



**T.C.**

**HİTİT ÜNİVERSİTESİ**

**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ENDÜSTRİYEL BOYLERLERDE ISI VE AKIŞKAN GEÇİŞİNİN  
SAYISAL ANALİZİ**

**Yüksek Lisans Tezi**

**Alperen EVCİMEN**

**Çorum - 2022**



**ENDÜSTRİYEL BOYLERLERDE ISI VE AKIŞKAN GEÇİŞİNİN SAYISAL  
ANALİZİ**

**Alperen EVCİMEN**

**Lisansüstü Eğitim Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Yüksek Lisans Tezi**

**TEZ DANIŞMANI**

**Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ**

**Çorum 2022**

Alperen EVCİMEN tarafından hazırlanan “Endüstriyel Boylerlerde Isı ve Akışkan Geçişinin Sayısal Analizi” adlı tez çalışması 05/01/2022 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Hitit Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Abdullah AKBULUT (Jüri Başkanı)

.....

Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ (Danışman)

.....

Doç. Dr. Seyfi POLAT (Üye)

.....

Hitit Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun ....../...../..... tarih ve ..... sayılı kararı ile Alperen EVCİMEN’ in Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

Prof. Dr. Muhammed Asif YOLDAŞ

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içerisinde bulunan tüm bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada tarafıma ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.

Alperen EVCİMEN



# ENDÜSTRİYEL BOYLERLERDE ISI VE AKIŞKAN GEÇİŞİNİN SAYISAL ANALİZİ

Alperen EVCİMEN

ORCID: 0000-0002-5337-5952

HİTİT ÜNİVERSİTESİ

LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Yüksek Lisans Tezi

Ocak 2022

## ÖZET

Günümüzde endüstriyel boylerler sıcak suyunu ihtiyacını gidermek amacıyla geniş bir alanda kullanılmaktadır. Sistemde tank ve ısıtıcı görevi gören farklı tip ekipmanlar soğuk suyun ısıtılmasında görev almaktadır. Bu ekipmanlardan birisi olan serpantin vasıtasıyla ısı transferi gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmada farklı helisel boru geometrisine sahip serpantinlerde ısı performans sayısal olarak incelenmiştir. Serpantin geometrileri  $0^{\circ}$ ,  $10^{\circ}$  ve  $15^{\circ}$  konik açılı tasarımlara sahiptir. Serpantin boru uzunlukları yaklaşık 5.3 metre ve tank hacmi ise 100 litre olarak seçilmiştir. Çalışma akışkanı olarak su seçilmiştir. Serpantin içerisindeki kütleli debi  $0,101 \text{ kg/s}$  ve giriş sıcaklığı  $363 \text{ K}$  olarak belirlenmiştir. Tank tarafı laminar akış şartlarındadır ve Rayleigh sayısı  $4 \times 10^7$  ile  $1,2 \times 10^8$  arasında değişmektedir. Sayısal çözümde kullanım suyu için istenilen sıcaklık  $50^{\circ} \text{ C}$  olarak belirlenmiştir. Sayısal çözümde istenilen sıcaklığa kadar soğuk akışkan (kullanım suyu) ısıtılmıştır ve soğuk akışkan istenilen sıcaklığa ulaştıktan sonra deşarj yapılmıştır. Sayısal analiz sonuçlarına göre  $10^{\circ}$  konik serpantin ısıtma durumunda,  $15^{\circ}$  lik konik serpantin ise kullanım durumunda daha yüksek ısı transferine sahip olduğu belirlenmiştir. Kullanım suyunun  $50^{\circ} \text{ C}$ 'ye ulaşma süresi  $0^{\circ}$ ,  $10^{\circ}$  ve  $15^{\circ}$  lik serpantinler için sırasıyla 1200 s., 420 s. ve 478 s. sürmüştür. Ayrıca sayısal model deneysel veriler ile doğrulanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Boyler, Konik Serpantin, Helisel Boru, Deşarj, konik 10°, 15°

**Bilim Kodu:** 91412



# ANALYSIS OF HEAT AND FLUID TRANSPORT OF INDUSTRIAL BOILERS

Alperen EVCİMEN

ORCID: 0000-0002-5337-5952

HİTİT UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL

Master of Science Thesis

January 2022

## ABSTRACT

Nowadays, industrial boilers are used in a wide range of areas to meet the need for hot water. Different types of equipment, which act as tanks and heaters in the system, are involved in heating the cold water. Heat transfer is carried out by serpentine which is one of these equipments. In this study, the thermal performance of serpentine with different helical tube geometries was numerically analyzed. Serpentine geometries have 0°, 10° and 15° conical angle designs. Serpentine pipe lengths are approximately 5.3 meters and the tank volume is 100 liters. Water was chosen as the working fluid. The mass flow rate in the serpentine is 0.101 kg/s and the inlet temperature is 363 K. The laminar flow was occurred in tank side and the Rayleigh number varies between  $4 \times 10^7$  and  $1,2 \times 10^8$ . In the numerical solution, the desired temperature for the domestic water was determined as 50°C. In the numerical solution, the cold fluid (domestic water) was heated to the desired temperature and discharged after the cold fluid reached to the desired temperature. According to the numerical analysis results, it has been determined that the 10° conical coil has higher heat transfer in the heating condition and the 15° conical coil has higher heat transfer in the usage state. The time for the domestic water to reach 50°C is 1200 s., 420 s. and 478 s. for 0°, 10° and 15° coils, respectively. In addition, the numerical model was validated with experimental data.

**Keywords:** Boiler, Conical Serpentine, Helical Pipe, Discharge, Conical 10°, 15°

**Science Code:** 91412



## TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmalarım boyunca deneyimlerini ve yardımlarını benden esirgemeyen, güven ve destekleri ile tez çalışmamın tamamlanmasında bana yardımcı olan ve yol gösteren danışmanım sayın Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ' a teşekkürlerimi sunarım.

Tez savunmam sırasında jürimde bulunan sayın Prof. Dr. Abdullah AKBULUT' a ve sayın Doç. Dr. Seyfi Polat'a teşekkürlerimi sunarım.

Sayısal analiz çalışmalarım esnasında yardımlarını esirgemeyen Öğr. Gör. Mehmet ŐENER' e ve Arő. Gör. Selçuk KIZILCAOĞLU' na teşekkür ederim.

YAĞMAKSAN A.Ő. ailesinin ve mesai arkadaşlarımla ders dönemimde sağladığı kolaylıklar için teşekkür ederim.

APAMET firmasına deneysel çalışmaların yapılması amacıyla hibe ettiği boyler için teşekkürlerimi sunarım.

Hayatım boyunca desteklerini her zaman hissettiğim kıymetli aileme sonsuz teşekkürler ederim. Őimdiye kadar her zaman yanımda olan ve bir yaşam boyu birlikte olacağım değerli nişanlım Dt. Merve EKİNCİ' ye daima yanımda durduğu ve beni desteklediği için teşekkür ederim.

Alperen EVCİMEN

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER.....	ix
TABLolar DİZİNİ.....	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
RESİMLER DİZİNİ.....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
GİRİŞ.....	1

### 1.BÖLÜM

#### KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

1.1. Boyler Isıtma Sistemleri.....	2
1.1.1. Klasik Cidarlı Boyler.....	2
1.1.2. Elektrikli Boyler.....	3
1.1.3. Serpantinli Boyler.....	4
1.2. Boyler Elemanları.....	5
1.3. Kaynak Araştırması.....	6

### 2.BÖLÜM

#### MATERYAL VE METOT

2.1. Kullanılan Ana Denklemler.....	19
2.2. Korunum Denklemleri.....	19
2.2.1. Kütleinin korunumu denklemi.....	19
2.2.2. Momentumun korunumu denklemi.....	20
2.2.3. Enerjinin korunumu.....	20
2.3. Endüstriyel Boylerlerde Kullanılan Temel Denklemler.....	21
2.3.1. Isı iletimi.....	21
2.3.2. Isı taşınımı.....	22
2.4. Oluşturulan Mesh Yapısı.....	25
2.5. Çözüm Modelinin Tanımlanması.....	26

2.5.1 Enerji Denklemi .....	26
2.6. Viskoz Akış Modelleri .....	28
2.7. Çözüm Yöntemleri.....	31
2.7.1. Basınç Temelli Ayrık Çözüm Modeli (Pressure-Based Segregated Algorithm) .	31
2.7.2. Basınç Temelli Birleştirilmiş Çözüm Modeli (Pressure-Based Coupled Algorithm).....	31
2.7.3. Ayrıklaştırma (Discretization) .....	32
2.7.4. Konumsal Ayrıklaştırma (Spatial Discretization) .....	32
2.7.5. Basınç-Hız Çifti Metodu (Pressure-Velocity Coupling Method) .....	33
2.7.6. SIMPLE Metodu (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) .....	33
2.7.7. Artık değer (residual) .....	33
2.8. Çözüm Yöntemlerinin Belirlenmesi.....	35

### **3.BÖLÜM**

#### **BULGULARIN DEĞERLENDİRİLMESİ**

3.1. Sayısal Sonuçların Geçerliliği.....	38
3.2. Bulgular ve Değerlendirme .....	43
<b>SONUÇ VE ÖNERİLER .....</b>	<b>50</b>
<b>KAYNAKÇA .....</b>	<b>51</b>
<b>EKLER.....</b>	<b>55</b>
<b>EK-1.....</b>	<b>56</b>
<b>EK-2.....</b>	<b>57</b>
<b>EK-3.....</b>	<b>63</b>
<b>EK-4... ..</b>	<b>64</b>
<b>EK-5... ..</b>	<b>65</b>
<b>EK-6.....</b>	<b>66</b>
<b>EK-7 .....</b>	<b>68</b>
<b>EK-8.....</b>	<b>72</b>

## TABLULAR DİZİNİ

<b>Tablo</b>	<b>Sayfa</b>
<b>Tablo 3.1.</b> Serpantin fiziksel özellikleri.....	39
<b>Tablo 3.2</b> Mesh optimizasyonu.....	42



## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. 10° konik açılı serpantin için oluşturulan ağ yapısı .....	26
Şekil 2.2. Türbülans model bilgileri .....	35
Şekil 2.3. Sıcak akışkan giriş şartları .....	36
Şekil 2.4. Çözüm kontrol ekranı .....	36
Şekil 3.1. Sayısal verilerin doğrulanması amaçlı kullanılan boyler ve detayları.....	38
Şekil 3.2. Boyler tasarımları.....	39
Şekil 3.3. Boyler elemanları .....	40
Şekil 3.4. Sınır tabaka katmanları.....	41
Şekil 3.5. Grid optimizasyonu ve sayısal çalışmanın doğrulanması.....	42
Şekil 3.6. Mesh skewness grafiği.....	42
Şekil 3.7. 15° boyler mesh kesit görünümü.....	43
Şekil 3.8. 60.sn referans eksenleri sıcaklık dağılımları.....	43
Şekil 3.9. 240.sn referans eksenleri sıcaklık dağılımları.....	44
Şekil 3.10. 480.sn referans eksenleri sıcaklık dağılımları .....	45
Şekil 3.11. 780.sn referans eksenleri sıcaklık dağılımları .....	45
Şekil 3.12. 1440.sn referans eksenleri sıcaklık dağılımları .....	46
Şekil 3.13. 60.sn referans eksenleri v hızı dağılımları .....	47
Şekil 3.14. 480.sn referans eksenleri v hızı dağılımları.....	47
Şekil 3.15. Farklı konik açıları için Rayleigh sayısının zamana göre değişimi.....	48
Şekil 3.16. Farklı konik açıları için ortalama Nusselt sayısının zamana göre değişimi.....	48
Şekil 3.17. Farklı konik açıları için serpantin sıcak su çıkış sıcaklığının zaman göre değişimi .....	49

## RESİMLER DİZİNİ

Resim	Sayfa
<b>Resim 1.1.</b> Klasik cidarlı yatık boyler görünümü (Anonim, 2021) .....	3
<b>Resim 1.2.</b> Elektrik ısıtıcılı boyler (Anonim, 2021) .....	3
<b>Resim 1.3.</b> Tek serpantinli boyler görünümü (Anonim, 2021) .....	4
<b>Resim 1.4.</b> Çift serpantinli boyler görünümü (Anonim, 2021) .....	4
<b>Resim 1.5.</b> Çift serpantinli ve rezistanslı boyler görünümü (Anonim, 2021) .....	5
<b>Resim 1.6.</b> Tek serpantinli boyler şeması (Anonim, 2021) .....	6

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler	Açıklama
$\dot{Q}$	Isı transferi , $W$
$\vec{S}$	Kaynak terimleri vektörü
$\dot{V}$	Hacimsel debi, $m^3/s$
$\vec{\varphi}$	Her bir değişken için çözüm vektörü
$\nabla^2$	Laplasyon operatörü
$Nu$	Ortalama Nusselt sayısı
$Pe$	Peclet sayısı
$Pg$	Basınç düşüşünden dolayı kaybolan güç, $W$
$Pr$	Prandtl sayısı
$Q$	Bir mol yakıt için ısı geçişi, $kJ$
$q$	Isı akısı miktarı, $W/m^2$
$R$	Kalıntı
$r$	Yarıçap, $m$
$Ra$	Boyutsuz kalıntı
$Ra$	Rayleigh sayısı
$Re$	Reynolds sayısı
$S_p$	Kaynak terimi
$S_u$	Kaynak terimin sabit kısmı
$S_\varphi$	Birim hacim başına $\varphi$ kaynağı
$T$	Sıcaklık, $K$

$t$	Zaman, s
$T \delta$	Isıl sınır tabaka kalınlığı, m
$T_{\infty}$	Ortam sıcaklığı, K
$T_i$	Giriş sıcaklığı, K
$T_s$	Yüzey sıcaklığı, K
$u$	Hızın x-yönündeki bileşeni, m/s
$V$	Hacim, m <sup>3</sup>
$v$	Hızın y-yönündeki bileşeni, m/s
$w$	Hızın z-yönündeki bileşeni, m/s
$\alpha$	Isıl yayılım katsayısı
$\beta$	Isıl genleşme katsayısı, 1/K
$\Gamma$	Difüzyon katsayısı
$\gamma$	Kinematik viskozite, m <sup>2</sup> /s
$\delta$	Hız sınır tabaka kalınlığı, m
$\Delta p$	Basınç düşüşü, N/m <sup>2</sup>
$\Delta x$	Ara mesafe, m
$\eta$	Isı akılarındaki değişim miktarı
$\mu$	Dinamik viskozite, kg/s.m
$\rho$	Yoğunluk, kg/m <sup>3</sup>
$\varphi$	Bağımlı değişken

**Kısaltmalar****Açıklama**

Div

Diverjans

Grad

Gradyant

ref

Literatürdeki referans kabul edilen çalışma

SAD (CFD)

Sayısal akışkanlar dinamiği

inleth

Sıcak akışkan giriş yüzeyi

outleth

Sıcak akışkan çıkış yüzeyi

inletc

Soğuk akışkan giriş yüzeyi

outletc

Soğuk akışkan çıkış yüzeyi

## GİRİŞ

Enerji sektörü, ülkelerin ekonomik açıdan kalkınması ve gelişimlerinin sürdürülmesi için önemli bir rol üstlenenen alanlardan biridir. Günümüzde dünyada ve ülkemizde de fosil yakıtlı kaynakların kullanımı diğer kaynaklara göre daha fazladır. Fosil yakıtların (Motorin ve doğalgaz gibi) ömrünün kısa olması ve atmosfere verdiği zararlar düşünüldüğünde yenilenebilir enerji kaynaklarına olan talep giderek artmaktadır. Mevcut sistemlerin yeni enerji kaynaklarına yönelmesi ve yüksek verimli sistemlerin kullanılması enerji sektöründe önemli bir çözüm yolu sağlamaktadır.

Isıtma sistemleri ve kullanma suyunun yenilenebilir enerji kaynakları ve sistem verimlerinde yaşanan yeni gelişmeler ile birlikte düşük tüketim ve yüksek verim elde edilmesi son derece önemlidir. Günümüzde özellikle ev, iş yerleri, hastaneler, okullar ve fabrikalar gibi birçok geniş kullanım alanında boyler ve ısıtma sistemleri geniş kullanım alanına sahiptir. Boyler ve ısıtma sistemleri sıcak suyu üretmek için kullanıcılara belli bir yatırım ve işletme maliyeti oluşturmaktadır. Bu sistemlerin enerji ihtiyacı için kullanım alanına göre farklılık göstermesine rağmen büyük çoğunlukla elektrik kullanılmaktadır. Boylerlerin verimli ve yüksek performansla sahip olması karşısında minimum maliyet harcanması kullanım açısından son derece önemlidir. Tüm bu durumların karşısında boylerin farklı çalışma şartlarında ısı performansları ve verimleri incelenmelidir.

Bu çalışmanın amacı tek serpantine sahip endüstriyel bir boylerdeki verimliliği artırmak, farklı serpantin geometri parametre değerleri ile analiz ederek optimum tasarım parametrelerini belirlemektir. Tek serpantine sahip boyler üzerinde geliştirmeye açık durumlar mevcuttur. Kullanılan yalın serpantin geometrileri uygun bir şekilde tasarımı tamamlandığında ısıtma süresinde düşüş, ısı transferi artışı ve enerji tasarrufu sağlayacaktır. Bunun için farklı konik açılara sahip serpantin geometrileri tasarlanarak ısı performans etkileri incelenmiştir. Mevcut serpantin tasarımı üzerindeki değişikliklerin hedefi ısı transferini artırmaktır. Bu sayede daha kısa bir serpantin ile boyler işlevini yerine getirebilir hale gelecektir. Üretilen mevcut boyler sisteminin deneysel çalışmalarından elde edilen veriler ile simülasyon sonuçları kıyaslanarak bir analiz doğrulama gerçekleştirilecektir. Sonuçların doğrulanması ile farklı geometri yapılarının analizi gerçekleştirilecek olup bu analiz çıktıları ile optimum serpantin tasarım parametreleri belirlenmiş olacaktır. Belirlenen bu parametreler ile boyler ve serpantin üretimi gerçekleştirilecektir. Yeni model üzerinden sayısal çalışmalar yapılacak ve sonuçlar analiz edilecektir. Elde edilen bu veriler ile simülasyon değerleri doğrulanması gerçekleştirilecek ve gözlemlenen hatalar giderilecektir.

## 1. BÖLÜM

### KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

#### 1.1. Boyler Isıtma Sistemleri

Sıcak su ihtiyacını gidermek amacıyla endüstriyel boylerler kullanılmaktadır. Bir sıcak su kaynağı ile içindeki soğuk suyu ısıtan tank, depo görevi görmektedir. Boylerlerin, sıcak suyu insanların kullanıma sağlıklı ve ekonomik bir şekilde sunması gerekmektedir. Bu amaçla ev, okul, hastane, otel, fabrika, AVM ve yurt gibi birçok yaygın kullanım alanına sahiptir. Çeşitli ısıtma yöntemleri ile içerisinde barındırdığı soğuk suyu ısıtarak kullanıma sunmaktadır. Bu sistemler;

- Doğalgaz
- Elektrik
- Güneş enerjili
- Katı yakıtlı
- Sıvı yakıtlı

ısıtma sistemleri olabilmektedir. Bu ısıtma yöntemleri boylerin uygulanacağı mekana ve kullanım yoğunluğuna göre seçilmektedir. Elektrikli ısıtma sistemleri işletme maliyeti yüksekliği ve sera gazı etkisinin yüksek olmasından dolayı kullanımı azalmaktadır. Güneş enerjili sistemler enerjinin enerji kaynağının yeterli görüldüğü yerlerde kullanılmaktadır. Doğalgaz kullanımı en yaygın kullanılan ısıtma yakıtı arasında yer almaktadır.

Boyerler temel olarak bakıldığında üç tip olarak karşımıza çıkmaktadır. Bunlar;

- Klasik cidarlı boyler
- Elektrikli boyler
- Serpantinli boyler

##### 1.1.1. Klasik Cidarlı Boyler

Geçmişte yaygın bir şekilde kullanılan klasik cidarlı boyler günümüzde yerini serpantinli boylere bırakmaktadır. Klasik cidarlı boyler soğuk su ve sıcak su ayrımı olmadan ısınan suyun yükselmesiyle doğal taşınım ile çalışan sistemlerdir (Resim 1.1). Örnek olarak yaygın olarak kullanılan güneş kollektörlü sistemler verilebilir. Kollektörlü kullanım için serpantinli boylere göre daha büyük alan gerekmektedir. Yüzey alanı sınırından dolayı ısıtma süresi uzamaktadır. Kullanılan saclardaki galvaniz kaplama, korozyona yeterince direnç gösteremeyerek sağlıklı su kullanımının önüne geçmektedir. Bu sistemlerin temizlenmesi oldukça zordur.



**Resim 1.1.** Klasik cidarlı yatık boyler görünümü (Anonim, 2021)

### 1.1.2. Elektrikli Boyler

Elektrikli boylerler bir rezistans ile güç kaynağından enerji alarak soğuk suyu ısıtmakta ve depolamaktadır. Geniş bir kullanım alanı bulunan rezistanslı sistemler güç kaynağı sağlayabilecek her yerde kullanılabilir (Resim 1.2).



**Resim 1.2.** Elektrik ısıtıcılı boyler (Anonim, 2021)

### 1.1.3. Serpantinli Boyler

Serpantin, bir borunun helisel şekil alarak yay şeklini almış halidir. Serpantin boylerin bünyesinde bulunan soğuk su içerisinde yer almaktadır. Serpantin içinden sıcak su geçmekte ve ısı enerjisini serpantine aktarmaktadır. Serpantin ise bu ısı enerjisini çevresindeki soğuk suya aktararak ısıyı depolamaktadır. Bu sistem ile ısıtma suyu ile kullanım suyu birbirine karışmamaktadır. Serpantin malzemesi olarak paslanmaz çelik, bakır veya kaplamalı çelik kullanılmaktadır. Kaplama olarak emaye kaplama kullanılmaktadır ve korozyon direncini artırmaktadır. Serpantinli boylerler de tek serpantinli ve çift serpantinli olarak temel şekilde sınıflandırılabilir (Resim 1.3 ve Resim 1.4). İkinci serpantin kullanımını tek bir ısı kaynağının yeterli olmadığı durumlarda devreye girmektedir ve bu ikinci kaynak genelde güneş enerjisi olmaktadır.



**Resim 1.3.** Tek serpantinli boyler görünümü (Anonim, 2021)



**Resim 1.4.** Çift serpantinli boyler görünümü (Anonim, 2021)

Bunların yanında elektrik rezistans da ilave edilerek kombine bir boyler ısıtma sistemleri de kullanılabilmektedir (Resim 1.5).

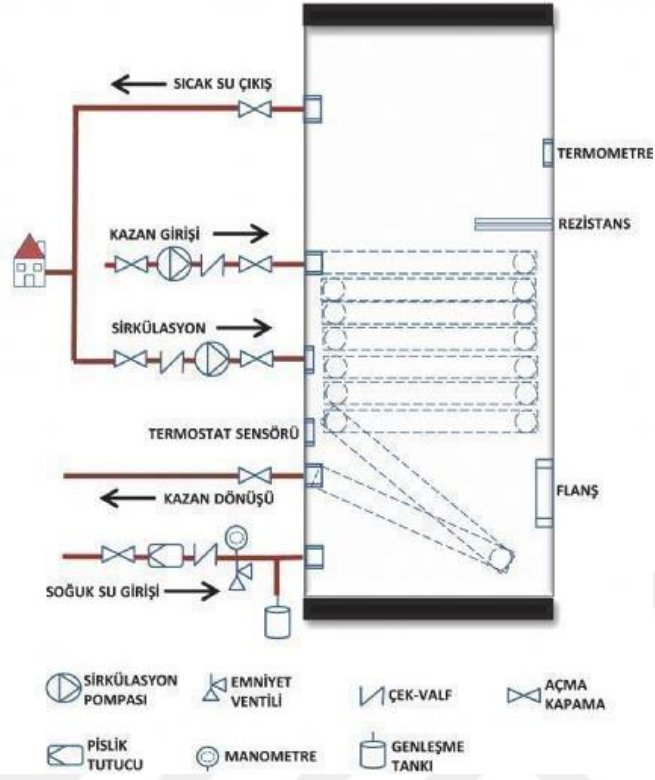


**Resim 1.5.** Çift serpantinli ve rezistanslı boyler görünümü (Anonim, 2021)

## 1.2. Boyler Elemanları

Tek serpantinli boylerdeki kullanılan yapı elemanları (Boyer gövdesi ve serpantin) dışındaki donanımları aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz (Resim 1.6).

- Pislik Tutucu
- Basınç Regülatörü
- Çekvalf
- Emniyet Ventili
- Boyler Boşaltma Hattı
- Kapalı Devre Basınçlandırma Hattı
- Pompa Bağlantı Rakoru
- Servis Sirkülasyon Hattı Pompası
- Otomatik Hava Tahliye Cihazı
- Kapalı Devre Boşaltma Hattı
- Debi Ayar Vanası
- Sirkülasyon Pompası
- Kapalı Genleşme Tankı
- Emniyet Ventili
- Manometre
- Termometre



**Resim 1.6.** Tek serpantinli boiler şeması (Anonim, 2021)

### 1.3. Kaynak Araştırması

Günümüzde enerji ihtiyacı insan yaşamı için giderek önem kazanan bir konu haline gelmiştir. Enerji ile gelen konfor, insan hayatını oldukça kolaylaştırmakta ve yaşam kalitesini artırmaktadır. Artan enerji ihtiyacına karşılık enerji üretimi de artmakta ve buna bağlı olarak kaynak tüketimi de paralel şekilde yükselmektedir. İlk gelişmelerde tüketim kontrolsüz bir şekilde gerçekleşerek amacına ulaşmış olsa da günümüz mühendislik uygulamalarında kaynakların verimli tüketimi için çalışmalar devam etmektedir.

Genel ve endüstriyel kullanımda önemli bir yere sahip boilerler mevcut enerji uygulamalarında önemli bir yere sahip depo sistemleridir. Farklı tasarımlarda ve farklı boru boyu ve tiplerinde sıcak su ihtiyacı için kullanılmaktadır. Birçok araştırmacı tarafından boilerlerin ısıtma uygulamaları üzerine çalışmalar literatürde yer almıştır.

Madejski ve Taler, (2013) kazan kızdırıcı bölgelerinde çift omega boruları kullanarak sayısal analiz gerçekleştirmişlerdir. Bu analiz ile kızdırıcı bölgesindeki boruların termo mekaniksel özelliklerini inceleyerek yüksek sıcaklıklarda borularda oluşan hataları tespit etmişlerdir.

Obeid ve ark, (2017) kaynaklı borularda ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Deneysel ve sayısal çalışma arasındaki karşılaştırmada %6 dan az bir fark olduğunu belirtmişlerdir. Çeşitli malzeme tipleri kullanarak malzemedeki gerilmeleri ve yer

değiştirmeleri incelemişlerdir. Kaynaklı bölgelerde ısı gerilmelerinin ve yer değiştirmenin yüksek olduğu sonucuna varmışlardır.

Sogni ve Chiesa (2014), içten yanmalı motorun egzoz gazları ile beslenen helisel olarak sarılmış bir kazanın matematiksel modellenmesini gerçekleştirmiştir. Helisel olarak sarılmış ısı geri kazanımlarının ısıl değerlendirmesi için bir kod geliştirmişlerdir. Oluşturulan kod ile akışkan besleme kombinasyonları ve tüp demeti için geometrik çözümlerin elde edilmesi amacıyla kullanılmıştır. Ayrıca uygulanan model, korelasyonlar ve basınç düşüşünü değerlendirme yöntemleri konusunda farklı seçenekler sunmuştur.

Smith ve ark, (2014) kanatlı boru demetlerinin çapraz akışta ısı transferi ve basınç düşüşü performansını tahmin edebilen bir Hesaplamalı Akışkan Dinamiği (CFD) modeli incelemişlerdir. Katı (sürekli), kısmen tırtıklı ve tamamen tırtıklı olmak üzere üç sarmal sargılı kanat geometrileri kullanmışlardır. Reynolds sayılarını 5000-30.000 aralığında türbülanslı olarak incelemişlerdir. İki eşitlikli türbülans modeline sahip kararlı durum yaklaşımı kullanmışlardır. Sayısal sonuçlara göre Nusselt sayısında kısmen ve tamamen tırtıklı yüzgeçlerde % 23 oranında artış sağlamışlardır.

Majewski ve Grądziel, (2016) evaporatörün aşırı ısınmaya karşı korunması için içten helisel yivli borular kullanarak sayısal çalışma yapmışlardır. İç yivli ve düz borular için ısı transfer katsayısı ve toplam ısı transfer miktarlarını elde etmişlerdir. Yivli tüpler için elde edilen ısı transfer katsayısının, düz tüplere göre yaklaşık % 20 oranında daha fazla olduğuna ulaşmışlardır.

Misurati ve ark. (2017) bir tarafı ısıtılmış helisel sarılmış borular kullanarak sayısal çalışma yapmışlardır. Sistem yarı zamanlı olarak incelenmiştir. Sarmal olarak sarılmış bir tüp içerisinde, akışın homojen ve non-homojen ısı akışı şartlarında ısı transferini incelemişlerdir. Çalışmayı laminer ve türbülanslı akış şartlarında gerçekleştirmişlerdir. Reynolds sayısına bağlı olarak ortalama Nusselt sayısı ve yerel Nusselt sayılarını gözönüne almışlardır. Meydana gelen ikincil akışların değişen ısı akısına bağlı olarak nispeten düşük bir şekilde etkilendiğini elde etmişlerdir.

Mirmohammadi ve ark. (2019) yeni bir soğutma sisteminin bir gövde ve plakalı ısı değiştiricisi üzerinde deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Sistem, bir buhar kanalıyla birbirine bağlanmış iki vakum kabından (reaktör ve evaporatör/kondenser ) oluşturulmuştur. Propilen glikol bazlı (PG) ısı transfer sıvısı, bir kapta kazanlar ve reaktör arasında ve başka bir kapta soğuk ortam ile yoğuşturucu/evaporatör arasında ısı alışverişi yapmak için kullanmışlardır. Her bir kaba bir ısı eşanjörü yerleştirmişlerdir. Deneysel sistemi geliştirilen sayısal modeli doğrulamak için kullanmışlardır. Parametrik çalışmanın sonuçları, plakanın çapını 0,14m'den 0,2m'ye yükselterek soğutma performansının iki katına çıktığını elde etmişlerdir. Reynolds sayısı ve plakalar arası mesafe sırasıyla 9 ve 0.5m olduğu durumda maksimum ısı transferine ulaşmışlardır.

Hofmann ve Walter (2012), helisel olarak I ve U şeklindeki kanatlı tüplerin yanı sıra sabit enine ve boyuna aralıktaki katı I kanatlı tüpler için bir ısı transferi ve basınç düşüşü korelasyonu geliştirmişlerdir. Sonuçları doğrulamak için kapsamlı bir hata analizi yapmışlardır. Nusselt sayıları, tüp sıraları arasındaki net boş alan kullanılarak ilişkilendirmişlerdir. Akış yönünde düzenlenen tüp sıralarının sayısının etkisini dikkate almışlardır. Çalışma, analiz edilen helisel olarak bölünmüş I ve U şeklindeki tüpler arasındaki ısı aktarımı üzerinde, kanat geometrisi tarafından uygulanan herhangi bir etkinin nispeten çok düşük olduğunu belirtmişlerdir. I ve U şekilli borular için  $\pm\%15$  hata payı içerisinde elde edebilen bir ısı transfer korelasyonu geliştirmişlerdir.

Grądziel ve Majewski (2019), iç helisel kanallara sahip yivli tüplerde meydana gelen akış olaylarını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel test sonuçları, tüpün iç geometrisi uzatılırsa, pürüzsüz tüplere kıyasla sürtünme basınç kayıplarında düşük bir miktar artış olduğunu belirtmişlerdir. Basınç kayıplarının sonuçlarına göre borunun analiz edilen geometrisinin, aynı çaptaki pürüzsüz borulara kıyasla, % 10-15 sürtünme faktöründe bir artış içerdiğini elde etmişlerdir. Sürtünme faktörü için yeni korelasyonlar geliştirmişlerdir.

Chen ve ark. (2014), H tipi kanatlı tüp sıralarının ısı transferi ve basınç düşme özellikleri deneysel olarak bir rüzgar tüneli sistemi ile incelemişlerdir. Kanat genişliği, kanat yüksekliği, kanat aralığı ve hava hızının, kanat verimi, konvektif ısı transfer katsayısı, entegre ısı transfer kapasitesi ve basınç düşüşü üzerindeki etkilerini gözlemlemişlerdir. Hava hızı, kanat yüksekliği ve kanat genişliği arttıkça kanat verimliliğinin azaldığını elde etmişlerdir. Ayrıca, konvektif ısı transfer katsayısının kanat perdesi ile orantılı, fakat kanat yüksekliği ve kanat genişliği ile ters orantılı olduğunu belirtmişlerdir. Entegre ısı transfer kapasitesinin kanat verimliliği, konvektif ısı transfer katsayısı ve kanat oranı ile bağımlı olduğunu elde etmişlerdir. Ayrıca, kanat yüksekliği ve kanat genişliğinin artmasıyla basınç düşüşünün arttığı sonucuna ulaşmışlardır.

Yang ve ark. (2011), basınç, iç duvar ısı akısı ve kütle akısının ısı transfer özellikleri üzerindeki etkileri analiz etmişlerdir. Isı transfer mekanizması ve sürtünme direnci performansını tartışmışlardır ve karşılık gelen ampirik korelasyonlar elde etmişlerdir. Deneysel sonuçlara göre, yivli tüpün ısı transfer özelliklerinin yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca yivli borularda, ısı transfer katsayısı ve sürtünme direnci için ampirik korelasyonlar elde etmişlerdir.

Wang ve ark. (2000), karbon çeliğinden yapılmış yivli borunun düz bakır boru yerine kullanımını incelemişlerdir. Bakır borularının besleme suyundaki  $\text{NH}_3 \pm \text{H}_2\text{O}$  ile aşınmasından dolayı farklı malzemelere denemişlerdir. Deneysel çalışmada, karbon çeliğine sahip yivli borunun toplam ısı transfer katsayısının yine karbon çeliğine sahip olan düz borununkinden %10 daha fazladır. Ayrıca, bu boru bakır pürüzsüz borununkine neredeyse eşit olduğunu göstermiştir

Kleanthous ve Gorder (2017), ince dikey bir boru içinde yukarı doğru hareket eden bir sıvının akışını ve sıcaklığının gelişimini incelemişlerdir. Kararlı ve geçici çözeltiler için sayısal simülasyonları dikey, iki fazlı modeli çözmek için kullanmışlardır. Kazanın hem boyutunun hem de konumunun akış rejimine etkisini gözlemlemişlerdir. .

Bulusu ve Plesniak, (2018), kararsız basınç gradyanı, içeri akış vortisitesinin ve ikincil akış morfolojisinin sistem üzerindeki eşzamanlı etkisini incelemişlerdir. Stanford Üniversitesi'ndeki 180 ° kavisli arter modelinde manyetik rezonans velosimetri (MRV) tekniği kullanılarak arteriyel ikincil akım yapılarının deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmanın ana sonucu, dolaşım ve viskoz dağılımın maddi değişim oranındaki dengesizliğin, büyük ölçekli ikincil akış yapılarından dolayı yarma ve morfolojik değişikliklerle ilişkili olduğunu belirlemişlerdir.

Galushchak ve Gorbatenko (2017), spiral kanatlı boru üzerinde deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Kanat ve boru sıralarının geometrik özelliklerinin ısı değişimi ve aerodinamik direnç üzerindeki etkisinin niteliği ve etkisinin derecesini belirlemişlerdir. Spiral kanatlı, hat içi boru sıralarının aerodinamik direnci ve ısı transferi hesapları için bir Nusselt ve Euler kriterleri ile Reynolds arasındaki ilişkiyi kuran denklem seti oluşturmuşlardır.

Atmaca ve ark. (2015), kullanım sıcak suyu ısıtma fonksiyonunu araştırmak için iki tip kombi konseptini incelemişlerdir. 1. tip kombi, standart bir kombinin ısı eşanjörlerinin normal çalışma konfigürasyonuna; 2. tip ise ısı eşanjörlerinin zıt işlem sırasına sahiptir. Isı eşanjörlerini standart bir kombi kazanında modellemek için termodinamik yasalarının yardımıyla 1D geçici enerji denklemlerini oluşturmuşlardır. 1D geçici matematiksel model, birbirine bağlı iki ısı eşanjörü içeren standart bir kombi için hem eko hem de konfor modlarında deneysel olarak incelemişlerdir. Bu tür bir model sayesinde, kombi tipi bir ısıtma cihazının basit 1D geçici enerji denklemleriyle modellenebileceğini kanıtlamışlardır.

Xu ve ark. (2018), çalışmalarında altı sıra tüplü hizalanmış bir dış dikdörtgen kanatlı tüp demetinin akış ve ısı transfer özellikleri sayısal olarak incelemişlerdir. Geometrik parametrelerin (enine boru adımı, boyuna boru adımı, kanat yüksekliği, kanat genişliği ve kanat uzunluğu ile eksenel doğrultuda) ve Reynolds sayısının akış ve ısı transferi özellikleri üzerindeki etkilerini analiz etmişlerdir. Hizalanmış dış üç boyutlu dikdörtgen kanatlı boru demetinin ısı aktarılabilişirliğinin ve sürtünme kaybının, düz dikdörtgen boru demetinden daha yüksek olduğunu, dış dikdörtgen kanatlı boru demetinin kapsamlı performansının her zaman üstün olmadığını göstermişlerdir.

Niu ve ark. (2016) helisel olarak sargılı boru içindeki akışın farklı hidrolik şartlar altında ısı hidrolik özelliklerini incelemek için düzgün ve yan ısıtmalı borularda sayısal simülasyonlar yapmışlardır. Simülasyon sonuçlarına göre, düzgün ısıtma durumunda, dış taraf ile iç taraf arasındaki sıcaklık farkının daha belirgin hale geldiğini ve iki fazlı akışın ortalama hacim oranı ve basınç düşüşünün daha düşük olduğunu göstermişlerdir. Kesit etrafındaki ısı transfer

katsayılarının, tek tip ısıtma tüpünde “W” şekli, tek taraflı ısıtma tüpünde “M” şekli gösterdiğini bulmuşlardır.

Lin ve ark. (2016), yoğuşma drenajını kolaylaştırmak için sıvı hazneler ve boşluklar içeren yeni bir üçlü sarmal sapmalı dikey kondenser (besleme suyu ısıtıcısı) üzerinde çalışmışlardır. Hem tek sarmallı hem de çift sarmallı, değişken açılı, iki dikey kondenserin ısı transfer karakteristiğini sayısal olarak incelemişlerdir. Simülasyon sonuçlarına göre, sıvı haznesi ve drenaj boşluklarına sahip eğimli bölmelerin kondenser boru demeti yüzeylerinden etkili bir şekilde drene edebileceğini ve sıvı filmin buhara karışmasını önleyebileceğini elde etmişlerdir. Ayrıca, çift açılı ve değişken açılı üçlü helisel kanatlı dikey kondansatörün yoğunlaşmayı büyük ölçüde iyileştirebileceğini göstermiştir. Isı transfer katsayısını değişken açılı kondenserde % 35.7 daha yüksek olduğunu saptamışlardır

Zhu ve ark. (2015), 600 MW süper kritik basınç sirkülasyonlu akışkan yataklı kazanın çalışma koşulları altında fırın içindeki ısı bozulmasına bağlı olarak kütle akışının tepki özellikleri üzerinde teorik bir analiz yapmışlardır. Çoklu faktörlerin akış hassasiyet katsayısı değişimleri üzerindeki etkilerine odaklanmışlardır. Akış hassasiyeti katsayısının, artan buhar kalitesi ile azaldığı ve artan ısı akısı ile arttığını belirtmişlerdir. Yüksek bir ısı akısı ile birlikte düşük kalite aralığında daha güçlü bir akış duyarlılığı olduğunu ortaya çıkarmışlardır.

Rasti ve Jeong (2018), adyabatik helisel sarmal kılcal tüpler ve düz kılcal tüplerden oluşan sistemde soğutucu akışkan akış hızını tahmin etmek için genelleştirilmiş ampirik bir bağıntı geliştirmişlerdir. Yeni korelasyon, kılcal boru giriş durumunda aşırı soğutulmuş sıvıları ve doymuş iki fazlı akış koşullarını kapsamaktadır. R-22, R-134a, R-407C, R-410A ve LPG için geliştirilen yeni korelasyon deneysel verilerle doğrulanmıştır.

Izadi ve ark. (2018) mikro sarmal tüp geometrilerinin karıştırma performansı üzerindeki etkisini değerlendirmek için bir analiz yapmışlardır. Deneylerde çeşitli eğrilik oranlarına ve burulmalara (on iki düzen) sahip mikro sarımlı tüpler kullanmışlardır. Mikromiksleme performansını, laminar akış rejiminde Villiermaux/Dushman reaksiyonu kullanılarak araştırmışlardır. Sonuçlar kanal geometrisinin mikromiksleme üzerinde etkili bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Basınç düşüşlerini kullanarak performans oranı, karıştırma ve akış özelliklerini tanımlamışlardır. En büyük performans oranları en yüksek eğrilik oranı ve en düşük burulma ile elde etmişlerdir. En düşük eğrilik oranına ve en yüksek burulmaya sahip yapı, mikro sarmal borununkinden yaklaşık % 98 daha fazla olduğunu göstermişlerdir.

Li ve ark. (2016), helisel olarak sarılmış tüplerde süper kritik CO<sub>2</sub>'nin akış ve ısı transferi, çok çeşitli sıvı sıcaklığı, kütle akısı, ısı akısı ve bobin geometrileri üzerinde çalışmışlardır. Ortalama ısı transferi üzerindeki bu iki etkiyi ölçmek için boyutsuz bir kaldırma kuvveti parametresi olan Ri'yi kullanmışlardır. Ri>8 olduğunda, eğrilik etkisi yerçekimi kaldırma etkisi altında kalmış ve helisel olarak sarılmış tüpler düz tüplerle benzer performans göstermiştir. Diğer taraftan, Ri<5 olduğunda, eğrilik etkisi baskın olduğunda ve helisel olarak sarılmış tüpler, düz tüplerden daha

üstün ısı transfer özellikleri göstermiştir. Lokal ısı transferi, hem birinci derece hem de ikinci derece etkileri dikkate alan boyutsuz bir J sayısı ile karakterize etmişlerdir.  $J < 0,1$  olduğunda, yerçekimi kaldırma kuvveti lokal ısı transferine baskın olduğunu açıklamışlardır.  $J > 10$  olduğunda, kaldırma kuvveti çok az etkiye sahiptir ve merkezkaç kuvveti daha baskın çıkmıştır.

Jiawen Yu ve ark. (2019), sarmal bir borudaki zeotropik hidrokarbon karışımları metan / propan ve etan / propanın yoğunlaşma akışı modeli ve ısı transfer karakteristiklerinin deneysel ve simülasyonla incelenmesi konusunda çalışmışlardır. Akış yoğunlaşması sırasında akış düzenini yakalamak için akış görselleştirmesi yapmışlardır. Akış mekanizmaları altı farklı akış modeline göre slug akış, tabakalı akış (stratified), geçiş akışı (transition), dalgalı akış (wavy), yarım dairesel akış (half-annular) ve dairesel akış (annular) şeklinde tanımlamışlardır. Daha sonra, halka şeklinde ve halka şeklinde olmayan akış modeli arasında yeni bir akış modeli geçiş hattı önermişlerdir. Akış modeli geçiş hattına dayanarak, farklı akış modeli altındaki ısı transfer verileri mevcut ısı transfer düzeltmeleri ile karşılaştırmışlardır. Ayrıca, iyileştirilmiş bir ısı transferi korelasyonu önermişlerdir ve ortalama %13,8'lik mutlak sapma ile elde etmişlerdir.

Misurati ve ark. (2017), akış ve ısı transfer karakteristiklerini araştırmak için, helisel olarak sarılmış bir boru içindeki akışın sayısal simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Akış hem laminer hem de türbülanslı akışlar için üniform ve üniform olmayan (iç bobin yan duvarında ısıtma) ısı akışı sınır koşulları altında gerçekleştirmişlerdir. Tam gelişmiş bölümde duvardaki çevre boyunca sıcaklık dağılımları, ikincil akış dağılımları, Reynolds sayısına göre ortalama Nusselt sayısı değişimi ve yerel Nusselt sayısı değişimlerini araştırmışlardır. İkincil akış dağılımlarının, ısıtma yönteminin değiştirilmesinden pek etkilenmediği, bununla birlikte, tek taraflı ısıtma koşulu için daha büyük bir sıcaklık gradyanının elde edileceğini bulmuşlardır. Ortalama Nusselt sayıları her iki ısıtma yöntemi altında laminer akış için birbirine oldukça yakın değerler ile elde edilmiştir. Ancak, tek taraflı ısıtma altında türbülanslı akış için %7-10 daha düşük ortalama Nusselt sayısı belirlemişlerdir, Ayrıca, türbülanslı akış ve tek taraflı ısıtma için yeni bir ortalama Nusselt sayısı korelasyonu önermişlerdir.

Colorado ve ark. (2011), suyla çalışan ve nükleer endüstride yaygın olarak benimsenen sarmal bir buhar üreten cihazını termodinamik akışkan davranışını tanımlamak için matematiksel bir model geliştirmişlerdir. Matematiksel model aşırı soğutulmuş bir sıvı bölge, iki fazlı bir akış bölgesi ve bir aşırı ısıtılmış buhar bölgesinden oluşmaktadır. Piacenza'daki (İtalya) SIET termik-hidrolik laboratuvarlarında yürütülen ve helezoni sarmal borulardaki iki fazlı akışların akışkan-dinamik davranışını karakterize etmeyi amaçlayan tam ölçekli deneysel bir araştırmaya değinmişlerdir. İki fazlı basınç düşüşü denklemini bir sürtünme faktörü çarpanını ile optimize etmişlerdir

Bai ve ark. (2019), çalışmalarında yerçekiminin iki akış yönünde süper kritik CO<sub>2</sub> ısı transferi üzerindeki dikey ve yatay akış yönlerinin etkisini incelemişlerdir. Kaldırma kuvveti ve merkezkaç kuvvetinin birleştirme etkisi, helisel sarmal borudaki ısı transferi mekanizması üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Isı transfer katsayısının daha büyük yerçekimi kuvveti ile

arttığını göstermişlerdir. Süper kritik CO<sub>2</sub> ısıtma işlemi için 0 g ila 6 g arasında geniş bir aralığı kapsayan yeni bir ısı transfer korelasyonu sunmuşlardır.

Lee ve Jeong (2019), çalışmalarında, helisel sarmal kılcal borudan soğutucu akışkan akışını değerlendirmek için sayısal bir model geliştirmişlerdir. Ampirik korelasyonların çeşitli kombinasyonları kullanılarak tahmin edilen kütle akış hızları, R22, R134a, R407C, R410A ve LPG dahil olmak üzere açık literatürde bulunan deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Bu karşılaştırmalar temelinde, helisel olarak sarılmış bir kılcal borudan kütle akış hızlarını hesaplamak için önerilen korelasyon setini seçmişlerdir. Mevcut sayısal model deneysel verilerle iyi uyum göstermiştir.

Wang ve ark. (2019), çalışmalarında dikey olarak yönlendirilmiş helisel sarmal borularda tek fazlı akış için sayısal analiz gerçekleştirmişlerdir. Simülasyon sonuçları helisel sarmal borular içindeki akış ve ısı transferinin hem merkezkaç kuvvetinden hem de kaldırma kuvvetinden etkilendiğini ortaya koymuşlardır. Kesitte çevre boyunca Nusselt sayısı değişimlerini göstermişlerdir. Isı transfer katsayısının Sayısal analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar arasındaki sapma miktarını  $\pm\%$  25 arasında elde etmişlerdir.

Sobota (2018), Nusselt sayısı için korelasyon formüllerinde bilinmeyen parametrelerin ve sıcak ve soğuk sıvı tarafındaki ısı transfer katsayılarını eşzamanlı olarak sunan bir yöntem sunmuştur. Hesaplamaları, helezoni sarmal boru içi, ısı eşanjöründe çalışan akışkanın eş-akım ve karşı-akım akışı için toplanan deneysel veriler temelinde gerçekleştirmiştir. Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak dairesel kanaldaki türbülanslı akış ve laminer akış için Nusselt sayısındaki değişiklikleri sunmuştur.

Wang ve ark. (2019), helisel sarmal trilobal tüp (HSTT) ısı eşanjörünün gövde tarafındaki ısı transferi ve akış karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Deneysel testler ve mevcut ampirik formüllerle karşılaştırıldığında, hesaplanan sonuçlar HSTT ısı eşanjörünün gövde tarafı sıvısının sınır tabakasını döndürme ve dağılımı konusunda güçlü bir etki gösterdiğini açıklamıştır. Ek olarak, tüp duvarının yakınındaki çevresel ve radyal hızlar geliştirilip ve hız vektörü sıcaklık gradyanı ile iyi bir sinerji sergilemiştir. HSTT'nin gövde tarafında Nusselt sayısı (Nu) arttığı ve sürtünme faktörünün (f) azaldığı elde edilmiştir.. Aynı koşullar altında, Reynolds sayısı arttıkça HSTT'nin ısı transfer performansı üzerindeki artış helisel sarmal düz boruya (HSDB) kıyasla yaklaşık 1,16-1,36 kat, sürtünme faktörü için ise 0.96-1.18 kat olarak elde edilmiştir. HSTT ısı eşanjörünün gövde tarafındaki korelasyon denklemlerinin dik deneysel tasarım noktalarına uygun olduğunu göstermişlerdir.

Papini ve ark. (2014), helisel sarmal boru geometrisine referansla termal-hidrolik dinamik dengesizliklerini incelemişlerdir. Piacenza'daki (İtalya) SIET laboratuvarlarında helisel sarmallı bir buhar jeneratörünü simüle eden tam ölçekli bir açık döngü deney tesisi kurulmuştur. Tesis, alt ve üst başlıklar yoluyla bağlanan iki sarmal borudan (1 m bobin çapı, 32 m uzunluk, 8 m yükseklik) oluşturmuşlardır. Farklı Sistem basınçları (80 bar, 40 bar, 20

bar), farklı kütle akıları ( $600 \text{ kg / m}^2 \text{ s}$ ,  $400 \text{ kg / m}^2 \text{ s}$ ,  $200 \text{ kg / m}^2 \text{ s}$ ) ve farklı giriş alt soğutması ile birlikte yaklaşık 100 adet akış kararsızlığı eşik koşulu tanımlanmıştır. Çalışma basıncı, akış hızı, giriş aşırı soğutması ve giriş kısma işleminin eşik gücü üzerindeki parametrik etkilerini tartışmışlardır. Salınımlar periyoduda tartışılmaktadır. Verileri RELAP5 / MOD3.3 koduyla sayısal simülasyon sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

Lee ve ark. (2018). Helisel Sargılı Buhar Jeneratörlerinde (HCBJ) basınç düşüşü ve akış kaynaklı titreşimler dahil önemli mühendislik parametrelerini tahmin etmek için sayısal çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bununla birlikte, sistemin sayısal sonuçlarını doğrulamak için deneysel çalışma yapmışlardır. Deneysel çalışmada Bir Parçacık Görüntü Akış ölçüm cihazı (PIV) ile, yaklaşık  $Re=3600$ 'de üç bölgedeki bitişik çubuklar arasındaki akış alanını saniyede 5000 kareye (5 kHz) kadar görselleştirmişlerdir.

Abadeh ve ark. (2019), % 1  $Fe_3O_4$  nano partikülüne sahip su bazlı ferrofluid kullanarak helisel olarak sarılmış bir boruda ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel farklı Reynolds sayılarında, sabit duvar sıcaklığı ve manyetik alanın ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Sistemin ısı transfer katsayısını arttırmak için aynı anda hem aktif hem de pasif yöntemler kullanmışlardır. Boru şeklinin helisel bir konfigürasyona değiştirilmesi ve akışkan akışına manyetik nanoparçacıkların eklenmesi iki pasif yöntemdir. Aktif yöntem olarak manyetik bir alan uygulamışlardır. 600 G sabit manyetik alan uygulandığında, sonuçlar yaklaşık % 7'lik ortalama Nusselt sayısında bir artış elde edilmiştir. Sabit Reynolds sayısında, 900 G'lik daha güçlü manyetik alan altında daha yüksek bir ortalama Nusselt sayısı elde ettiklerini belirtmişlerdir.

Khorasani ve ark. (2019), çalışmalarında spiral tel türbülatorün geometrik özelliklerinin helisel borunun termal performansı üzerindeki etkisi üzerine deneysel bir araştırma yapmışlardır. Spiral tel, helisel borulara takılarak türbülator görevi görmüştür. Çalışmada farklı geometrik özelliklere sahip spiral teller (dört farklı yay aralığı ve dört farklı tel çapı) kullanmışlardır. Spiral tel içeren sarmal boru, bir elektrikli ısıtıcı vasıtasıyla sağlanan sabit ısı akısı altına incelemişlerdir. Konvektif ısı transfer katsayısını hesaplamak için sarmal borunun giriş, çıkış ve duvar sıcaklığı ölçmüşlerdir. Sonuçlar, hatve ve tel çapındaki değişimin, helisel ısı değiştiricinin termal performansı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir. Yay eğimindeki ve spiral borunun tel çapındaki artışlar, Nu (Nusselt) sayısında sırasıyla %73 ve %70'e kadar artış meydana gelmiştir. Ayrıca tel çapındaki artışın ısı transfer katsayısını artırdığı, yay aralığının artmasının ise ısı transferi katsayısını azalttığını belirtmişlerdir.

Xia ve ark. (2018), helisel sarmal kanallardaki ortalama boşluk fraksiyonu için deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında dikdörtgen kesitli yatay helisel sarmal kanallarda ortalama boşluk fraksiyonunu ve boşluk fraksiyonu için yeni modeller sunmuşlardır. Sıvı yüzeysel hızı 0,11 ila 2 m/s arasında, gaz yüzeysel hızı 0,18 ila 16 arasında değiştirmişlerdir. Ortalama boşluk fraksiyonları bir hızlı-kapanan valf (QCV) yöntemi ile ölçmüşlerdir. Ölçülen boşluk fraksiyonu, yüksek hızlı bir kamerada gözlenen sabit olmayan

titreşimli, kabarcıklı, aralıklı ve dairesel akış dahil dört akış rejimini kapsayan 0.012 ila 0.927 arasında elde etmişlerdir. İkinci olarak, ölçülen tüm ortalama boşluk fraksiyon verilerinin 32 boşluk fraksiyon modeliyle karşılaştırılmasını yapmışlardır. Dix'in sürüklenme akışı modeli (Woldesemayat ve Ghajar, 2007) tüm deneysel verilerin %98.3' ü ile tutarlı sonuç vermiştir. 0.5' den büyük boşluk oranı için Dix modelini önermişlerdir. Ayrıca, sarmal kanallarda gözlenen akış rejimleri, yatay düz dairesel tüpler için geliştirilen iki mekanik akış rejimi haritası ile karşılaştırmışlardır. Ana etkileyen parametreleri içeren kayma akışı modeline göre için  $0 < \alpha < 0.2$  ve  $0.2 < \alpha < 0.5$  aralığında yeni boşluk fraksiyon modelleri önermişlerdir.

Xiao ve ark. (2018), helisel buhar jeneratörlerinin tasarım optimizasyonu için boruların basınç düşüşünü deneysel olarak incelemişlerdir. Sistemde 12,5 mm ve 14,5 mm iç çaplı helisel sarmal boruların tek fazlı ve iki fazlı akış basıncı düşme özelliklerini belirlemişlerdir. Helisel boruların helis çapları 180, 280 ve 380 mm olarak seçmişlerdir. Sistem basıncı 2 ila 8 MPa arasında değiştirmişlerdir. Akış ve geometri parametrelerinin iki fazlı sürtünmeli basınç düşüşü çarpanı üzerindeki etkileri tartışmışlardır. Akış parametreleri için, iki fazlı sürtünmeli basınç düşüşü çarpanı daha yüksek sistem basıncıyla azalmıştır ve kütle akısına ve ısı akısına karşı duyarsızdır. Geometrik parametreler için, iki fazlı sürtünmeli basınç düşüşü çarpanı, incelenen koşullar altında eğrilik oranı ile düşük bir etkiye sahiptir. Literatürde bildirilen korelasyonlarla karşılaştırma yapmışlardır. Yüksek basınçta, küçük helis çaplarına sahip, helisel borular için tek fazlı bir sürtünme faktörü korelasyonu ve iki fazlı bir basıncı düşüşü korelasyonu önermişlerdir.

Niu ve ark. (2018), R134a'nın, yüksek ısı akısı koşulu altında helisel olarak sarılmış bir boru içindeki kaynama ısı transfer özelliklerini deneysel olarak araştırmışlardır. Helis iç çapı ve helis çapı sırasıyla 8 mm ve 205 mm olarak seçmişlerdir. Deneyler ısı akısı 10-60 kW/m<sup>2</sup>, basınç, 0.8-1.1 MPa, kütle akısı 195-400 kg/(m<sup>2</sup>s) ve buhar kaliteleri 0.1-0.9 aralığında incelemişlerdir. Çalışma sonuçlarına göre çekirdek kaynamanın yüksek buhar kalitesinde önemli rol oynadığını göstermişlerdir. Mevcut kaynama ısı transfer katsayısı korelasyonları mevcut deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Sarmal mekanizmalar analizine dayanarak, helisel sarmal tüp içindeki R134a için yeni bir kaynama ısı transfer katsayısı korelasyonu önermişlerdir. Yeni korelasyonun yüksek kütle akısı ve düşük ısı akısı koşulları için de geçerli olduğunu belirtmişlerdir.

Yu ve ark. (2018), helisel bir boru içerisindeki hidrokarbon karışımı soğutucu akışkanının yoğuşma ısı transfer özelliklerini sayısal olarak araştırmışlardır. Testler 2-4 MPa doyma basıncında, 100-400 kg/(m<sup>2</sup>.s) kütle akısında ve 0-1 buhar kalitesinde gerçekleştirmişlerdir. Sayısal modeli deneysel verilerle uyumlu olacak şekilde doğrulamışlardır. Farklı yapısal parametrelerin (boru çapı, helis açısı ve eğrilik çapı) ve çalışma parametrelerinin (kütle akısı, ısı akısı ve doyma basıncı) ısı transferi üzerindeki etkilerini dikkate almışlardır. Sonuçlar boru çapı ve kütle akısının yoğuşma ısı transfer katsayısı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Metan / propan karışımları soğutucu akışkanının simülasyonlarla

yoğunlaştırılması sırasında tabakalı akış, yarı-dairesel akış ve halka şeklinde akış gözlemlenmiştir. Ayrıca, hidrokarbon soğutucu akışkanların yoğunlaştırma işlemi için yeni bir akış modeli geçiş hattı önermişlerdir.

Zhou ve ark. (2018), çok sıralı helisel sarmal boru (ÇSHB) ısı eşanjörlerinin ısı transfer performansını araştırmak için düşük hızlarda yüzey suyunun akışını simüle eden bir deney sistemi kurmuşlardır. Yüzeysel su ve ortamında değişken sıcaklık ve hızlarından oluşan dört deneysel mod, yatay aralık, dikey aralık ve boru uzunluğu dahil olmak üzere farklı geometrik parametrelere sahip sekiz ÇSHB konfigürasyonunda çalışmaları gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak, yüzey suyu hızı değiştiğinde ve diğer parametreler sabit olduğunda, dış Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı olduğunu göstermişlerdir. Hem iç hem de dış Nusselt sayıları dikey boşluk ve yatay boşluk ile artmıştır. Dikey aralığın etkisi dış Nusselt sayısı üzerinde daha belirgin olduğunu, ancak iç Nusselt sayısında ise ihmal edilebilir olduğunu göstermişlerdir.

Bizhaem ve ark. (2019), ısı transferini arttırmak için aktif bir teknik olarak titreşimli akış uygulamışlardır. Helisel sarmal boru kullandılar ve konvektif ısı transferi ve basınç düşüşü deneysel olarak incelemişlerdir. Aynı boru çapı ve farklı helis eğriliğine sahip dört helisel sarmal boru imal edilmiş ve düzgün duvar ısı akışına tabi tutulmuştur. Damıtılmış su, çalışma sıvısı olarak kullanılmıştır. Termo-fiziksel özellikleri, mevcut korelasyonlar kullanılarak ortalama sıcaklıkta tahmin etmişlerdir. İlk başta, kararlı laminar akıştaki Darcy sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı literatürdeki çeşitli korelasyonlarla karşılaştırılmışlardır. Ayrıca, 2-10 Hz titreşimli frekansa, 2000-9500 Reynolds sayısına ve 350-2300 Helisel sayısına karşılık gelen 16-38 Womersly sayı aralığı üzerinde laminar akış şartlarında titreşimli deneyler yapmışlardır. Sonuçlara göre, basınç düşmesindeki artışın kararlı akışa kıyasla titreşimli akışta yaklaşık %3-7 olduğunu, konvektif ısı transferinin ise %39'a kadar arttığını elde etmişlerdir. Ayrıca, düşük Reynolds sayılarında daha fazla ısı transferi artışının elde edilebileceğini belirtmişlerdir.

Gong ve ark. (2019), helisel olarak sarılmış bir boru içindeki ısı transferi ve akış karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmalarında iki farklı yöntem ile ısıtma (hem düzgün ısıtma hem de tek taraflı ısıtma) yapmışlardır. Reynolds sayısı, sarmal sarmal borunun geometrik parametreleri (eğrilik oranı, sarmal hatve), ısıtma koşulları (ısı akısı) ve çalışma sıvısı (Prandtl numarası) dahil olmak üzere farklı parametrelerin ısı transfer karakteristikleri üzerindeki etkilerini test etmişlerdir. Sonuçlara göre, ısı transferi karakteristik bağıntısının, yerel Nusselt sayılarının önerilen korelasyonunun genişletilebileceğini gösteren değişken parametrelerle birlikte sabit kaldığını açıklamışlardır.

Zheng ve ark. (2018), helisel sarmallı mini borularda ısı transferi ve akış karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Bağımsız parametreleri, Reynolds sayısı, boru çapının helis çapına oranı  $t$ , tepe yoğunluğu  $d$  ve tepe boyutu  $s$  olarak belirlemişlerdir. En yüksek ve en düşük boyutsuz ısı transfer oranı  $Nu/Nu_0$ , sırasıyla 2.281 ve 1.788 olarak elde etmişlerdir.  $Nu/Nu_0$  değeri için  $Re$ 'deki artışa bağlı olarak bir maksimum değer elde edilmiştir. Daha düşük

bir  $t$  değerinde daha büyük bir  $Nu/Nu_0$  elde etmişlerdir. En yüksek ve en düşük ısı geliştirme faktörü  $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$ , sırasıyla 1.830 ve 1.437 olarak hesaplanmışlardır. Daha düşük bir  $t$  deperi ile enerji tasarrufu açısından daha iyi bir performans elde etmişlerdir.

Niu ve ark. (2016), helezonik olarak sarılmış borudaki akışın termal hidrolik özelliklerini farklı ısıtma koşulları altında incelemek için, üniform ve tek taraflı ısıtmalı borularda sayısal simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında,  $Re$  sayısını 7191-47923 aralığında, Prandtl sayısını 0.983 - 6.992 aralığında belirlemişlerdir. Simülasyon sonuçlarına göre üniform ısıtma durumunda, dış taraf ve iç taraf arasındaki sıcaklık farkının daha belirgin bir şekilde oluştuğunu tespit etmişlerdir. Yerel ısı transfer katsayısının esas olarak buhar dağılımına bağlı olduğunu göstermişlerdir .

Fsadni ve ark. (2017), sabit duvarlı ısı akışı altında helezonik, hibrit dikdörtgen-dairesel borularda türbülanslı Al2O3-su nano fluid akışını sayısal olarak incelemişlerdir. Isı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri nano parçacık hacim konsantrasyonunun (% 1-4) ve bobin eğriliğinin bir fonksiyonu olarak belirlemişlerdir. Reynolds sayılarını 10.000-60.000 ve helis eğriliklerini 0.032-0.052 aralığında seçmişlerdir. Sayısal hesaplamalar, ANSYS FLUENT paket programı kullanılarak tek fazlı homojen model ile gerçekleştirmişlerdir. Model sonuçlarını, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için ampirik korelasyonlar ve düz bir tüpte Al2O3-su nanofluid akış verileri ile değerlendirmişlerdir. Hem ısı transfer katsayısı hem de sürtünme basıncı düşüşü, nano parçacık konsantrasyonu ve bobin eğriliği ile artmıştır. Sonuçlarla birlikte genel etkiyi değerlendirmek için bir termo-hidrokinamik performans endeksini kullanmışlardır.

Sepehr ve ark. (2018), gövde ve helisel sarmal borulu ısı eşanjörlerinde ısı transferi, basınç düşüşü ve entropi üretimini sayısal olarak incelemişlerdir. Isı transfer hızı, halka şekilli kanatçıkların sarmal borunun dış yüzeyine kurulmasıyla yoğunlaştırılmıştır. Bobin tarafı akışkanı, sarmal borudan 70°C sıcaklıkta ve 1 m/s hızında akarak kullanılmıştır. Soğutma kuru havası gövde tarafından 10°C sıcaklıkta ve 1-4 m/s aralığındaki hızlarda geçirilmiştir. Kanatçıkların yüksekliği ve sayısı ile gövde tarafı akışkanın hızı değişmiştir. Deney sonuçlarına göre, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün tahmini için bazı korelasyonlar önermişlerdir. Ayrıca, NTU, entropi üretim hızı ve termal etkinlik arasında bir ilişki elde etmişlerdir. Modeli, her iki tarafın Nusselt sayılarının ve helis tarafının sürtünme faktörünü ampirik korelasyonlar ile doğrulamışlardır.

Gholamalizadeh ve ark. (2019), bakırdan yapılmış sarmal tel ucu ile helisel sargılı borulu ısı eşanjöründe termal ısı transferi ve basınç düşüşünü araştırmak için sayısal bir model kullanmışlardır. Çap ve kesit formu gibi geometrik parametrelerinin, Nusselt ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Türbülansın etkisini simüle etmek için SST modelini kullanmışlardır. Model sonuçlarını önceki deneysel çalışmaların ampirik denklemleri ile karşılaştırılarak kıyaslamışlardır. Model sonuçlarına göre dairesel kesitli sarmal tel ekler kullanılarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü sırasıyla % 340.9 ve % 536.1 oranında arttığını

belirtmişlerdir. Ayrıca, 0,05 kg/s giriş kütle akış hızında ısı transferinin artırılması için 0,008 m çapında eş merkezli dairesel kesitli uçlar ve iki dikdörtgen enine kesit kullanılmasını tavsiye etmişlerdir. Diğer kullanılan tüm uçları, 0,075 kg/s kütle debisi için önermişlerdir. Ayrıca, bu ısı eşanjörlerinin Nusselt sayısını tahmin etmek için bir korelasyon önermişlerdir.

Zhang ve ark. (2018), ısıtılmış dikey helisel sarmal boru içindeki süper kritik CO<sub>2</sub>'nin türbülanslı ısı transfer özelliklerini araştırmak için sayısal simülasyonlar yapmışlardır. Isı transferi üzerindeki kaldırma kuvveti ve akış ivmesi mekanizmasını analiz etmişlerdir. Kaldırma kuvveti ve merkezkaç kuvvetinin etkisiyle ısı transfer verimliliğini artıran ikincil bir akış meydana gelmiştir. Yüzdürme parametresi  $\theta$  ve akış hızlanma parametresi  $q+$ , sayısal sonuçlara etkin bir doğrulama sağlamıştır. İki parametreye dayanarak, yüzdürme faktörü ( $F_b$ ) ve hızlanma faktörü, ( $F_{Ac}$ ) sırasıyla yüzdürme ve akış hızlanma etkisini ölçmek için önermişlerdir. Ayrıca, termo-fiziksel özelliklerin değişimini dikkate almak için bir sıcaklık farkı düzeltme faktörü ( $F_t$ ) sunmuşlardır.

Elattar ve ark. (2018) çalışmalarında yeni birçok borulu helisel sarmal boru ısı değiştiricisini sayısal olarak incelemişlerdir. Türbülanslı akış için ısı değiştiricisinin termal ve hidrolik performansını araştırmışlardır. Bobinin çalışma ve geometrik parametrelerinin soğuk / sıcak su Nusselt sayıları, ısı transfer katsayıları, pompalama gücü, etkinlik ve termal hidrolik endeksi üzerine etkileri sunmuşlardır. Sonuçlar, en büyük ısı transfer katsayısının  $N = 3$  ve  $\beta = 0^\circ$  ve  $90^\circ$  de bulunduğunu belirtmişlerdir. Boru sayısının  $N=1$ 'den  $N=5$  olması durumunda pompalama gücünün ( $P$ )  $\cong 20$  kat arttığını elde etmişlerdir. Ayrıca, bobinin etkinliği ( $\epsilon$ )  $\beta = 0^\circ$  ve  $90^\circ$  ve  $N = 3$ 'te en büyük değeri elde etmişlerdir. Ek olarak,  $0^\circ$ ,  $45^\circ$  ve  $90^\circ$ 'de  $N=1$ 'den  $N=3$ 'e çıkarsa, termal hidrolik endeksi ( $\xi$ ) sırasıyla %5, %8 ve %6 oranında artmıştır. Ayrıca,  $P$ ,  $\epsilon$  ve  $\xi$  için sayısal korelasyonları ilişkilendirip, kabul edilebilir hata sınırları içerisinde sunmuşlardır.

Yeboah ve Darkwa, (2018), çalışmalarında Helisel Sarmal Salınlı Isı Borularını (HSSIB), silindirik bir katı kurutucu paketli yatak sistemi ile entegre ederek laboratuvar koşulları altında test etmişlerdir. Çalışmada izotermal adsorpsiyon elde etme potansiyellerini araştırmayı amaçlamışlardır. Bakırdan üretilen HSSIB'ler, buharlaştırıcıları ve kondenser bölümleri helisel olarak sarılmış olarak, tek turlu ve kapalı döngü salınlı ısı boruları olarak kullanmışlardır. Bu borular sırasıyla yaklaşık % 60 hacim doluluk oranında etanol, metanol ve deiyonize su ile doldurulmuştur. Deney sonuçlarına göre buharlaştırıcıdaki ısı giriş miktarıyla değişen, bunun ötesinde kurumanın başladığı ve termal direncin arttığı kritik ısı akılarını elde etmişlerdir. Bu ısı akıları etanol HSSIB için  $\leq 70W$  ve hem metanol hem de deiyonize su HSSIB 'leri için  $\leq 105W$  olarak belirlemişlerdir. Kurutma aşamasında geçen çalışma sıvısının sıvı fazından kaynaklanan performans kararsızlıklarını, 234W'nin ötesindeki metanol HSSIB için gözlemlemişlerdir.

Cioncolini ve Santini, (2016) çalışmalarında helikon sarmal borular için bir basınç düşüşü tahmin yöntemi önermişlerdir. Çalışmalarında 980 veri noktası kullanmışlardır. Verileri 25

farklı korelasyonu göz önüne alarak yeni bir korelasyon geliştirmişlerdir. Geliştirilen korelasyon, %7 ortak mutlak hata ile sonuç vermiştir. Çalışma basınçları 0.75–9.0 MPa, kütle akıları 400 kg/m<sup>2</sup> -1191 kg/m<sup>2</sup>, ısı akıları 0- 750 kW/m<sup>2</sup>, boru çapları 5–20 mm ve helis için boru çapı oranı 32,4'ün üzerinde olan tüm durumlar için korelasyonun uygun olduğunu belirtmişlerdir.

Santini ve ark. (2008), Piacenza'daki (İtalya) SIET termo-hidrolik laboratuvarlarında Helisel Sarmallı bir Isı Eşanjörü (HSIE) içindeki iki fazlı diyabatik basınç düşüşleri ile ilgili deneysel bir araştırma yapmışlardır. Deneysel çalışma, HSIE yenilikçi reaktör buhar jeneratörünün geniş bir çalışma programının bir parçasıdır. Test bölümü, 32 m uzunluğunda, 12,53 mm iç çaplı, 0,5 m dirsek yarıçapı ve 0,8 m helis adımı ile sarmal şeklinde kavisli bir AISI 316 paslanmaz çelik borudan oluşturulmuştur. İki fazlı akış çalışmaları için çalışma koşulları, kütle akısı için 192-824 kg/m<sup>2</sup>s, buhar kalitesi için 0-1, basınç için 1,1-6,3 MPa, ısı akısı 50-200 kW/m<sup>2</sup> aralıklarında seçmişlerdir. İki fazlı karışımın enerji dengesine dayanan ve 940 deney noktası dahil olmak üzere sürtünmeli bir iki fazlı basınç düşüşü korelasyonu önermişlerdir.

Literatürde benzer çalışmaların bulunmasına rağmen endüstriyel boylerde helisel serpantin farklı açılarında ısı transfer performansını veren herhangi bir çalışma mevcut değildir. Bununla birlikte sistemin şarj ve deşarj durumları altında Nusselt sayısı ve sıcak su çıkış sıcaklığı hakkında da bir bilgi bulunmadığına ulaşılmaktadır. Ayrıca, tank içerisinde meydana gelen doğal taşınım ve zorlanmış taşınım durumlarında meydana gelen hız dağılımları için bir çalışma bulunmamaktadır. Literatürdeki bu eksiklikleri gidermek amacıyla 0° (Düz) serpantin boruya ek olarak 10° ve 15° konik helisel serpantinler sisteme yerleştirilerek ortalama Nusselt sayısı, çıkış suyu sıcaklıkları, yerel sıcaklık ve hız dağılımları incelenmiştir. Oluşturulan sayısal modeller deneysel veriler ile birlikte doğrulanmıştır.

## 2. BÖLÜM

### MATERYAL VE METOT

#### 2.1. Kullanılan Ana Denklemler

Akış çözümlerinde kütle korunum, momentum korunum ve enerji korunum denklemleri problem modellerine uygun sınır şartları ile temel olarak kullanılmaktadır. Çözümler bu uygun sınır şartları ve temel denklemler ile sağlanabilmektedir.

#### 2.2. Korunum Denklemleri

Çözümlerdeki sayısal modeller; enerji, momentum, kütle ve skaler olan değişkenler için temel denklemlerin (kütle, enerji ve momentum korunumu) sayısal çözümünü kaynak almaktadır. Serpantin içinden geçen sıcak suyun aktardığı ısı enerjisi üç boyutlu denklemler ile çözümlenmiştir.

##### 2.2.1. Kütle korunumu denklemi

Kütle korunumu bağıntısından süreklilik denklemi çıkarılmaktadır. Kontrol hacmi olarak belirtilen hacim için giren akışkan ve çıkan akışkan kütlelerinin hacimdeki zamana bağlı olan değişimi süreklilik denklemini ortaya çıkarır. Süreklilik denklemi Kartezyen koordinatlar ile aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\nabla(\rho \cdot \vec{V}) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.2)$$

Bu eşitlikte  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu,  $t$  zamanı,  $u$ ,  $v$  ve  $w$  sırasıyla  $x$ ,  $y$  ve  $z$  akışkanın hız bileşenlerini ifade etmektedir. Akışın sürekli sağlandığı rejimde ise;

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.3)$$

denklemi karşımıza çıkmaktadır.

### 2.2.2. Momentumun korunumu denklemi

Sayısal modellemede momentum korunum denklemi için sürekli rejimde önceki denklemler göz önünde bulundurulur ise aşağıdaki momentum korunumu denklemleri elde edilmektedir.

Momentum denklemi x doğrultusu için;

$$\left( u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} \right) + \frac{\partial P}{\partial x} = \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.4)$$

Momentum denklemi y doğrultusu için;

$$\left( u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} \right) + \frac{\partial P}{\partial y} = \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g \beta (T - T_i) \quad (2.5)$$

Momentum denklemi z doğrultusu için;

$$\left( u \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho w)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right) + \frac{\partial P}{\partial z} = \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.6)$$

elde edilmektedir. Burada P statik basıncı,  $\mu$  moleküler viskoziteyi, g yerçekimi ivmesini,  $T_i$  giriş sıcaklığını,  $\beta$  ısıl genleşme katsayısını, momentum denkleminde y doğrultusunda bulunan  $\rho g \beta (T - T_i)$  ifadesi akışkanın doğal taşınım ile ivmelendiğini ifade etmektedir (Saboya ve ark , 1976).

### 2.2.3. Enerjinin korunumu

Enerjinin korunumu denklemi, basınç ve dış kuvvetler ihmal edilerek ısı üretiminin gerçekleşmediği hal kabul edilirse,

$$\frac{DT}{Dt} = \frac{k}{\rho c_p} \text{div}(\text{grad}T) \quad (2.7)$$

şeklinde bulunur. Yukarıdaki kabulleri temel alarak entalpi korunumu şartlarında dış kuvvetler ve basınç ihmal ile denk aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$\left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{k}{\rho c_p} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.8)$$

Bu denklemde  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu,  $T$  sıcaklığı,  $u$ ,  $v$  ve  $w$  sırasıyla  $x$ ,  $y$  ve  $z$  akışkanın hız bileşenlerini,  $k$  ısı iletim katsayısını,  $c_p$  ise özgül ısıyı ifade etmektedir (Fluent Incorporated , 2003).

### 2.3. Endüstriyel Boylerlerde Kullanılan Temel Denklemler

Isı enerjisinin elde edilmesi ve en etkin bir şekilde kullanılmasında ortamlar arasındaki ısı transferinin olabildiğince ekonomik bir sistemle gerçekleşmesi gereklidir. Bir boyler çeşitli ısıtma yöntemleri ile içerisindeki suyu ısıtma ve depolama görevi görmektedir. Isıtma rezistansı ile elektrikli bir sistemle boyler içerisindeki su ısıtılabilir. Diğer bir yöntem ise analizimin konusu olan serpantin sistemi ile ısı transferini gerçekleştirerek ısıtma işlemini sağlamaktır. Serpantin içerisinde sıcak akışkan geçirilerek serpantin üzerinden ısı, serpantin içinde bulunduğu daha düşük sıcaklıktaki akışkana transfer edilir. Bu ısı transferinin verimli ve ekonomik bir şekilde gerçekleşmesi amacıyla yapılan çalışmalar artmakta ve artmaya devam edecektir. Serpantin geometrisi ve boyutları gerçekleşen bu ısı transferini doğrudan etkilemektedir. Aynı malzeme sarfiyatı ile daha yüksek ısı transferi sağlanması hedeflenmektedir. Isı transferi iletim ve taşınım ile gerçekleşmektedir. Bu tarz sistemlere mühendislik uygulamalarında sıkça karşılaşılmaktadır (Kakaç ve Yener, 1995).

#### 2.3.1. Isı iletimi

Isı iletimi, atom veya moleküllerin birbiri ile etkileşimi neticesinde, bir hareket olmadan yüksek enerjiye sahip atomlardan daha düşük enerjiye sahip atomlara enerjisini aktarması olarak tanımlanmaktadır. Katı veya akışkan durgun bir ortam içinde sıcaklık farkı sebebiyle sıcaklığın az olduğu tarafa doğru iletim ile enerji transferi gerçekleşmelidir (Incropera ve DeWitt, 1996).

Fourier Yasası bir ortamdan veya yüzeyden aktarılan enerjiyi hesaplamak için ısı iletimi temel denklemdir.

$$k\nabla^2 + q = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.9)$$

Bu denklemde  $q$  ( $W/m^2$ ), ortamın birim zamanda birim hacimde üretilen ısı enerjisi,  $k$  ( $W/mK$ ) malzemelerin ısı iletimi ile ilgili özelliğini belirten iletim katsayısı,  $\nabla^2$  laplasyon operatörü, Kartezyen koordinatlarda ifade edildiğinde;

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.10)$$

Silindirik koordinatlarda ise,

$$\nabla^2 = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.11)$$

şeklinde gösterilmektedir.

Isı iletim katsayısının ısı kapasitesine oranı ısı iletimi çözümlerinde önem arz etmektedir. Bu oran  $\alpha$  ısı yayılım katsayısı olarak,

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (2.12)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Bu halde denklem aşağıdaki şeklini alır.

$$\nabla^2 T + \frac{\ddot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.13)$$

### 2.3.2. Isı taşınımı

Isı taşınımı, akışkanların hareketiyle moleküllerin etkileşimi esnasında bünyesindeki enerjiyi başka bir ortama aktarmasıdır. Bu aktarım sırasında sıcaklık değişiminin neden olduğu

yoğunluk farkı ile hareket sağlanıyorsa doğal taşınım olarak adlandırılır. Sıcaklık değişimi ile değil de dışardan bir etkiyle, pompa gibi, basınç farkı oluşturup gerçekleştiriliyorsa zorlanmış taşınım olarak adlandırılır. Boyler içerisindeki serpantin sistemi ile ısı transferi sağlanır. Serpantin içinde sıcak akışkan pompa ile hareket ettirilir. Helisel bir hareketle boyler içinde dolaşan sıcak akışkan serpantin yüzeyleri ile ısı enerjisini serpantin dış yüzeyinde bulunan daha soğuk akışkana aktarır. Pompa ile zorlanmış taşınımı sıcak akışkan üzerinde görmekteyiz. Sıcak akışkanın aktardığı ısı enerjisi ile sıcaklığı artan soğuk akışkan giderek genişir ve yoğunluk farkı ortaya çıkar. Bu vesile ile doğal taşınım gerçekleşmiş olur (Incropera, F.P. ve and DeWitt, D.P, 1996).

Isı taşınımı ile ısı transferini ifade eden denklem;

$$q = h(T_s - T_\infty) \quad (2.14)$$

Newton Soğutma Yasası olarak bilinen denklem bu şekilde tanımlanır. Denklemde q taşınım ısı akışını, h yüzey ile akışkan arasındaki ısı taşınım katsayısını,  $T_s$  yüzeydeki sıcaklık değerini,  $T_\infty$  boru içerisindeki dolaşan akışkanın sıcaklık ortalamasını ifade etmektedir. Yapılan analizde boylerde bulunan serpantin içinde zorlanmış taşınım koşulları olduğu temel alınmıştır. Eşitlik 2.15 ile serpantin içindeki akışkanın akışı için Gnielinski kolerasyon denkleminden yararlanılmıştır (Santini, Cioncolini, Lombardi ve Ricotti, 2008).

Denklemde F sürtünmeye karşı dirençtir. Taşınım ile geçen ısının, iletim ile geçen ısıya oranı Ortalama Nusselt sayısını (Nu) vermektedir. Akış sırasındaki dinamik kuvvetlerin vizkos kuvvetlere oranı Reynolds sayısını (Re) verir. Akışkanın kinematik viskozitesinin ısı yayılım katsayısına oranı boyutsuz Prandtl sayısını (Pr) vermektedir (Kakaç ve Yener , 1995).

$$Nu = \frac{(F/2)(Re - 100)Pr}{1 + 12.7(F/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.15)$$

$$Re = \frac{\rho u L_h}{\mu} \quad (2.16)$$

$$Pr = \frac{\gamma}{\alpha} \quad (2.17)$$

$$Nu = \frac{hL_h}{k} \quad (2.18)$$

$$\Delta p = F \frac{\rho u^2}{2} \quad (2.19)$$

$$Ra = \frac{g\beta}{\alpha\nu} (T_s - T_\infty) D^3 \quad (2.20)$$

Denklemlerde;

$\rho$  :akışkan yoğunluğu

$u$  :akışkan hızı

$L_h$  :levha boyu

$F$  :düz levhada sürtünme direnci

$k$  :ısı iletim katsayısı

$\mu$  :akışkanın viskozitesi

$h$  :ısı taşınım katsayısı

$\gamma$  :kinematik viskozite

$\alpha$  :ısı yayılım katsayısı

olarak ifade edilmektedir. Basınç düşüşü ise Eşitlik 3.19 ile tespit edilir (Incropera ve DeWitt, 1996). Isı taşınımı laminer akış için hız sınır tabaka kalınlığı  $\delta$ , ve ısı sınır tabaka kalınlığı  $\delta_T$  eşitlikleri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\frac{\delta}{L_h} = \frac{4,64}{Re^{1/2}} \quad (2.21)$$

$$\frac{\delta_T}{\delta} = \frac{0,977}{Pr^{1/3}} \quad (2.22)$$

Analizde seçilen modeller için Nu sayıları Re ve Pr cinsinden eşitlik 2.23 ile bulunmuştur.

$$Nu = C(RePr)^m = CPe^m \quad (2.23)$$

Bu denklemde Pe Peclet sayısı, C ve m sabittir.

$$Pe = Re \cdot Pr \quad (2.24)$$

olarak gösterilmektedir.

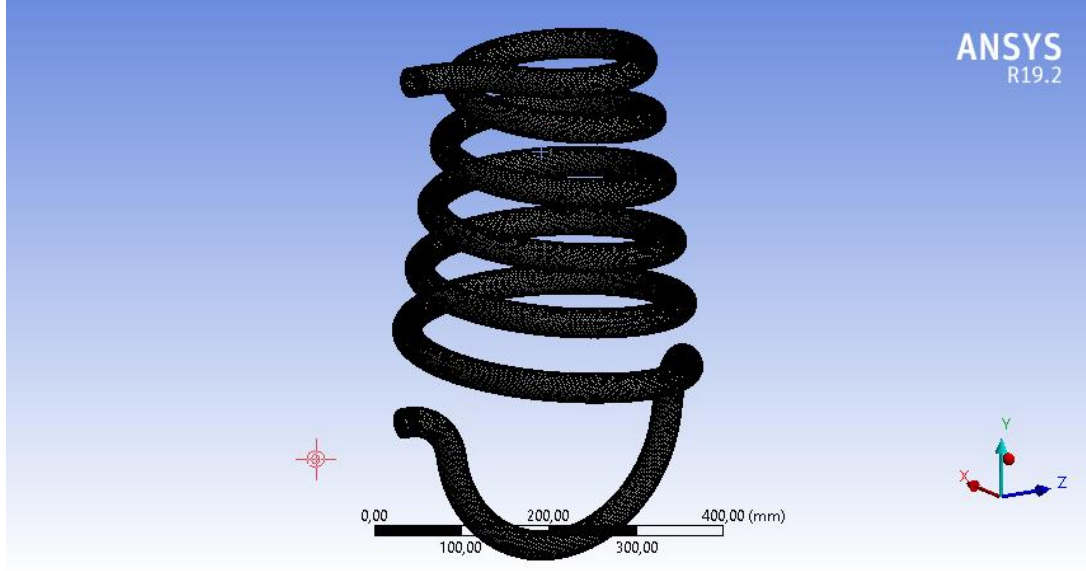
#### 2.4. Oluşturulan Mesh Yapısı

Analizi gerçekleştirilen ürün endüstriyel bir boylerdir. Mesh yapısını olumsuz yönde etkileyecek etkileri ortadan kaldırmak için modeller oluşturulurken analizi sonuçlarını etkilemeyecek şekilde değişiklikler gerçekleştirilmiştir. Bu değişiklikler neticesinde mesh eleman sayısında azalma ve kalitesinde artma gerçekleşmiştir. Mesh yapısının oluşumunda ANSYS farklı kalite standartları öne sürebilmektedir. Bunlar skewness (çarpıklık değeri), ortogonal quality (ortogonal kalite), grow rate (büyüme oranı), aspect ratio (en boy oranı) şeklindedir. Çarpıklık değeri mesh elemanının ideal değere ne kadar yaklaştığı hakkında bilgi verir. 0 ve 1 arasında değer almaktadır. 0' a yaklaştıkça mesh kalitesi artar. Çarpıklık değeri 0,95 altında olması önerilmektedir. Ortogonal kalite ise mesh elemanın ağırlık merkezinden yüzey merkezine olan vektörün normalleştirilmiş skaler çarpımları ile formül edilen kalite değeridir. Bu değer 0,15' ten büyük olması önerilmektedir. Büyüme oranı mesh elemanlarının aşamalı bir şekilde büyümesini ifade etmektedir. Kaliteli mesh değeri için bu oranın 1' e yakın olması gerekmektedir. En Boy oranı mesh kenarları arasındaki orandır. Bu değer 1 ve 1' den büyük değerler almaktadır. 1 mükemmel kalite değerini ifade etmektedir. 3'ten küçük değerler iyi mesh 10' dan küçük değerler ise kabul edilebilir mesh olarak ifade edilmektedir. Değer büyüdükçe sonuçlar hatalı olmaya başlayacaktır. "Proximity and Curvature" ağ modeli genel ağ yapısını oluşturmada seçilmiştir. "Proximity" bölümünde eleman ebadı boşluklara göre değerlendirilmektedir. Bu boşluklar aşağıdaki gibi ifade edilmektedir;

- İki yüzey arasındaki iç volümetrik bölge
- Bir yüzeyin karşılıklı iki sınır kenarı arasındaki alan

Kenarlar ve yüzey arasındaki eğriliklerin büyüklüğü "Curvature" fonksiyonu ile değişmektedir. Serpantin geometrisinin en ufak elemanlarındaki büyüklüğü parça büyüklüğünden büyük olması halinde ağ kalitesi düşük olacaktır. "Curvature" değeri bu durumlar göz önüne alınarak

değerlendirilmiştir. Akışkan geometrileri ve katı geometrileri ayrı olarak özellikler belirlenmiştir. Sistemden alınan verilerin ve sınır tabakadaki etkilerin gözlemlenmesi için 8 katman inflasyon (inflation) 1,2 büyüme oranı (growth ratio) seçilmiştir. Düz serpantin için kullanılmış olan mesh yapısı Şekil 2.1’deki gibidir.



**Şekil 2.1.** 10° konik açılı serpantin için oluşturulan ağ yapısı

## 2.5. Çözüm Modelinin Tanımlanması

Endüstriyel boylerde ısı transferinin gözlemlenmesi ve serpantin ile akışkanlar arasındaki sıcaklık yayılımının incelenmesi için enerji denklemi, akışkanlardaki basınç değişimlerinin gözlemlenmesi içinde viskoz akış modeli tercih edilmiştir.

### 2.5.1 Enerji Denklemi

Sayısal hesaplamalarda enerji hesabını yapabilmek için aşağıdaki Eşitlik 2.25-2.29 kullanılmaktadır. Bu eşitliklerde  $\rho$  yoğunluk, E enerji, p basınç düşmesini, Y kütle oranı, h duyulur entalpiyi,  $Y_j$  için kütle oranı,  $T_{ref}$  baz alınan referans sıcaklığı ifade eder.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla(\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \left( k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\vec{\tau}_{eff} \vec{v}) \right) + S_h \quad (2.25)$$

Burada eşitlikten sonraki ifadeler sırasıyla iletim ile olan ısı transferini, madde difüzyonunu ve viskoz dağılımı ifade etmektedir.

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (2.26)$$

$$h = \sum_j Y_j h_j \quad (2.27)$$

$$h = \sum_j Y_j h_j + \frac{p}{\rho} \quad (2.28)$$

$$h_j = \int_{T_{ref}}^T c_{p,j} dT \quad (2.29)$$

Katı hali için enerji denklemi ise;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla(\vec{v}\rho h) = \nabla(k\nabla T) + S_h \quad (2.30)$$

Şeklinde ifade edilir.  $S_h$  volümetrik ısı kaynağıdır. Duyulur entalpi ise aşağıdaki gibi ifade edilmektedir (Fluent User Guide, 2003).

$$h = \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad (2.31)$$

## 2.6. Viskoz Akış Modelleri

Large Eddy Simulation (LES), Direct Numerical Simulation (DNS) ve Reynolds Averaged Navier Stokes Simulation (RANS) yöntemleri türbülanslı akış yöntemleri için kullanılmaktadır. LES yönteminde girdaplar çözümlenirken, mesh elemanından daha küçük girdaplar modellenerek Navier-Stokes denklemlerinin boyutsal ortalamaları çözümlenmektedir. Navier-Stokes denklemlerini zamana bağlı olarak, bir modellemeye ihtiyaç duymadan DNS yöntemi çözmektedir. Endüstriyel akış uygulamaları için tercih edilen RANS yöntemi ise Navier-Stokes denklemlerini zaman ortalamalı olarak çözümlenmeye olanak sunmaktadır. Bütün türbülans uzunluk ölçekleri modellenenmektedir. Aşağıdaki modeller RANS yöntemi için kullanılabilir (Fluent User Guide, 2003).

- Standart k-  $\epsilon$
- RNG k-  $\epsilon$
- Realizable k-  $\epsilon$
- Standart k-  $\omega$
- Shear-Stress Transport (SST) k-  $\omega$
- Reynold Stress Model

### 2.6.1.1. Standart k- $\epsilon$

Bu yöntemde iki ayrı denklem uzunluk ölçekleri ve türbülans hızı için ayrı halde çözümlenir. Ekonomik, güvenilir ve geçerli sonuç vermesinden dolayı türbülanslı endüstriyel akış ve ısı transferi çözümlenmeleri için yaygın bir kullanım ağına sahiptir. Yöntem deneysel temeldeki denklemlerden oluşturulmuştur. Denklemde k ve  $\epsilon$  sırasıyla türbülans kinetik enerjisini ve enerji yayılım oranını ifade etmektedir. Yöntemin tamamen türbülanslı akışlar üzerinde geçerli olmasının sebebi kabullerin tamamen türbülanslı olması ve moleküler viskozitenin ihmal edilebilir derecede kabul edilmesidir (Fluent User Guide, 2003)..

### 2.6.1.2. RNG k- $\epsilon$

RNG (Re-Normalization Group) k- $\epsilon$  yöntemi düzenli bir matematik tekniği kullanılarak geliştirilmiş bir k- $\epsilon$  modelidir. Standart k- $\epsilon$  modeli ile benzer olmasına karşın aşağıdaki iyileştirmeleri bünyesinde barındırmaktadır.

- RNG yöntem  $\epsilon$  denkleminde eklenmiş hızlıca gerinen akışların çözümsel doğruluğunu iyileştiren terimler barındırır.

- Girdap etkileri de ilave edilmektedir.
- Standart k-ε modeli sabit bir Prandtl sayısı kullanarak çözüm sunarken bu yöntem Prandtl sayısı için analitik bir denklem sunmaktadır.
- Efektif viskozite iyileştirmesi için analitik geliştirilmiş diferansiyel bir denklem sunarak düşük Reynolds sayısında da geçerli çözümler vermektedir.

Burada sıralanan özellikler ile RNG k-ε modeli, standart k-ε modeline göre yüksek güvenilirlik ve doğruluk payına sahiptir (Fluent User Guide, 2003).

### 2.6.1.3. Realizable k- ε

Standart k-ε yönteminin performansını artıran Realizable k-ε yöntemi aşağıdaki iyileştirmeleri içermektedir.

- Türbülans viskozitesi için sabit bir değer yerine değişken bir terim kullanarak katı yüzeye dik şekil değiştirme değeri küçültülmüştür.
- Yerel şekil değiştirme hızını temel alan başka bir kaynak terim kullanılmıştır.

Bu yönteme ait denklemler aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.32)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon + \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (2.33)$$

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (2.34)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.35)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (2.36)$$

Bu ifadelerde  $\rho, k, x_j, u_j, \mu, \mu_t, \sigma_k, G_k, G_b, \varepsilon, Y_M, \sigma_\varepsilon, \nu, C_{1\varepsilon}$  sırası ile yoğunluk, türbülans kinetik enerji, yön, hız, dinamik viskozite, türbülans viskozitesi, k için türbülans Prandtl numarası, ortalama hız gradyenlerinden dolayı olan türbülans kinetik enerji üretimi, kaldırma kuvvetinden dolayı olan türbülans kinetik enerjisi, türbülans kinetik enerjisinin enerji yayılım oranı, toplam enerji yayılım oranının sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalanma dilatasyon katkısı ve  $\varepsilon$  için türbülans prandtl sayısıdır.  $S_k$  ve  $S_\varepsilon$  ise kullanıcı tanımlı kaynak terimleri olup  $C_2$  ve  $C_{3\varepsilon}$  sabit değerlerdir (Fluent User Guide, 2003).

#### 2.6.1.4. Standard k- $\omega$

Standart k- $\omega$  yöntemi k kinetik enerji,  $\omega$  özgül yayılım oranı için oluşturulmuş deneysel olarak elde edilen ve Wilcox k- $\omega$  modelini temel alan bir yöntemdir. Düşük Reynolds sayısındaki değişimler, sıkıştırılabilirlik ve kayma akışının yayılması geliştirmelerini barındırmaktadır. Wilcox'un modeli uzak art izleri (far wakes), karışım tabakaları (mixing layers), düzlemsel, yuvarlak ve radyal jetlerin ölçümleri ile yakın bağlamdaki serbest kayma akış yayılım oranlarını tahmin ettiğinden dolayı çepere bağlı akışlar ve serbest kayma akışları için kullanılabilir (Fluent User Guide, 2003).

#### 2.6.1.5. SST Transition Model

Menter tarafından geliştirilmiş Shear-Stress Transport (SST) yöntemi temelinde bir k- $\omega$  modelidir. Yöntemde uygun bir şekilde k- $\omega$  ve k- $\varepsilon$  yöntemlerinin içerecek şekilde güvenilir ve doğru sonuçlar vermektedir. Şok dalgaları, kanatlarda olan akışlar ve ters basınç çizgilerinin olduğu akışlarda kullanılmaktadır (Fluent User Guide, 2003).

#### 2.6.1.6. Reynold Stress Model (RSM)

RANS denklemlerine yakın bir çözümü Reynolds gerilmeleri için aktarım denklemlerini ve yayılım oranı için oluşturulmuş denklemleri çözerek sunmaktadır. Karmaşık akışlarda daha titiz bir analiz gerçekleştirdiği için daha doğru tahminler yapabilmektedir. Bu yöntem kendinden basit denklemler ile karşılaştırıldığında her zaman daha iyi sonuçlarda vermeyebilir. Girdaplı akışlar, dönele akışlar ve siklon akışlarda bu model kullanılmalıdır (Fluent User Guide, 2003).

## 2.7. Çözüm Yöntemleri

Yoğunluk ve basınç temelli olarak iki tür çözüm modeli yer almaktadır. Bunlardan basınç temelli çözüm yolu sıklıkla sıkıştırılamaz akışların analizinde tercih edilmektedir. Momentum denklemi ile hız alanlarını elde etmektedir. Hal denklemini ise basınç alanlarını çözmek için kullanır. Bu çözümler ile basınç alanı, süreklilik denklemi ve momentum denklemleri baskılanıp basınç ve basınç düzeltme denklemleri kullanılarak analiz edilir. Yoğunluk temelli yöntem ise çoğunlukla yüksek hızdaki sıkıştırılabilir akışın analizinde kullanılır. Yoğunluk alanlarını süreklilik denkleminde, hız alanlarını ise momentum denkleminde elde edilmektedir. İki çözüm temelinde de kütle korunumu, momentum korunumu ve uygun seçilecek enerji ve diğer büyüklüklerin denklemleri kullanılır. Kontrol hacim tekniği aşağıda açıklanan uygulamalar ile belirlenmektedir (Fluent User Guide, 2003).

- Çözüm alanını sayısal ağlar kullanarak ayrı kontrol birimlerine bölme
- Korunan skaler, hız, sıcaklık ve basınç gibi ayrık bağımlı değişkenler için, hacimlerinde ana denklemlerin cebirsel denklem integrasyonunu oluşturmak için bireysel kontrol
- Bağımlı değişkenlerin doğrusallaştırmasının güncellenmiş verilerini sağlamak için son doğrusal denklem seti ve ayrıklaştırılmış denklemlerin çözümü
- İki sayısal analiz yöntemi benzer ayrıklaştırma (sonlu hacim) kullanılmaktadır. Bununla birlikte, ayrık denklemleri çözmek ve doğrusallaştırmak için farklı yaklaşımlar kullanılmaktadır.

### 2.7.1. Basınç Temelli Ayrık Çözüm Modeli (Pressure-Based Segregated Algorithm)

Denklemlerin doğrusal olmamasından ve bağımlı durumda olmasından dolayı iteratif çözüm bu modelde kullanılır. Ayrık denklemlerin her birisi için sırasıyla  $u$ ,  $v$ ,  $w$ ,  $p$ ,  $T$ ,  $k$  değişkenleri çözülür. Ayrık denklemlerin diğer denklemlerin yardımıyla ayrıştırması sağlanır. İteratif çözüm sayesinde akışkana ait olan özellikler her bir adımda güncellenir. Her adımdaki güncellemeler ile basınç ve kütleli debiyi sağlayacak momentum denklemi, hız alanı ve kütleli debiyeye göre basınç doğrulama denklemi çözülür. Sonrasında bu değişkenler için doğrulama denklemi kullanılarak düzenlenmiş değerler kullanılır ve bu değerler ile skaler büyüklükler çözümlenerek kaynak terimleri elde edilmektedir. Bu süreç belirlenen yakınsama sınırı sağlanana kadar devamlı tekrar etmektedir (Fluent User Guide, 2003).

### 2.7.2. Basınç Temelli Birleştirilmiş Çözüm Modeli (Pressure-Based Coupled Algorithm)

Bu modelde, ayrık çözüm modeline göre momentum ve basınç temelli süreklilik denklemi birlikte çözümlenerek kullanılır. Çözümleme adımları ayrık model ile aynıdır. Yakınsama oranı

ile ilgili iyi yönde fark mevcuttur. İşletme maliyeti ise bu modelde ayırık modele kıyasla yüksektir (Fluent User Guide, 2003).

### **2.7.3. Ayırıklaştırma (Discretization)**

Sayısal analizlerde hem konumsal hem de zamana bağlı ayırıklaştırma yapılabilmektedir. Analiz edilen sistemde kararlı durum için analiz yapılmaktadır. Bundan dolayı sadece konumsal ayırıklaştırma uygulanmaktadır.

### **2.7.4. Konumsal Ayırıklaştırma (Spatial Discretization)**

Skaler değişkenlerin merkezindeki ayırık değerleri FLUENT depolamaktadır. Taşınım terimleri için skaler değişkenler gerekmektedir. Bu skaler elemanlar merkezde yer alan elemanlar kullanılarak çözümlenir. Bu süreç “upwind” yöntemi ile sağlanır. Bazı “upwind” metotları mevcuttur.

- First-Order (Birinci Derece)
- Second-Order (İkinci Derece)
- Power Law (Üstel)
- Quick (Hızlı)

Birinci derecen ayırıklaştırma modeli ile Power Law modeli çoğunlukla yakın doğrulukta çözüm sonuçları vermektedir ve ikinci derece ayırıklaştırma modeline göre Quick modeli girdap akışlar için daha yüksek doğrulukta çözümler sunmaktadır. Daha hızlı yakınsama sağlayan Birinci derece ayırıklaştırma modeli basit analizlerde tercih edilebilmektedir. İkinci derece ayırıklaştırma modeli daha karmaşık analizler için tercih edilebilmektedir. Gerçekleşen bazı özel analizlerde ise yakınsamayı elde edebilmek için birinci derece ayırıklaştırma modeli ile yeterli iterasyon sağlanınca ikinci derece ayırıklaştırma metodu ile çözümlenmeye devam edilir (Fluent User Guide, 2003).

#### **2.7.4.1. Birinci Derece ve İkinci Derece Ayırıklaştırma Modelleri (First-Order Upwind Scheme – Second-Order Upwind Scheme)**

Birinci derece ayırıklaştırma modelinde bir elemanın yüzey skaler değişkeni sonrasındaki elemanın merkez skaler değerine denk şekilde analiz yapılır. Elemanın merkezindeki değerlerin elemanın ortalama değeri olduğu kabulü ile elemanın yüzeyindeki büyüklükler atanır. İkinci derece ayırıklaştırma modelindeyse yüzeydeki değerler çok yönlü

doğrusallaştırma yöntemiyle çözümlenir. Taylor serisi yardımıyla elemanın ağırlık merkezi çevresinden elemanın merkezindeki büyüklükler çözümlenir.

$$\phi_{f,sou} = \phi + \nabla\phi\vec{r} \quad (2.37)$$

Burada  $\phi$  elemanın merkezindeki değeri,  $\nabla\phi$  değerini ve  $\vec{r}$  değeri ise bir sonraki elemanın ağırlık merkezinden başlayıp yüzeyine doru gerçekleşen yer değişimini ifade eden vektörü temsil etmektedir.

### 2.7.5. Basınç-Hız Çifti Metodu (Pressure-Velocity Coupling Method)

Basınç temelli ayrık çözüm modeli için SIMPLE, SIMPLEC, PISO ve FSM yöntemlerini, basınç temelli birleşmiş çözüm modeli için Coupled yöntemlerini FLUENT önermektedir. Analiz aşamasında basınç temelli ayrık çözüm modeli kullanılacaktır. Bu yöntem dahilinde öneriler arasında PISO algoritması ve FSM (Fractional Step Method) yer almaktadır. Karmaşık olmayan analizlerde SIMPLE yöntemine göre daha hızlı çözümleri SIMPLEC yöntemi sunabilmektedir. Basınç için URF değerinin 1 olduğu analizler için tercihi uygun olmakta iterasyonların yakınsama imkanı gerçekleşmediğinde yani URF değerinin 1'den küçük olması gerektiğinde ilave düzenlemeler yapılmaktadır.

### 2.7.6. SIMPLE Metodu (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations)

SIMPLE metodunda basınç ve hız sağlamaları arasındaki ilişkiden faydalanarak basınç alanı ve kütle korunumu sağlam bir şekilde elde edilir. Bu nedenle basınç alanına bir  $p^*$  değeri tahmini olarak atanır. Atanan bu değerle de momentum denkleminde  $V^*$  değeri çözülür ve bu değer basınç doğrulama değerinin bir fonksiyonu şeklinde tekrar çözümlenir. Bu işlemlerden sonra basınç düzeltme değeri süreklilik eşitliğinde yeniden düzenlenmiş hız değerleri alınarak atanır. Gerçekleşen basınç ve hız değerleri ise bu basınç düzeltme değerlerinin bulunmasından sonra tespit edilir. Eğer varsa türbülans için hız değişkenleri kullanılarak analiz devam ettirilir ve Artık Değer (Residual) hesap adımına ilerlenmektedir. Eğer Artık Değer istenenden büyük ise bir sonraki iterasyonda basınç alanı değeri için şimdiki basınç alanı değeri kullanılır. Tam aksi bir şekilde artık değer istenenden küçükse iterasyon tamamlanır (Fluent User Guide, 2003).

### 2.7.7. Artık değer (residual)

P elemanındaki  $\phi$  değeri için korunum denklemi aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (2.38)$$

$$a_p = \sum_{nb} a_{nb} - S_p \quad (2.39)$$

$$S = S_c + S_p \phi \quad (2.40)$$

Burada  $a_p$  merkez katsayısı,  $a_{nb}$  ise çevrede bulunan elemanların etki katsayısıdır.  $b$  kaynak terim sabit kısım  $S_c$ 'nin sınır koşullarından gelen ifadelerdir.  $R^\phi$  artık değeri Eşitlik 2.38' deki iki tarafında farklarının tüm  $P$  elemanları boyunca toplamı olarak belirlenir. Bu değer ölçeklendirilmediği için yakınsamanın belirlenmesi zordur. Artık değerlerin ölçeklendirilmiş hali için Eşitlik 2.42 kullanılır.

$$R^\phi = \sum P_{elemanı} \left| \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p \right| \quad (2.41)$$

$$R^\phi = \frac{\sum P_{elemanı} |\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p|}{\sum P_{elemanı} |a_p \phi_p|} \quad (2.42)$$

Momentum denklemleri için paydada yer alan  $a_p \phi_p$  değeri için  $a_p v_p$  değeri sunulur.  $v_p$  ise  $P$  elemanındaki hız değeridir. Eşitlik 2.43 a uygun olarak süreklilik denklemi için ölçeklendirilmemiş artıklar belirlenir.

$$R^c = \sum P_{elemanı} |P \text{ elemanındaki kütle üretim oranı}| \quad (2.43)$$

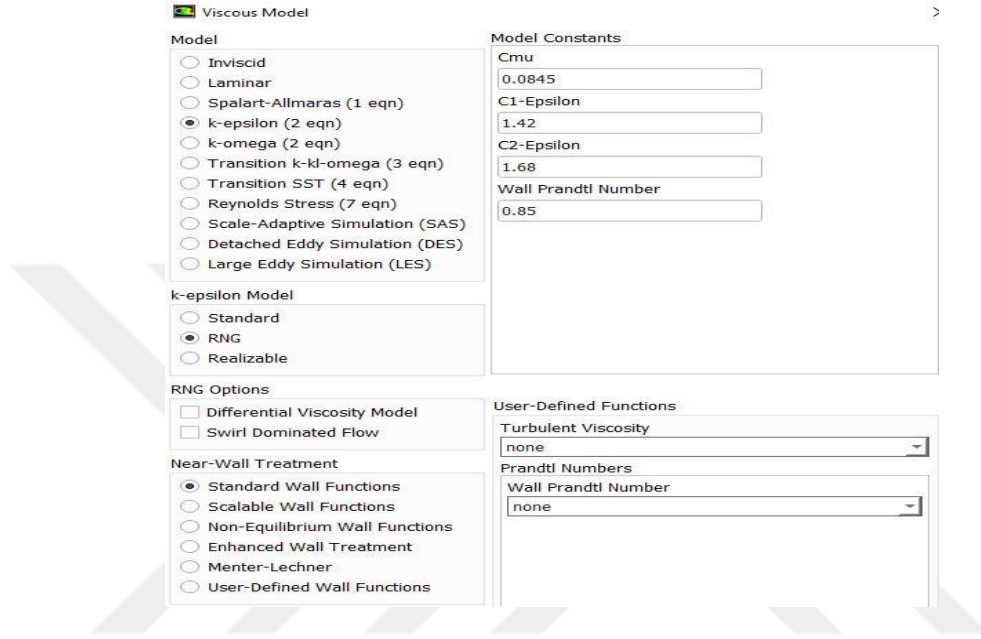
Süreklilik denklemi ölçeklendirilmiş artıklar için aşağıdaki formu alır.

$$\frac{R_{N.iterasyon}^c}{R_{5.iterasyon}^c} \quad (2.44)$$

Süreklilik denkleminin ilk beş iterasyonu ile bulunan mutlak en büyük artık değer paydada yer almaktadır (Fluent User Guide, 2003).

## 2.8. Çözüm Yöntemlerinin Belirlenmesi

Sayısal modellemede ANSYS Fluent 14.5 ticari paket yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Çözümde mutlak hız değerlerine bağlı olarak zamana bağlı çözüm gerçekleştirilmiştir. y- doğrultusunda kütle kuvvetlerinin etkisi göz önüne alınmıştır. Modellemede momentum denklemleri ile birlikte enerji denklemi eş zamanlı olarak çözüme tabi tutulmuştur. Momentum denklemleri için RNG k-ε Standart Wall modeli kullanılmıştır (Şekil 2.2).



Şekil 2.2. Türbülans model bilgileri

Çözüm bölgesi olarak boyler 3 gruba ayrılmıştır. Serpantin içerisinde sıvı akışı yoluyla taşınım, serpantin kalınlığı boyunca iletim ve serpantin dışında akışkan yoluyla taşınım göz önüne alınmıştır. Serpantin içerisindeki akışkan (su) özellikleri sabit kabul edilirken depo içerisindeki suyun termofiziksel özelliklerinin sıcaklığın 3. derece fonksiyonu olarak değiştiği kabulü yapılmıştır. Akışkan termofiziksel özellikleri piecewise linear olarak modellenmiştir. Serpantin malzemesi deneysel çalışmaya uygun olarak bakır seçilmiştir. Sınır şartı olarak serpantin giriş (inlet\_h), serpantin çıkış (outlet\_h), depo giriş (inlet\_c) ve depo çıkış (outlet\_c) olarak belirlenmiştir. Isıtma periyodu boyunca serpantin giriş için kütle giriş oranı 0,101 kg/s, giriş basıncı ise yaklaşık şebeke suyu basıncında 608 kPa olarak belirlenmiştir (Şekil 2.3). Isıtma periyodunun sonunda kullanım periyoduna geçilirken serpantin giriş ve çıkış şartları izolasyona dönüştürülmüştür. Depo girişi “mass-flow inlet” depo çıkışı ise “outflow” olarak değiştirilmiştir.

Zone Name  
inlet\_h

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Reference Frame Absolute

Mass Flow Specification Method Mass Flow Rate

Mass Flow Rate (kg/s) 0.101 constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 607950 constant

Direction Specification Method Normal to Boundary

Turbulence

Specification Method Intensity and Viscosity Ratio

Turbulent Intensity (%) 5 P

Turbulent Viscosity Ratio 10 P

OK Cancel Help

**Şekil 2.3.** Sıcak akışkan giriş şartları

Çözüm metodunda basınç-hız çözümünde bileşik şema (coupled) kullanılmıştır. Basınç için Standart, momentum için Second Order Upwind, enerji için ise Quick şema kullanılmıştır. Kinetik enerji ve disipasyon oranı için ise First Order Upwind şema kullanılmıştır. Çözüm yönteminde Akış Courant Sayısı 0,2 olarak alınmıştır. Rahatlama faktörü olarak Under Relaxtion faktörler kullanılmıştır (Şekil 2.4).

**Solution Controls**

Flow Courant Number  
0.2

Explicit Relaxation Factors

Momentum 0.2

Pressure 0.2

Under-Relaxation Factors

Density  
0.3

Body Forces  
0.3

Turbulent Kinetic Energy  
0.8

Turbulent Dissipation Rate  
0.8

Turbulent Viscosity  
0.3

Energy  
0.3

**Şekil 2.4.** Çözüm kontrol ekranı

İteratif çözümde süreklilik ve hız bileşenleri için yakınsama kriteri  $1 \times 10^{-4}$ , enerji için  $1 \times 10^{-5}$  ve  $k-\epsilon$  için  $1 \times 10^{-3}$  seçilmiştir.

Çözümlemede sınır şartları ile birlikte başlangıç şartları için hibrid olarak belirlenmiş. Hibride atanmış olan değerler kullanılarak standart başlangıç şartı atanmıştır. Bu başlangıç şartında tüm sistemin sıcaklığı 292,15 K (19° C) olarak belirlenmiştir. Zaman adımı olarak 0,025 saniye ve her zaman adımında maksimum 150 iterasyona göre analiz gerçekleştirilmiştir.

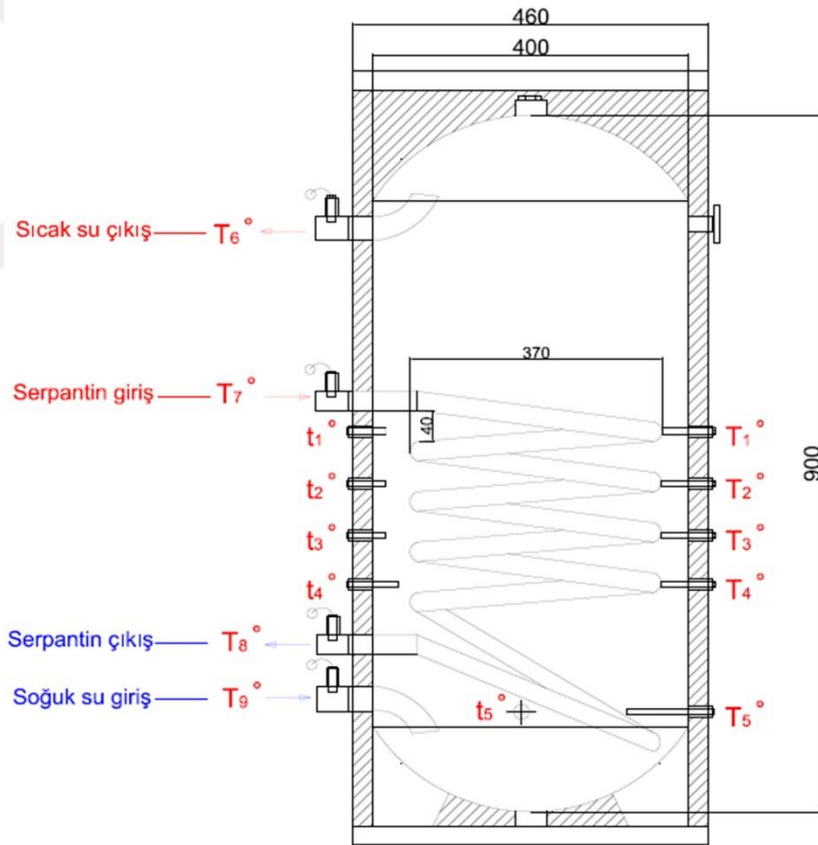


### 3. BÖLÜM

#### BULGULARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

##### 3.1. Sayısal Sonuçların Geçerliliği

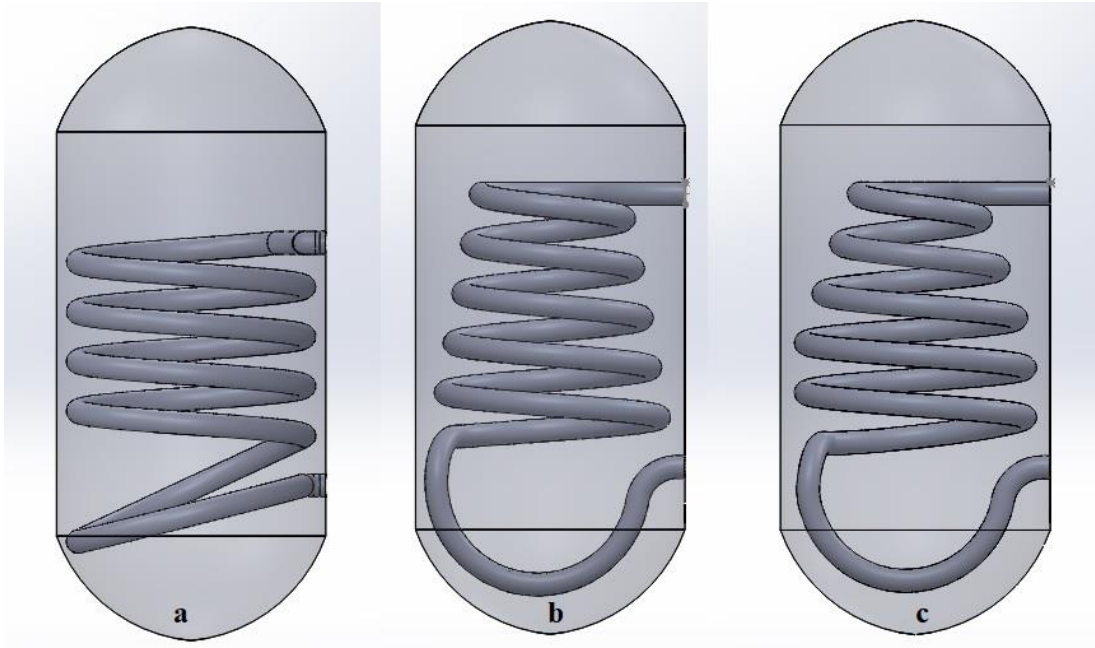
Ele alınan çalışma konusu üniversite sanayi işbirliğine dayalı olarak belirlenmiştir. APAMET BOYLER firması ile yapılan karşılıklı görüşmeler neticesinde mevcut üretilen boylerlerin ısı analizi üzerine sayısal bir çalışmanın yararlı olacağı değerlendirilmiştir. Bu kapsamda firma tarafından üretilmekte olan test amaçlı 100 litrelik boyler üzerinde yapılmış olan ölçümler doğrulama amaçlı kullanılmıştır. APAMET firması tarafından proje kapsamında imal edilmiş ve Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi'ne hibe edilmiş olan boylerin boyutları Şekil 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.1. Sayısal verilerin doğrulanması amaçlı kullanılan boyler ve detayları

Boyer veriminin artırılması için geometrik tasarım üzerinde değişiklikler yapılmıştır. Boyler geometrileri olarak analizlerimizde "Soğuk Hacim" (Boyer içindeki ve serpantin dış yüzeyini

saran ısıtılacak durağan akışkan), Serpantin ve “Sıcak Hacim” (serpantinin içinde gezen sıcak akışkan) yer almaktadır. Boyler içerisinde yer alan serpantin dışında, diğer geometrik ve fiziksel özellikler sabit tutulmuştur. Serpantin ise boru çapı, uzunluğu ve yüzey alanı olabildiğince sabit tutularak konik yükselecek şekilde aç verilmiştir. Bu açı değerleri 0°, 10° ve 15° olarak seçilmiştir. Seri üretimi bulunan serpantin tipi 0° olan yani düz bir şekilde yükselen serpantindir. Şekil 3.2’ de üç tip serpantin için katı model görüntüsü yer almaktadır.



**Şekil 3.2.** Boyler tasarımları

a) 0° serpantin, b)10° konik serpantin, c)15° konik serpantin

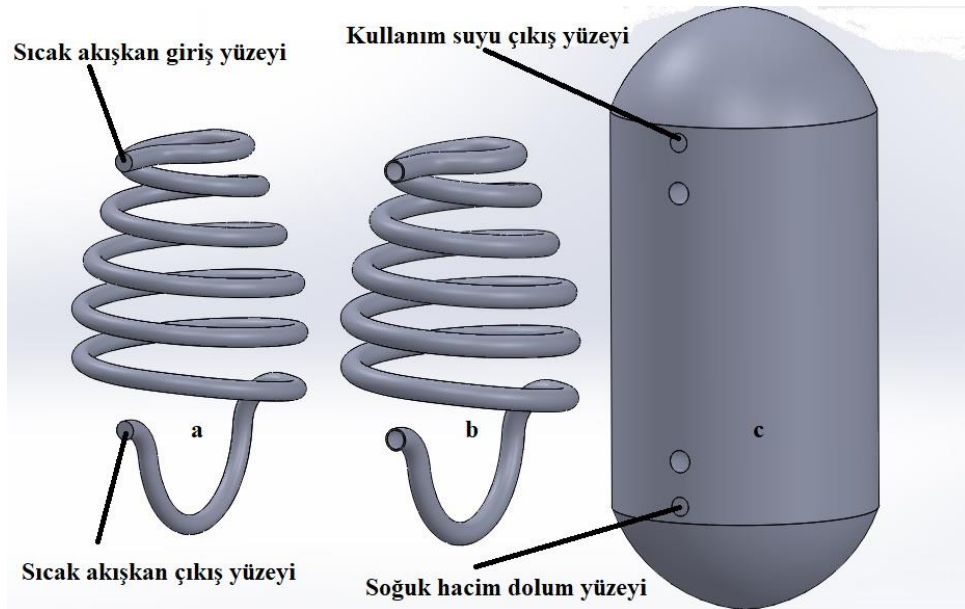
Üç serpantin geometri tipleri arasındaki ilişkiler ise Tablo 3.1’ de verilmiştir.

**Tablo 3.1.** Serpantin fiziksel özellikleri

Tanım	Birim	Serpantin Tipleri		
		0°	10°	15°
Açı	derece	0°	10°	15°
Yüzey Alanı	mm <sup>2</sup>	569686	559287,56	559932,3
Boru Dış Çapı	mm	33,7	33,7	33,7
Boru Cidarı	mm	2,5	2,5	2,5
Boru Boyu	mm	5384,1	5286,08	5288,57
Sarım Sayısı	adet	5	6	6
Üst Yarı Çap	mm	336,3	103,17	83,51
Serpantin Yüksekliği	mm	360	405,35	405,35

Tablo 3.1' deki verilerden yola çıkarak 0° konik serpantininin yüzey alanı diğer serpantinlerden %1,9 büyüktür. Bu fark ihmal edilecektir. Yüzey alanının tasarlanan yeni geometrilerde düşük olması ısı transferi için aleyhe olan bir durumdur. Bu olumsuz durum içinde yeni tasarım konik serpantinlerin yüzey alanı küçüklüğüne rağmen daha fazla ısı transferi gerçekleştirmesi beklenmektedir. Analiz adımlarımız aşağıdaki koşullar ile yürütülmüştür;

- Sıcak su giriş sıcaklığı 363 K olacak şekilde her serpantin tipi için gerçekleştirilecektir.
- Soğuk hacim başlangıç sıcaklığı 292,15 K'dir. Soğuk hacim dış yüzeyi adyabatiktir.
- Serpantin başlangıç sıcaklığı 292,15 K ortam sıcaklığı olacaktır.
- Sıcak akışkan debisi 0,101 kg/s' dir.
- Soğuk hacim hacmi 100 Lt.' dir
- Sıcak akışkan girişinden itibaren üst noktadaki soğuk hacmin sıcaklığı 323,15 K (50°C) olduğunda deşarj işlemi başlamıştır. Deşarj işleminde 292,15 K soğuk hacme akışkan girişi olmuştur. Soğuk hacimden kullanım akışkanı olarak ısınan akışkan deşarj edilmiştir.
- Deşarj (kullanım periyodu) sürecinde sıcak akışkan girişi durdurulmuştur.
- Deşarj (kullanım periyodu) işleminde soğuk hacmin ortalama sıcaklığı 313,15 K (40°C) olduğu zaman deşarj işlemi bitirilir ve çözüm sonlanmış olur.

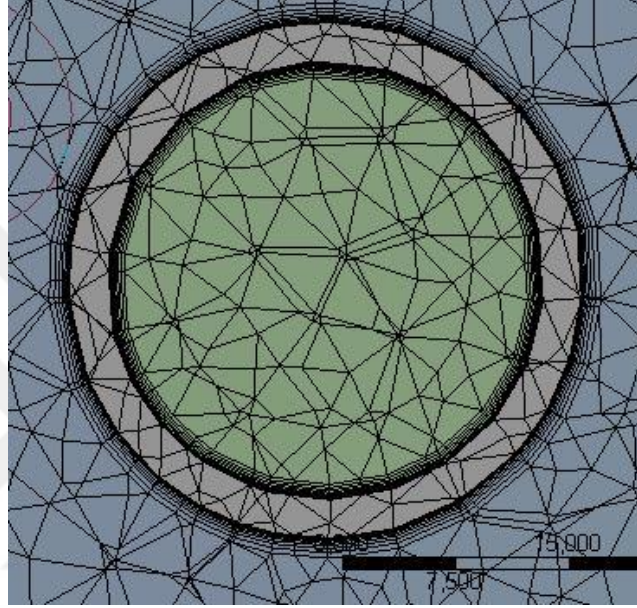


Şekil 3.3. Boyler elemanları

a) Sıcak Akışkan, b) Serpantin, c) Soğuk Hacim

0° serpantin ile ilk analizler yapılmış olup zamana göre değişen giriş-çıkış sıcaklık grafikleri elde edilmiştir. İlk aşama analizde 363K° sıcak akışkan girişi sağlanmıştır.

Mesh oluştururken heksagonal mesh kullanılmıştır (Şekil 3.7). Serpantin iç ve serpantin dış, depo iç yüzeyinde sınır tabaka uygulanmıştır. Tüm sınır tabaka uygulanmalarında katman sayısı 8 olarak belirlenmiş ve 1,2 kat artırılarak oluşturulmuştur (Şekil 3.4).



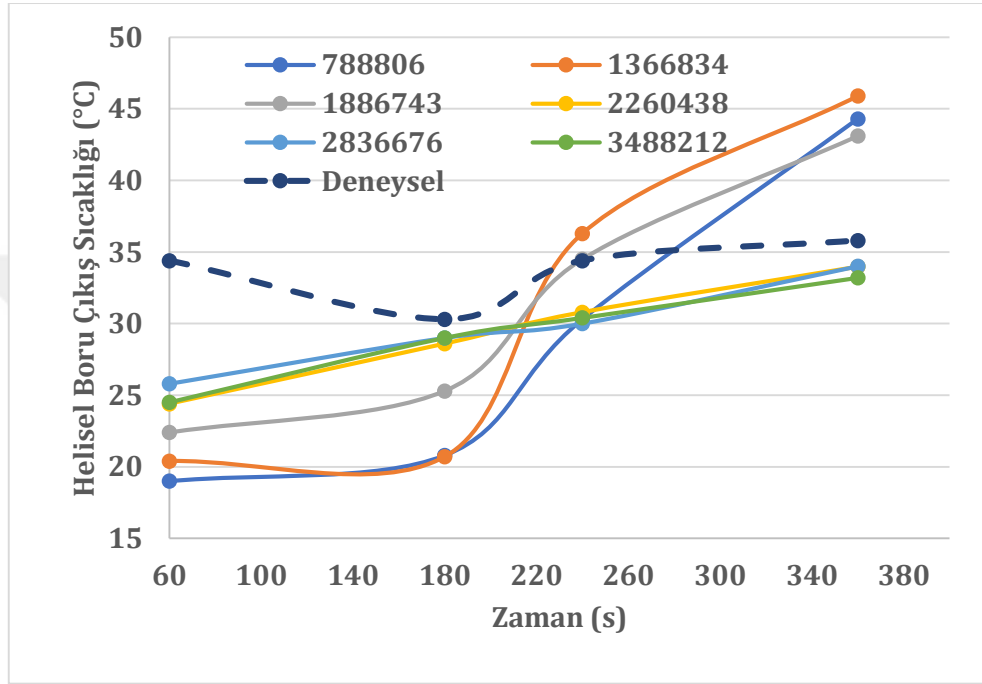
**Şekil 3.4.** Sınır tabaka katmanları

Sınır tabaka ilk grid yüksekliği 0,04 mm olarak seçilmiştir. Ayrıca maksimumum 16 mm ile sınırlandırılmıştır.

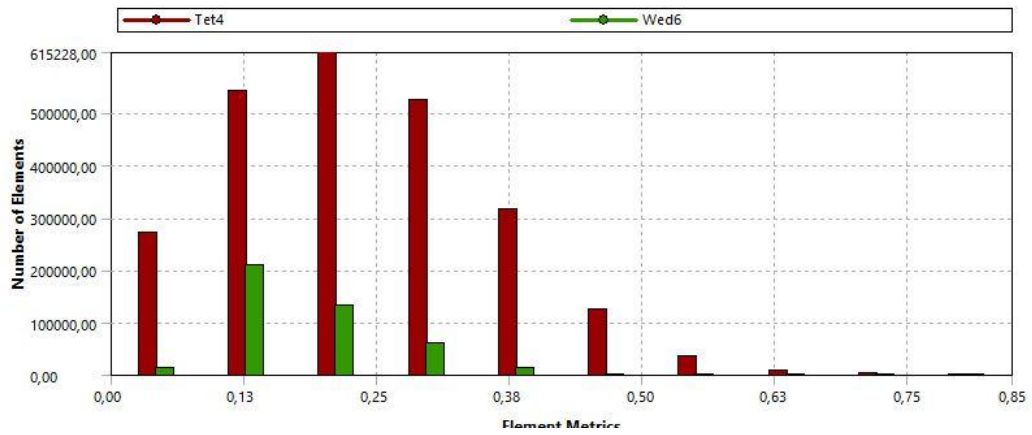
Sayısal çalışmada deneysel sonuçlara göre hem grid optimizasyonu hem de çözüm algoritmaları belirlenmiştir. Deneysel bulgular ve grid bağımsızlığının verileri Tablo 3.2' de verilmiştir. Buna göre grid sayısının 2.2 milyondan büyük olması durumunda çözümün deneysel bulguları yaklaşık %10 hatayla karşıladığı ve grid sayısının artmasıyla bu hata oranının küçük oranlarda değiştiği görülmüştür (Şekil 3.5 ve Şekil 3.6).

**Tablo 3.2** Mesh optimizasyonu

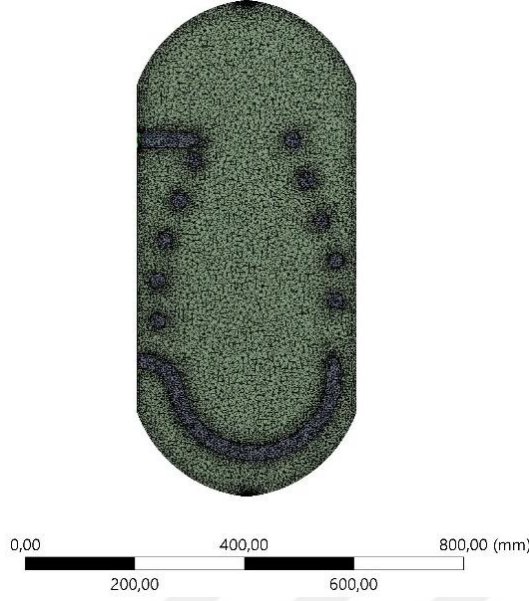
Serpantin Tipi	Grid Sayısı	Skewness Değeri
0°	2.302.504	0,84
10°	2.752.481	0,87
15°	2.857.446	0,85



**Şekil 3.5.** Grid optimizasyonu ve sayısal çalışmanın doğrulanması



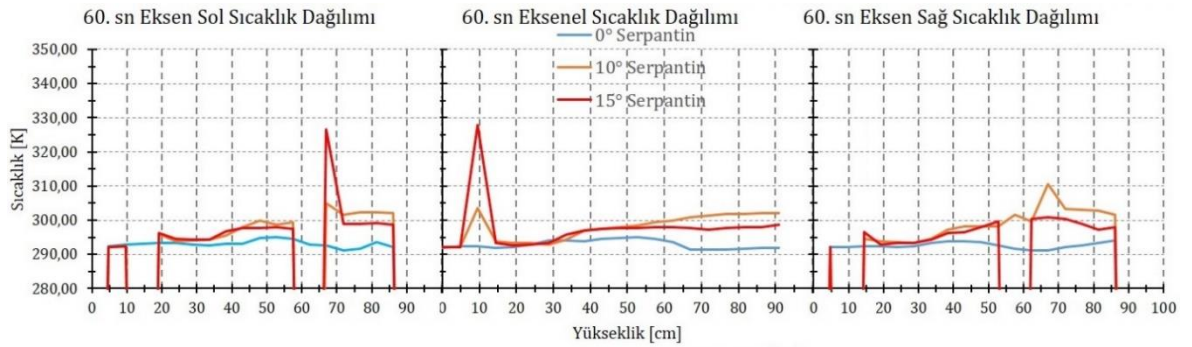
**Şekil 3.6.** Mesh skewness grafiği



Şekil 3.7. 15° boyler mesh kesit görünümü

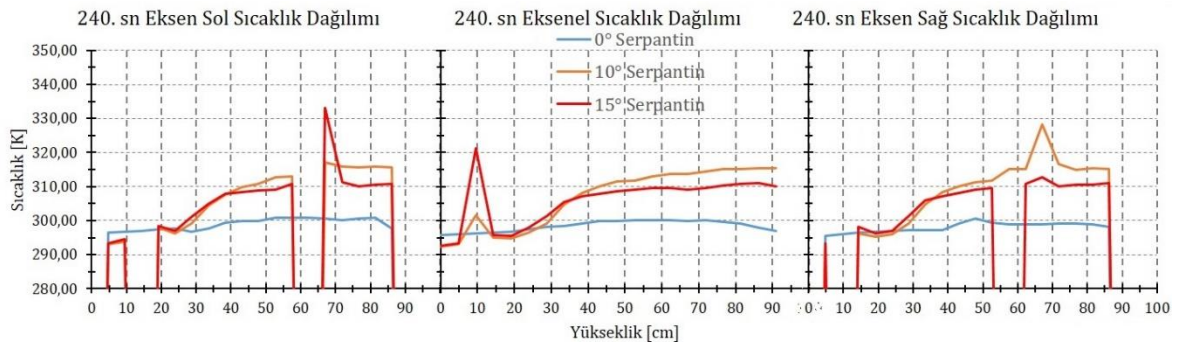
### 3.2. Bulgular ve Değerlendirme

Endüstriyel boylerlerde serpantin  $0^\circ$  açı ile ve genellikle Şekil 3.1' de verildiği gibi dizayn edilmektedir. Burada serpantin yarıçapıyla gövde yarıçapı arasındaki oranın değişiminin özellikle doğal taşınım ile ısı transferini değiştirebileceği açıktır. Ancak serpantin yarıçapının küçültülmesi istenen ısı transfer yüzey alanına sağlamak için serpantin boyunun uzaması ile sonuçlanmaktadır. Bu kısıtlamadan dolayı serpantin çap ve boyu için keyfi boyutlandırma durumu ortadan kalkmaktadır. Ayrıca serpantin borusu ile gövde çeperi arasındaki mesafenin ısı transferini etkileyebileceği göz önüne alınarak koni şeklinde serpantin modeli incelenmiştir. Ve bu inceleme neticesinde serpantin açısının değiştirilmesinin boyler içerisindeki ısı transferini ve dolayısıyla sıcak su ısıtma süresini büyük oranda ve olumlu etkilediği görülmüştür.



Şekil 3.8. 60.sn referans eksenleri sıcaklık dağılımları

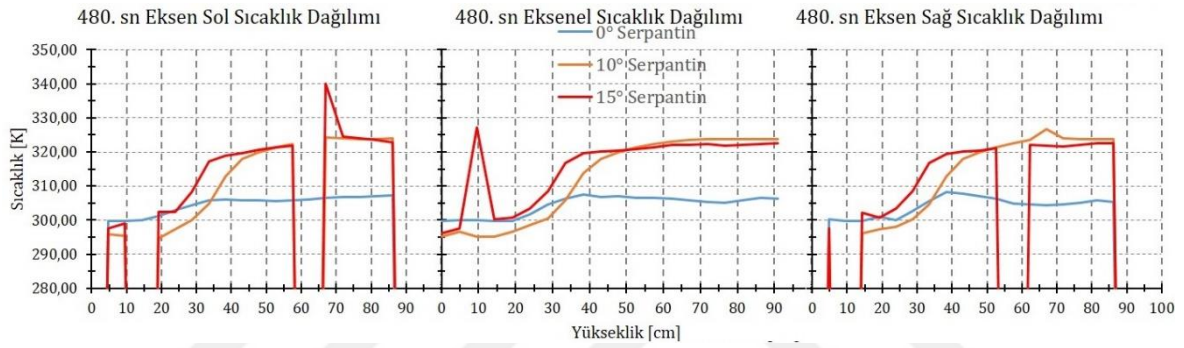
Boyeler içerisindeki sıcaklık ve hız değerlerinin değerlendirilmesi için boyler ekseninde, boyler ekseninin solunda ve sağında eşit (100mm) mesafede olacak şekilde referans düzlem belirlenerek bu noktadaki değerler karşılaştırılmıştır. Boyler ekseninin her iki tarafında referans çizgi oluşturulmasının gerekçesi boyler içerisinde sol taraftan sıcak akışkan giriş etkilerinin izlenmesidir. Şekil 3.8’ de Referans çizgilerin yüksekliğine göre sıcaklık değişimlerinin 60 saniye sonraki sıcaklık değişimleri verilmektedir. Sayısal modellemede boyler içerisindeki soğuk akışkan başlangıçta 292,15° K (19° C) olarak seçilmiştir. 60 saniye sonunda 0° boylerin yüksekliği boyunca sıcaklıkta yerel yerel salınımlar olmasına karşın önemli bir artış görülmemektedir. Buna karşın boyler yüksekliği arttıkça tüm referans çizgilerinde koniklik açısı arttıkça sıcaklığında arttığı görülmektedir. Burada önemli bir bulgu olarak ısıtmanın başlangıcında 10° lik koniklik açısına sahip serpantinin akışkan sıcaklığını daha hızlı değiştirdiğini görmekteyiz. Bunun sebebi olarak doğal taşınımında akışkanın rahat sirkülasyon sağlayabilmesi, ısınan akışkanın yükselirken engellere maruz kalmadan optimum şartlara sahip olması, nispeten soğuk olan akışkanın ise alçalırken rahat bir sirkülasyon oluşturabilmesi olarak verilebilir. Şekil 3.8’de koniklik açısı 10° ve 15° için peak sıcaklıklar görülmektedir. Bu sıcaklıklar soğuk akışkanın değil serpantin yüzey sıcaklığıdır. 1 dakika sonunda, boyler içerisinde serpantin koniklik açısı 0° durumu için boylerin orta bölgelerinde yerel yerel yaklaşık 3°C sıcaklık artışı meydana gelirken koniklik açısının 10° değerinde boyler üst bölgesinde 10°C ye varan sıcaklık artışları gözlenmektedir. Burada dikkate alınması gereken bir durumda boylerin üst bölgesindeki sıcak akışkanın mümkün olduğunca kısa sürede ısınması ve kullanıma hazır hale gelmesidir. Serpantin koniklik açısının bu bakımdan ayrıca bir avantaj içerdiği görülmektedir. Koniklik açısının 15° olması durumunda ise gövde üst bölgelerinde referans noktadaki sıcaklıkların yaklaşık 8°C arttığı görülmektedir.



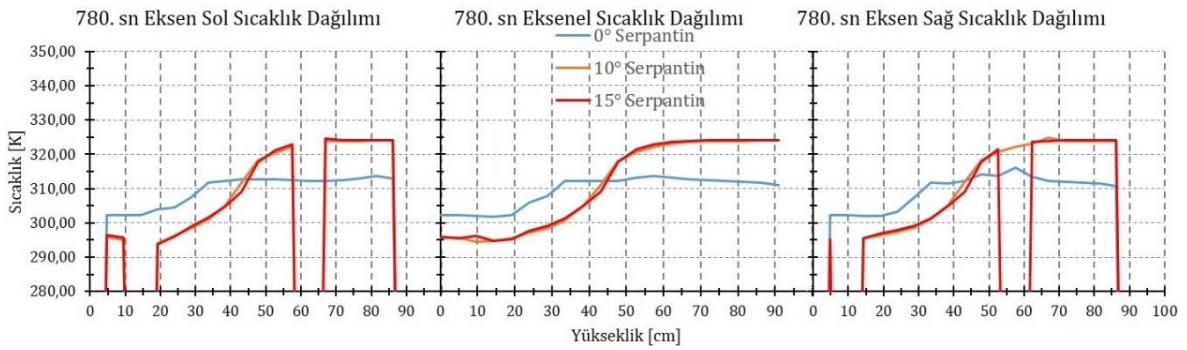
**Şekil 3.9.** 240.sn referans eksenleri sıcaklık dağılımları

Şekil 3.9’ da sıcaklık değerlerinin 240. saniyedeki (4dakika) değerleri görülmektedir. Bu zaman adımında geleneksel boylerde sıcaklık değerinin boyler gövdesi boyunca yaklaşık homojen arttığı ve sıcaklık farkının 8°C lere ulaştığı görülmektedir. Buna karşın koniklik açısı 10° olan boylerde maksimum sıcaklık değerinin yerel yerel 22°C artarak 40°C lere ulaştığı görülmektedir. Bu sıcaklık artışının 8 dakika sonra koniklik açısının hem 10° hemde 15° değerinde istenen maksimum değere ulaştığı (50°C) görülmektedir. Burada dikkat edilmesi

gereken önemli bir nokta  $10^\circ$  koniklik açısına sahip boylerde istenen sıcaklığa ulaşma süresi  $15^\circ$  ye göre daha kısa olsada  $15^\circ$  lik koniklik açılı boyler içerisinde daha fazla hacimde daha yüksek sıcaklık meydana gelmektedir. Şöyleki referans düzlemin yaklaşık 35. cm’de koniklik açısı  $0^\circ$  için ortalama akışkan sıcaklığı  $305^\circ$  K,  $10^\circ$  için yine  $305^\circ$  K,  $15^\circ$  için yaklaşık  $319^\circ$  K’dir. Referans düzlemin 80. cm’sinde koniklik açısı  $0^\circ$  için sıcaklık değeri yaklaşık  $309^\circ$  K, koniklik açısı  $10^\circ$  ve  $15^\circ$  için  $323^\circ$  K (istenen sıcaklık) görülmektedir (Şekil 3.10). Şekil 3.11’ de ısıtmanın 13. dakikasında boyler içerisindeki sıcaklığın hem koniklik açısının  $10^\circ$  değeri hemde koniklik açısının  $15^\circ$  değeri için tüm gövde boyunca yaklaşık eşit olduğu koniklik açısının  $0^\circ$  değerinde ise gövdenin 30 cm üstünde yaklaşık homojen olarak arttığı ve  $315^\circ$  K değerine ulaştığı görülmektedir(Şekil 3.11).



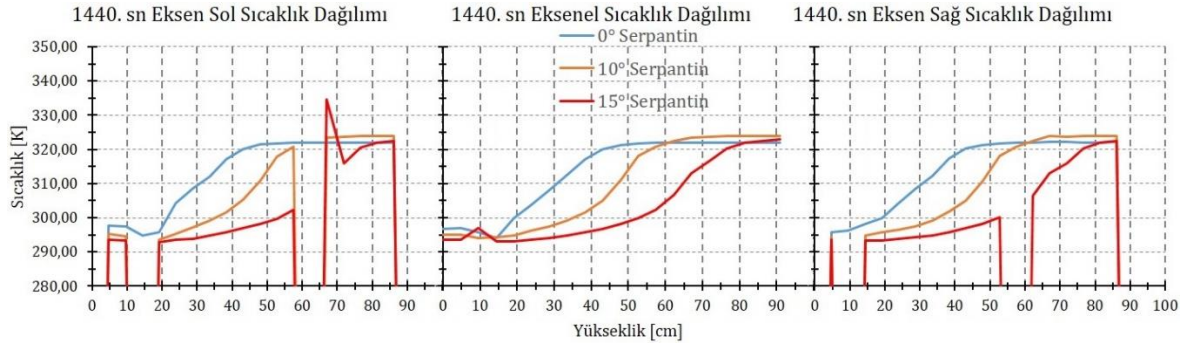
**Şekil 3.10.** 480.sn referans eksenleri sıcaklık dağılımları



**Şekil 3.11.** 780.sn referans eksenleri sıcaklık dağılımları

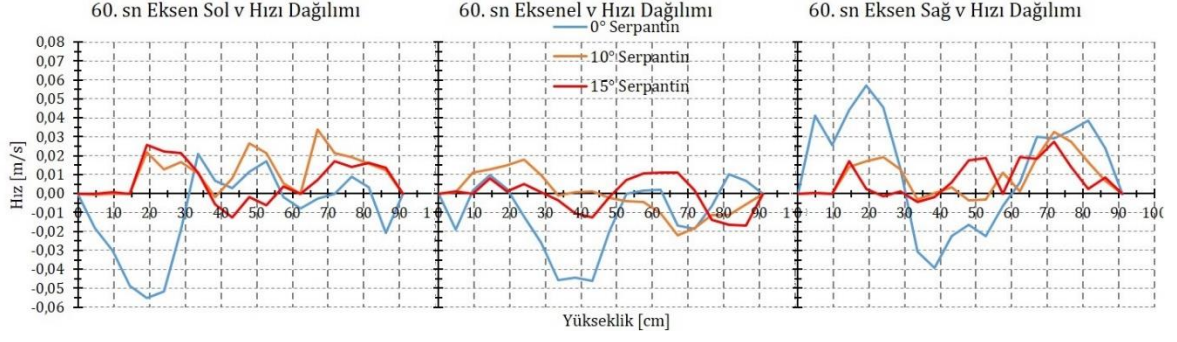
Geleneksel boyler modelinde yaklaşık 20-25 dakika aralığında sıcaklığın istenen değere ( $50^\circ$  C ) ulaştığı kullanıma hazır olduğu görülmektedir (Şekil 3.12). Buradan görüldüğü gibi serpantin koniklik açısının artmasıyla doğal taşınım ile ısı transferinin arttığı ancak geleneksel

serpantin ( $0^\circ$ ) uygulamasına göre daha az hacimde yüksek sıcaklığın olduğu buna bağlı olarak daha az soğuk akışkanın ısındığı görülmektedir.

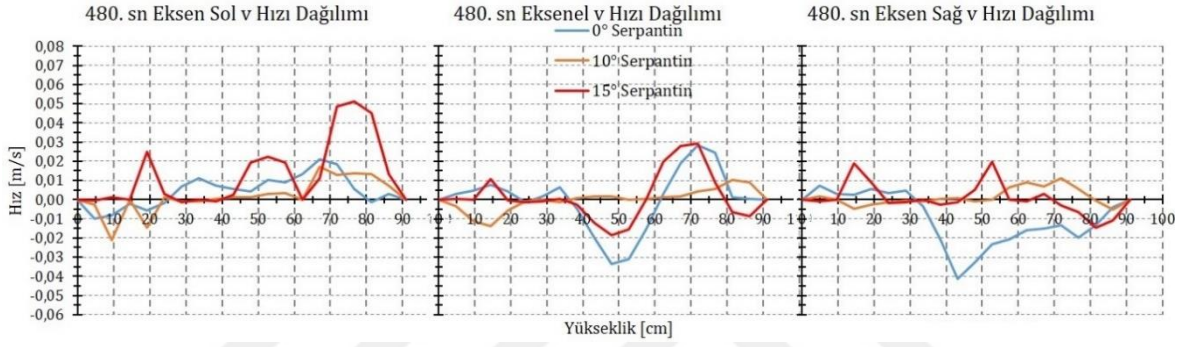


**Şekil 3.12.** 1440.sn referans eksenleri sıcaklık dağılımları

Isı transferi uygulamalarında ısı transferinin ölçüsü ısı taşınım katsayısıyla ortantılıdır. Isı taşınım katsayısı Nu sayısının belirlenmesinde kullanılır ve Nu sayısı fiziksel olarak yüzeydeki sıcaklık gradiyentinin ölçüsüdür. Isı taşınım katsayısı öncelikli olarak akışkanın hızına bağlıdır. Akışkan hızı ne kadar yüksek olursa yüzeydeki taşınım katsayısı o ölçüde artar. Doğal taşınım ile ısı transferinde boyutsuz sayı olarak Grashoff sayısı ya da Rayleigh sayısı kullanılır. Rayleigh sayısının fiziksel olarak kaldırma kuvvetlerinin vizkoz kuvvetlere oranıdır. Kaldırma kuvvetlerinin artması demek doğal taşınım ile ısı transferinin artması anlamına gelmektedir. Bu bakımdan akışkan hızı ısı transferinin bir ölçüsünü göstermektedir. Y doğrultusundaki akışkan hızının ( $v$ ) boyler yüksekliği boyunca değişimi Şekil 3.13' te verilmektedir. Burada pozitif doğrultudaki hız bileşeni yükselen akışkanı negatif doğrultudaki hız bileşeni ise alçalan akışkanı göstermektedir (Şekil 3.13). Isıtma sürecinin başlangıçlarında sıcaklık farkının yüksek olmasından dolayı akışkan hızındaki değerlerde daha yüksek olarak gözlenmektedir. Referans düzlemin sol tarafında boylerin alt bölgelerinde boyler açısı  $0^\circ$  için aşağı doğru bir hız oluşurken tam karşısında aynı bölgede yukarı doğru bir hız oluşmaktadır. Burada alçalma ve yükselmenin yönünü ve şiddetini serpantin sahip olmuş olduğu helisel açı ve sıcaklık farkı oluşturmaktadır (Şekil 3.13). Isıtma süresinin artmasıyla y doğrultusundaki hız bileşeninin mutlak değerinde azalmalar görülsede boylerin üst bölgelerinde sirkülasyonun nispeten daha yüksek olduğu göze çarpmaktadır (Şekil 3.14).

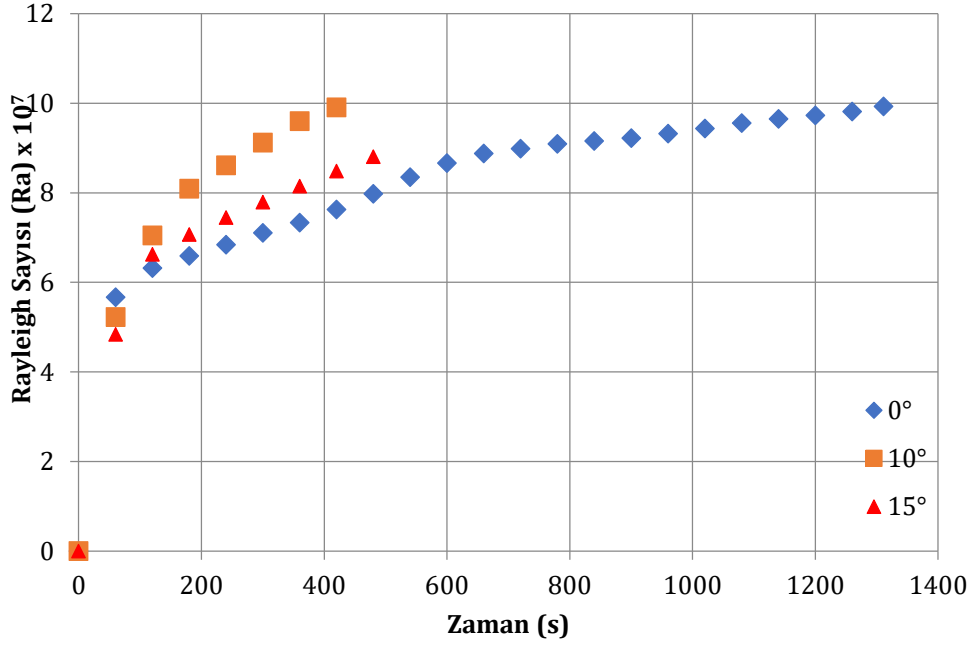


**Şekil 3.13.** 60.sn referans eksenleri v hızı dağılımları

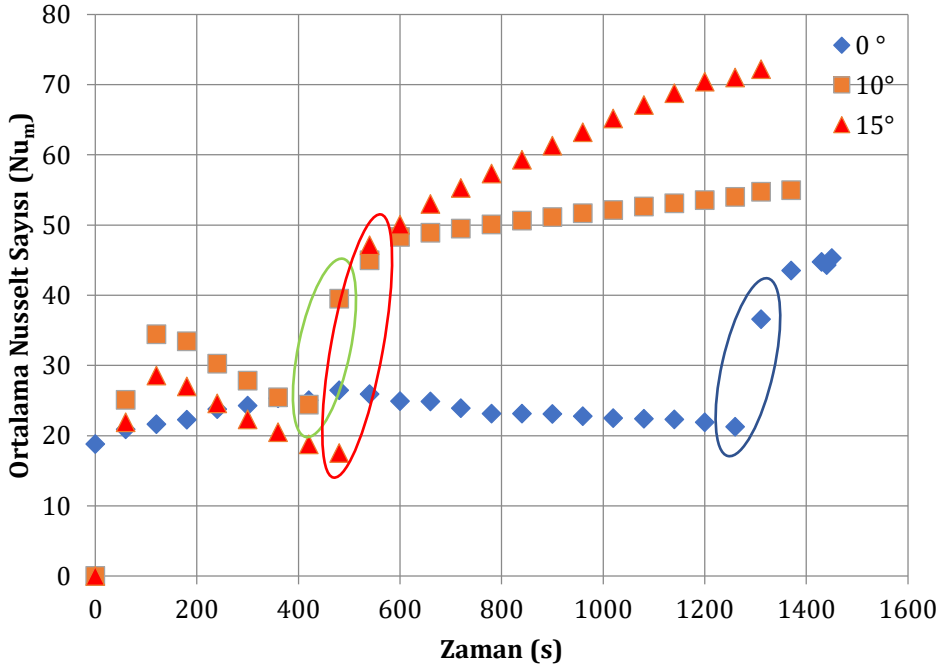


**Şekil 3.14.** 480.sn referans eksenleri v hızı dağılımları

Doğal taşınım ile ısı transferinin boyutsuz sayısının Rayleigh sayısı olduğu belirtilmişti. Boyler içerisinde istenen sıcaklığa ( $50^{\circ}\text{C}$ ) ulaşmaya kadar doğal taşınım ile ısı transferi meydana gelmektedir. Bu aşamaya ısıtma ya da şarj aşaması denir. Isıtma aşaması için Rayleigh sayısının zamana göre değişimi Şekil 3.15' de verilmiştir.



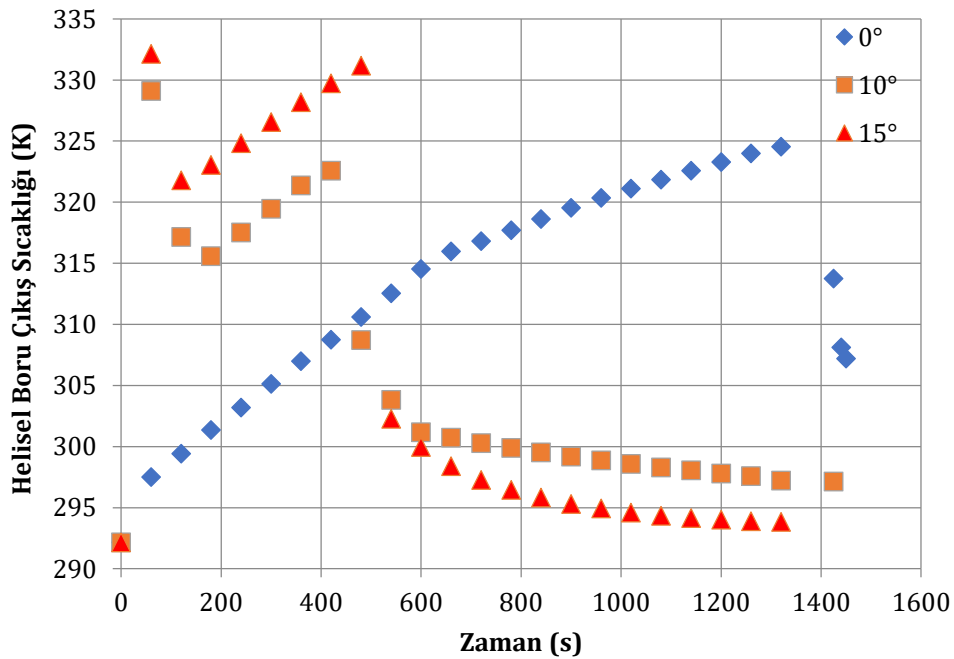
Şekil 3.15. Farklı konik açıları için Rayleigh sayısının zamana göre değişimi



Şekil 3.16. Farklı konik açıları için ortalama Nusselt sayısının zamana göre değişimi

Görüldüğü gibi Rayleigh sayısı tüm serpantin açılarında  $4 \times 10^7$  ile  $1,2 \times 10^8$  arasında değişmektedir. Buradan boyler içerisinde akış rejiminin laminer olduğu görülmektedir. Isıtma

süresi bittiğinde doğal taşınım ile ısı transferi sona erdiği için Rayleigh sayısının zamana göre değişimi farklı zaman adımlarında son bulmaktadır. Şekil 3.16'de ortalama Nusselt sayısının zamana göre değişiminin her bir serpantin açısı için değeri verilmektedir. Görüldüğü gibi ısıtma süresi boyunca ortalama Nusselt sayısı zamana bağlı olarak önce artmakta sonra azalmaktadır ve taşınım katsayısı 10 ile 35 aralığında değişmektedir. Isıtma sürecinin sonunda şebeki suyu boylere girmekte sıcak su kullanıma gitmektedir. Bu süreçte zorlanmış taşınım meydana gelmektedir ve Nusselt sayısı yaklaşık 20 değerinden 70 değerlerine çıkmaktadır. Doğal taşınım (ısıtma periyodunda) 10°'lik serpantin daha yüksek ısı transferine sahipken sıcak su kullanım periyodunda 15°'lik serpantin açısına sahip boylere ısı transferi daha fazla meydana gelmektedir. Buradan anlaşılacağı üzere ısıtma periyodunda 10°'lik serpantin daha etkin olurken kullanım periyodunda 15°'lik serpantin daha etkilidir. Şekil 3.17'de helisel boru çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi verilmektedir. Helisel boru çıkış sıcaklığı sıcak akışkanın verdiği, soğuk akışkanın aldığı ısısında bir göstergesidir. Isıtma periyodunun belirli noktasına kadar (yaklaşık 4 dk.) konik açılı serpantinlerde çıkış sıcaklığı azalmakta daha sonra gövde içerisindeki akışkan sıcaklığıyla helisel boru içerisindeki sıcak akışkanın sıcaklık farkının azalmasına bağlı olarak helisel boru çıkış sıcaklığı artmaktadır. Kullanım periyodunda ise çıkış sıcaklığı hızlı bir şekilde azalmakta ve yaklaşık şebeke suyu sıcaklığına yakın değere sahip olmaktadır.



Şekil 3.17. Farklı konik açıları için serpantin sıcak su çıkış sıcaklığının zamanla değişimi

## SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez kapsamında endüstriyel bir boylerde ısı transferinin artırılması dolayısıyla ısıtma periyodunun kısaltılması için geleneksel serpantin tipi değiştirilerek konik serpantin kullanılmıştır. Geleneksel serpantin modeli için açısız değişim  $0^\circ$  alınarak  $10^\circ$  ve  $15^\circ$  lik koni şeklinde serpantin tasarımlarının ısı transferine etkisi incelenmiştir. Çalışma sayısal olarak ele alınmış deneysel çalışmalarla doğrulanmıştır. Serpantin giriş sıcaklığı  $90^\circ C$  de sabit kabul edilmiştir. Serpantin içerisinde sıcak akışkan debisi  $0,101 \text{ kg/s}$ . Şebekeden gelen ve depodan geçen akışkan debisi ise  $0,07 \text{ kg/s}$  olarak belirlenmiştir. Yapılan değerlendirmeler sonucunda aşağıdaki bulgular elde edilmiştir;

- Serpantin açısının artması ısı transferinde artışlarla sonuçlanmaktadır. Ancak serpantin açısının  $10^\circ$  nin üzerine çıkması durumunda ısınarak yükselen akışkana karşılık soğuk akışkanın aşağı yönlendirilmesinde olumsuz etki meydana geldiği için doğal taşınım ile ısı transferinin azaldığı buna bağlı olarak ısıtma periyodunun nispeten arttığı görülmektedir.
- Sıcak su kullanım periyodunda sıcak su, serpantin giriş ve çıkışında hız 0, depo girişinde ise şebekeye bağlı akışkan hızı belirlendiğinden dolayı zorlanmış taşınım meydana gelmektedir. Zorlanmış taşınım durumunda ise  $15^\circ$  lik serpantin açısında serpantin içerisindeki sıcak suyun kazanılması daha etkin olmaktadır. Buradan  $10^\circ$  lik serpantin açısında ısıtma periyodunda  $15^\circ$  lik serpantin açısında kullanım periyodunda ısı transferinin daha iyi olduğu belirlenmiştir.
- Isıtma periyodu boyunca serpantin açısının  $10^\circ$  ve  $15^\circ$  olması durumunda depo üst bölgesindeki sıcaklık artışı geleneksel ( $0^\circ$ ) serpantin durumuna göre daha hızlı olmaktadır. Bununla birlikte  $0^\circ$  serpantinde depo içerisindeki sıcaklık artışının daha homojen olduğu ancak nispeten düşük olduğu görülmektedir. Bu periyotta  $10^\circ$  lik serpantin açısında depo üst bölgesindeki sıcaklık daha hızlı artarken  $15^\circ$  lik serpantin açısında sıcaklık artışının daha fazla bir alanda meydana geldiği belirlenmiştir.

Çalışmanın nitelik yönünden geliştirilmesi amacıyla;

- Serpantin sıcak su giriş sıcaklığı ve serpantin farklı konik açıları için çalışmanın genişletilmesinin yararlı olacağı görülmektedir.
- Tek serpantinli boylerde uygulanan konik açıların çift serpantinli boylerler ile de kombine uygulanması yararlı olacaktır.

## KAYNAKÇA

- Abadeh, A., Mohammadi, M. ve Passandideh-Fard, M. (2019). Experimental investigation on heat transfer enhancement for a ferrofluid in a helically coiled pipe under constant magnetic field, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 135, 1069–1079.
- Atmaca, A. U., Erek, A. ve Hürrem, Altay, M. (2015). Investigation of transient behaviour of combi boiler type appliances for domestic hot water, *Applied Thermal Engineering*, 82, 129-140.
- Bai, W., Zhang, S., Li, H. ve Xu, X. (2019). Effects of abnormal gravity on heat transfer of supercritical CO<sub>2</sub> in heated helically coiled tube, *Applied Thermal Engineering*, 159, 113833.
- Bulusu, K. V. ve Plesniak, M. W. (2018). Insights on arterial secondary flow structures and vortex dynamics gained using the MRV technique, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 73, 143–153.
- Chen, H., Wang, Y., Zhao, Q., Ma, H., Li, Y. ve Chen, Z. (2014). Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of H-type Finned Tube Banks, *Energies*, 7, 7094-7104.
- Cioncolini, A. ve Santini, L. (2016). Two-phase pressure drop prediction in helically coiled steam generators for nuclear power applications, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 100, 825–834.
- Colorado, D., Papini, D., Hernández, J.A., Santini, L. ve Ricotti, M.E. (2011). Development and experimental validation of a computational model for a helically coiled steam generator, *International Journal of Thermal Sciences*, 50, 569-580.
- Elattar, H.F., Fouda, A., Nada, S.A., Refaey, H.A. ve Al-Zahrani, A. (2018). Thermal and hydraulic numerical study for a novel multi tubes in tube helically coiled heat exchangers: Effects of operating/geometric parameters, *International Journal of Thermal Sciences*, 128, 70–83.
- Fluent Incorporated (2003). *FLUENT User's Guide Version 6.1.*, Lebanon, Fluent Incorporated.
- Fsadni, A. M., Whitty, J. P.M., Stables, M. A. ve Adeniyi, A. A. (2017). Numerical study on turbulent heat transfer and pressure drop characteristics of a helically coiled hybrid rectangular-circular tube heat exchanger with Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluids, *Applied Thermal Engineering*, 114, 466–483.
- Galushchak, I. ve Gorbatenko, S. (2017). Investigation Of Thermo-Aerodynamic Characteristics Of Banks Of Tubes With Punched Spiral Finning, doi: 10.15587/1729-4061.2017.108587
- Gholamalizadeh, E., Hosseini, E., Jamnani, M. B., Amiri, A., Dehghan, A. ve Alimoradi, A. (2019). Study of intensification of the heat transfer in helically coiled tube heat exchangers via coiled wire inserts, *International Journal of Thermal Sciences*, 141, 72–83.
- Gong, W., Li, X., Yan, Y. ve Wright, E. (2019). Local Heat Transfer Characteristic Coincidence in Helically Coiled Tubes Under Different Heating Conditions, *Heat Transfer Engineering*, DOI: 10.1080/01457632.2019.1640472.
- Grądział, S. ve Majewski, K. (2019). Experimental Determination of the Friction Factor in a Tube with Internal Helical Ribs. *Energies*, 12, 257.
- Han, Y., Wang, X., Zhang, H., Chen, Q., Zhang, Z. (2020). Multi-objective optimization of helically coiled tube heat exchanger based on entropy generation theory, *International Journal of Thermal Sciences*, 147, 106150.
- Heydarpour, A. (2019). Experimental investigations on the effect of geometrical properties of helical wire turbulators on thermal performance of a helically coiled tube, *Applied Thermal Engineering*, 147, 983–990.
- Hofmann, R. ve Walter, H. (2012). Experimental and Numerical Investigation of the Gas Side Heat Transfer and Pressure Drop of Finned Tubes—Part I: Experimental Analysis, *J. Thermal Sci. Eng. Appl.*, 4(4).

- Incropera F.P. ve DeWitt D.P. (1996). *Fundamentals of Heat and Mass transfer*, John Wiley & Sons, Inc.
- Izadi, M., Rahimi, M., Beigzadeh, R. (2018). An investigation of mixing performance in helically coiled microchannels by the Villiermaux/Dushman reaction, *Chemical Engineering Research and Design*, 134, 507–517.
- Kakaç, S. ve Yener, Y. (1995). *Convective Heat Transfer*, Boca Raton, Florida, CRC Press Begell House.
- Khorasani, S., Jafarmadar, S., Pourhedayat, S., Abdollahi, M. A. A., Mirmohammadi, S. A., Behi, M. ve Ghanbarpour M. (2019). Cooling performance study of a novel heat exchanger in an absorption System, *Energy Conversion and Management*, 180, 1001–1012
- Khosravi-Bizhaem, H., Abbassi, A. ve Ravan, A. Z. (2019). Heat transfer enhancement and pressure drop by pulsating flow through helically coiled tube: An experimental study, *Applied Thermal Engineering*, 160, 114012.
- Kleanthous, A. ve Gorder, R. A. V. (2017). Influence of boiler size and location on one-dimensional two-phase vertical pipe flow, *International Journal of Thermal Sciences*, 121, 150-162.
- Lee, S., Delgado, M., Lee, S.J. ve Hassan, Y.A. (2018). Experimental investigation of the isothermal flow field across slant 5-tube bundles in helically coiled steam generator geometry using PIV, *Nuclear Engineering and Design*, 338, 261–268.
- Lee, W. J. ve Jeong, J. H. (2019). Evaluation of the constituent correlations for predicting the refrigerant flow characteristics in adiabatic helically coiled capillary tubes, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33(5), 2123-2136.
- Li, Z., Zhai, Y., Li, K., Wang, H., Lu J. (2016). A quantitative study on the interaction between curvature and buoyancy effects in helically coiled heat exchangers of supercritical CO<sub>2</sub> Rankine cycles, *Energy*, 116, 661-676
- Lin, L., Chen, Y., Wu, J., Guo, Y. ve Dong, C. (2016). Performance of flow and heat transfer in vertical helical baffle condensers, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 72, 64–70.
- Madejski, P. ve Taler, D. (2013). Analysis of temperature and stress distribution of superheater tubes after attemperation or sootblower activation, *Energy Conversion and Management*, 71, 131–137.
- Majewski, K. ve Grądział, S. (2016). Cfd Simulations Of Heat Transfer In Internally Helically Ribbed Tubes, *Chemical and Process Engineering*, 37(2), 251-260.
- Misurati, K. A., Quan, Y., Gong, W., Xu, G. ve Yan, Y. (2017). Contrastive study of flow and heat transfer characteristics in a helically coiled tube under uniform heating and one-side heating, *Applied Thermal Engineering*, 114, 77–84.
- Niu X., Luo S., Fan L. ve Zhao L. (2016). Numerical simulation on the flow and heat transfer characteristics in the one-side heating helically coiled tubes, *Applied Thermal Engineering*, 106, 579–587.
- Niu, X., Yuan, H., Quan, C., Bai, B. ve Zhao, L. (2019). Flow Boiling Heat Transfer of R134a in a Vertical Helically Coiled Tube, *Heat Transfer Engineering*, 40(16), 1393-1402, doi: 10.1080/01457632.2018.1470304
- Obeid, O., Alfano, G., Bahai, H. ve Jouhara, H. (2017). A parametric study of thermal and residual stress fields in lined pipe welding, *Thermal Science and Engineering Progress*, 4, 205–218.
- OCleirigh, C. T. ve Smith, W. J. (2014). Can CFD accurately predict the heat-transfer and pressure-drop performance of finned-tube bundles?, *Applied Thermal Engineering*, 73, 681-690.
- Papini, D., Colombo, M., Cammi, A. ve Ricotti, M. E. (2014). Experimental and theoretical studies on density wave instabilities in helically coiled tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 68, 343–356.

- Rasti, M. ve Jeong, J. H. (2018). A generalized continuous empirical correlation for the refrigerant mass flow rate through adiabatic straight and helically coiled capillary tubes, *Applied Thermal Engineering*, 143, 450–460.
- Saboya, F.E.M., Sparrow, E.M. (1976). Transfer Characteristics of Two-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 19, 41–49.
- Santini, L., Cioncolini, A., Lombardi, C. ve Ricotti, M. (2008). Two-phase pressure drops in a helically coiled steam generator, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 4926–4939.
- Sepehr, M., Hashemi, S. S., Rahjoo, M., Farhangmehr, V. ve Alimoradi, A. (2018). Prediction of heat transfer, pressure drop and entropy generation in shell and helically coiled finned tube heat exchangers, *Chemical Engineering Research and Design*, 134, 277–291.
- Sobota T. (2018). Experimental and numerical analysis of heat transfer in the helically coiled heat exchanger, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, doi: 10.1108/HFF-12-2018-0793.
- Sogni, A. ve Chiesa, P. (2014). Calculation code for helically coiled heat recovery boilers, *Energy Procedia*, 45, 492 – 501.
- Wang, G., Wang, D., Peng, X., Han, L., Xiang, S. ve Ma, F. (2019). Experimental and numerical study on heat transfer and flow characteristics in the shell side of helically coiled trilobal tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 149, 772–787.
- Wang, L., Sun, D., Liang, P., Zhuang, L. ve Tan, Y. (2000). Heat transfer characteristics of carbon steel spirally fluted tube for high pressure preheaters, *Energy Conversion & Management*, 41, 993-1005.
- Wang, M., Zheng, M., Chao, M., Yu, J., Zhang, X. ve Tian, L. (2019). Experimental and CFD estimation of single-phase heat transfer in helically coiled tubes, *Progress in Nuclear Energy*, 112, 185–190.
- Xia, G., Cai B., Cheng, L., Wang, Z. ve Jia, Y. (2018). Experimental study and modelling of average void fraction of gas-liquid two-phase flow in a helically coiled rectangular channel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 94, 9–22.
- Xiao, Y., Hu, Z., Chen, S. ve Gu, H. (2018). Experimental study of two-phase frictional pressure drop of steamwater in helically coiled tubes with small coil diameters at high pressure, *Applied Thermal Engineering*, 132, 18–29.
- Xu, J., Li, J., Ding, Y., Fu, Q., Cheng, M. ve Liao, Q. (2018). Numerical simulation of the flow and heat-transfer characteristics of an aligned external three-dimensional rectangular-finned tube bank, *Applied Thermal Engineering*, 145, 110–122.
- Yang, D., Pan, J., Zhou, C. Q., Zhu, X., Bi, Q. ve Chen, T. (2011). Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of vertical upward rifled tube in supercritical CFB boiler, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35, 291–300.
- Yeboah, S.K., Darkwa, J. (2018). Thermal performance of a novel helically coiled oscillating heat pipe (HCOHP) for isothermal adsorption. An experimental study, *International Journal of Thermal Sciences*, 128, 49–58.
- Yu, J., Jiang, Y., Cai, W. ve Li, F. (2018). Forced convective condensation flow and heat transfer characteristics of hydrocarbon mixtures refrigerant in helically coiled tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 124, 646–654.
- Yu, J., Jiang, Y., Cai, W., Li, X. ve Zhu, Z. (2019). Condensation flow patterns and heat transfer correction for zeotropic hydrocarbon mixtures in a helically coiled tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 143, 118500.
- Zhang, S., Xu, X., Liu, C., Liu, X., Zhang, Y., Dang, C. (2018). The buoyancy force and flow acceleration effects of supercritical CO<sub>2</sub> on the turbulent heat transfer characteristics in heated vertical helically coiled tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 125, 274–289.

Zheng, L., Xie, Y. ve Zhang, D. (2018). Numerical investigation on heat transfer and flow characteristics in helically coiled mini-tubes equipped with dimples, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, 544–570.

Zhou, C., Ni, L. ve Yao, Y. (2018). Heat transfer analysis of multi-row helically coiled tube heat exchangers for surface water-source heat pump, *Energy*, 163, 1032e1049.

Zhu, X. , Wang, W., Mu, L. ve Bi, Q. (2015). Theoretical analysis on response characteristics of mass flow in supercritical pressure circulating fluidized bed boiler, *Applied Thermal Engineering*, 87, 286-296.



## EKLER



**EK-1** Boyler mesh görünümü



## EK-2. Fluent çözüm parametreleri

Solver

Type

Pressure-Based  
 Density-Based

Velocity Formulation

Absolute  
 Relative

Time

Steady  
 Transient

Gravity

Gravitational Acceleration

X (m/s<sup>2</sup>)

Y (m/s<sup>2</sup>)

Z (m/s<sup>2</sup>)

Şekil 2.1. Çözüm ekranı

Models

Models

Multiphase - Off  
Energy - On  
Viscous - RNG k-e, Standard Wall Fn  
Radiation - Off  
Heat Exchanger - Off  
Species - Off  
Discrete Phase - Off  
Solidification & Melting  
Acoustics - Off  
Eulerian Wall Film - Off  
Electric Potential - Off

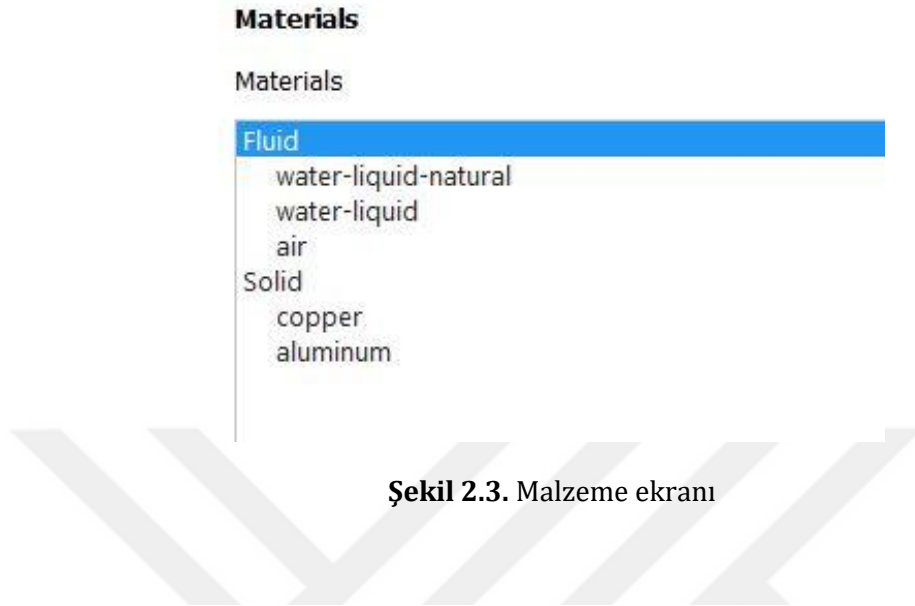
Energy

Energy

Energy Equation

Şekil 2.2. Model ekranı

## EK-2. (Devam) Fluent çözüm parametreleri



Şekil 2.3. Malzeme ekranı

Name: water-liquid-natural

Material Type: fluid

Chemical Formula: h2o<l>-new

Fluent Fluid Materials: water-liquid-natural (h2o<l>-new)

Mixture: none

Order Materials by:  Name  Chemical Formula

Fluent Database...  
User-Defined Database...

Properties

Density (kg/m3): piecewise-linear [Edit...]

Cp (Specific Heat) (j/kg-k): piecewise-linear [Edit...]

Thermal Conductivity (w/m-k): piecewise-linear [Edit...]

Viscosity (kg/m-s): piecewise-linear [Edit...]

Change/Create Delete Close Help

Şekil 2.4. water-liquid-natural malzeme özellik ekranı

## EK-2. (Devam) Fluent çözüm parametreleri

Name	water-liquid	Material Type	fluid	Order Materials by	<input checked="" type="radio"/> Name
Chemical Formula	h2o<l>	Fluent Fluid Materials	water-liquid (h2o<l>)		<input type="radio"/> Chemical Formula
		Mixture	none	Fluent Database...	
				User-Defined Database...	

Properties	
Density (kg/m3)	constant 998.2
Cp (Specific Heat) (j/kg-k)	constant 4182
Thermal Conductivity (w/m-k)	constant 0.6
Viscosity (kg/m-s)	constant 0.001003

Şekil 2.5. water-liquid malzeme özellik ekranı

### Boundary Conditions

Zone

inlet\_c  
inlet\_h  
interior-tube  
interior-volume\_in  
interior-volume\_out  
outlet\_c  
outlet\_h  
wall-tube  
wall-tube-volume\_in  
wall-tube-volume\_in-shadow  
wall-tube-volume\_out  
wall-tube-volume\_out-shadow  
wall-volume\_out

Şekil 2.6. Sınır şartları ekranı

## EK-2. (Devam) Fluent çözüm parametreleri

Zone Name  
inlet\_c

Adjacent Cell Zone  
volume\_out

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS Wall Film Potential

Wall Motion Motion  
 Stationary Wall  Relative to Adjacent Cell Zone  
 Moving Wall

Shear Condition  
 No Slip  
 Specified Shear  
 Specularity Coefficient  
 Marangoni Stress

Wall Roughness

Roughness Models Sand-Grain Roughness  
 Standard  High Roughness (Icing)

Roughness Height (m) 0 constant  
Roughness Constant 0.5 constant

Şekil 2.7. inlet\_c özellik ekranı

**Solution Methods**

Pressure-Velocity Coupling  
Scheme  
Coupled

Spatial Discretization  
Gradient  
Least Squares Cell Based  
Pressure  
Standard  
Momentum  
Second Order Upwind  
Turbulent Kinetic Energy  
First Order Upwind  
Turbulent Dissipation Rate  
First Order Upwind

Transient Formulation  
First Order Implicit

Şekil 2.8. Çözüm metotları ekranı

## EK-2. (Devam) Fluent çözüm parametreleri

**Residual Monitors**

**Options**

Print to Console

Plot

Window

1

Iterations to Plot

1000

Iterations to Store

1000

**Equations**

Residual	Monitor	Check Convergence	Absolute Criteria
continuity	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0.0001
x-velocity	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0.0001
y-velocity	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0.0001
z-velocity	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	0.0001
energy	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	1e-05
k	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.001
epsilon	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.001

**Residual Values**

Normalize

Scale

Compute Local Scale

Iterations

5

**Convergence Criterion**

absolute

Şekil 2.9. Yakınsama şartları ekranı

**Solution Initialization**

Initialization Methods

Hybrid Initialization

Standard Initialization

Compute from

Reference Frame

Relative to Cell Zone

Absolute

Initial Values

Gauge Pressure (pascal)

1

X Velocity (m/s)

-8.457574e-07

Y Velocity (m/s)

5.328847e-06

Z Velocity (m/s)

-3.102829

Turbulent Kinetic Energy (m2/s2)

0.03614914

Şekil 2.10. Çözüm başlangıç şartları ekranı

## EK-2. (Devam) Fluent çözüm parametreleri

**Run Calculation**

Check Case... Preview Mesh Motion...

Time Stepping Method: Fixed  
Time Step Size (s): 0.025  
Number of Time Steps: 199

Settings...

Options

Extrapolate Variables  
 Data Sampling for Time Statistics

Sampling Interval: 1  
Time Sampled (s): 0  
Sampling Options...

Solid Time Step  
 User Specified  
 Automatic

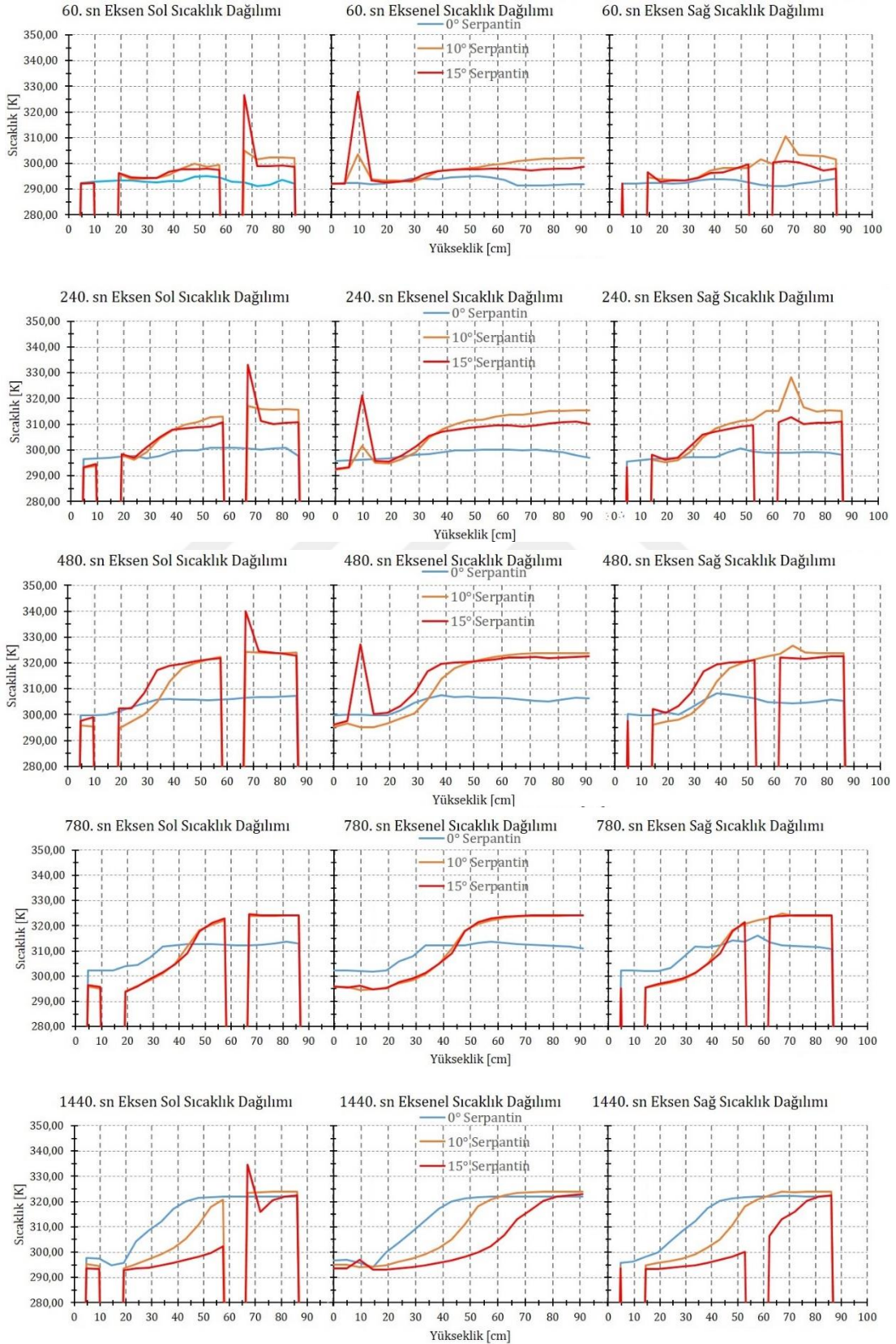
Max Iterations/Time Step: 150  
Reporting Interval: 1

Şekil 2.11. Çözüm yürütme şartları ekranı

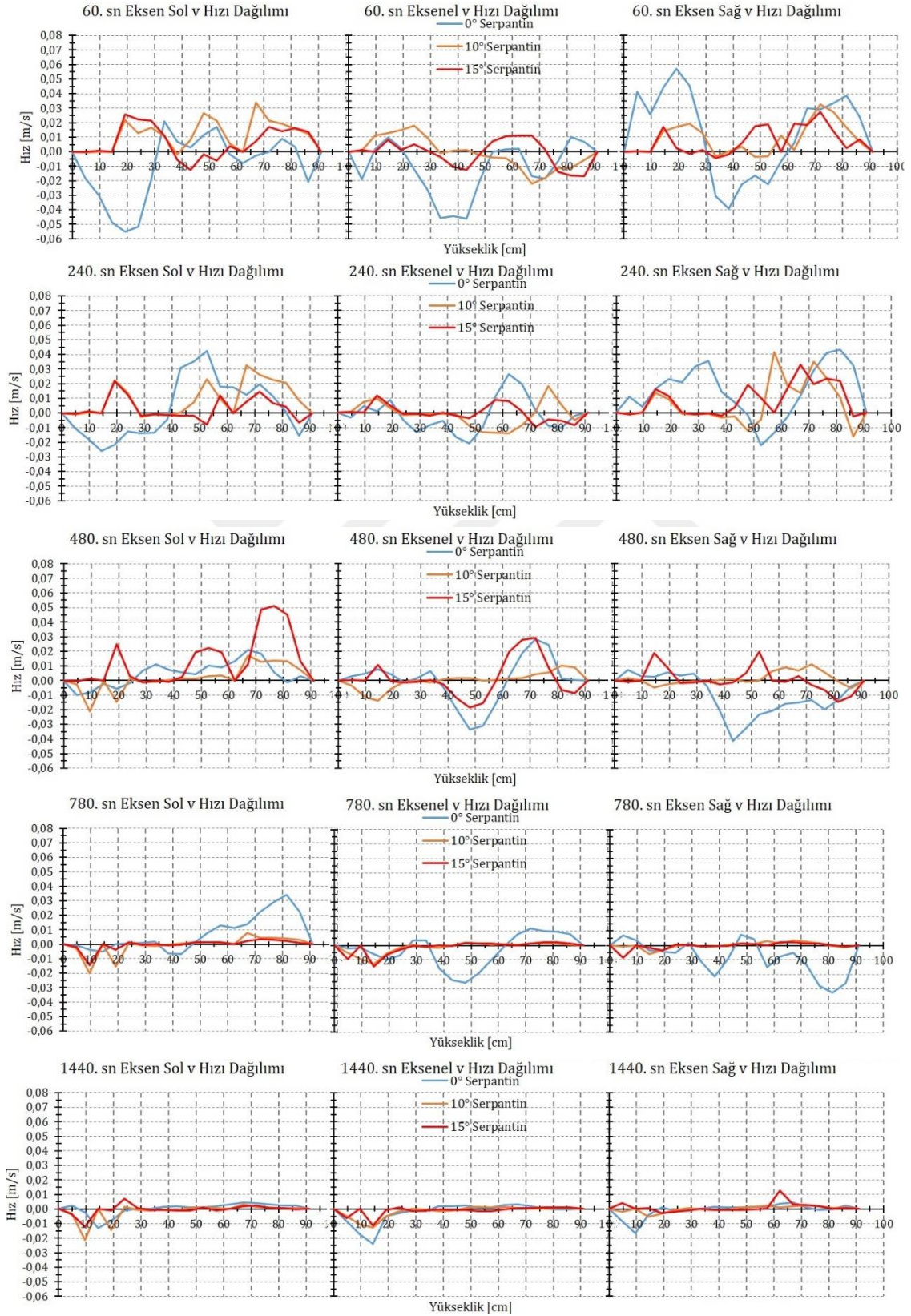
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
<input type="checkbox"/> Target Skewness	Default (0.900000)
Smoothing	High
Mesh Metric	Skewness
<input type="checkbox"/> Min	4,9588e-007
<input type="checkbox"/> Max	0,84899
<input type="checkbox"/> Average	0,22642
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,11742

Şekil 2.12. Mesh kalite ekranı

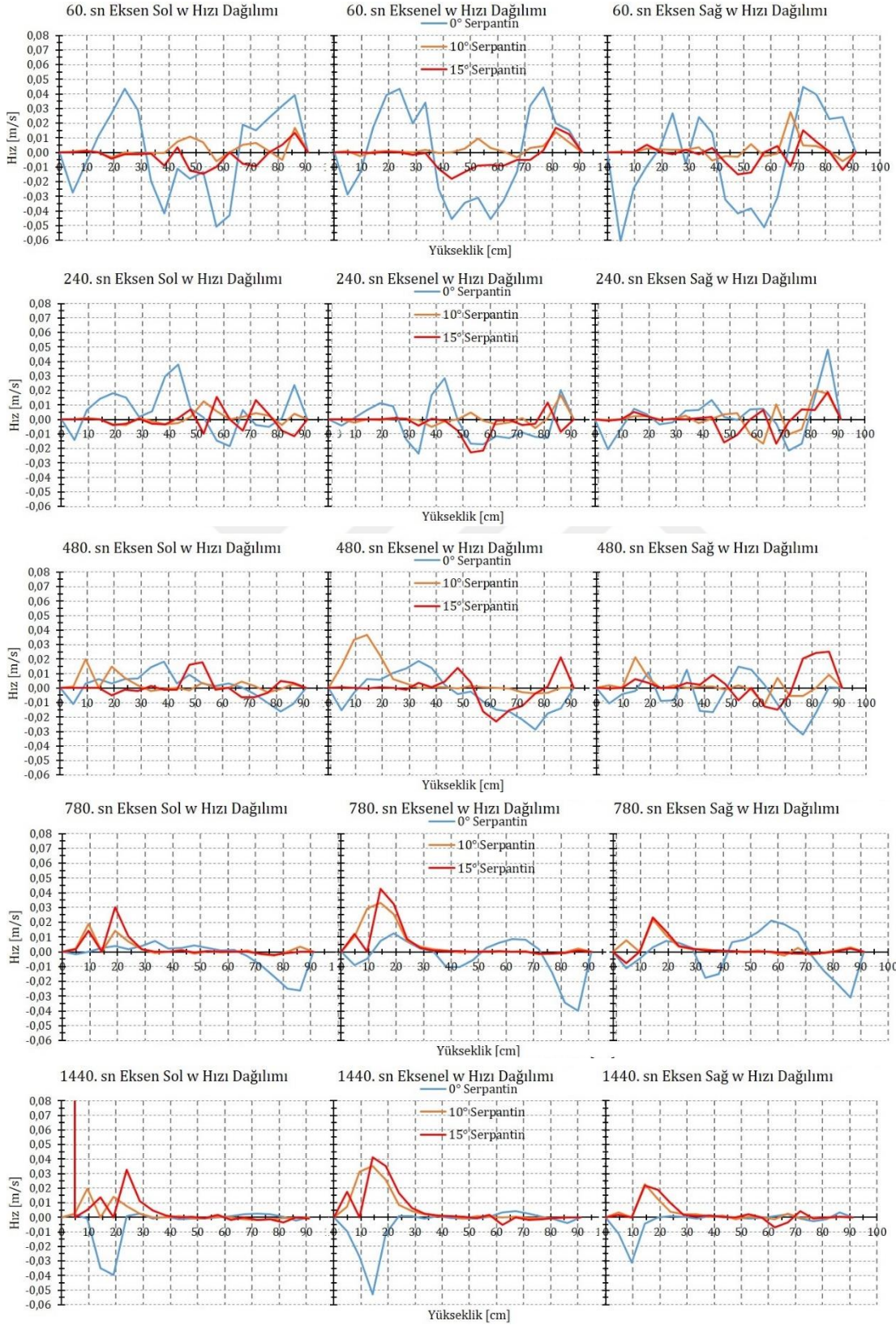
### EK-3. Zamana bağlı sıcaklık dağılım grafiği



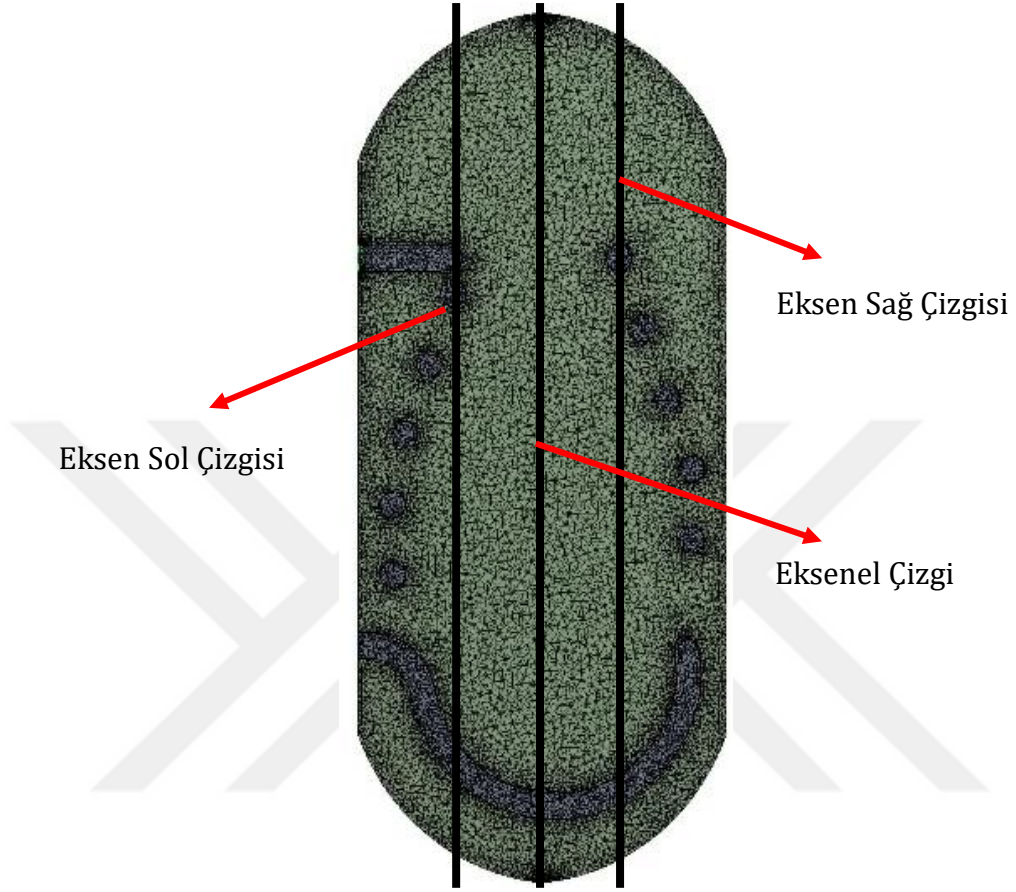
#### EK-4. Zamana bağılı v hızı dağılım grafiği



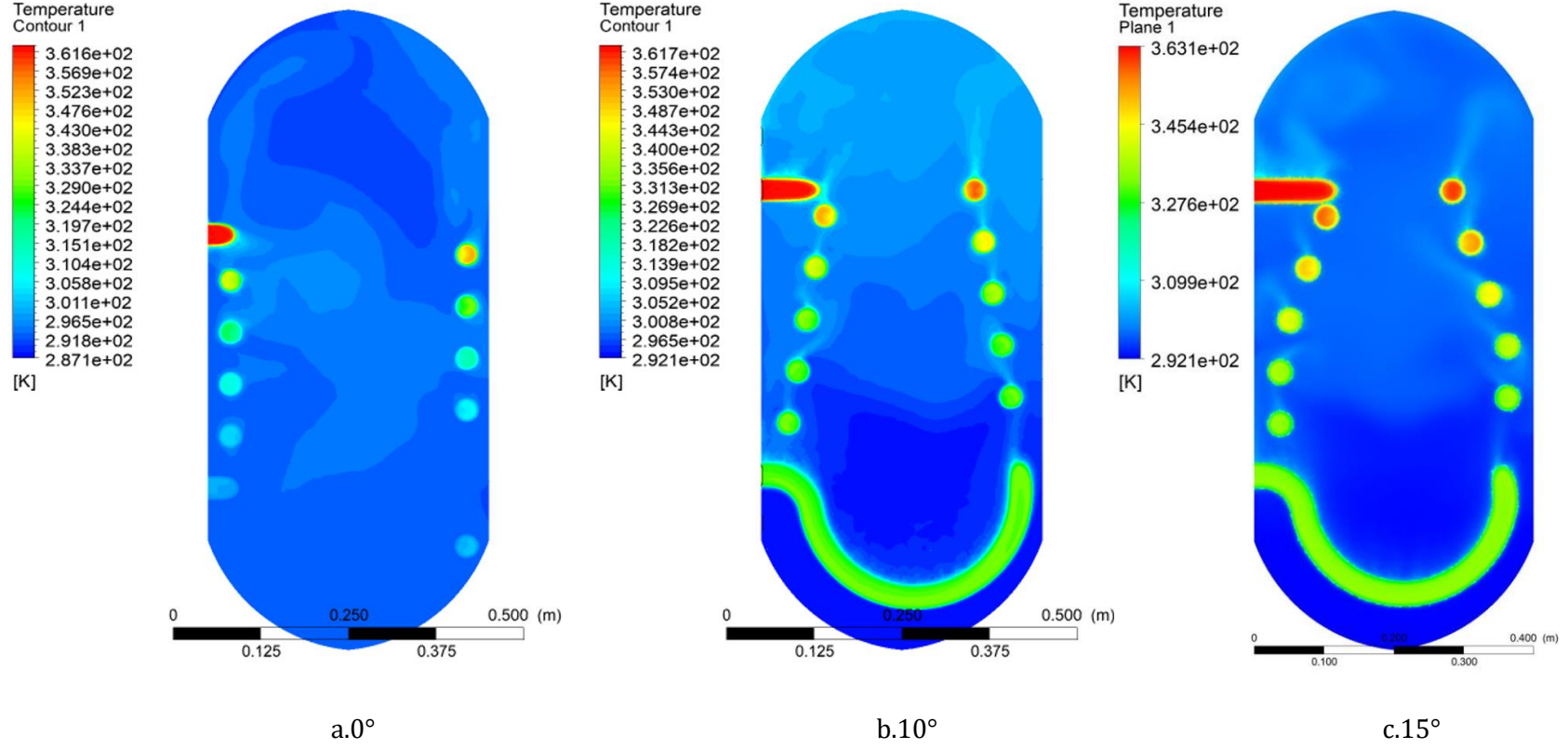
## EK-5. Zamana bağılı w hızı dağılım grafiği



**EK-6.** Veri noktalarının bulunduğu eksenler

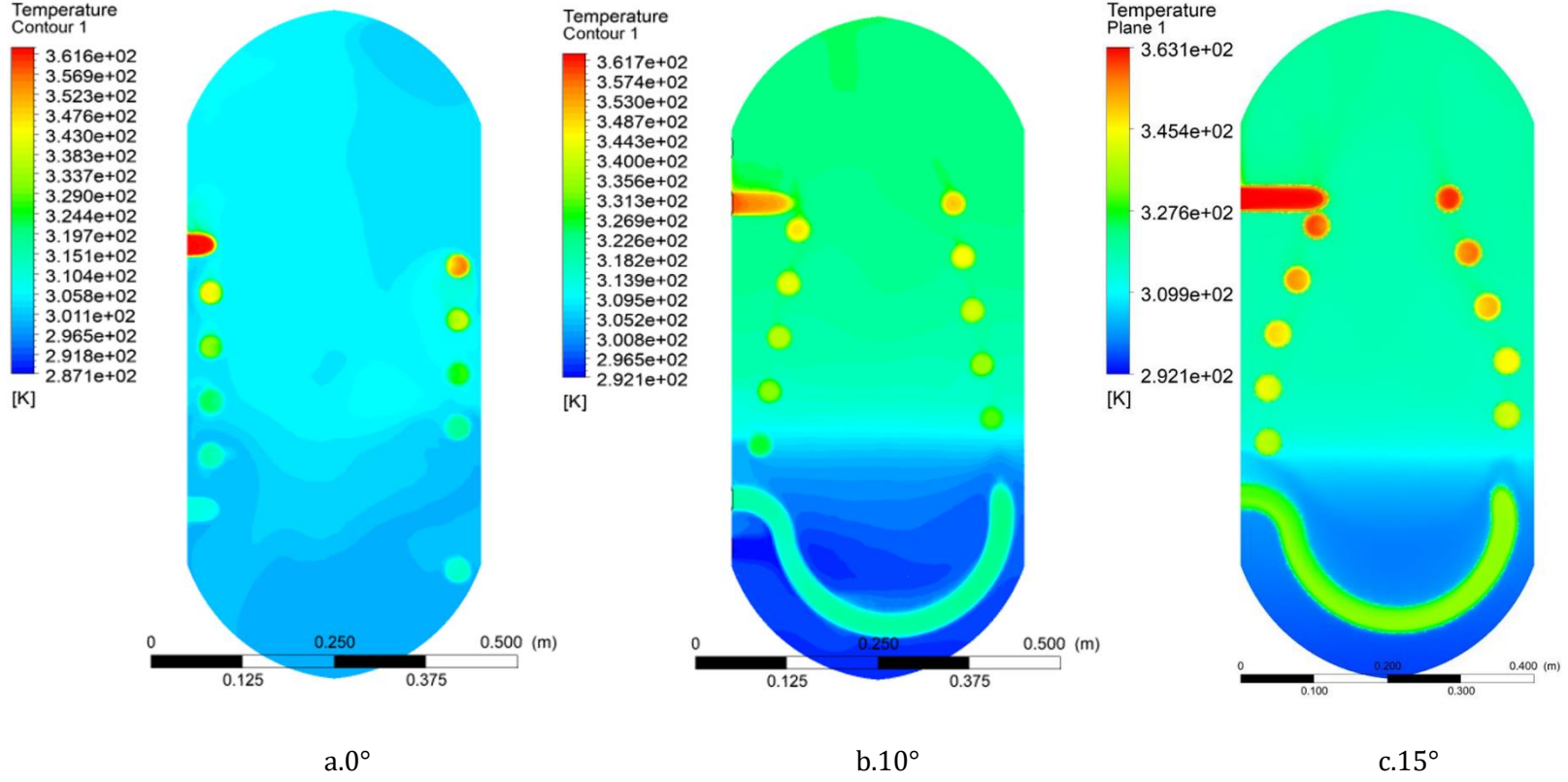


EK-7. 0°, 10° ve 15° boylar orta düzlem sıcaklık dağılımı



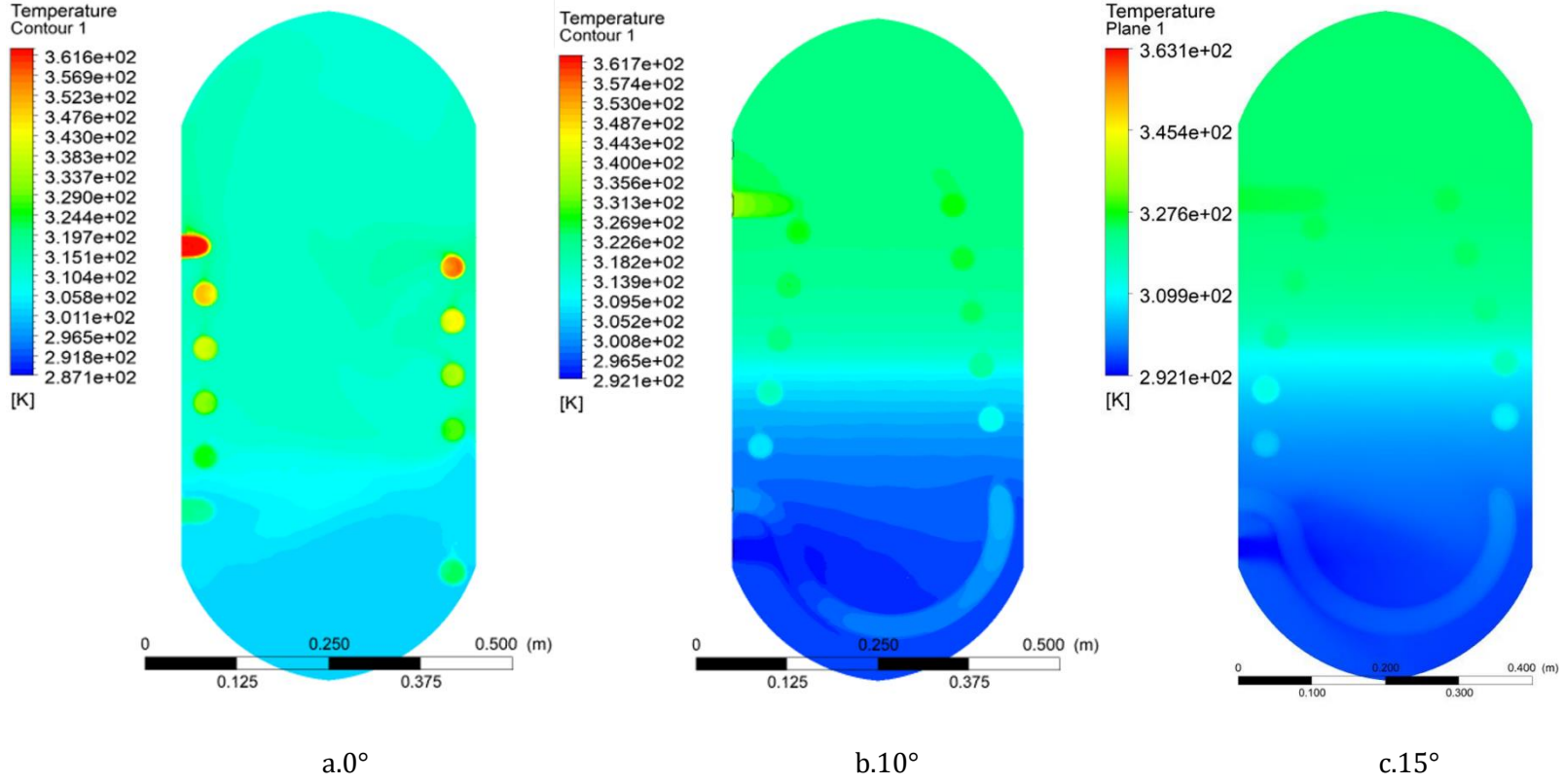
Şekil 7.1. 60. saniye

EK-7. (Devam) 0°, 10° ve 15° boylar orta düzlem sıcaklık dağılımı



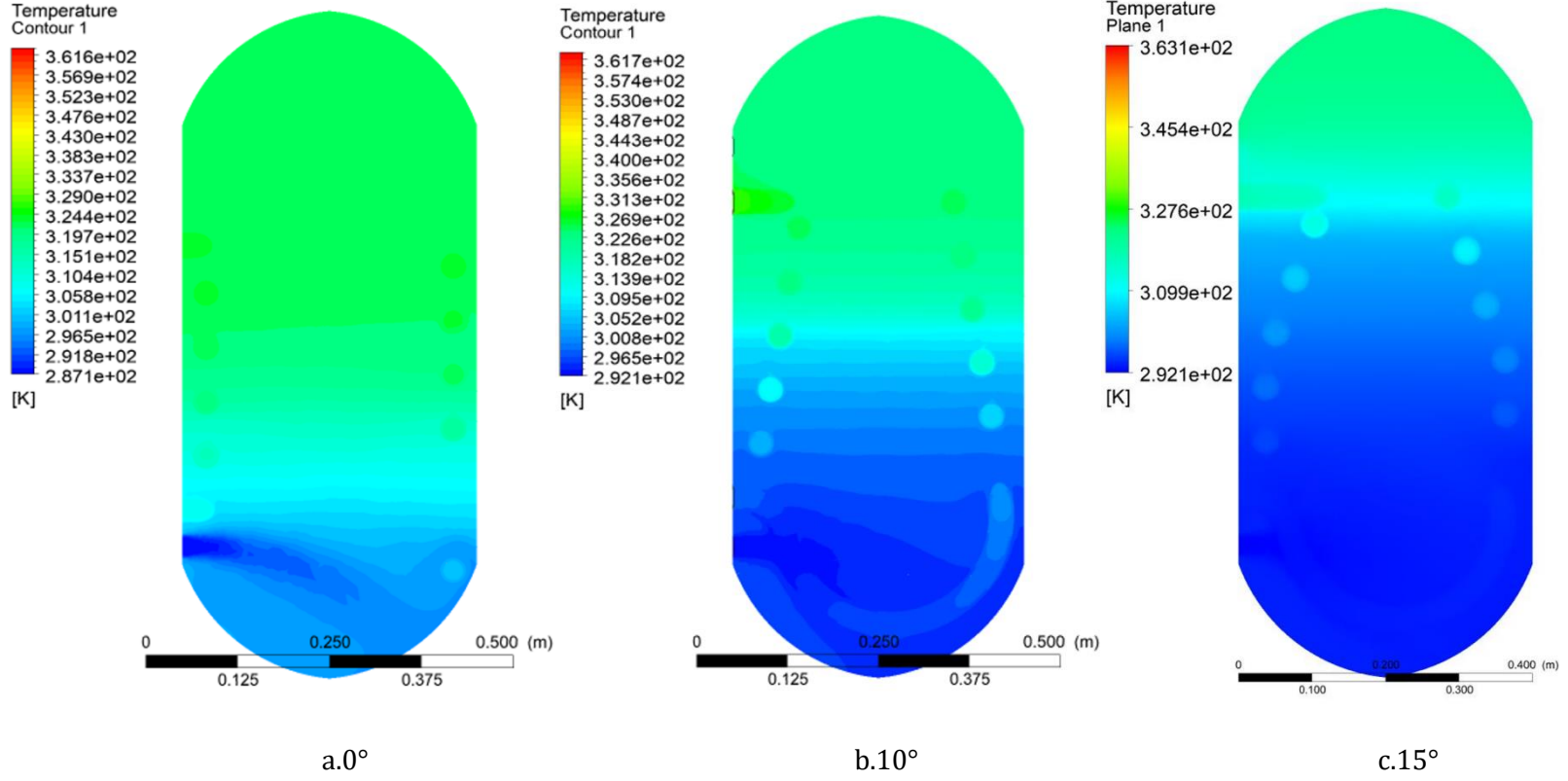
Şekil 7.2. 420. saniye

EK-7. (Devam) 0°, 10° ve 15° boylar orta düzlem sıcaklık dağılımı



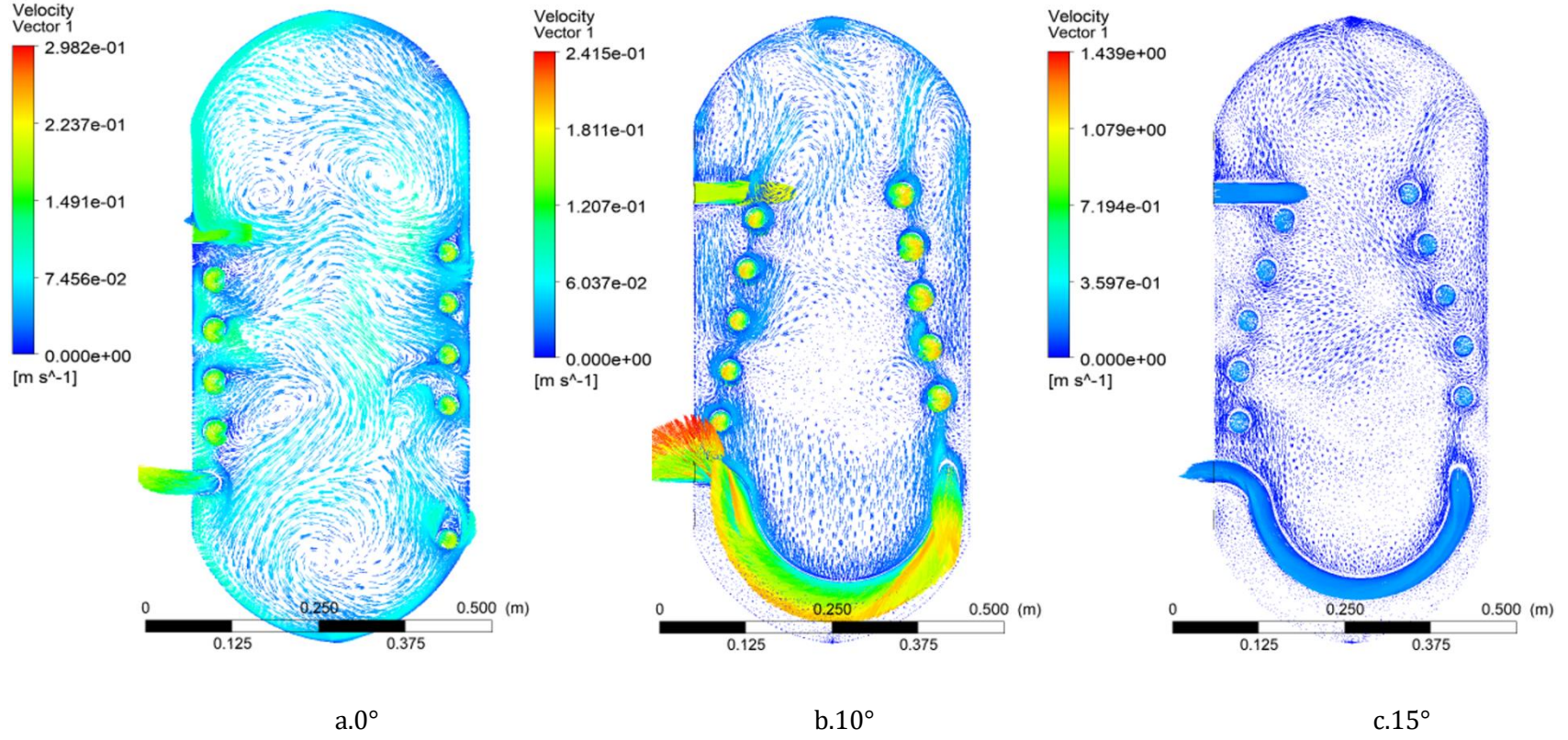
Şekil 7.3. 780. saniye

EK-7. (Devam) 0°, 10° ve 15° boylar orta düzlem sıcaklık dağılımı



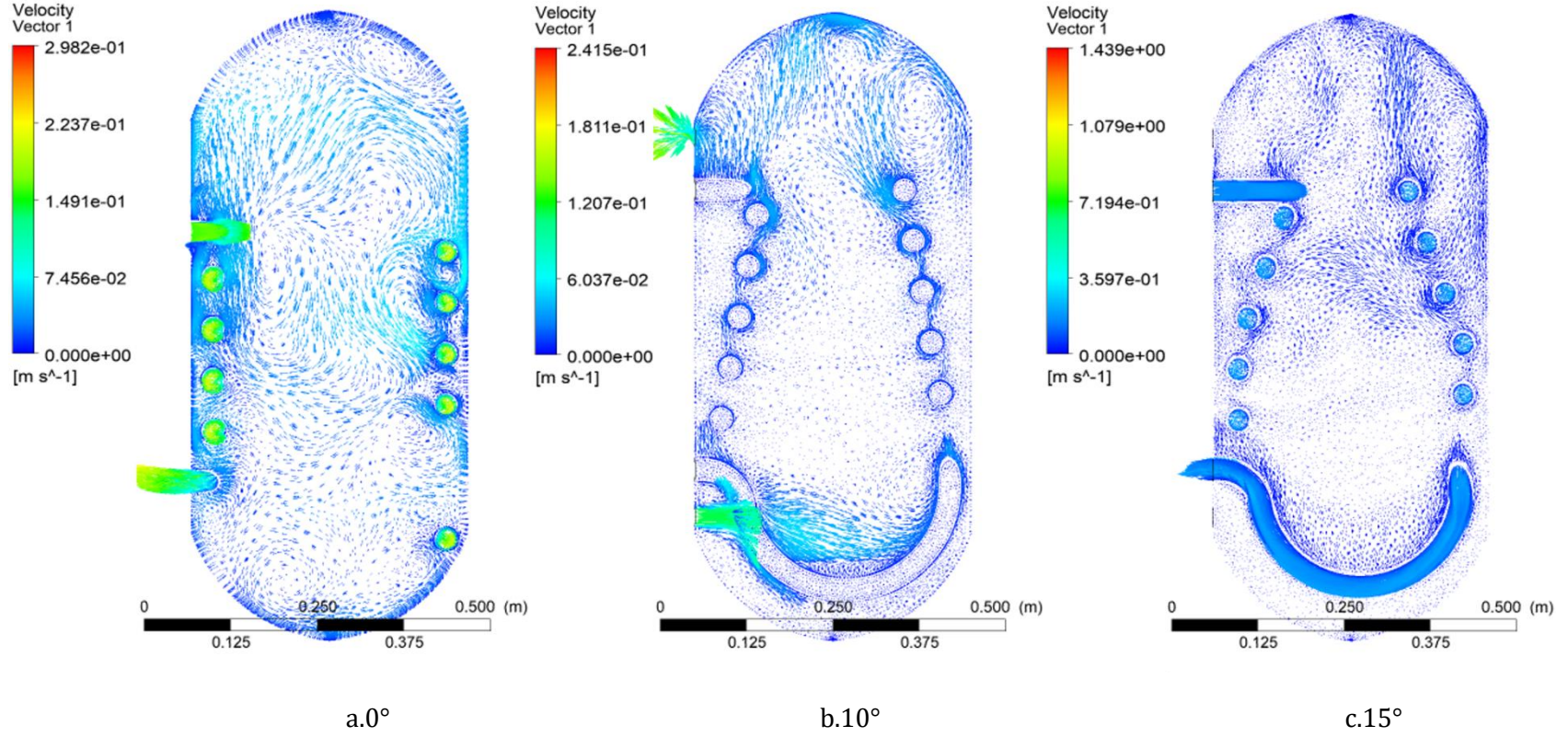
Şekil 7.4. 1440. saniye

EK-8. 0°, 10° ve 15° boyler orta düzlem hız vektörleri dağılımı



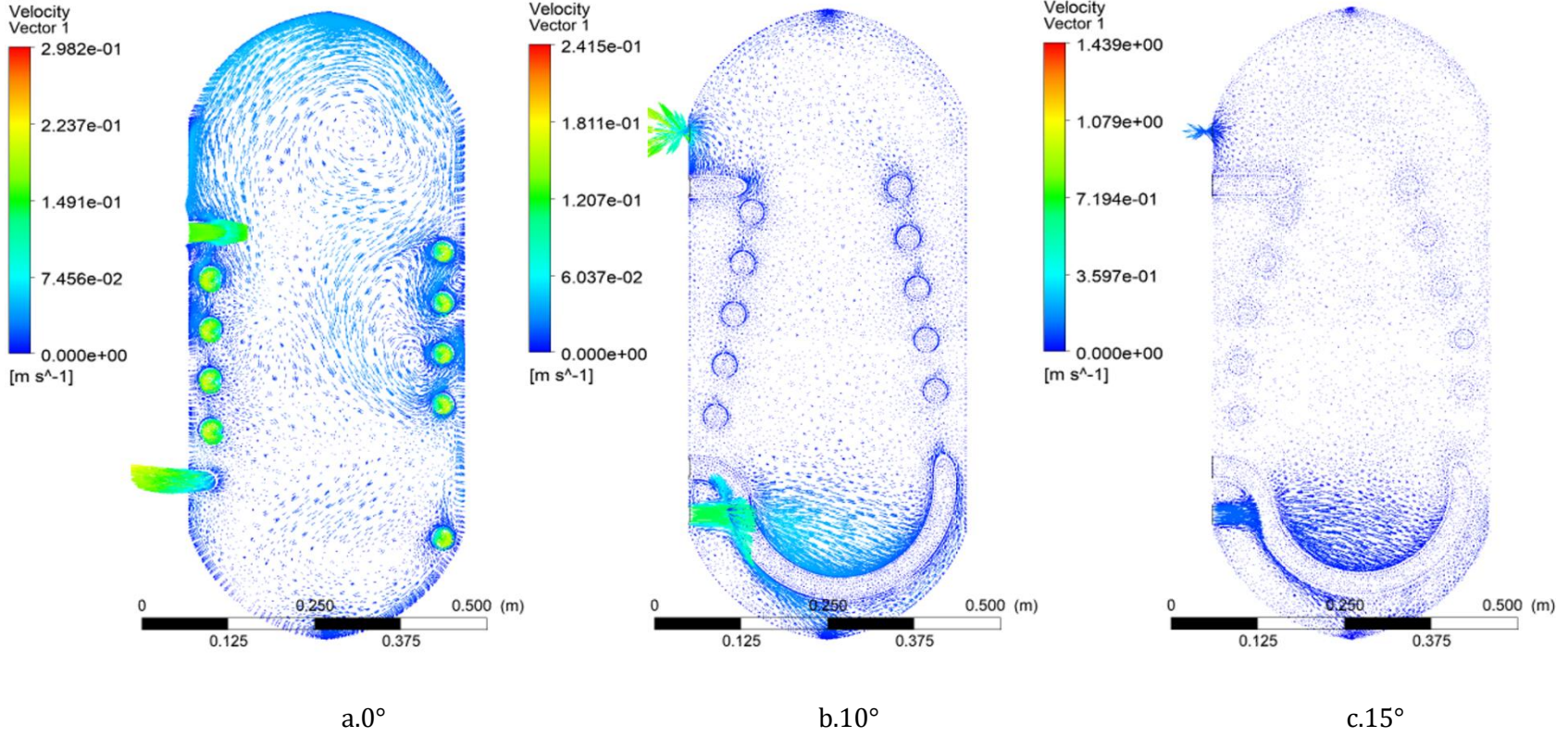
Şekil 8.1. 60. saniye

EK-8. (Devam) 0°, 10° ve 15° boylar orta düzlem hız vektörleri dağılımı



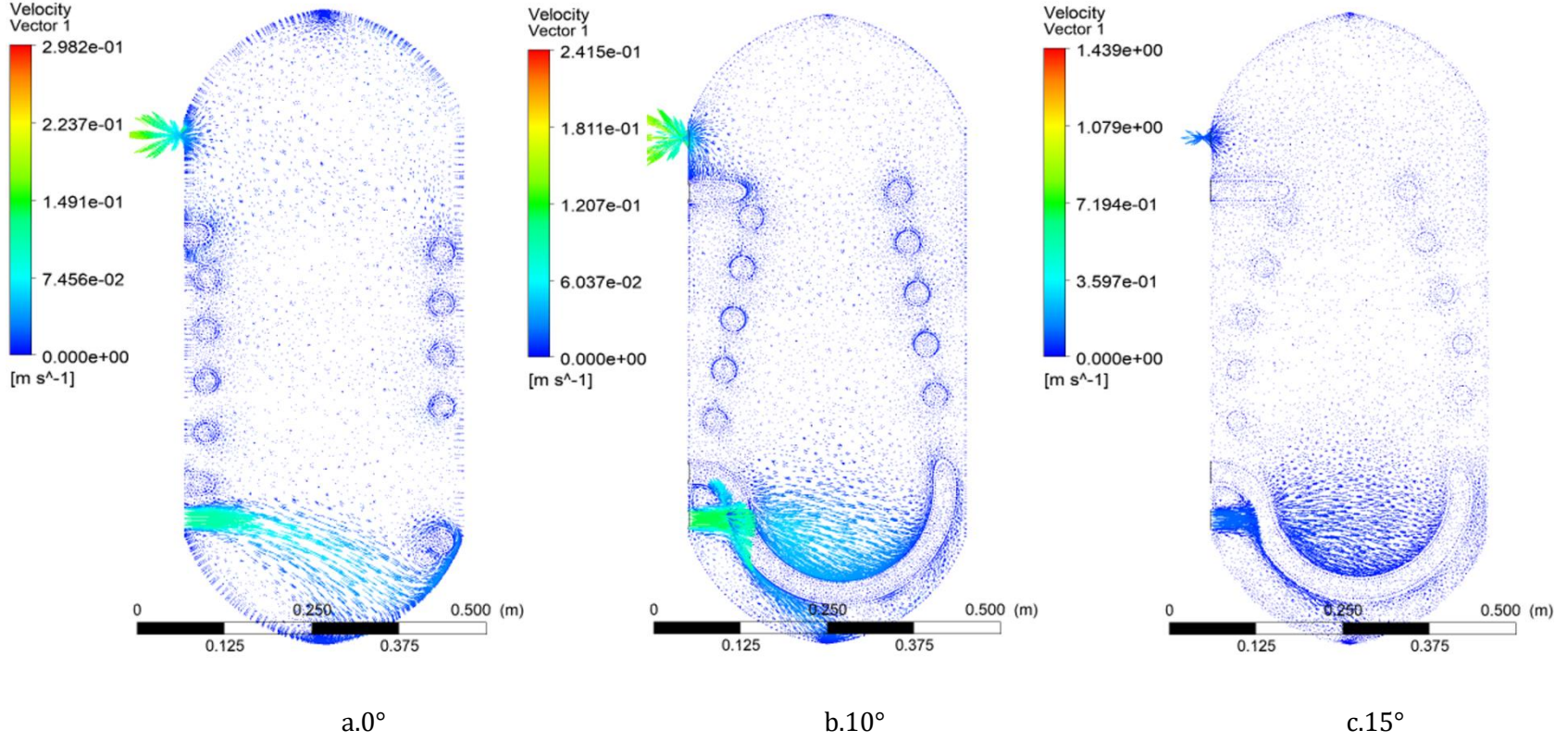
Şekil 8.2. 420. saniye

EK-8. (Devam) 0°, 10° ve 15° boylar orta düzlem hız vektörleri dağılımı



Şekil 8.3. 780. saniye

EK-8. (Devam)  $0^\circ$ ,  $10^\circ$  ve  $15^\circ$  boylar orta düzlem hız vektörleri dağılımı



Şekil 8.4. 1440. saniye

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : EVCİMEN, Alperen

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Gazi Üniversitesi Makine Müh. Bölümü	2017

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2018-	YAĞMAKSAN A.Ş./Çorum	Çorum Teklif ve Proje Sorumlusu Sürekli İyileştirme Yöneticisi
2017-2018	DUDUOĞLI ÇELİK DÖKÜM/Çorum	Kalite Kontrol Sorumlusu

### Yabancı Dil

İngilizce

