde Basınç değişimi-Reynolds sayısının Nusselt sayısı-Reynolds sayısının grafiğinin birbirine yakın olduğunu, türbülans viskozite-Reynolds sayısı grafiğinde "Realizable k-ε" türbülans modeli farklılık gösterdiğini bulmuşlardır. Daştan ve Çetin [17] tarafından ısı eşanjörlerinde ısı transferi iyileştirme yöntemlerinin sayısal ve deneysel analizleri yapılmıştır ve deneylerden elde edilen sonuçlarla literatürde verilen değerler arasında uyum olduğunu göstermişlerdir. Özyayın [18] tarafından buharlaştırıcı hava giriş koşullarının ve buharlaştırıcı sıcaklığının nem alma performansını deneysel ve analitik olarak incelenmiştir. Yapılmış olan deneyler sonucunda sisteme giriş havasının bağıl nem değeri atıkça, gizli ısı oranı ve yoğuşma hızının arttığı birim yoğuşma başına harcanan enerjinin azaldığını bildirmiştir. Pulat [19] devre kartı üzerinde zorlanmış taşınım olan ısı transferini "ANSYS-FLOTTRAN" kodu kullanılarak "k-ε" türbülans modeli kullanılarak çözmüş, elde edilen sonuçlarla literatürdeki deneysel sonuçları karşılaştırarak değerlendirmiştir. Kocaman vd. [20] tarafından kanatlı borulu bir ısı eşanjöründe, tasarım parametrelerinin kapasite üzerindeki etkileri incelenmiştir. Geliştirilmiş olan yazılımla yapılan performans analizi, kontrol hacmi yöntemine göre daha gerçekçi sonuçlar verdiğini bildirmiştir. Çeteci [8] gövde borulu ısı eşanjörünün, soğutucu ve nem alıcı serpantinler ile ısıtıcı serpantinlerinin matematiksel modelleri oluşturmuş ve bilgisayar programı yardımıyla incelemiştir. Visual Basic programıyla oluşturulmuş olan programın maliyet, ısı performans özelliklerinin çıktılarını bildirmiştir. Bozkula [9] kısa kanatlı bir boru ile farklı kanat yapılarına sahip içten ve dıştan kanatçıklı borular "Solidworks Flow Simulation" programı ile incelenmiştir, yapılan analizler sonucunda iç akıştaki Reynold sayısı arttıkça ısı geçişi ve basınç düşümünün arttığını ifade etmiştir. Yakut [21] ısı eşanjörlerinin parametrelerini hesaplayan tasarıma imkân sağlayan "C#" bilgisayar dilinde program geliştirmiştir. Programdan elde edilen veriler doğrultusunda deneysel çalışmayla farkını incelemiştir, literatürdeki bilgilerin deneysel çalışmayla uyum sağladığını bildirmiştir.

Yapılmış olan çalışma için seçilen pilot tesisin enerji geri kazanım miktarı sayısal olarak tespit edilmiştir. Üretilen birim ürün için tüketilen birim enerji miktarını azaltmak için ısı geri kazanımı çalışması yapılmıştır. Literatüre uygun olarak seçilen buhar ekipmanları, akış analizi ve hesaplamaları yapılmış olan ısı eşanjörü sayesinde birim ürün başına tüketilen enerji miktarı azaltılmıştır. Sayısal hesaplamalardan elde edilen toplam ısı transfer alanına uygun

tasarım çalışması yapılmıştır. Yapılmış olan tasarım çalışması reelde imalatı yapılmadan analiz programında modellenerek ısı transfer parametreleri sayısal analiz programı ile bulunmuştur. Hesaplamalar ile analiz programında elde edilen değerlerin uyumlu olduğu bulunmuştur. İmalatı yapılarak devreye alınmış olan ısı eşanjörün sayısal analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırılarak sonuçların uyumluluğu da tespit edilmiştir.

## 2. Teorik Model (Theoretical Model)

Süt tozu üretimi, işlenmemiş sütün fabrikaya gelmesi ile başlar. Üç farklı basamakta meydana gelir. Bunlar: Ön işlem, Standardizasyon ve Yoğunlaştırılmış sütün kurutulmasıdır. Yoğunlaştırılmış sütün kurutulması süt kulelerinde yapılmaktadır. Süt kulesinde "Atomizer" tip püskürtücüler mevcuttur. Pompa vasıtasıyla 35 metre yükseklikteki püskürtücüye 300 bar basınçta gönderilen yoğunlaştırılmış süt, buhar ile ısıtılmış, şartlandırılmış ve girdap şeklinde yönlendirilmiş olan sıcak havaya püskürtülerek kurutma işlemi gerçekleştirilir. Peynir altı suyu kulelerinde ise nozel tip püskürtücüler kullanılmaktadır. Bu tip nozul püskürtücülerde ürün pompa ile basınçlandırılarak kuleye transfer edilir. Süt tozu prosesinde olduğu gibi peynir suyu prosesinde de girdap şekline gelen sıcak havanın üzerine konsantr ürün püskürtülerek kuruma işlemi gerçekleştirilir.

Her iki proste de kurutma işlemi için buhar kullanılmaktadır. Peynir altı suyu tozu için 12,3 bar 192,7°C buhar, süt tozu için ise 13,5 bar 196,6°C buhar kullanılmaktadır. Bu sistemde amaç, ürünü ısıtılmış olan hava ile kurutmaktır. Isı eşanjörlerinin ısı transferi hesaplarının ve analizlerinin yapılabilmesi için bazı kabuller yapılmıştır;

- Isı değişiminin sürekli rejimde olduğu,
- Isı eşanjörü boyunca toplam ısı geçiş katsayısının sabit olduğu, Isı eşanjörünün ortama karşı yalıtılmış olduğu,
- Isı eşanjörü içinde bir ısı üretimi olmadığı,
- Akışkanların özgül ısıları ve fiziksel özelliklerinin sabit olduğu,
- Isı eşanjörü içinde belirli bir kesit boyunca akışkan sıcaklığının aynı olduğu,
- Isı eşanjörü yüzey malzemesinde akışkanların hareketi doğrultusunda iletimle bir ısı geçişi olmadığıdır.

### 2.1. Yönetici Denklemler (Executive Equations)

Yapılmış olan sayısal analizde akış koşulları ve ısı transferi içi; kararlı hal, sıkıştırılmaz ve Newton tipi akışkan, türbülanslı akış, viskoz ısıtmanın ihmal edildiği kabulleri yapılarak tek fazlı model yaklaşımı ile yönetici denklemler, Eş. 1, Eş. 2 ve Eş. 3'teki gibi ifade edilmektedir.

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemi;

$$\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( v + v_t \right) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (2)$$

Enerji denklemi;

$$\frac{\partial u_i T}{\partial x_i} = \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \frac{v}{Pr} + \frac{v_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

u ortalama hızı,  $\rho$  yoğunluğu, Pr Prandtl sayısını,  $Pr_t$  türbülanslı Prandtl sayısını (0.85) ve  $v$  kinematik viskoziteyi temsil etmektedir.

Analizlerde türbülanslı akış için kullanılan realizeable k- $\epsilon$  modelindeki taşınım denklemleri aşağıda verilmiştir. Boru cidarı yakınındaki hesaplamaların doğru yapılabilmesi için iyileştirilmiş duvar fonksiyonu kullanılmıştır.

Türbülanslı kinetik enerji k Eş. 4'te ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial u_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \Gamma - \epsilon \quad (4)$$

Türbülanslı enerji dağılımı  $\epsilon$  denklemi Eş. 5'te verilmiştir.

$$\frac{\partial u_i \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( v + \frac{v_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + c_1 \Gamma \epsilon - c_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v \epsilon}} \quad (5)$$

$\Gamma$  ortalama hız gradyanına bağlı türbülanslı kinetik enerji üretimini temsil etmekte olup, Eş. 6'da verilmiştir.

$$\Gamma = -u_i u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = v_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (6)$$

Türbülanslı kinematik viskozite denklemi Eş.7'de verilmiştir.

$$v_t = c_\mu \frac{k^2}{\mu \epsilon} \quad (7)$$

k- $\epsilon$  modeli için ampirik sabitler;

$$c_1 = \max[0,43\mu/(\mu_t+5)]; c_2=1,9; \sigma_k=1,0; \sigma_\epsilon=1,2$$

$\mu$  dinamik viskoziteyi,  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\epsilon$  sırasıyla k ve  $\epsilon$  için Prandtl sayısını temsil etmektedir.

### 2.2. Tasarım Prensipleri (Design Principle)

Mevcut konstrüksiyona uygun olarak seçilen kanatlı tip borulu ısı eşanjörün tasarımı, üç boyutlu katı çizim programında Şekil 2'de görünen parça parça çizilmiştir. Çizimi yapılmış olan parçalar Solidworks programının montaj modülüne çağırılarak montajlanmıştır. Ana montaj Solidworks visualize programına aktarılarak Şekil 1'de görünen gerçeğe yakın görüntüsü elde edilmiştir.

Süt kulesinin boyut limitleri de düşünülerek aşağıda detayları verilen ısı değiştiricisi tasarlanarak üretimi gerçekleştirilmiştir. Kanal ölçülerindeki en boy limitleri sırasıyla 1104 mm, 1620 mm'dir. Dolayısı ile tasarım bu limitler içerisinde olmalıdır. Belirlenmiş olan limitler ve gerekli olan veriler doğrultusunda yazılım çıktısı alınmıştır. Yazılım çıktısı Şekil 3'te verilmiştir.

Tablo 1. de kondens suyunun başlangıç şartları ve soğutulmak istenen sıvı miktarı verilmiştir. Deney sırasında ölçülmüş olan değerler ve elde edilmek istenen değerler LV Design ATLAS 10 paket programına girilmiştir. Şekil 3'te görülen paket programın çıktısı doğrultusunda üç boyutlu tasarımı yapılmıştır.

### 2.3. Isı Eşanjör Geometrisinin Oluşturulması (Generating the Heat Exchanger Geometry)

Tasarım çalışması, ısı eşanjörü tasarımı paket programıyla yapılmış olup; Solidworks 2013 paket programıyla oluşturulmuş olan üç



Şekil 1. Borulu kanatlı ısı eşanjörü (Tubular finned heat exchanger)



Şekil 2. Borulu kanatlı ısı eşanjörü (Tubular finned heat exchanger)

Tablo 1. Başlangıç koşulları (Onset conditions)

Kondensin verileri:	
$\dot{m}_{\text{kondens}}$	5.000 kg/h Yoğuşan su (Soğutulmak istenen su miktarı)
$T_{\text{giriş,kondens}}$	120°C (Kondens giriş termometresinde ölçülen anlık değer)
$T_{\text{çıkış,kondens}}$	80°C (Kondens çıkış termometresinde elde edilmek istenen anlık değer)
$P_{\text{giriş,kondens}}$	2 bar (Kondens giriş manometresinde ölçülen anlık değer)

Tablo 2. Başlangıç koşulları (Onset conditions)

Havanın verileri:	
$V_{\text{hava}}$	28.000 m <sup>3</sup> /h (Fan etiket değeri)
$v_{\text{giriş,hava}}$	4,349 m/s (Pitot tüpüyle ölçülen ortalama hız)
$A_{\text{hava}}$	1,788 m <sup>2</sup> (Eşanjörün yerleştirildiği kanal boyutları)
$T_{\text{giriş,hava}}$	25°C (Sisteme giren havanın anlık değeri)
$P_{\text{giriş,hava}}$	1,013 bar (Manometrede ölçülen anlık değer)

## Design of tube register heat exchangers

## Rectangular finned heat exchanger (liquid / gas)

**Bundle geometry**

Type of pitch : < 2 > 1: Aligned, 2: Staggered, 3: Partly staggered  
 Tube design: < 1 > 1: Straight tube/Chamber, 2: U-tube/Bend  
 Flow direction < 1 > 1: Cross counterflow, 2: Cross coflow

Number of tubes per base row **34** -  
 Staggered rows with 1 tube less than base rows? *N*  
 Feed pipes clustered in flow direction? *J*  
 Mean number of tubes per row NR : 34 -  
 Number of tube rows NRow : 3 -  
 ⇒ Total number of tubes Ntotal = **102** -  
 Number of tube-side passes ND : 4 -  
 of these are in co/counterflow to outside flow 1 -  
 Displacement per side 0 mm

**Pitches/Diameters:**

Outside tube diameter DRA : 16 mm  
 Inside tube diameter DRI : **13** mm  
 Tube wall thickness : 1.5 mm  
 Crosswise pitch s1 : 32 mm  
 Longitudinal pitch s2 : 34 mm  
 Pitch angle  $\phi$  : **25.2** °  
 Name of tube material  
 Thermal conductivity of tube material  $\lambda_G$  : 15 W/(m·K)

**Rectangular fins (around the tubes):**

Fin length in direction of flow D1 : 33 mm  
 Fin length crossw.to direction of flow Dh : 31 mm  
 Fin tip thickness s1 : 0.4 mm  
 Thickness at the root of fin s2 : 0.4 mm  
 Fin pitch t\_R : 3 mm  
 Name of fin material  
 Thermal conductivity of fin material  $\lambda_R$  : 238 W/(m·K)

**Outside geometry of the bundle:**

Clear distance between bundle and duct wall *g* **0.5** mm  
 Duct width = **1104** mm  
 Bundle depth = **101** mm  
 Bundle length : 1620 mm

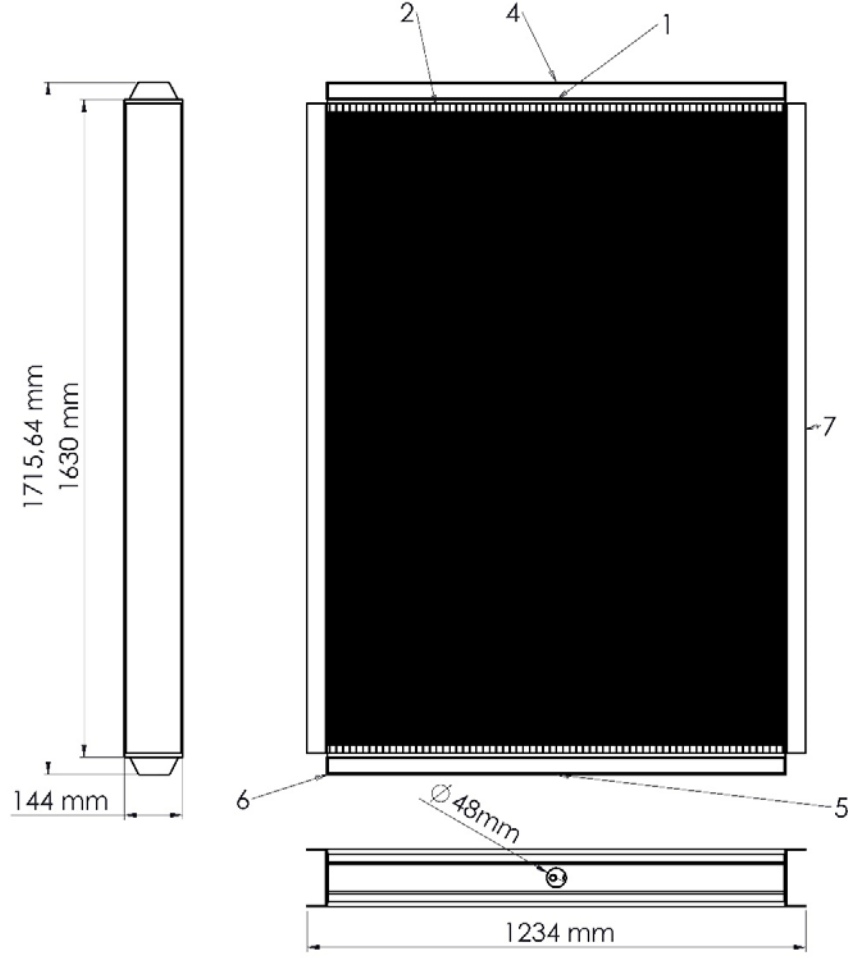
Tubesheet thickness	10 mm	Height of housing	mm
Volume of tubes =	<b>22.07</b> l	Flow cross-section F=	<b>1.788</b> m <sup>2</sup>
Volume of headers :	l		
Total volume =	l		

**Şekil 3.** Hava ve su giriş debisi ile tasarım çıktısı (Design output with air and water inlet flow)

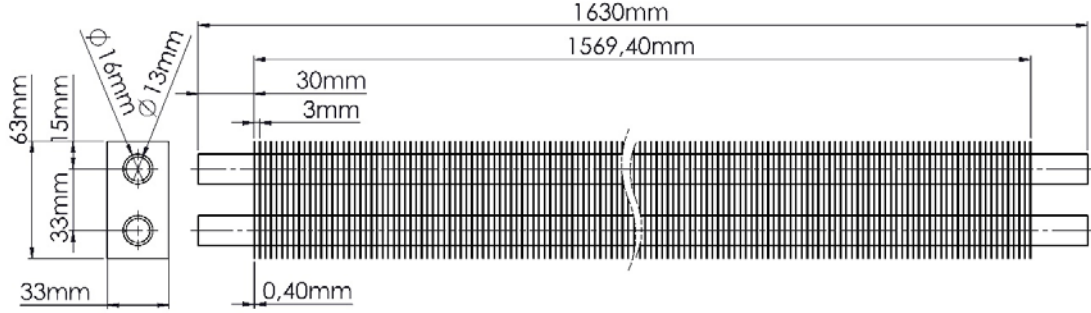
boyutlu geometrisi Şekil 1'de mevcuttur. Şekil 4'deki ana montaj resmine ve oluşturulmuş olan imalat resimlerine göre imal edilip devreye alındıktan sonra deneysel çalışma yapılmıştır. Sonuçlar sayısal tabanlı parametrik bir program olan STAR-CCM+ paket programıyla sayısal analizler gerçekleştirilerek deneysel çalışma ile karşılaştırılmıştır. Şekil 5'te 2 adet çelik çekme borunun imalatı ve montajı için 2 boyutlu teknik çizimi verilmiştir.

**2.4. Deneysel Veriler (Experimental Data)**

Isı eşanjörünün devreye alınması için yapılmış olan kaynak ve montaj işlemlerinin sonrasında ana hatta buhar verilmiştir. Sistemin dengeye ulaşması sonrasında sisteme bağlanmış ekipmanlardan anlık elde edilen değerler bulunmuştur. Elde edilmiş olan değerler Tablo 3'te verilmiştir.



Şekil 4. Ön ısıtma bataryası montaj resmi (Preheating coil assembly drawing)



Şekil 5. Ön ısıtma bataryası çekme boru montaj resmi (Drawing tube assembly drawing for preheating coil)

#### 2.5. Isı Transferi Hesaplamaları (Heat Transfer Calculations)

Isı transferi hesapları Eş. 8, Eş. 9, Eş. 10 ve Eş. 11'deki formüllerden yola çıkılarak yapılmıştır. Elde edilmiş olan değerler doğrultusunda katı model tasarımı yapılmıştır.

$$Q = \dot{m}x C_p \times \Delta T \text{ (ısı yükü belirlenmesi)} \quad (8)$$

$$Q = \dot{m}_{\text{Hava}} \times C_{p\text{Hava}} \times \Delta T \quad (9)$$

$$Q = \dot{m} \times \Delta h \text{ (ısı yükü belirlenmesi)} \quad (10)$$

$$Q_{(\text{ısı kayıpları})} = Q_{\text{su}} - Q_{\text{hava}} \quad (11)$$

#### 2.6. Isı Geri Kazanım Hesabı (Heat Recovery Calculation)

Isı geri kazanım hesapları Eş. 12, ve Eş. 13'teki formüllerden yola çıkılarak yapılmıştır. Elde edilmiş olan değerler doğrultusunda geri kazanım süresi bulunmuştur.

$$Q_{\text{Hava}} / AID_{\text{Kömür}} \cong 55,5 \text{ kg/h (Kömür geri kazancı)} \quad (12)$$

$$GK_{\text{Kömür}} \times t \quad (13)$$

#### 2.7. Isı Eşanjörü Hesabı (Heat Exchanger Calculation)

Hava tarafı için Reynold sayısı ve ısı taşınım katsayısı aşağıdaki Eş. 14 ve Eş. 15'deki formüllerden yola çıkılarak hesaplanmıştır.

**Tablo 3.** Deney sonuçları (Experiment results)

Kondensin verileri	
$T_{giriş,kondens}$	120°C (Eşanjör giriş sıcaklığı)
$T_{çıkış,kondens}$	80°C
$P_{giriş,kondens}$	2 bar
$P_{çıkış,kondens}$	1,96 bar
$\Delta P = P_{giriş,kondens} - P_{çıkış,kondens}$	0,04 bar
$v_{giriş,kondens}$	0,333 m/s (Eşanjör girişi borusu)
$D_{giriş,kondens}$	37,2 mm
$v_{çıkış,kondens}$	0,333 m/s (Eşanjör çıkış borusu)
$D_{çıkış,kondens}$	37,2 mm
Havanın verileri	
$T_{giriş,hava}$	$T_{giriş,hava}$
$T_{çıkış,hava}$	$T_{çıkış,hava}$
$\Delta T = T_{çıkış,hava} - T_{giriş,hava}$	$\Delta T = T_{çıkış,hava} - T_{giriş,hava}$
$P_{giriş,hava}$	$P_{giriş,hava}$
$P_{çıkış,hava}$	$P_{çıkış,hava}$
$\Delta P = P_{giriş,hava} - P_{çıkış,hava}$	$\Delta P = P_{giriş,hava} - P_{çıkış,hava}$
$D_{giriş,kondens}$	$D_{giriş,kondens}$
$v_{giriş,hava}$	$v_{giriş,hava}$
$v_{çıkış,hava}$	$v_{çıkış,hava}$

$$Re_{hava} = (v_{hava(min)} \times d_{(hava,h)}) / (\mu / \rho) \quad (14)$$

$$h_{hava} = St(Pr)^{2/3} \times k / (d_{(hava,h)}) \times Re_{hava} \times Pr^{1/3} \quad (15)$$

Su tarafı için Reynold sayısı, Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayısı aşağıdaki Eş. 16, Eş. 17, ve Eş. 18'deki formüllerden yola çıkılarak hesaplanmıştır.

$$Re_{su} = (v_{su} \times d_{(su,h)}) / (\mu / \rho) \quad (16)$$

$$Nu_{su} = (0,023 \times Re)^{0,8} \times Pr^{0,4} \quad (17)$$

$$h_{su} = (Nu_{su} \times k_{su}) / d_{(su,h)} \quad (18)$$

Hava tarafı için kanat etkenliği, aşağıdaki Eş. 19, Eş. 20, Eş. 21 ve Eş. 22'deki formüllerden yola çıkılarak hesaplanmıştır.

$$m = \sqrt{(2 \times h_{hava} / (b \times k_{Al}))} \quad (19)$$

$$m \times l \quad (20)$$

$$r_0/r_1 \quad (21)$$

$$\eta = \eta_k \times A_k/A + A_0/A \text{ (Kanatlı yüzeyin toplam etkenliği)} \quad (22)$$

$K_{toplam}$  Eşanjör=Eşanjör için toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki Eş. 23, Eş. 24, Eş. 25, Eş. 26, ve Eş. 27'teki formüllerden yola çıkılarak hesaplanmıştır.

gibi hesaplanır.

$$1/K_{(toplam \text{ Eşanjör})} = 1/h_{iç} A/A_{iç} + 1/(\eta h_{dış}) \quad (23)$$

$$Q = \dot{m}_{Hava} \times C_{p,Hava} \times \Delta T \text{ (Isı değiştirici kapasitesi)} \quad (24)$$

$$P = (t_{2ç} - t_{2g}) / (t_{1g} - t_{2g}) ; R = (t_{1g} - t_{1ç}) / (t_{2ç} - t_{2g}) \quad (25)$$

Akışın çapraz akım ortalama logaritmik sıcaklık farkı için F düzeltme katsayısı yaklaşık olarak tablodan alınmıştır. [1, 22]

$$\Delta T_{(m(ters))} = ((t_{1g} - t_{2ç}) - (t_{1ç} - t_{2g})) / (\ln(t_{1g} - t_{2ç}) / (t_{1ç} - t_{2g})) \quad (26)$$

1 adet borunun dış yüzey alanı aşağıdaki formülden bulunması sonucu toplam boru adedi hesaplanarak tasarım aşamasına geçilmiştir.

$$A = Q / (K \times F \times \Delta T_{(m(ters))}) \quad (27)$$

### 3. Sayısal Analiz (Numerical Analysis)

Mevcut çalışmada sıcak akışkan olarak su, soğuk akışkan olarak hava kullanılmıştır. Giriş kollektöründen geçen sıcak su, paralel kanatçıklı borulardan geçerek üzerindeki ısı enerjisinin büyük kısmını havaya aktardıktan sonra çıkış kollektörüne gelerek kondens tankına transfer edilir. Çalışma, Solidworks 2013 paket programıyla hava, su ve eşanjör için üç boyutlu geometrisi oluşturulup STAR-CCM+ paket programına aktarılmıştır. Analizler sayısal tabanlı parametrik bir program olan STAR-CCM+ paket programıyla gerçekleştirilerek elde edilen sonuçlar deneysel çalışma ile karşılaştırılmıştır.

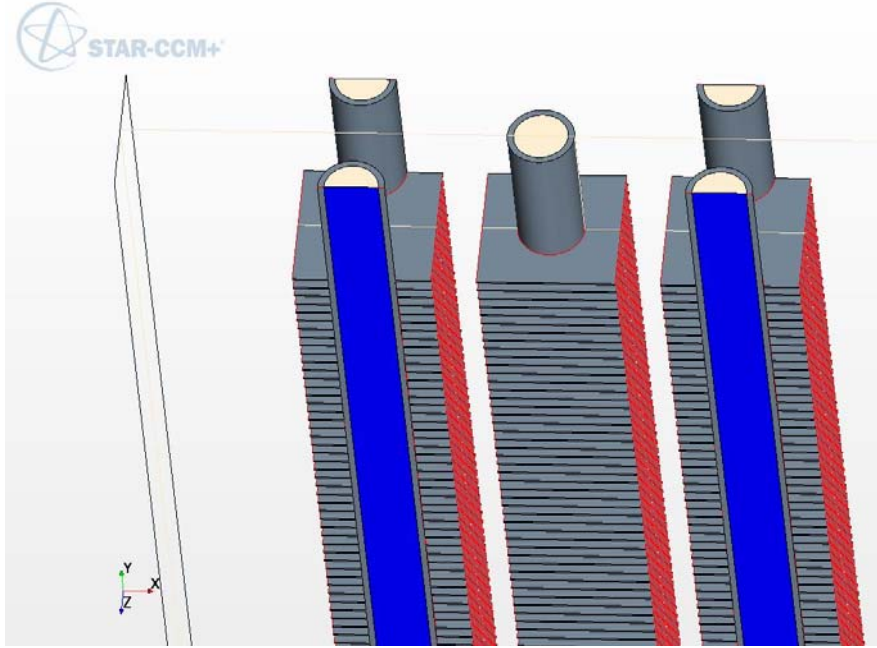
#### 3.1. Geometrinin Oluşturulması (Generating the Geometry)

Borulu kanatlı ısı eşanjörü, hava ve su için gerçek boyutlarıyla çizilerek analiz öncesi modellenmiştir. Şekil 6'da geometri verilmiştir. +X yönünde ısıtılmak istenen hava. -Y yönünde mavi renkte görülen sıcak su geçmektedir. Su tarafının ve hava tarafının giriş ve çıkış bölgeleri ayrı ayrı tanımlandıktan sonra başlangıç koşulları için sayısal değerler girilmiştir. Temas yüzeyleri sıvıdan katı yüzeye ve katıdan gaza doğru olmak üzere tanımlanmıştır. Analize uygun ağ yapısında modellenen eşanjörün analizi paket program ile yapılmıştır.

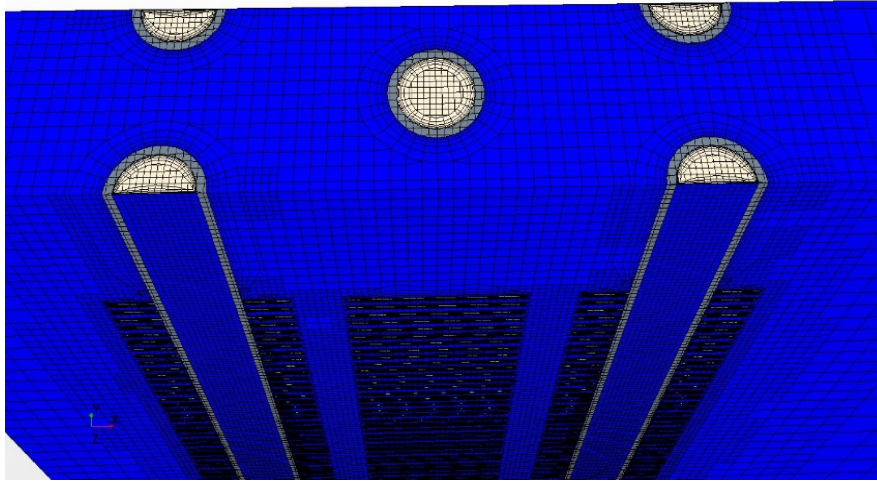
#### 3.2. Sayısal Çalışmanın Doğrulanması (Verification of Numerical Study)

Yapılmış olan deneysel çalışmanın literatürde mevcut çalışmalardan farklı olması nedeniyle numerik hesaplamalar HAD paket programıyla kıyaslama yapılmıştır. Numerik hesaplamalar sonucunda elde edilen üç boyutlu katı model HAD programında ağ yapısı oluşturulmuştur. Modelin ağ yapısı Şekil 7'de verilmiştir. Ağ yapısı oluşturulan modelin temas yüzeylerine sık ağ yapısı oluşturularak ree yakın sonuçlar elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar





Şekil 6. Sayısal analiz öncesi modelleme (Modeling before numerical analysis)



Şekil 7. M5 modelin ağ yapısı (Network structure of the M5 model)

doğrultusunda imalatı yapılmış olan borulu eşanjör devreye alınmıştır. Yapılmış olan çalışmada modelin akış alanına ait uygun ağ yapısının seçilmesi amacıyla beş farklı ağ yapısı incelenmiştir. 5.000 kg/h Kondens suyunun çıkış sıcaklıkları için birbirine yakın değerler elde edilmiştir. Tablo 4’de verilen sonuçlardan M4 için ağ yapısının bağımsızlığının elde edildiği sonucuna varılmıştır.

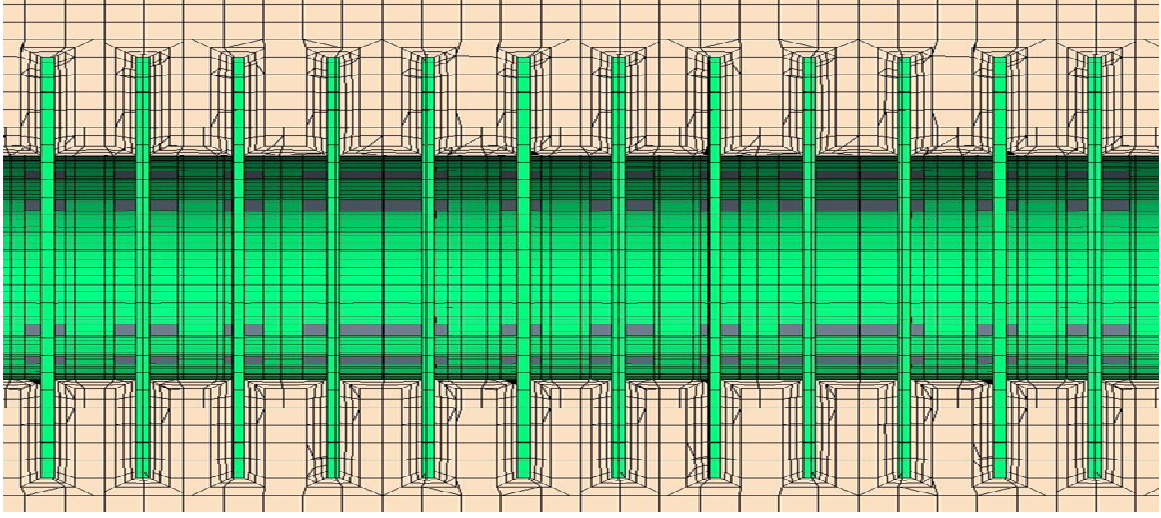
**Tablo 4.** Ağ bağımsızlığı için merkez borudaki suyun çıkış sıcaklığının karşılaştırılması [7]  
(Comparison of the outlet temperature of the water in the center pipe for network independence)

Ağ yapısı	Çıkış Sıcaklıkları (°C)
M1- 8790124	92,76
M2-10411904	90,53
M3-12643561	83,23
M4-13654788	80,95
M5-14782429	80,06

Şekil 8 ve Şekil 9’da çalışılan üç boyutlu geometrinin mesh yapısı verilmiştir. Şekil 7’de bir adet boruya monte edilmiş olan kanatçıklı yapı görünmektedir. Kanatçıklar yakın olan ağ yapısı sıklığı minimum üç kademe olarak tanımlanmıştır. Ağ sıklığı artırıldığında sonucun gerçeğe yaklaştığı bulunmuştur. Üç kademe ağ yapısı optimum kabul edilmiştir.

#### 4. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

Peynir altı suyu kulesinden ve süt kulesinden gelen toplam 10.000 kg/h debideki kondens ortalama 2 bar 120°C’deki kondens tankına transfer edilmektedir. Kondens tankı atmosfere açık olması sebebiyle 120°C’deki kondens suyunun kaynama meydana gelir. Kaynama noktasındaki su buharlaşmak için sudan ısı alır. Bu alınan ısıya gizli denir. İki farklı kuleden gelen kondensin atmosfere verdiği gizli ısının sistemde kalabilmesi için ve denge sıcaklığının 100°C altında olabilmesi için süt kulesinin çıkış sıcaklığını 80°C’de olması gerekmektedir. Kondens tankının ortalama sıcaklığının kaynama



Şekil 8. M4 modelin ağ yapısı [7] (Network structure of the M4 model)

noktasının altında kalması hedeflenerek gizli ısının sistemde kalması sağlanmıştır. Havayı ideal gaz kabul ederek eşanjör çıkışındaki basınç kaybını kabul ederek deney sonuçlarından elde edilen 1 bar basınçtaki ve 37,65°C ortalama sıcaklıktaki havanın özellikleri Tablodan 5'ten hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} Q &= 31.968 \times 1,0063 \times 25,3 \\ Q_{Su} &= 813.885 \text{ kJ/h} \\ Q_{Hava} &= 226 \text{ kW} \end{aligned}$$

Suyun ısı yükü havaya aktarılmıştır.

Yapılmış olan hesaplamada suyun çıkış basıncı 1,96 bar yerine 2 bar olarak kabul edilmiştir. Tablo 6'daki değerlerden yola çıkılarak hesaplamalar yapılmıştır.

Suyun verileri:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{su} &= 5.000 \text{ kg/h} \\ \dot{m}_{su} &\cong 1,38 \text{ kg/s} \\ V_{su} &\cong 1,45 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (Ortalama} \\ &\text{yoğunluktaki eşanjör borusundaki su debisi)} \\ Q &= 5000 \times (503,7 - 334,7) \\ Q_{su} &= 845.000 \text{ kJ/h} \\ Q_{su} &= 234 \text{ kW} \\ Q_{(ısıl kayıplar)} &= 234 \text{ kW} - 226 \text{ kW} = 8 \text{ kW} \end{aligned}$$

#### 4.1. Isı Geri Kazanım Hesabı (Heat Recovery Calculation)

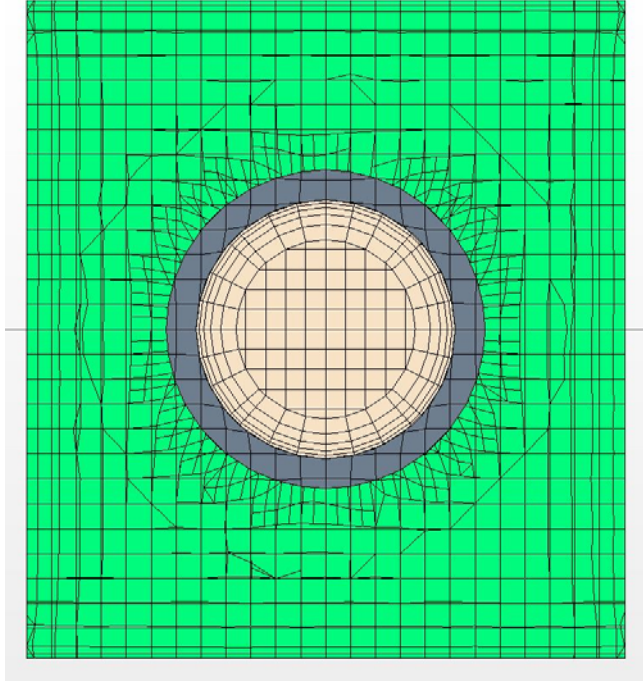
$$\begin{aligned} AID_{Kömür} &= 16,398 \text{ kJ/kg} \text{ (1 kg kömürün alt ısı değeri)} \\ Q_{Hava} / AID_{Kömür} &\cong 55,5 \text{ kg/h} \text{ (Kömür geri kazancı)} \\ M_{Kömür} &= 0,5 \text{ ₺/kg} \text{ (2020 yılı 1 kg kömürün ortalama} \\ &\text{malİYeti)} \\ GK_{Kömür} &= 27,76 \text{ ₺/h} \\ GK_{Kömür} \times t &= 27,76 \times 8000 \\ GK_{Kömür} &= 222.085 \text{ ₺/yıl} \text{ (Kömürden yıllık kazanç miktarı)} \end{aligned}$$

#### 4.2. Isı Eşanjörü Hesabı (Heat Exchanger Calculation)

$$Q_{Su} = 845.000 \text{ kJ/h} \text{ daha önceden hesaplanmıştır.}$$

Havanın verileri Tablo 7'den alınmıştır.

$$\begin{aligned} V_{hava} &= 4,349 \text{ m/s} \\ A_{hava} &= 1,788 \text{ m}^2 \\ V_{hava} &= 27.993 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Isıtılmak istenen hava miktarı)} \\ \dot{m}_{hava} &= 31.912 \text{ kg/h} \end{aligned}$$



Şekil 9. M4 modelin ağ yapısı [34] (Network structure of the M4 model)

Havanın verileri:

$$\begin{aligned} V_{hava} &= 4,349 \text{ m/s} \\ A_{hava} &= 1,788 \text{ m}^2 \\ V_{hava} &= 27.993 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Isıtılmak istenen hava miktarı)} \\ \dot{m}_{hava} &= 31.968 \text{ kg/h} \\ C_p &= 1,0063 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \text{ (Tablo değeri)} \end{aligned}$$

**Tablo 5.** Havanın giriş-çıkış sıcaklıkları bulunarak elde edilen ortalama sıcaklıktaki fiziksel özellikler [1]  
(The physical average temperature obtained by finding the inlet and outlet temperatures of the air )

	$\rho(\frac{kg}{m^3})$	$Cp(\frac{kJ}{kg^{\circ}C})$	$\mu(\frac{kg}{m.s})$	$k(\frac{W}{m^{\circ}C})$	$Pr$
Hava (37,65°C, 1 bar)	1,142	1,0063	2,001 x 10-5	0,02698	0,705

**Tablo 6.** Suyun giriş-çıkış sıcaklıkları bulunarak elde edilen ortalama sıcaklıktaki fiziksel özellikler [1]  
(The physical average temperature obtained by finding the inlet and outlet temperatures of the water)

	$\rho(\frac{kg}{m^3})$	$h(\frac{kJ}{kg})$
Su (120°C, 2 bar)	942,50	503,7
Su (80°C, 2 bar)	971,81	334,70

**Tablo 7.** Havanın giriş-çıkış sıcaklıkları bulunarak elde edilen ortalama sıcaklıktaki fiziksel özellikler [1]  
(The physical average temperature obtained by finding the inlet and outlet temperatures of the air )

$\rho(kg/m^3)$	$Cp(kJ/(kg^{\circ}C))$	$\mu(kg/(m.s))$	$k(W/(m^{\circ}C))$	$Pr$
Hava (37,65°C, 1 bar)	1,14	1,0063	2,001 x 10-5	0,027

Hava tarafı için Reynold sayısı ve ısı taşınım katsayısı aşağıdaki değerler bulunmuştur.

$$Re_{hava} = 15044 ;$$

$$h_{hava} = 80 W/m^2.K$$

Su tarafı için Reynold sayısı, Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayısı aşağıdaki değerler bulunmuştur.

$$Re = 18943 ;$$

$$h_s = 4348 W/m^2.K ;$$

$$Nu_{su} = 94,20$$

Hava tarafı için kanat etkenliği,

$$B = 0,4 \text{ mm} \quad (\text{Kanat kalınlığı})$$

$$l = 3 \text{ mm} \quad (\text{Kanat yüksekliği})$$

$$k_{Al} = 238 W/m^2.K \quad (\text{Kanat malzemesi ısı iletim katsayısı})$$

Hava tarafındaki kanat etkenliği aşağıdaki değerler bulunmuştur.

$$M = 40,99 \text{ m}^{-1} \quad (\text{Hava tarafındaki kanat etkenliği})$$

$$m \times l = 0,12$$

$$r_0/r_1 = 3,8$$

$$\eta_k = 0,95 \quad (\text{Değerler göz önünde bulundurularak kabul edilmiştir})$$

Kirlilik, temas ve boru et kalınlıklarından olan ısı iletim dirençleri ihmal edilerek eşanjör için toplam ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır.

Eşanjör için toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki değerler bulunmuştur.

$$K = 49,66 W/m^2.C,$$

$$Cp = 1,0063 kJ/kg^{\circ}C \text{ (Tablo değeri)}$$

$$\dot{m}_{Hava} = 31,912 \text{ kg/s (Hava debisi)}$$

$$\Delta T = 26,3^{\circ}C \text{ (Havanın giriş-çıkış sıcaklık farkı)}$$

$$\text{Isı değıştirici çıkış sıcaklığı aşağıdaki değer bulunmuştur.}$$

$$T_{2\phi} = 51,3^{\circ}C$$

$$P = 0,276 ;$$

$$R = 1,52$$

Yaklaşık olarak  $K=50 W/m^2.C$ , akışın çapraz akım ortalama logaritmik sıcaklık farkı için F düzeltme katsayısı yaklaşık olarak 0,94 bulunmuştur [1].

$$\Delta T_{(m(ters))} = 61,5^{\circ}C$$

$$A = 80,95 \text{ m}^2$$

1 adet borunun dış yüzey alanı yaklaşık  $0,84 \text{ m}^2$  olacak şekilde 1 sırada 34 adet toplamda 102 adet dizilerek tasarımı yapılmıştır. Toplam ısı transfer katsayısı hesaplanarak doğrulanmıştır.

Hesaplamalar doğrultusunda tasarımı yapılmış olan ısı eşanjörü Ağ yapısı oluşturulmuş olan üç boyutlu eşanjör tasarımının iki boyutlu orta boru sıcaklık görseli Şekil 9'da verilmiştir. Analize başlamadan önce suyun ve havanın başlangıç koşulları HAD paket programına girilmiştir. -Y yönünde orta boruların içerisinde 120°C su transfer edilen suyun sıcaklığı ortalama 80°C sıcaklığa düştüğü paket program çıktısında bulunmuştur. Belirtilmiş olan kanal içerisindeki limitlerden +X yönüne doğru ortalama 25°C sıcaklıktaki havanın ortalama 50,9°C sıcaklığa yükseldiği bulunmuştur.

Ağ yapısı oluşturulmuş olan üç boyutlu eşanjör tasarımının iki boyutlu birinci ve üçüncü sıradaki boruların kesitlerinin sıcaklık görseli Şekil 11'de verilmiştir. İkinci ve üçüncü sıra boruların sıcaklıkları, ilk sıra borunun çıkış sıcaklığından daha yüksek olduğu bulunmuştur. İlk sıra borunun çıkış sıcaklığının düşük olmasının nedeni hava ile ilk sıra borunun arasındaki sıcaklık farkının diğer sıra borulardan fazla olmasındandır. Şekil 10 ve Şekil 11'de ise su çıkış ve giriş grafikleri verilmiştir. Logaritmik sıcaklık farkından Şekil 10'da havanın daha yüksek sıcaklık değerine yükseldiği bulunmuştur. Yapılmış olan analizin sonuç çıktısında hava ile ilk temasın gerçekleştiği 4. ve 5. numaralı su giriş borulardır. 3. Su giriş borusu

havanın ikinci temas ettiği borudur. 1. ve 2. borular havanın son temas ettiği borulardır.

**Tablo 8.** Ortalama hava sıcaklıklarının analiz sonucu çıktısı  
(Analysis outputs of ambient water temperatures)

Bölge Adı	Sıcaklıkları (°C)
Hava Girişi	25,00000
Hava Çıkışı	50,90036

**Tablo 9.** Ortalama hava giriş ve çıkış sıcaklıklarının analiz sonucu çıktısı  
(Analysis result output of average air inlet and outlet temperatures)

Bölge Adı	Hız (m/s)
Hava Girişi	4,349
Hava Çıkışı	4,349
1 adet su borusu girişi	0,104
1 adet su borusu çıkışı	0,104

**Tablo 10.** Ortalama hava giriş ve çıkış basınçlarının analiz sonucu çıktısı  
(Analysis result output of average air inlet and outlet pressures)

Bölge Adı	Basınç (bar)
Hava Girişi	1,001
Hava Çıkışı	1
1 adet su borusu girişi	2
1 adet su borusu çıkışı	1,96

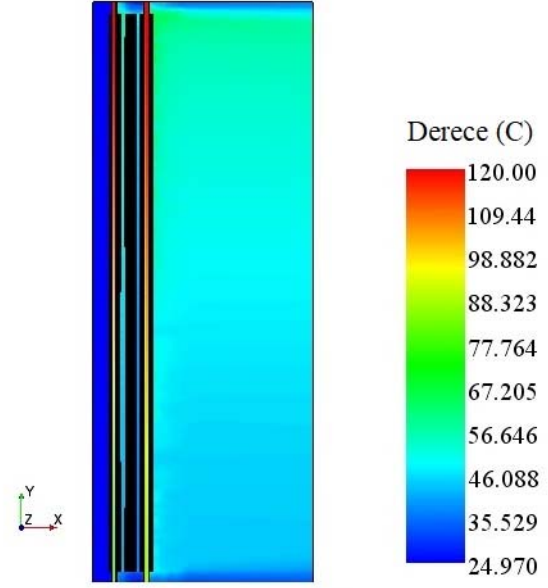
**Tablo 11.** Ortalama su çıkış sıcaklıklarının analiz sonucu çıktısı  
(Analysis result output of average water outlet temperatures)

Parça Adı	Çıkış Sıcaklıkları (°C)
1. Su giriş borusu	84,05990
2. Su giriş borusu	84,00617
3. Su giriş borusu	80,63894
4. Su giriş borusu	78,35339
5. Su giriş borusu	78,34499

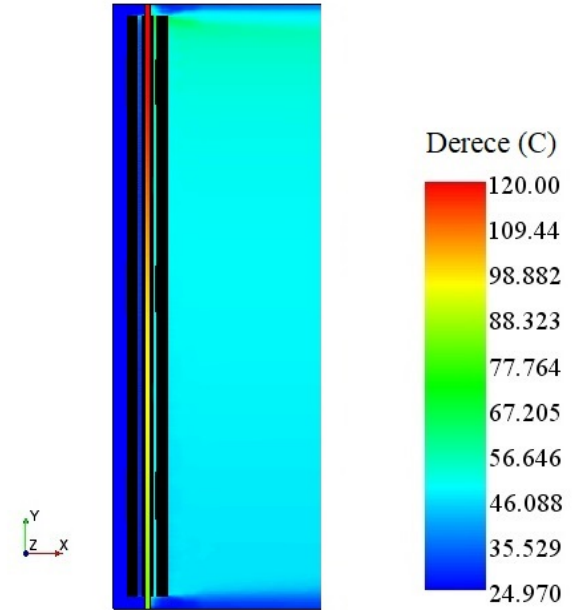
Tablo 8’de havanın ölçülmüş olan giriş sıcaklığına karşılık analiz programında elde edilen ortalama çıkış sıcaklığı verilmiştir. Tablo 10’da havanın ve suyun ölçülmüş olan giriş basıncına karşılık analiz programında elde edilen ortalama çıkış basınç değeri verilmiştir.

Ticari faaliyet amacıyla kullanılan paket programlar, maliyeti yüksek tasarım aşamasındaki projelerin deneysel çalışma öncesi, sonucu düşük hata payıyla öngörmemizi sağlamaktadır. Öngörülen sonuç doğrultusunda elde edilen veriler nihai proje kararı için önemlidir.

Yapılmış olan analiz çalışmasında geometrik ağ yapının sıklığı, geometrik yapı tipi, başlangıç şartları, yinleme sayısı gibi parametreler değiştirilerek analiz denemeleri yapılmıştır. Ağ yapısının yoğunluğuna bağlı olarak merkez borudaki sıcaklık değişimi Tablo 9’da verilmiştir. Verilmiş olan ağ yapısının optimum değerlere yaklaşıldığında orta borunun çıkış sıcaklığındaki hata oranının azaldığı bulunmuştur. Yapılmış olan analiz çalışmasında sıcaklık değeri toleransı %1 olarak kabul edilebileceğinden Tablo 6’daki ağ yapı sayısı olan M5 değeri optimum kabul edilmiştir. M5 değeri için yapılmış olan çalışmadan elde ısı dağılım diyagramı Şekil 10 ve Şekil 11’de verilmiştir.



**Şekil 10.** Eşanjör kesit görünüşü sıcaklık görseli  
(Heat exchanger section view temperature)



**Şekil 11.** Eşanjör kesit görünüşü sıcaklık görseli  
(Heat exchanger section view temperature)

Yapılmış olan analiz çalışması sonucunda Şekil 10-11’deki üç boyutlu grafikler elde edilerek ortalama değerler elde edilmiştir. Elde edilen değerler doğrultusunda ağ yapısının sıklığı, şekli, boyutu gibi parametrelerin hata payına etki ettiği bulunmuştur. Elde edilen kesin analiz çalışmaları yapılırken bir ve birden fazla kanatçıklı borular modellenip çıkış sıcaklıkları karşılaştırılmıştır. 102 adet kanatçıklı bulunduğu borulu eşanjörün ısı transferi ve eşanjörün üretim maliyeti açısından ideale yakın olduğu bulunmuştur.

Endüstriyel tesiste kondens suları buharın yoğunlaşması ile ortaya çıkmaktadır. Yoğuşan kondens suyunun sistemden rahat tahliye edilmesi sistemin devamlılığı için önemlidir. Kondens suyu kondens tankına gönderilmeden önce ara kondens tankına alınıp tesisat basıncı dış ortam basıncına indirgenerek atmosfere açılmaktadır. Atmosfer

basıncına indirgenen kondens suyu pompa vasıtasıyla ana kondens tankına transfer edilmektedir. Kondensin atmosfere açılması sonucunda yüksek sıcaklıktaki su da kaynama meydana gelir. Kaynama meydana gelmesi nedeniyle kondens buharlaşma miktarı artmaktadır. Devreye alınmış olan buhar ekipmanları ve eşanjör sayesinde ortalama sıcaklık kaynama sıcaklığının altına indirilerek kaynama meydana gelmesi önlenmiştir. Kondens suyunun üzerindeki buharlaşma entalpisinden geri kazanılan enerji, ön ısıtma bataryası sayesinde havanın üzerine aktarılarak kazanılmıştır.

Atmofere açılan kondens suyunun buharlaşma entalpi geri kazanılarak sistem içinde kalması sağlanmıştır. Geri kazanım sayesinde buhar üretmek için kullanılan kömürden tasarruf sağlanmıştır. Geri kazanımdan elde edilen enerjinin sistemde kalması sağlanarak yıllık 222.085 TL tasarruf yapıldığı gibi kömür tüketiminin azalması sayesinde karbon salınımı azalması sağlanmıştır. Maliyeti yüksek tasarım aşamasındaki projelerin deneysel çalışma öncesi, kullanılan paket programlar sayesinde had analizleri yapılarak sonuçların uyumluluğu sayesinde, zamandan ve maliyetten kazanımları ile sonuçları önceden öngörmemizi sağlamaktadır. Ayrıca bu çalışmanın devamında nanoakışkan ve faz değiştiren malzeme içeren ısı eşanjörlerinin ısı performans etkilerini incelemek için hem deneysel hem de nümerik çalışmalara [23, 24] yer verilecektir.

## 5. Simgeler (Symbols)

$\Delta P$	: Basınç değişimi, (Pa)
$P$	: Basınç, (Pa)
$\dot{m}$	: Kütleli debi, (kg/h)
$V$	: Hacimsel debi, (l/dk)
$T$	: Sıcaklık, ( $^{\circ}C$ )
$\Delta T$	: Sıcaklık değişimi, ( $^{\circ}C$ )
$N$	: Hız, (m/s)
$A$	: Kesit alanı, ( $m^2$ )
$L$	: Boru uzunluğu, (mm)
$D$	: Boru dış çapı, (mm)
$h_{hava}$	: Havanın ısı taşınım katsayısı, ( $W/m^2K$ )
$h_{su}$	: Su tarafı ısı taşınım katsayısı, ( $W/m^2K$ )
$\mu$	: Viskozite, (kg/m.s)
$\rho$	: Yoğunluk, ( $kg/m^3$ )
$Nu$	: Nusselt sayısı
$C_p$	: Özgül ısı, (kJ/kg K)
$Pr$	: Prandtl sayısı
$Re$	: Reynolds sayısı
$St$	: Stanton sayısı
$k$	: Isıl iletkenlik katsayısı, ( $W/mK$ )
$Q$	: Isıl yük, (kW)
$h$	: Entalpi, (kJ/kg)
$b$	: Kanatçık kalınlığı, (mm)
$l$	: Kanatçık genişliği, (mm)
$AID$	: Alt ısı değer, (kJ/kg)
$M$	: Birim kilogram malzemenin ortalama satın alma maliyeti, (₺/kg)
$GK$	: Birim zamandaki tasarruf miktarı, (₺/h)
$t$	: Fabrikanın yıllık çalışma süresi, (h)
$dsu,h$	: Kondens borusunun hidrolik çapı, (mm)
$\Delta T_m$	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, ( $^{\circ}C$ )
$m$	: Hava tarafında kanat etkenliği, (m-1)
$ro$	: Kondens borusu dış yarıçap, (mm)
$ri$	: Kondens borusu dış yarıçap, (mm)
$\eta$	: Kanatlı yüzeyin toplam etkenliği
$F$	: Düzeltme katsayısı
$Do,h$	: Dış boru hidrolik çapı, (mm)
$Kd$	: Isı değiştiricinin toplam ısı geçiş katsayısı, ( $W/m^2^{\circ}C$ )

## 6. Sonuçlar (Conclusions)

Bu çalışmada bir süt fabrikasının enerji maliyetlerini azaltmak için tasarımlar ve sayısal analizler yapılmıştır. Yapılmış olan hesaplamalar sonucunda yatırımdan elde edilen geri kazanım yıllık 222.085 TL'dir. 37.000 TL yatırım sağlanması sonucunda projenin geri dönüş süresi yaklaşık olarak 2 ay olduğu bulunmuştur.

Havanın nüfuz ettiği ilk sıra, ikinci sıra, üçüncü sıra boruların su çıkış sıcaklıklarının farklı olduğu yapılmış olan analiz sonucunda bulunmuştur. Su çıkış sıcaklıkları analiz sonuçları Tablo 12'de verilmiştir. Tablo 11'de verilmiş olan havanın giriş-çıkış basınç farkı yaklaşık 130,3 Paskal olarak bulunmuştur.  $25^{\circ}C$  sıcaklıkta sisteme girmekte olan hava  $50,9^{\circ}C$  sıcaklıkta çıkmaktadır. Tablo 9'da analiz sonucu elde edilen havanın giriş ve çıkış sıcaklığı verilmiştir. Bulunan değerler nümerik çalışma sonucunda elde edilen değerdir. Bu elde ettiğimiz değerler bize kesin sonuç vermese de ideale yaklaşma olanağı sağlamaktadır. Yapılmış olan işlem sonucunda ise havanın çıkış sıcaklığı  $50,3^{\circ}C$  bulunmuştur. Bunun sebebi kullanılan buhar tüketiminin anlık olarak değişkenlik göstermesinden ve ısı kayıplardan dolayıdır. Yapılmış olan deneyler, elde edilmiş olan analiz ve sayısal sonuçları kıyaslandığında, birbiriyile uyumlu olduğu görülmüştür.

## Kaynaklar (References)

- Genceli O. F., Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul, Türkiye, 2010.
- Sezgin E., Atamer M., Koçak C., Yetişemiyen A., Gürsel A. Ve Gürsoy A., Süt Teknolojisi, Ankara Üniv. Basımevi, Ankara, Türkiye, 2007.
- Tongur A., Ayran üretiminde sütçülük yan ürünlerinin değerlendirilme imkanlarının araştırılması, Master Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, Türkiye, 2019.
- Çengel Y., Ghajar A.J., Isı ve Kütle Transferi Esaslar ve Uygulamaları, 4.Basım, Palme Yayıncılık, Ankara, Türkiye, 2015.
- Yüncü H., Kakaç S., Temel Isı Transferi, Türkiye Bilim Yayıncılık, Türkiye, 1999.
- Thulukkanam K., Heat Exchanger Design Handbook, 2nd ed, CRC, New York, USA, 2013.
- Köse U., Bir süt fabrikasında süt tozu üretimi proses ihtiyacı için ısı eşanjörü tasarımı ve analizi, Master Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, Türkiye, 2021.
- Çeteci Ö. M., Bilgisayar yardımıyla ısı değiştiricisi tasarımı, Master Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye, 1999.
- Bozkula G., Kendinden kanatlı (finli) ve türbülantör turbo fin boru sisteminin geliştirilmesi, Master Tezi, Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Tekirdağ, Türkiye, 2016.
- Varol Y., Kompakt ısı eşanjörlerinde kanatçık düzenlemelerinin basınç kaybına etkisi, Mühendislik Bilimler Dergisi, 8 (1), 27-31, 2002.
- Akkoca A., Şahin B. ve Tutar M., Kanat-borulu ısı eşanjörlerinin akım ve ısı transfer özelliklerinin belirlenmesinde farklı duvar fonksiyonlarının etkisi, Selçuk Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 20 (4), 77-87, 2005.
- Alt N., Özbaş E., Çay Y., Farklı tipteki ısı borularının performanslarının karşılaştırılması, e-Journal of New Word Sciences Academy Technological Applied Sciences, 5 (4), 344-352, 2010.
- Ögüt E. ve Dilki S., Dalgalı trapez plakalı ısı eşanjörü içindeki nanoakışkanların akış ve ısı transfer karakteristiklerinin incelenmesi, Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Dergisi, 10 (3), 933-943, 2019.
- Çetin. F.D., Isı eşanjörlerinde ısı transferi iyileştirme yöntemlerinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi, Master Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Türkiye, 2012.
- Özaydın. H.C., Buharlaştırıcı Hava Giriş Koşullarının ve Buharlaştırıcı Sıcaklığının Nem Alma Performansı Üzerine Etkisinin İncelenmesi, Master Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye, 2014.
- Pulat E., Yüzeyle aynı hızda monte edilmiş ayrı ısı kaynakları üzerinden olan akışta eşlenik ısı transferinin hesaplamalı olarak araştırılması, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 2 (1), 175-182, 2000.

17. Kocaman Y., Tosun H., Kanatlı borulu ısı değiştiricileri, *Mühendis ve Makina*, 54 (646), 27-36, 2013.
18. Yakut G., Gövde borulu ısı değiştiricisinin teorik ve deneysel incelenmesi, Master Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, Türkiye, 2007.
19. Ezgi, C., Basic Design Methods of Heat Exchanger. In: Murshed, S. S., Lopes, M. M., editors. *Heat Exchangers - Design, Experiment and Simulation* London: IntechOpen; 272, 2017.
20. Asker M., Gunerhan H., Parametric study of phase change material heat exchanger, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31 (3), 555-567, 2016.
21. Cakir M.T, Improving the efficiency performance of heat pipes using alumina containing nano-fluids, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 30 (4), 547-556, 2015.