

**T.C.  
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İÇERİSİNE ENGEL YERLEŞTİRİLMİŞ MANTOLU SICAK  
SU TANKLARINDA SICAKLIK TABAKALAŞMASININ  
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

**Tezi Hazırlayan  
Nehir TOKGÖZ**

**Tezi Yöneten  
Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Yüksek Lisans Tezi**

**Ocak -2008  
KAYSERİ**

Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP danışmanlığında, **Nehir Tokgöz** tarafından hazırlanan “İçerisine Engel Yerleştirilmiş Mantolu Sıcak Su Tanklarında Sıcaklık Tabakalaşmasının Sayısal Olarak İncelenmesi” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında **Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

28./01./2008

**JÜRİ:**

Başkan : Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN

Üye : Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP

Üye : Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN

**ONAY:**

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulunun 01/01/2008 tarih ve 2008/04-29 sayılı kararı ile onaylanmıştır.

01/02/2008



N. Ayyıldız  
Prof. Dr. Nusret AYYILDIZ  
Enstitü Müdürü

## TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca bana her konuda yardım ve desteğini esirgemeyen tez danışman hocam Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP' a, hocalarımdan Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN ve özellikle Araştırma Görevlisi Yusuf TEKİN' en içten teşekkürlerimi saygıyla sunarım.

Tez hazırlama dönemi boyunca teknik konuda benden hiçbir yardımını esirgemeyen arkadaşım Özgür ÖZKAN', bana gösterdikleri üstün sabırdan dolayı arkadaşlarım Funda Güven, Esra Solmaz, Esra Şimşek ve Şerife Şerment' e sonsuz teşekkürler.

Bu noktaya kadar gelmemde maddi manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen anneme ve babama en içten saygı ve sevgilerimle, teşekkür ve şükranlarımı sunarım.

Ocak 2008

Nehir TOKGÖZ

# İÇERİSİNE ENGEL YERLEŞTİRİLMİŞ MANTOLU SICAK SU TANKLARINDA SICAKLIK TABAKALAŞMASININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

**Nehir TOKGÖZ**

**Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Yüksek Lisans Tezi, Ocak 2008**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP**

## ÖZET

Bu çalışmada, mantolu sıcak su tankında farklı engellerin, sıcaklık tabakalaşması üzerine etkisi sayısal olarak incelendi. Sıcak su depolamak için kullanılan tankın içerisinde sıcaklık farkı sonucunda sıcaklık tabakalaşması meydana gelir. Esas amaç, tank içerisindeki sıcaklık tabakalaşmasını iyileştirmektir.

Bu çalışmada, düşey tip mantolu sıcak su tankı tercih edildi. Engelsiz ve farklı engelli beş geometri için çözümler yapıldı. Kollektör su giriş sıcaklığı 350 K, soğuk su giriş sıcaklığı 289 K, kollektör su giriş hızı; 0,3 m/s, soğuk su giriş hızı; 0,1 m/s alındı. Engeller tank tabanından itibaren,  $h=0,15$  m, 0,3 m, 0,4 m, 0,5 m, 0,6 m ve 0,7 m konumlarına yerleştirilerek en iyi tabakalaşmanın olduğu h mesafesi belirlendi. Çözümler zamana bağlı ve üç boyutlu olarak yapıldı. Sayısal analizde; süreklilik, momentum ve enerji eşitlikleri dikkate alındı. FLUENT programı kullanılarak iki saat için çözümler yapıldı. Tank içerisinde iki saat sonucunda oluşan sıcaklık dağılım grafikleri, kollektör dönüş sıcaklığı, kullanım suyu sıcaklığı, kullanım suyu sıcaklığı ile soğuk su giriş sıcaklığı arasındaki fark grafikleri gösterildi.

Engelsiz tank modeline göre engelli tank modellerinde tabakalaşmanın daha iyi olduğu tespit edildi. Tank içerisine yerleştirilen engellerden dış konik engel ve dış silindir engel modellerinde diğer modellere göre daha iyi sıcaklık tabakalaşması belirlendi.

**Anahtar Kelimeler:** Isıl tabakalaşma, Sıcak Su Tankı, Tank Engeli

**NUMERICAL ANALYSIS OF THERMAL STRATIFICATION  
OBSTACLES LOCATED INTO MANTLED HOT WATER TANK**

**Nehir TOKGÖZ**

**Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences**

**Ms.C. Thesis, February 2008**

**Thesis Supervisor: Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP**

**ABSTRACT**

In this study, effect of using different obstacles on thermal stratification in a mantled hot water tank is analyzed numerically. Because of temperature difference in tank, thermal stratification occur in the hot water tank. The main purpose of the study is to get heal to thermal stratification in the tank.

In this study prefer vertical cylindrical mantled hot water tank. Solutions are made for no obtacle tank and five geometry with different obtacles tank. Collector water inlet temperature is 350 K, cold water inlet temperature is 289 K, collector water inlet velocity is 0,3 m/s, cold water inlet velocity is 0,1 m/s. Obtacles located into  $h=0,15$  m, 0,3 m, 0,4 m, 0,5 m, 0,6 m and 0,7 m for the best thermal stratification is determined. Solutions are made unsteady and three dimension. In numerical analysis, continuity, momentum and energy equations are considered. Solutions are made using FLUENT programme for two hours. Temperature distribution in the tank end of the two hours, water temperature supplied by the tank, water temperature going to collector and various water temperature differences between tank outlet and inlet are shown on the graphics.

Obstacle in the tank provides better thermal stratification compared to the no obstacle case. The obstacles out conic and out cylindircal model represent better thermal stratification among the other considered models.

**Keywords:** Thermal stratification, Hot water storage tank, Tank obstacles

## İÇİNDEKİLER

<b>TEŞEKKÜR .....</b>	<b>ii</b>
<b>ÖZET .....</b>	<b>iii</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>iv</b>
<b>İÇİNDEKİLER .....</b>	<b>v</b>
<b>SEMBOL LİSTESİ .....</b>	<b>vii</b>
<b>ŞEKİLLER LİSTESİ .....</b>	<b>viii</b>
<b>BÖLÜM 1 .....</b>	<b>1</b>
<b>ENERJİ VE ENERJİNİN ÖNEMİ .....</b>	<b>1</b>
1.1.Giriş .....	1
1.2. Sıcak Su Tankları .....	3
<b>BÖLÜM 2 .....</b>	<b>5</b>
<b>ENERJİ DEPOLAMA ve LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....</b>	<b>5</b>
2.1. Enerji Depolama.....	5
2.1.2. Isıl Enerji Depolanması.....	6
2.1.3. Hissedilir Isı Depolanması .....	6
2.1.4. Su İle Isı Enerji Depolanması .....	7
2.1.5. Sıcaklık Tabakalaşması .....	8
2.2. Literatür Araştırması .....	9
<b>BÖLÜM 3.....</b>	<b>16</b>
<b>HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ve MATEMATİKSEL MODEL .....</b>	<b>16</b>
3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD).....	16
3.1.2. FLUENT® Paket Programı.....	16
3.1.3. Problemin Hacimlere Bölünmesi ( Grid Üretimi).....	17
3.1.4. Sınır Şartlarının Belirlenmesi .....	18
3.1.5. Fiziksel Özelliklerin Belirlenmesi .....	18
3.1.6. Problemin Çözüm Aşamaları .....	19
3.2. Matematiksel Model.....	19
3.3. Çözüm Algoritması .....	22
<b>BÖLÜM 4.....</b>	<b>26</b>

<b>SEÇİLEN TANK GEOMETRİSİ VE ÇÖZÜM YÖNTEMLERİ .....</b>	<b>26</b>
4.1. Giriş .....	26
4.2. Seçilen Tank Geometrisi .....	26
4.3. Akışkan Özellikleri ve Sınır Şartları .....	30
4.4. Yakınsama .....	31
<b>BÖLÜM 5 .....</b>	<b>32</b>
<b>İRDELEME, SONUÇLAR ve ÖNERİLER .....</b>	<b>32</b>
5.1. İrdeleme .....	32
5.2. Sonuçlar .....	51
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>55</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>58</b>
<b>EKLER .....</b>	<b>59</b>
EK A: .....	60
EK B: .....	62
EK C: .....	69
EK D: .....	76
EK E: .....	83
EK F: .....	90

**SEMBOL LİSTESİ**

<b>C</b>	: Özgül ısı
<b>Nu</b>	: Nusselt sayısı
<b>Pe</b>	: Peclet sayısı
<b>Pr</b>	: Prandtl sayısı
<b>Re</b>	: Reynolds sayısı
$\mu$	: Dinamik Viskozite
<b>T</b>	: Sıcaklık
$\Delta T$	: Sıcaklık farkı
<b>t</b>	: Zaman
<b>g</b>	: Yer çekimi ivmesi
<b>P</b>	: Basınç
<b>P'</b>	: Basınç doğrultmanı
<b>S</b>	: Genel kaynak terimi
<b>Sc</b>	: Kaynak teriminin linearizasyonunun sabit kısmı
<b>Sp</b>	: Kaynak teriminin linearize edilmesinde $\emptyset$ 'nin katsayısı
<b>V<sub>r</sub></b>	: r - yönündeki hız
<b>V<sub><math>\theta</math></sub></b>	: $\theta$ - yönündeki hız
<b>V<sub>z</sub></b>	: z - yönündeki hız
<b>V<sub>n</sub></b>	: n yönündeki akışkan hızı
<b>r, <math>\theta</math>, z</b>	: Silindirik koordinat bileşenleri
<b><math>\Phi</math></b>	: Viskoz disipasyonu
<b><math>\Gamma</math></b>	: Genel difüzyon katsayısı
<b><math>\beta</math></b>	: Hacimsel genişleme katsayısı
<b><math>\emptyset</math></b>	: Genel bağımlı değişken
<b><math>\gamma</math></b>	: Kinematik viskozite
<b><math>\mu</math></b>	: Dinamik viskozite
<b><math>\rho</math></b>	: Yoğunluk
<b><math>\sigma</math></b>	: Normal gerilme

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1: Ticari amaçlı üretilen sıcak su tankının kesiti .....	4
Şekil 3. 1: Seçilen Tank Geometrisinin Mesh Yapısı .....	17
Şekil 4. 1: Seçilen tank modelinin ölçüleri .....	27
Şekil 4. 2: İçerisine Engel Yerleştirilmiş Tank Modelleri .....	28
Şekil 4. 3: Engel Geometrileri .....	29
Şekil 5. 1:Engelsiz tank modelinde $T_4$ sıcaklık dağılımı .....	34
Şekil 5. 2:Engelsiz tank modelinde $T_3$ sıcaklık dağılımı .....	34
Şekil 5. 3:Engelsiz tank modelinde $T_3-T_1$ sıcaklık dağılımı .....	35
Şekil 5. 4:Dış konik engelli modelde $T_4$ ün zamanla değişimi .....	37
Şekil 5. 5:Dış konik engelli modelde $T_3$ ün zamanla değişimi .....	37
Şekil 5. 6:Dış konik engelli modelde $T_3-T_4$ ün zamanla değişimi <b>Hata! Yer işareti tanımlanmamış.</b>	
Şekil 5. 7:İç konik engelli modelde $T_4$ ün zamanla değişimi.....	40
Şekil 5. 8: İç konik engelli modelde $T_3$ ün zamanla değişimi.....	40
Şekil 5. 9:İç konik engelli modelde $T_3-T_1$ in zamanla değişimi.....	41
Şekil 5. 10:İç ters konik engelli modelde $T_4$ ün zamanla değişimi .....	43
Şekil 5. 11:İç ters konik engelli modelde $T_3$ ün zamanla değişimi .....	43
Şekil 5. 12:İç ters konik engelli modelde $T_1-T_3$ ün zamanla değişimi .....	44
Şekil 5. 13:Dış silindir engelli modelde $T_4$ ün zamanla değişimi .....	46
Şekil 5. 14:Dış silindir engelli modelde $T_3$ ün zamanla değişimi .....	46
Şekil 5. 15:Dış silindir engelli modelde $T_3-T_1$ in zamanla değişimi .....	47
Şekil 5. 16:İç silindir engelli modelde $T_4$ ün zamanla değişimi.....	49
Şekil 5. 17:İç silindir engelli modelde $T_3$ ün zamanla değişimi.....	49
Şekil 5. 18:İç silindir engelli modelde $T_3-T_1$ ün zamanla değişimi.....	50
Şekil 5. 19:Farklı engel geometrileri için son $T_4$ dağılımı .....	53
Şekil 5. 20:Farklı engel geometrileri için son $T_3$ dağılımı .....	53
Şekil 5. 21:Farklı engel geometrileri için son $T_3-T_1$ dağılımı .....	54
Şekil A. 1: Engelsiz model için 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	61
Şekil B. 1:Dış konik engelli model için $h=0,15$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları.....	63
Şekil B. 2: Dış konik engelli model için $h=0,3$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları.....	64
Şekil B. 3: Dış konik engelli model için $h=0,4$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları.....	65
Şekil B. 4: Dış konik engelli model için $h=0,5$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları.....	66
Şekil B. 5: Dış konik engelli model için $h=0,6$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları.....	67

Şekil B. 6: Dış konik engelli model için $h=0,7$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	68
Şekil C. 1: İç konik engelli model için $h=0,15$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	70
Şekil C. 2: İç konik engelli model için $h=0,3$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	71
Şekil C. 3: İç konik engelli model için $h=0,4$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	72
Şekil C. 4: İç konik engelli model için $h=0,5$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	73
Şekil C. 5: İç konik engelli model için $h=0,6$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	74
Şekil C. 6: İç konik engelli model için $h=0,7$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	75
Şekil D. 1: İç ters konik engelli model için $h=0,15$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	77
Şekil D. 2: İç ters konik engelli model için $h=0,3$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	78
Şekil D. 3: İç ters konik engelli model için $h=0,4$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	79
Şekil D. 4: İç ters konik engelli model için $h=0,5$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	80
Şekil D. 5: İç ters konik engelli model için $h=0,6$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	81
Şekil D. 6: İç ters konik engelli model için $h=0,7$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	82
Şekil E. 1: Dış silindir engelli model için $h=0,15$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	84
Şekil E. 2: Dış silindir engelli model için $h=0,3$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	85
Şekil E. 3: Dış silindir engelli model için $h=0,4$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	86
Şekil E. 4: Dış silindir engelli model için $h=0,5$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	87
Şekil E. 5: Dış silindir engelli model için $h=0,6$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	88
Şekil E. 6: Dış silindir engelli model için $h=0,7$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	89
Şekil F. 1: İç silindir engelli model için $h=0,15$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	91
Şekil F. 2: İç silindir engelli model için $h=0,3$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	92
Şekil F. 3: İç silindir engelli model için $h=0,4$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	93
Şekil F. 4: İç silindir engelli model için $h=0,5$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	94
Şekil F. 5: İç silindir engelli model için $h=0,6$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	95
Şekil F. 6: İç silindir engelli model için $h=0,7$ m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları .....	96

# BÖLÜM 1

## ENERJİ VE ENERJİNİN ÖNEMİ

### 1.1. Giriş

Enerji; ekonomik ve sosyal kalkınmanın önemli bileşenlerinden biri olduğu gibi, yaşam standartlarının yükseltilmesinde hayati bir rol oynamaktadır. Kalkınmanın sürdürülebilir hale gelmesi için enerji arzının sürekli ve kaliteli olması gerekmektedir. Bilgi çağı adı verilen, bilim ve teknolojinin her geçen gün hızlanarak geliştiği bu yüzyılda en önemli konuların başında, bundan önceki yüzyılda da olduğu gibi enerji gelmektedir. Enerji stratejik konumunu neredeyse iki yüzyıldır korumakta ve böyle de devam edeceğe benzemektedir. Günümüzde ülkeler arası savaş sebeplerin başında gelen enerji, insanlar yaşamaya ve gelişmeye devam ettiği sürece önemi hiç bir zaman kaybetmeyecektir. Enerji üretimi ve tüketimi miktarı ülkelerin gelişmişliğinin en önemli göstergelerinden biri haline gelmiştir.

Enerji; kısaca bir cismin veya bir sistemin iş yapabilme yeteneği olarak tarif edilebilir. Başlıca enerji çeşitleri; kimyasal enerji, ısı enerjisi, elektrik enerjisi, mekanik enerji vb. şeklinde sıralanabilir. Bu enerji türleri birbirlerine enerji dönüşüm sistemleri sayesinde dönüşebilmektedir. Başlıca enerji kaynakları; kömür, petrol, doğalgaz, uranyum ve hidrolik kaynaklardır. Bunlardan ilk üçüne soğuk enerji taşıyıcıları, su buharı ve uranyuma da sıcak enerji taşıyıcıları denilmektedir. Bilinen alışılmış enerji kaynaklarına, alternatif enerji kaynakları olarak; güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi, jeotermal enerji, dalga enerjisi vs. söylenebilir. Bugün itibariyle dünya enerji ihtiyacının önemli bir bölümünü karşılamakta olan fosil yakıt taleplerinde kesintisiz bir artış söz konusudur. Buna karşılık fosil yakıt rezervlerinde paralel bir artış meydana gelmemektedir Mevcut kullanım düzeylerinin sabit

kalması durumunda bile özellikle petrol rezervlerinin uzun olmayan bir süre içerisinde tükeneceği tahmin edilmektedir. Biraz daha fazla ömür biçilen doğalgaz kaynakları için de benzer bir durumun söz konusu olduğunu söylemek mümkündür.

Enerjinin tüketicilere uzun süre ve güvenli biçimde sunulması kalkınmanın sürdürülebilir hale dönüşmesini sağlar. Hızla tükenen fosil yakıtların yerine bir yandan alternatif enerji kaynakları aranırken, diğer yandan mevcut kaynakların etkin biçimde değerlendirilmesi gündeme gelmekte ve enerji tüketiminin konforu etkilemeden düşürülmesi yönünde eğilimler oluşmaktadır. Bu eğilimler genel olarak enerji verimliliği başlığı altında değerlendirilmektedir.

Enerji verimliliği hem enerjinin üretimi ve iletimi, hem de tüketimi alanında genel etkinlik çalışmalarının tümünü kapsamaktadır. Bir tarafta daha az maliyet ve daha az birincil kaynak kullanımıyla daha çok enerji üretimi yönünde çalışmalar sürerken, diğer tarafta aynı miktar enerjiyle daha çok iş yapılması veya aynı miktar enerjinin ekonomik ve sosyal kalkınmanın önemli bileşenlerinden biri olduğu, yaşam standartlarının yükseltilmesinde hayati bir rol oynadığı bilinmektedir.

Isı, gaz, buhar, basınçlı hava, elektrik gibi çok değişik formlarda olabilen enerji kayıpları ile her çeşit atığın değerlendirilmesi veya geri kazanılması veya yeni teknoloji kullanma yoluyla üretimi düşürmeden, sosyal refahı engellemeden enerji tüketiminin azaltılması olarak tarif edilebilecek enerji verimliliği çalışmaları; bina mimarisi, dış yapı elemanları, cam ve ısıtma/aydınlatma sistemleri ekseninde yürütülen ısı yalıtım çalışmalarından akıllı bina uygulamalarına, belli limitlerin altında yakıt tüketen araçların üretimi için getirilen zorunluluklardan gelişmiş toplu taşıma sistemlerine, buzdolabı, çamaşır makinesi, televizyon, fırın gibi ev aletlerinde uygulanan etiketleme yaklaşımlarından yüksek verimli endüstri süreç dönüşümlerine, talep tarafı yönetimi ışığında yükün tasarruf yoluyla yataylaştırılmasından yeni tip santral teknolojilerine, elektrik üretim, iletim ve dağıtım süreçlerindeki kayıpların azaltılıp performans standartlarının yükseltilmesinden bütünleşik enerji arz ve talep yönetimlerine kadar bir dizi uygulamayı içermektedir.

Enerji kaynaklarının bilinçsiz kullanımı sonucunda dünyanın ekolojik dengesi bozulmaya başlamıştır. Dünyanın devam edebilmesi ve gelişebilesi için enerji insanoğlunun olmazsa olmazları arasında yer almaktadır. Bunun için enerjinin daha verimli halde kullanılması için her geçen gün daha fazla önlem alınmaktadır. Enerji verimliliği, ısı geçişini iyileştirme teknikleri, enerjinin depolanması gibi sayısız yöntemlerle bilim adamları enerjinin en üst seviyede kullanılabilmesi için çalışmaktadır.

Yapılan bu tez çalışmasında; endüstride, konutlarda, seralarda ve benzeri birçok alanda kullanılan sıcak su tanklarında sıcaklık tabakalaşmasının iyileştirilmesi üzerine sayısal analizler yapılmıştır. Sıcaklık tabakalaşmasının iyileştirilmesi durumunda sıcak su tanklarından daha uzun süre sıcak su elde edilebilecek bu da enerji tasarrufunu artıracaktır.

## **1.2. Sıcak Su Tankları**

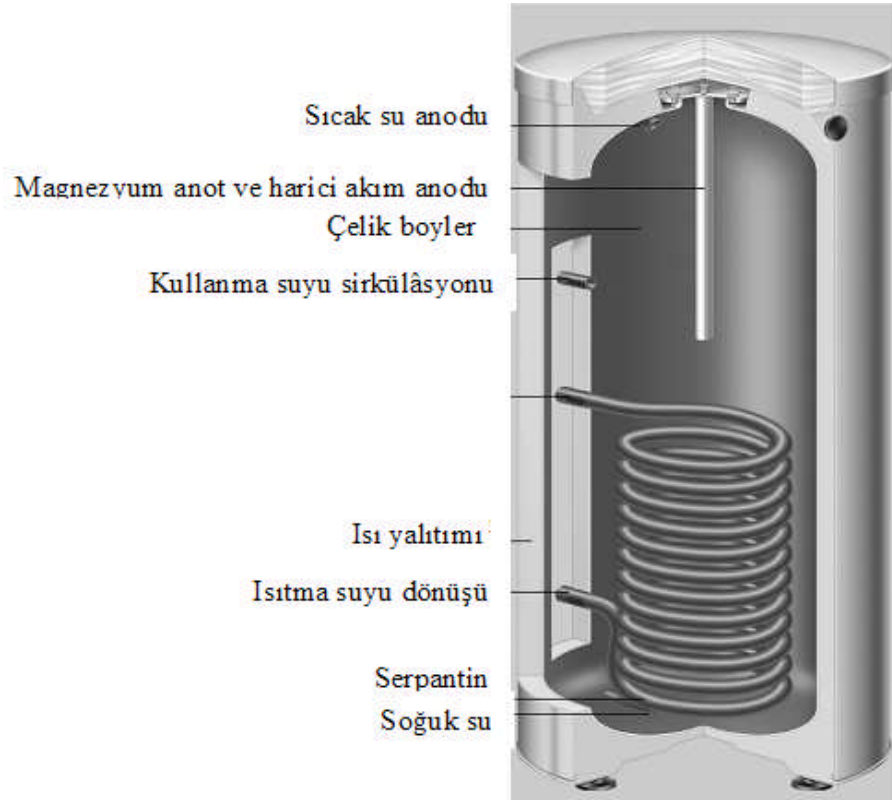
Sıcak su tankları (boylar) ; sıcak su, kaynar su veya buhardan faydalanarak sıcak su hazırlayan cihazdır. Bu cihazlar soğuk ve sıcak ortamların akış yönlerine, cidar sayısına ve sıcak ortamın cinsine göre sınıflandırılırlar.

Soğuk ve sıcak ortamın akış yönlerine göre, paralel akışlı, cihazda sıcak ve soğuk ortamın aynı yönde hareket etmesidir. Ters akışlı, cihazda sıcak ve soğuk ortamın birbirine ters yönde hareket etmesidir. Çapraz akışlı, sıcak ve soğuk akışkanın birbirine yaklaşık olarak dikey yönlerde hareket ettiği cihazdır. Ters ve çapraz akışlı, her iki akışı da içeren cihazdır. Cidar sayısına göre, çift cidarlı (gömlekli), cihaz gövdesi iki cidarlı olup cidarlar arasında sıcak ortamın geçirildiği cihazdır. Tek cidarlı, cihaz gövdesi tek cidarlı olup içine yerleştirilen ısıtıcıda (boru demeti- serpantin) sıcak ortamın geçirildiği cihazdır. Sıcak ortamın cinsine göre, sıcak su ile ısıtılan, kaynar su ile ısıtılan, buhar ile ısıtılan cihazlar olmak üzere üçe ayrılır.

Oteller, hastaneler konutlar ve endüstriyel tesisler gibi birçok alanda sıcak su tankları kullanılır. Endüstride üretilen tankları temel iki tipte toplamak mümkündür. Bunlar dikey ve yatık sıcak su tanklarıdır. Bu tanklar içerisine serpantin yerleştirilebilir, çift cidarlı (gömlekli) üretimleri yapılabilir. Çift cidarlı sıcak su tankları yaklaşık üç kat fazla yer

kaplarlar, 25 mSS statik basınçtan sonra kullanımları mümkün değildir ve ısı kaybı fazladır. Buna karşılık serpantinli sıcak su tankları basınca dayanıklıdır, ısıtma yüzeyi artırılarak suyun ısınma süresi kısaltılabilir, ısı kaybı azdır, galvaniz kalitesi iyidir ve ömrü uzundur, ısıtma devresi temizlenebilir. Uygulamalarda daha avantajlı olduğu için dikey tip sıcak su tankları daha fazla kullanılır

Aşağıda ticari amaçlı olarak üretilmiş olan bir sıcak su tankının kesiti görülmektedir. Sıcak su tankı tabanına kadar uzanan serpantin ile suyun tamamı ısıtılır ve bakteri üreyecek soğuk bölgeler oluşmaz. Büyük boyutlandırılmış serpantin ile elde edilen hızlı ve homojen ısıtma sayesinde yüksek sıcak su konforu sağlanmaktadır.



Şekil 1.1: Ticari amaçlı üretilen sıcak su tankının kesiti

## BÖLÜM 2

### ENERJİ DEPOLAMA ve LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

#### 2.1. Enerji Depolama

Enerjinin depolanması mühendisliğin önemli konularından birisidir. Güneş, rüzgâr gibi kesikli olarak enerji üretimine imkân veren yenilenebilir kaynaklardan üretilen enerjiden daha fazla yararlanılabilmesini sağlamak amacıyla geliştirilmekte olan enerji depolama teknolojileri, mekanik prosesleri (volanlar ve havalı sistemler), elektrokimyasal teknolojileri (geliştirilmiş bataryalar, tersinir yakıt hücreleri, hidrojen) ve bazı elektrik teknolojilerini (ultrakapasitörler, süper iletken manyetik depolama) kapsar. Depolama konusunda çok geniş çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalardan biri de güneş enerjisinin depolanmasıdır. [1] Güneş ışınımı bir gün boyunca sürekli gelmez. Geceleri hiç gelmediği gibi gündüzleri de saatlere göre farklılık gösterir. Havanın kapalı olduğu bazı zamanlarda ise çoğu kez yeterli miktarda değildir. Buna karşın enerji tüketimi sürekli dir. Günün saatlerine ve aylara göre değişimi azdır. Hatta güneş ışınımının olmadığı veya az olduğu zamanlarda, enerji tüketimi daha da fazladır. Depolama yapılmadığı takdirde, güneş enerjisinden sadece güneş ışınımının olduğu saatlerde faydalanılır ve fazla enerji atılırken, güneş ışınımının olmadığı zamanlarda yardımcı enerji kaynağından faydalanılır. Genel olarak enerji depolama şekilleri;

- a. Kimyasal enerji depolama (termokimyasal, elektrokimyasal)
- b. Mekanik enerji depolama (hidroelektrik, volan v.s)
- c. Elektrik enerji depolama (manyetik alanla)
- d. Isın enerji depolama (hissedilir ısı, gizli ısı) olarak gruplandırılabilir.

### **2.1.2. Isıl Enerji Depolanması**

Isıl enerji depolama yöntemleri duyulur ısı depolama ve gizli ısı depolama olmak üzere iki ana grup altında incelenebilir. Duyulur ısı depolaması hal değişimi, yani ergime veya buharlaşmanın olmadığı zamanda sadece ısıtılan maddenin sıcaklığı artırılarak yapılan enerji depolanmasıdır. Sıcaklığın artışı depo edilecek malzemede hissedilebilir veya çeşitli ölçümle tespit edilebilir. En iyi örnekleri su ve kaya yataklarında ısı enerjisinin depolanmasıdır. Gizli ısı depolaması ise; maddelerin faz değişimleri ile ısı depolama yöntemidir. Herhangi bir maddenin ısıtılması veya soğutulması esnasında faz değiştirirken sıcaklığın sabit kaldığı andaki, ısı enerji depolanması gizli ısı olarak adlandırılır. Bir sıvı soğutulmaya başladığı zaman molekülleri gitgide daha yavaş hareket etmeye başlar. Soğutma sırasında öyle bir sıcaklığa gelinir ki, moleküller olabildiğince düşük kinetik enerjiye sahip olurlar ve moleküller arası çekim kuvveti onları bir kristal içinde istiflemeye başlar. Bu durumda sıvı donmaya başlıyor olarak tanımlanmaktadır. Kristal içinde belli noktalarda yerlerini alan moleküllerin kinetik enerjileri sıvı fazda kalanlara oranla daha düşüktür. Bu nedenle sıvı fazdaki moleküllerin sıcaklığı ve dolayısıyla ortalama kinetik enerjileri yükselecektir. Bütün maddeler faz değiştirebilir, fakat birçok maddenin faz değişimi arzulanan sıcaklıkta değildir. Gizli ısı depolamasında, sıvı-buhar faz değişiminde enerji depolanabileceği gibi, katı-sıvı fazında da depolanabilir. Sıvı-buhar faz değişiminde, sabit basınçta hacim çok arttığından veya sabit hacimde basınç çok arttığından, ısı depolamasında fazla tercih edilmez. Bu tür faz değişimdeki ısı depolamasına daha çok soğutma sistemlerinde rastlanmaktadır. Gizli ısı depolamasında, daha çok katı-sıvı faz değişiminden yararlanır. Bir katı cismin birim külesini sıcaklık değişimi olmadan sıvı hale geçirmek için, verilmesi gereken ısı miktarına Erime Gizli Isısı denir.

### **2.1.3. Hissedilir Isı Depolanması**

Hissedilir ısı depolama sistemlerinde enerji, tam olarak ısıtma ve soğutma sıvıları veya işlem sırasında durumu değişmeyen katılar tarafından depolanır. Bu sistemde sıvı olarak birçok akışkan kullanılır. Örnek olarak verilirse sıvı olarak su, ısı transferi yağları, bazı inorganik çözülmüş tuzlar, katı olarak kayalar, yansıtıcı katı maddelerdir. Katı durumdaki

ısı depolama maddeleri gözenekli yapıdadır. Sıvı veya gaz akışkan bu gözeneklere doğru akması nedeni ile ısı katı maddelerde depolanmış olur. Kullanılan maddelerin seçimi genellikle uygulamanın sıcaklık seviyesine bağlıdır. Örneğin su 100 derecenin altındaki şartlar için kullanılır. Yansıtıcı tuğlalar 1000 derece sıcaklık şartının olduğu durumlarda kullanılırlar. Hissedilir ısı depolama sistemlerinin mantığı diğer ısı depolama sistemlerine göre kolay ve basittir. Fakat daha büyük ölçülerde ısı depolama sistemi kurmanın dezavantajlarından kaçınılmaz. Bu nedenle hissedilir ısı depolama için kullanılan madde ve bu maddenin özgül ısı değeri seçiminde önemli özelliklere dikkat edilmesi gerekir. Hissedilir ısı depolama sistemlerinde ikinci bir dezavantaj ise sabit sıcaklıkta ne ısı depolanır ne de dağıtım yapılır. Mümkün olduğunca sabit sıcaklıkta ısı depolama ve dağıtımını gerçekleştirmek için sistemde yalıtım malzemeleri kullanılması gerekir.

Sıcaklığı  $T_1$  ve kütlesi  $m$  olan bir madde  $T_2$  sıcaklığına yükseltirse, ısı kapasitesi dolayısı ile depolanan hissedilir ısı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Q = m.C.(T_2 - T_1) = V.\rho.C.\Delta T \quad (1.1)$$

Burada,  $V$  maddenin hacmi,  $\rho$  yoğunluğu ve özgül ısıdır. Burada da görüldüğü gibi belli bir hacimde depolanan ısı enerjisinin fazla olması için maddenin hacimsel özgül ısı ( $\rho.v.C$ ) büyük olmalıdır. Suyun hacimsel özgül ısı diğer maddelere göre en yüksek olanıdır.

Hissedilir ısı depolamasında faydalanılan maddenin hacimsel özgül ısısının yanında, yanma ve alevlenme özelliğinin olmaması, maddenin uzun süre özelliklerini muhafaza etmesi, zehir ve korozyon tesirinin bulunmaması istenir. Tabi ki her şeyden önce kolay temin edilebilir ve ucuz olması gerekir. Pratikte, temin edilebilme kolaylığı ve ucuzluğu sebebiyle daha çok su ve çakıl taşı tercih edilmektedir. Sıvı ısı depolama sistemlerinde su, havalı ısı depolama sistemlerinde ise çakıl taşları daha uygundur.

#### 2.1.4. Su İle Isı Enerji Depolanması

Hissedilir ısı deposunda en yaygın kullanılan maddelerden birisi sudur. Su ile hissedilir ısı depolanmasının çok sayıda avantajı mevcuttur. Su, ucuzdur ve kolay temin edilebilir. Toksiklenme ve alevlenme özelliği yoktur. Fiziksel, kimyasal ve termodinamik özellikleri

iyi bilinmektedir. Su dan enerji depolanmasında faydalanırken aynı zamanda, enerji toplayıcı akışkan olarak da kullanılabilir. Isı depolama özelliği iyidir (hacimsel özgül ısı büyük). Isıtma ve soğutma sistemleri için gerekli sıcaklık aralığında kararlı bir sıvı buhar dengesine sahiptir. Isı geçişi ve akışkan dinamiği iyi bilinmektedir. Korozyon etkisini azaltan inhibitör teknolojisi gelişmiştir. Suyun, hissedilebilir ısı depolanmasındaki bu avantajlarının yanında bazı dezavantajları da bulunmaktadır. Donduğu zaman genişlediğinden, donmaya karşı tedbir alınmalıdır. Korozyon yapıcı özelliğinden dolayı depo içerisine inhibitör ilave edilmelidir. Ayrıca, suyun erime ve kaynama sıcaklıkları arasındaki fark küçüktür. Yüksek sıcaklıklarda enerji depolaması yapmak da zordur.

### **2.1.5. Sıcaklık Tabakalaşması**

Sıcak su depolama tanklarında akışkanın sıcaklığı tank içerisinde tabandan tavana kadar değişiklik gösterir. Bu sıcaklık tank tabanında düşükken tank tavanında yüksektir. Bu değişkenlik sıcak su tanklarında sıcaklık tabakalaşması diye tarif edilir. Sıcaklık tabakalaşması ısı kazanı açısından avantaj sağlar. Tankın boşaltma çıkışında akışkan sıcaklığı yüksek, tankın girişindeki akışkan sıcaklığı düşük olur. Tankın üst kısmındaki sıcaklık, boşaltma çıkışındaki akışkan sıcaklığına ya eşit veya yüksek olmalıdır. Tankın içindeki durgun akışkan sıcaklığı ise tankın üstündeki akışkan sıcaklığından düşük olmalıdır. Akışkanın tanka giriş sıcaklığı ise tankın bütün bölgelerindeki akışkanın sıcaklığından da düşük olması istenir. Böylece tank dan ısı kayıpları azalacaktır. Ayrıca kolektöre düşük sıcaklıkta akışkan gideceğinden yüksek kolektör verimliliğinde kolektörler çalışmaya devam edecektir. Sıcaklık tabakalaşması hem doğal hem de zorlanmış dolaşımli sistemlerde olabileceği gibi genellikle zorlanmış dolaşımli sistemlerde sıcaklık tabakalaşmasından bahsedilir. Bunun sebebi doğal dolaşımli sistemlerde akışkan debisinin düşük olmasıdır. Debi düşük olduğunda sıcaklık tabakalaşması bozulmaz ve süreklilik gösterir.

Tankın içerisindeki sıcaklık tabakalaşması karışık bir yapıya sahip olduğundan analizler yapılırken çok boyutlu olarak düşünülür. Analizler zamana bağlı olarak yapılır.

Sıcaklık fonksiyonu zamana bağımlı basitleştirilmiş analizlerde tank içerisindeki sıcaklığının her noktada farklı olmadığı kabul edilerek çözüme ulaşılmaya çalışılır. Yaptığımız tez çalışmasında tank içerisindeki sıcaklığın her noktada aynı olmadığı (karışım oluşmadığı için) kabul edilerek çözüm yapılmıştır. Tabakalaşma oluşturmaktaki amaç uzun süre sıcak su teminini sağlamaktır.

## 2.2. Literatür Araştırması

Su depolama sistemlerinde amaç; tank içerisinden uzun süre sıcak su alabilmektir. Bunun için depo içerisinde sıcaklık tabakalaşmasının oluşturulması gerekmektedir. Bu sebeple sıcak su depolarındaki ısıl tabakalaşma üzerine günümüzde birçok çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda farklı yöntemler kullanılmıştır.

HOLLANDS ve LIGHTSTONE [2], yaptıkları çalışmalarında; güneş enerjili ısıtma sistemlerinde, düşük hızların tank içerisindeki sıcaklık tabakalaşması üzerine etkisini incelemişlerdir. Zorlanmış akışta enerjiyi kademeli olarak artırarak ölçümler yapmışlardır. Alınan ölçümler sonucunda düşük debili kolektörün kullanılmasının hem ısıl tabakalaşma hem de maliyet açısından daha uygun olduğu kanaatine varmışlardır.

ALIZADEH [3], dört aşamada yapmış olduğu çalışmasında silindirik depolama tankının ısıl davranışını nümerik ve deneysel olarak incelemiştir. İlk aşamada tanka giren akışkan ile tankın tabanındaki akışkan sıcaklığının aynı olduğu durumdaki sıcaklık tabakalaşmasını incelemiştir. İkinci aşamada tanka giren akışkan sıcaklığının tank içerisindeki akışkan sıcaklığından fazla olduğu durumdaki sıcaklık tabakalaşmasını, üçüncü aşamada yalıtılmış tanktaki sıcaklık tabakalaşmasını, dördüncü aşamada genleşme tüpü koyarak sıcaklık tabakalaşmasını incelemiştir. İse Üç farklı ısıl alanı olan tankın alt kısmından soğuk su püskürtülmektedir. Deney dört ayrı aşamada yapılmıştır. Deneyin ilk aşaması; tankın tabanındaki akışkan ile tanka giren akışkan sıcaklığının eşit olduğu durumda tank da ki ilk ısıl sınır tabakalaşmanın oluşumu. İkincisi ise tankın tabanındaki akışkan sıcaklığının tanka giren akışkan sıcaklığından düşük olduğu durumda tank da ki ilk sınır tabakalaşmanın oluşumudur. Çalışmalarının sonunda tanktaki en iyi sıcaklık tabakalaşmasını ikinci aşama sonucunda elde etmiş ve deneysel olarak ta doğruluğunu kanıtlamıştır.

ISSA ve AL-NIMR [4], yaptıkları çalışmalarında zamana ve alana bağlı iki boyutlu model kullanmışlardır. Taşınım ve difüzyonla olan ısı transfer miktarlarına göre radyal ve eksenel yönde iletimle olan ısı transferi düşük olduğundan ihmal etmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda, deneysel ve teorik sonuçlar arasında farklılıklar görülmüştür. Bunun sebebi işletme şartlarında düşük giriş ve çıkış akışkan sıcaklık farkları ve düşük giriş hızlarıdır.

HARIHARAN ve diğerleri [5], yaptıkları çalışmalarında depolama tankı içerisinde oluşan sıcaklık tabaklaşması üzerine deneysel ve nümerik araştırmalar yapmışlardır. Çevresel etkiler ısı hattı etkisi ve işletme durum etkileri gibi harici etkenlerde dikkate alınmıştır. Çalışmanın sonucunda su debisinin azalmasıyla oluşan sıcaklık farkının artması ile tabakalaşmanın iyileştiği sonucuna varılmıştır.

CONSUL, RODRÍGUEZ ve diğerleri [6], yaptıkları çalışmalarında, sıcaklık tabakalaşmasını üç boyutlu bilgisayarlı akışkanlar dinamiğini kullanarak incelemişlerdir. Çalışmada termosifon etkili güneşli ısıtma sistemindeki zamana bağlı ısı davranışları nümerik olarak incelenmiştir. Tanka giren kütleli debinin tabakalaşma üzerindeki etkisi de gözlenmiştir. Çalışmalarının sonucunda tabakalaşma seviyesinin araştırılması ve çözümlerinin sınıflandırılması açısından sonuçlar elde edilmiştir.

EAMES ve NORTON [7], yaptıkları çalışmada, düşük Reynolds sayılarında tank geometrisinin tabakalaşma üzerine etkisini incelemişlerdir. Farklı giriş ve çıkış sıcaklıklarında deneyler yapılarak görüntüler çıkarmaya çalışmışlardır. 32 farklı deneyden alınan ölçümler sonucunda akışkan giriş ve çıkış etkilerini parametrik olarak ortaya koymuşlardır.

GHAJAR ve ZURIGAT [8], ısı enerjisi deposunda kütle korunumu eşitliklerinden faydalanarak bilgisayarda yapılan çözümler deneysel olarak teyit edilerek farklı giriş geometrisinin tabakalaşma üzerindeki etkisi belirlenmiştir. Değişik giriş geometrilerinde enerji depolarında performans ölçütleri de değerlendirilmiştir.

ALTUNTOP, ARSLAN VE KAPTAN [9], yaptıkları çalışmalarında sıcak su depolama tankındaki dairesel plakaların ısı tabakalaşmaya etkisini incelemişlerdir. Silindirik sıcak su

depolama tankı içerisine dairesel plakanın  $f/H$  ve  $g/D$  ( $H$ ; tankın yüksekliği,  $D$ ; tankın çapı ) oranlarında yerleştirilmesinin ısı tabakalaşma üzerine etkisi sayısal ve deneysel olarak araştırılmıştır. Silindirik sıcak su depolama tankı modelleri, ortasına  $g/D$  ( $g$  dairesel plakaya açılan deliğin) oranlarında delik açılmış dairesel plakaların  $f/H$  oranlarında ( $f$  tankın taban yüzeyinden dairesel plakaya olan mesafe ) tank içerisine yerleştirilmesi ile oluşturulmuştur. Depolama tankının içerisine yerleştirilen dairesel plakalar ile tankın üst kısmındaki sıcak su ile alt kısmındaki soğuk suyun birbirleri ile karışması önlenmiş ve tank içerisinde bulunan sıcak suyun ısı tabakası korunmuştur. Isı depolamak için kullanılan sıcak su depolama tankı güneş enerjisi uygulamaları için düşünülmüştür. Fakat bu çalışmada suyun ısıtılması işlemi güneş enerjisi ile değil de, ısıtma tankında bulunan elektrikli ısıtıcı ile yapılmıştır. Bu analiz süreklilik, momentum ve enerji eşitliklerinin üç boyutlu zamana bağlı durumu dikkate alınarak yapılmıştır. Sayısal çalışmanın geçerliliği deneysel olarak da ispatlanmıştır. Sayısal sonuçların elde edilmesinde FLUENT® paket programı kullanılmıştır.

ALTUNTOP ve ARSLAN [10], yaptıkları çalışmalarında sıcak su tanklarında sıcaklık tabakalaşmasında doğal taşınım durumunda farklı engellerin etkisi araştırmışlardır güneş enerjili ısıtma sistemlerinde kullanılan içerisine doğal taşınım ile ısı transferi gerçekleşen sulu ısı enerji depolama ünitelerinde sıcaklık tabakalaşmasına farklı engellerin etkisinin araştırılması nümerik olarak incelenmiştir. Silindirik tankın içinde değişik geometrilere sahip engeller konularak, tankın alt ve üst tarafında bulunan sıcak ve soğuk suların karışmadığı ve sıcaklık tabakalaşmalarının muhafaza edildiği engel tipinin belirlenmesine çalışılmıştır. Bu engellere bağlı olarak doğal taşınım'ın tank içerisinde ki sıcaklık dağılımına etkisi gözlenmiş ve en uygun tank şekli belirlenmeye çalışılmıştır. Bu çalışmalarında ki amaç; uzun süre sıcaklık tabakalaşması bozulmadan yüksek sıcaklıkta su temini (kullanım suyu) sağlamaktır.

ALTUNTOP ve arkadaşları [11], yaptıkları çalışmalarında, güneş enerjili ısıtma sistemlerinde kullanılan ve içerisinde zorlanmış taşınım ile ısı transferi gerçekleşen, silindirik sulu ısı enerji depolama tankı içerisine yerleştirilen farklı engellerin sıcaklık tabakalaşmasına etkisi nümerik olarak incelendi. Silindirik tankın içinde değişik

geometrilere sahip çok sayıda engel konularak, tankın alt ve üst tarafında bulunan sıcak ve soğuk akışkanların, birbirine karışması engellenerek, sıcaklık tabakalaşmasının muhafaza edildiği en iyi engel tipi belirlenmeye çalışıldı. Engel tiplerine bağlı olarak zorlanmış taşınım da tank içerisin deki sıcaklık dağılımına etkisi gözlemlendi. Tanktan alınan kullanım suyunun, kolektöre giden ve kolektörden gelen su sıcaklıkları ile kullanım suyu sıcaklık farkları engel tiplerine göre grafik üzerinde gösterildi. Engelli ve engelsiz tanklarda oluşturulan sıcaklık dağılımları karşılaştırılarak, kullanıma verilen su sıcaklığının en yüksek değere ulaşmasına çalışıldı. Yapılan çalışmalar sonucunda 11 no lu engelin en iyi sıcaklık tabakalaşmasını sağladığı görüldü.

ALTUNTOP, ARSLAN VE İĞCİ [12], yaptıkları çalışmalarında sıcak su tanklarındaki tabakalaşmasının giriş debisi ile ilişkisini incelemiştir. Çalışmalarında güneş enerjili ısıtma sistemlerinde kullanılan ve içerisinde ısı transferi gerçekleşen, silindirik sulu ısı enerjisi depolama tankı içerisine giren sıcak su debisinin değiştirilmesinin sıcaklık tabakalaşmasına etkisi nümerik olarak incelenmiştir. Silindirik tankın içerisine farklı oranlarda ortası delik tek tip silindirik engel konularak tank modeli oluşturulmuştur. Konulan bu silindirik engel, tankın alt ve üst tarafında bulunan sıcak ve soğuk akışkanların, birbirine karışmasını engelleyerek, sıcaklık tabakalaşmasının muhafaza edilmesini sağlamaktadır. Engelli ve engelsiz tanklarda oluşturulan sıcaklık dağılımları engelli ve engelsiz tanklarda oluşturulan sıcaklık dağılımları karşılaştırılarak, kullanıma verilen su sıcaklığının en yüksek değere ulaşmaya çalışılmışlardır. Yapılan çalışmalar sonucunda  $V_k = 0,8$  m/s değerinde en iyi sıcaklık tabakalaşmasının sağlandığı görülmüştür.

ALTUNTOP, ÖZCEYHAN ve arkadaşları [13], yaptıkları çalışmalarında; mantolu düşey sıcak su tanklarında mantoya girişte su hızındaki değişimin sıcaklık tabakalaşmasına etkisini incelemiştir. Mantoya giren su hızına bağlı olarak sıcak su tankları içerisnde alt tarafta soğuk üst tarafta ise sıcak su bölgesi oluşmaktadır. Fakat su hızındaki lineer artış karşılık olarak tank içerisindeki su tabakalarının sıcaklık artışı lineer olmayıp gittikçe azalan bir seyirde artış meydana geldiği gözlemlenmiştir. Yapılan çalışmanın sonucunda elde edilen sonuçlar şöyledir; sıcak su tanklarında mantoya giren sıcak suyun giriş hızı düşük olduğunda, manto içindeki dolaşım yavaşlamakta ve tanktaki suya geçen ısı enerjisi miktarı

azalmaktadır. Mantonun üst kısmına yakın bölgelerde daha fazla ısı geçişi olmaktadır. Mantoya giriş hız arttıkça manto içindeki iyi bir sıcaklık dağılımı oluşmaktadır.

JEONG ve HEUNG PARK [14], dışından elektrikli ısıtıcı ile ısı verilen paralel silindir hacminde meydana gelen ısı tabakalaşma üzerine çalışmışlardır. Dışarıdan elektrikli ısıtıcı ile ısı olarak tabakalaşma sağlanmış silindir için iki boyutlu sürekli model geliştirilmiştir. Silindir hacmindeki akış için oluşturulan boyutsuz momentum eşitlikleri, sonlu kontrol hacmi teknikleri ve SIMPLE algoritması kullanılarak çözülmüştür. Silindir duvarlarında ve silindir içindeki akışkanda meydana gelen ısı transferi, akım profilleri ve sıcaklık dağılımları analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, silindir iç duvarının alt ve üst bölümleri arasındaki sıcaklık farkı ve ısı tabakalaşmanın etkisini azaltan etkenin, dış çevreden verilen ısı olduğunu açıklar.

HEGAZY ve DİAB [15], elektrikli su ısıtıcılı sıcak su depolama ünitesi olarak geliştirilen depolama tankının tasarım performansı, enerjinin korunumu dikkate alınarak deneysel olarak araştırılmıştır. Geliştirilen bu tasarım için elde edilen sonuçlar, aynı debi değerleri ve aynı tank ölçüsünde kullanılan alışlagelmiş depolama tankı ile karşılaştırılmıştır. Her iki depolama tankı için yapılan karşılaştırma işlemi benzerlik oranı 1 ve 2 durumunda da ele alınmıştır. Geliştirilen bu sistem, 5 ve 10 l/dk değerlerinde iki giriş kütleli debi durumunda ve ısıtıcı gücü farklı üç ayrı ısıtıcı kullanılarak teste tabi tutulmuştur. Yukarıdaki şartlarda elde edilen sonuçlara göre, depolama tankı içinde daha iyi tabakalaşmanın olması için, tanktan temin edilen kullanım suyu alma zamanının daha kısa tutulması gerektiği vurgulanmıştır. Çünkü tanktan ilk alınan kullanım suyu sıcaklığı yüksek olmakta, zaman ilerledikçe bu su sıcaklığı düşmektedir. Sıcaklık tabakalaşmasının korunması için ve sıcak kullanım suyu elde etmek için, kullanım suyu debisinin azaltılmasının ve benzerlik oranının değiştirilmesinin yani tankın yüksekliğinin artırılmasının gerekliliğine de dikkat çekilmiştir.

AL-NİMR [16], yaptığı çalışmasında içinde elektrikli ısıtıcı bulunan sıcak su depolama tanklarında oluşan sıcaklık dağılımını analitik olarak araştırmıştır. Araştırmasında kullandığı matematiksel model, sıcaklık dağılımına karar vermek için analitik olarak çözülmüştür. Analitik çözümde ilk önce tankta oluşan ısı tabakalaşma üzerindeki

değişken tasarım parametrelerinin etkisi, sonrada suyun tank tan istenilen sıcaklıkta çıkması için gereken zaman belirlenmiştir.

SHYU, LIN ve FANG [17], tabakalaşmış depolama tanklarının ısı analizi üzerine çalışma yapmışlardır. Tabakalaşmış depolama tanklarında tabakalaşmanın yok olması, deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Tank duvarlarının kalınlığı ve ısı yalıtımın tabakalaşma üzerindeki etkisi tartışılmıştır. Tabakalaşmayı yok eden tank duvarındaki eksenel ısı iletimini azaltan yalıtımın etkisi deneysel sonuçlarda da görülmektedir. Yalıtımsız tanka göre yalıtımı yapılmış tanktaki eksenel ısı iletiminin azaltılması, tanktaki sıcaklık tabakalaşmasını artırmıştır. Yalıtım kalınlığı ile duvar kalınlığı miktarları, eksenel ısı iletimi artışı ile hassasiyet içerir. Fakat tanımlanmamış duvar kalınlığı için eksenel ısı iletimindeki artış, yalıtım kalınlığına tam bağımlı değildir. Tankın içine yalıtım yapılması tabakalaşmanın korunması için faydalı görülmüştür. İki boyutlu tank modeli, depolama tankı içinde sıcaklık ve akış alanı oluşturmak için geliştirilmiştir. Bunun yanında nümerik ve deneysel sonuçların karşılaştırılması da yapılmıştır.

HESS ve MILLER [18], kapalı silindirik hacimde oluşan ısı hattına silindir duvarının etkisi üzerine nümerik bir çalışma yapmışlardır. Kapalı silindirik hacimdeki doğal konveksiyonla olan ısı transferi güneş enerjili birçok uygulamalarda vardır. Kapalı hacimdeki bu iç akış problemlerinin çözümünde integral metodu kullanılmıştır. Bu çalışmada kapalı hacimdeki ısı hattı durumu ve sabit duvar sıcaklıklarında olan kapalı silindirik hacim için doğal konveksiyonla ısı transferi problemi örnek olarak çözülmüştür. Değişik Rayleigh sayıları için Nusselt sayısındaki düzeltmeler yapılmış ve değişik duvar malzemeleri laminar rejim için sunulmuştur. Akışkan karışım oranları değişik sınır şartları için tahmin edilmiştir. Bu çalışmada elde edilen sonlu farklar ile çözülmüş nümerik sonuçların yapılan deneysel sonuçlar ile iyi uyum gösterdiği görülmüştür.

HESS ve MILLER [19] 'ın yaptıkları ikinci çalışma ise kapalı silindirik hacimde oluşan ısı hattına silindir duvarının etkisi üzerine yapılmış deneysel bir çalışmadır. Çalışmada silindirik kapalı hacim için aksimetrik doğal konveksiyon akışlarının ısı hattına etkisini lazer dropler metresi kullanarak deneysel olarak belirlemişlerdir. Güneş enerjili enerji sistemlerinde depolama sistemi olarak uygulamada silindirik kapalı hacim seçmişlerdir.

Depo duvarlarının ısı hattının yok olmasına büyük etkisi vardır. Depo iyi yalıtılmış ve tankın altındaki soğuk akışkan ile üstündeki sıcak akışkanın aralarında oluşturduğu ısı hattı etkisi belirlenmeye çalışılmıştır. Hızların aksenal ve radyal yöndeki bileşenleri durumun ve zamanın fonksiyonu olarak ölçülmüştür. Çalışma, sıcaklık farkına dayanan  $3,7 \cdot 10^8$  ve  $7,5 \cdot 10^8$  Rayleigh sayıları ve 0,01 ve 0,45 cm/sn değer aralıklarında yapılmıştır. Nümerik ve deneysel sonuçlarda sadece duvar kenarına yakın hızlar için hatalar, yüzde artı ve eksi 10 değerlerinde farklılık göstermektedir.

MURTHY, NELSON ve RAO [20], ısı tabakalaşma üzerindeki duvar iletkenliğinin etkisini çalışmışlardır. İnsanlığın enerji taleplerindeki artışla karşı karşıya kaldığı sırada ortaya çıkan alternatif enerji kaynaklarındaki gözle görülür büyüme, güneş enerjisi alanındaki araştırmalara neden olmuştur. Güneş enerjisi ile çalışan enerji santralleri, güneş radyasyonunun varlığı ile alt enerji depolama sistemlerinin varlığına ihtiyaç göstermiştir. Soğuk ve sıcak sulu ısı enerji depolama sistemleri, sıcaklık tabakalaşması varlığı nedeniyle düşük ve orta sıcaklıklarda bile enerji depolayabilmektedirler. Çeşitli metallere ve duvar kalınlıklarında yapılmış tank modelleri için tabakalaşma üzerine deneysel araştırmalar yapılmıştır. Düşük ısı iletkenliğinde ki duvarları olan tanklar için ısı hattının etkisinin düşük olduğu görülmüştür.

## BÖLÜM 3

### HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI ve MATEMATİKSEL MODEL

#### 3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD)

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD); ısı transferi ve akışkanlar mekaniği ile ilgili karışık ve çözümü uzun zaman alan problemlerin çözümünde kullanılan bilgisayar destekli tasarım programlarıdır. Uygulaması yapılacak olan mühendislik tasarımlarının simülasyon çalışmaları önceden yapılarak, uygulamadan önce tasarlanacak ürünler hakkında bilgi edinme sürecini aylar mertebesinden günler mertebesine indirebilir. Deneysel olarak çalışmanın zor veya imkânsız olduğu büyük sistemlerde çalışma imkânı verir. Teknolojinin günden güne gelişmesi sonucunda ortaya çıkan yüksek hızlı bilgisayarlar sayesinde karmaşık gibi gözükten bütün akış problemlerinin çözümü kolaylaştırılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği; günümüzde birçok alanda kullanılmaktadır. Aerodinamikte, hidrodinamikte, Elektrik-Elektronik mühendisliğinde, meteorolojide, biomedikal mühendislikte v.b alanlarda kullanılmaktadır. Kullanılan paket programlarından bazıları FLUENT® , Ansys, Phoenics, MIXSIM v.b. Yapılan tez çalışmasında FLUENT® 6.3 paket programı kullanılmıştır.

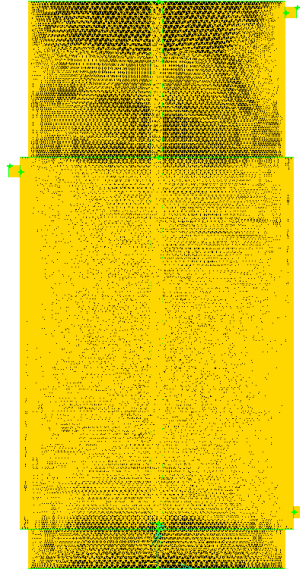
#### 3.1.2. FLUENT® Paket Programı

FLUENT® programı geniş bir aralıktaki sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz, laminar ve türbülanslı akış problemleri için oldukça kapsamlı modelleme imkânları sunar. Zamandan bağımsız veya geçişlilik analizleri yapılabilir. Sağlam ve gerçekçi türbülans modelleri FLUENT® programının hayati öneme sahip modelleridir.

FLUENT® paket programı C programlama dilinde yazılmıştır. Araç çubuklarının altındaki veriler kullanılarak çözülecek olan problemin birçok özelliği belirtilebilir. Sınır şartlar, kullanılacak malzeme özellikleri, çözümde kullanılacak yöntem, yakınsama kriterleri ve bunlar gibi birçok önemli parametre kullanıcı tarafından girilebilir. FLUENT® paket programı; programı kütle ve momentum korunum denklemlerini çözer. Isı transferi ya da sıkıştırılabilirliği içeren akışlar için ayrıca enerji denklemi çözülmektedir. Özellik(speciestür) karışımı ya da reaksiyon içeren akışlar için özellik korunum denklemi çözülmektedir. Ayrıca akış türbülanslı olduğu zaman ek taşınım denklemleri çözülmektedir. Bu denklemler ayrıntılı olarak matematiksel modelleme bölümünde verilecektir.

### 3.1.3. Problemin Hacimlere Bölünmesi ( Grid Üretimi)

Çözülecek olan problem FLUENT® programında simülasyona başlamadan önce Gambit adı verilen programda N kadar küçük kontrol hacmine bölünür. Daha sonra program her bir hacim için denklemleri çözerek sonuçları verilen değerlere yakınsamaya çalışır. Çalışmada kullanılan geometri simetrik olmadığından üç boyutlu çözüm yapılmıştır. Grid üretiminde kartezyen koordinatlarda x, y ve z düzemlerinde oluşturulmuştur.



Şekil 3. 1: Seçilen Tank Geometrisinin Mesh Yapısı

### 3.1.4. Sınır Şartlarının Belirlenmesi

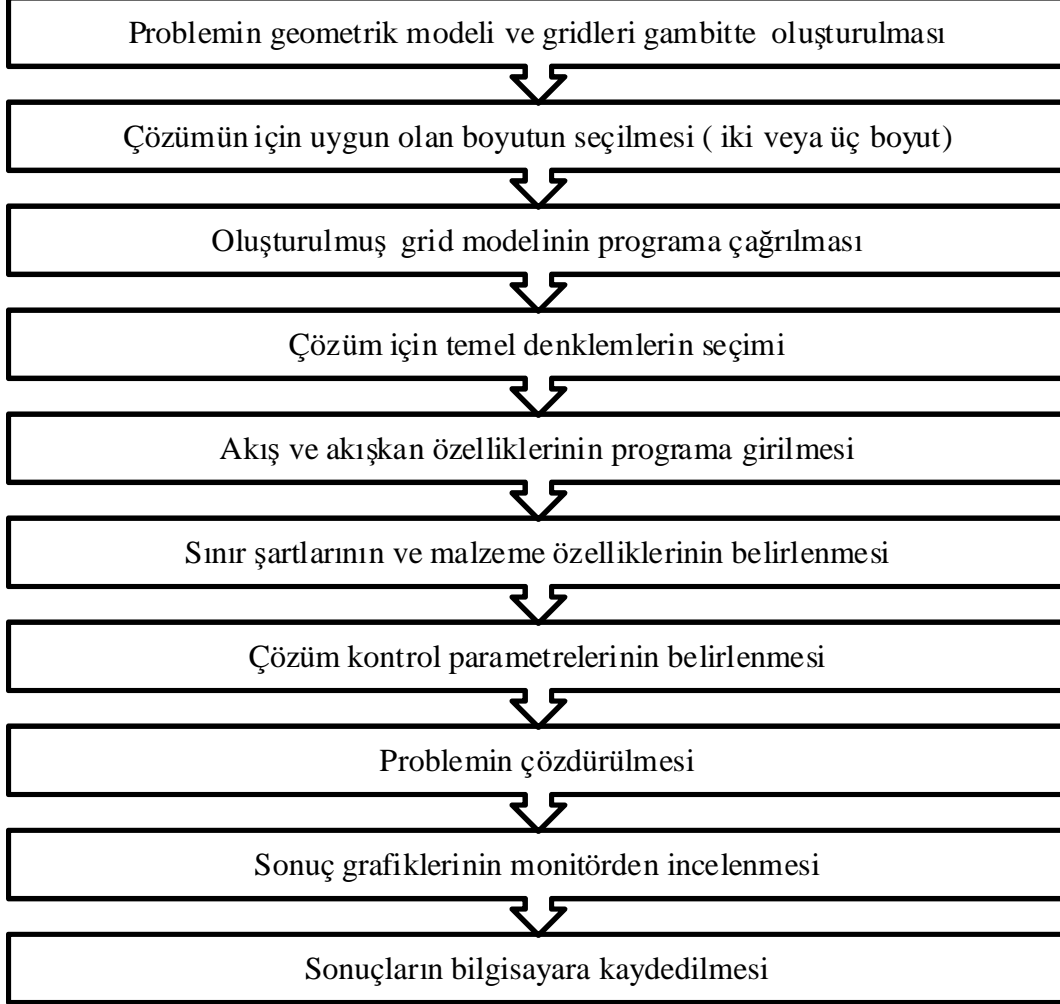
Programda; belirlenen modelin girişlerine, çıkışlarına ve duvarlarına ait sınır şartları tanımlanabilir. Giriş sınır şartları olarak, giriş hızı, akışkanın giriş kompozisyonu (karışımı) ve akışkan sıcaklığı birlikte giriş şartları olarak verilir[21]. Akışkan giriş hızına bağlı olarak  $r, \theta$  ve  $z$  yönündeki akışkan hızları hesaplanır. Yer çekimi ivmesi dikkate alınarak çözümler yapılmıştır. Duvar sınır şartları olarak ise duvarın hareketli veya durgun olması belirlenir ve duvarın ısı sınır şartı (adyabatik, sabit sıcaklık v.b.) verilir. Verilen duvar sınır şartlarına bağlı olarak da kayma gerilmesi ve duvar ile akışkan arasındaki ısı transferi hesaplanır. Çalışmamızda duvar statik (durgun) olarak kabul edilmiştir ve duvardaki hızlar sıfır alınmıştır. Duvar cidarlarında ısı transferi olduğu için cidarlara cidar (shell conduction) sınır şartı tanımlanmıştır. Sıcak su depolama tankının duvar sınır şartı, adyabatik olarak yani tanktan dışarı ısı alışverişi yoktur diye tanımlanmıştır. Bu nedenle yapılan bu çalışmada Nusselt sayısı önem taşımamaktadır.

### 3.1.5. Fiziksel Özelliklerin Belirlenmesi

Akışkan problemlerini çözmeye akışkanın fiziksel özellikleri gereklidir. FLUENT® paket programında akışkanın fiziksel özellikleri (yoğunluğu, özgül ısı, dinamik viskozitesi gibi v.b.) ya sabit değer olarak veya sıcaklığın fonksiyonu olarak programa verilir [ ]. Viskozite olarak dinamik viskozite  $\mu$  (kg/m.s), akışkanın ısı iletkenliği olarak  $k$  (watt/m.K), özgül ısı kapasitesi olarak  $C_p$  (J/kg.K) ya sabit değer olarak veya sıcaklığın fonksiyonu olarak programa verilir [21].

Kullanılan paket programda türbülanslı akımlar için birçok farklı modeller tanımlanmıştır. Çözüm aşamasında  $k-\epsilon$  modeli seçilmiştir. Bu model kendi içinde üç farklı modelle tanımlanmıştır. Bunlar; Standart, RNG ve Realizable modelleridir. Bu modellerde  $k$ (türbülans kinetik enerjisi) ve  $\epsilon$ (türbülans yayılma oranı) dır. Bu üç model arasındaki temel fark; türbülans viskozitesini hesaplama metodu,  $k$  ve  $\epsilon$  un türbülans yayılmasını etkileyen türbülans Prandtl sayıları,  $\epsilon$  denkleminde kullanılan ve kullanılmayan terimlerdir.

### 3.1.6. Problemin Çözüm Aşamaları



### 3.2. Matematiksel Model

Akışkanlar mekaniğinin temel denklemlerini oluşturan Momentum, Süreklilik ve Enerji denklemleri yapılan çalışmanın da temel denklemlerini oluşturmuştur. Isıl enerji depolama ünitelerinde sıcaklık tabakalaşması analizinin teorik olarak incelenmesinde akışkan olarak sıkıştırılamaz bir akışkan olan su seçilmiştir. Yapılan çalışmada; tank içindeki çepelere ve konulan engellere akışkanın çarpması sonucu akım çizgilerinde geri dönmeler ve vorteksler oluştuğundan çözümler *duvar fonksiyonu* metodu kullanılarak standart  $k - \epsilon$  türbülans akış modeline göre çözülmüştür.

Sıkıştırılmayan ( $\rho$  =sabit) ve süreksiz akış için kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri üç boyutlu silindirik koordinatlardaki akış için aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial (r.V_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right] = 0 \quad (3.1)$$

Momentum denklemleri, gövde üzerinde hareket eden dış kuvvetlerin toplamına eşit olan, ivme ve kütle üretimini belirten Newton'un İkinci Kanunun' dan türetilmiştir. Akışkan hareketinde dış kuvvetler, gövde ve yüzey kuvvetleri olarak düşünülmüştür.

$r$  – yönündeki momentum denklemi:

$$\begin{aligned} & \rho \frac{\partial V_r}{\partial t} + \frac{1}{r} V_r \frac{\partial (r.\rho.V_r)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} V_\theta \frac{\partial (V_r)}{\partial \theta} + \rho \frac{V_z \partial (V_r)}{\partial z} \\ &= - \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial (r.V_r)}{\partial r} \right) \right] + \mu \left[ \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right] + \mu \left[ - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right] \\ &+ \frac{\rho.V_\theta^2}{r} + \rho.g_r.\beta.\Delta T \end{aligned} \quad (3.2)$$

$\theta$  - yönündeki momentum denklemi:

$$\begin{aligned} & \rho \frac{\partial V_\theta}{\partial t} + \frac{\rho}{r} V_r \frac{\partial (r.V_\theta)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} V_\theta \frac{\partial (V_\theta)}{\partial \theta} + \rho \frac{V_z \partial (V_\theta)}{\partial z} \\ &= - \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial (r.V_\theta)}{\partial r} \right) \right] + \mu \left[ \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} \right] + \mu \left[ \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right] \\ &- \frac{\rho.V_r V_\theta}{r} + \rho.g_\theta.\beta.\Delta T \end{aligned} \quad (3.3)$$

z - yönündeki momentum denklemi:

$$\rho \frac{\partial V_z}{\partial t} + \frac{\rho}{r} V_r \frac{\partial (r V_z)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} V_\theta \frac{\partial (V_z)}{\partial \theta} + \rho V_z \frac{\partial (V_z)}{\partial z}$$

$$= - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial (r V_z)}{\partial r} \right) \right] + \mu \left[ \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right] + \rho \cdot g_\theta \cdot \beta \cdot \Delta T \quad (3.4)$$

Enerji denklemi ise:

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + V_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right\} + \mu \phi \quad (3.5)$$

$V_r$ ,  $V_\theta$ ,  $V_z$  r,  $\theta$ , z yönlerindeki hızlar  $P_r$ ,  $P_\theta$ ,  $P_z$  r,  $\theta$ , z yönlerindeki basınçlar, T, sıcaklık,  $\mu$ , dinamik viskozite,  $\rho$ , akışkan yoğunluğu (sabit),  $\beta$ , ısıl genleşme katsayısı, k, ısı iletim katsayısı;  $g_r$ ,  $g_\theta$ ,  $g_z$  ler ise r,  $\theta$ , z yönlerindeki yerçekimi ivmeleri,  $C_p$  ise akışkanın sabit basınçtaki özgül ısıdır.

Kütlenin korunumu (süreklilik), momentum ve enerji denklemleri ısı transferi ve akışkanlar mekaniğinde temel denklemler diye adlandırılırlar. Bu denklemler üç boyutlu akış için cebirsel hale getirilmiştir. Temel denklemlerin cebirsel hale getirilmesinde; bu denklemlerin konveksiyonla ilgili kısımlarına Upwind metodu, difüzyonla ilgili kısımlarına ise Merkezi - Farklar metodu uygulanmıştır [22].

(3.1) no 'lu süreklilik denkleminin cebirsel hale getirilmiş genel formu aşağıdaki şekildedir.

$$a_p \phi_P = \sum a_{nb} \phi_{NB} \quad (3.6)$$

Momentum denklemlerinin cebirsel hale getirilmiş şekli, katsayıları ve kompakt formda ifade edilişi aşağıda ifade edilmiştir.

r,  $\theta$  ve z- yönündeki (3.2) (3.3) (3.4) no 'lu momentum denklemlerinin cebirsel hale getirilmiş genel formları aşağıdaki gibi ifade edilmişlerdir.

$$a_p \phi_P = \sum a_{nb} \phi_{NB} + b_l + A_r (P_y - P_h) \quad (3.7)$$

$$b_1 = S_1 + a_0 \Delta t$$

$$a_p \Delta P = \sum a_{nb} \Delta \Omega_{NB} + b_2 + A_\theta (P_s - P_n) \quad (3.8)$$

$$b_2 = S_2 + a_0 \Delta t$$

$$a_p \Delta P = \sum a_{nb} \Delta \Omega_{NB} + b_3 + A_z (P_w - P_e) \quad (3.9)$$

$$b_3 = S_3 + a_0 \Delta t$$

(4.5) no'lu enerji denkleminin cebirsel hale getirilmiş genel formu ise aşağıdaki gibidir.

$$a_p \Delta P = \sum a_{nb} \Delta \Omega_{NB} + b \quad (3.10)$$

$$b = a_0 \Delta t$$

### 3.3. Çözüm Algoritması

Cebirsel hale getirilmiş temel denklemler, lineer cebirsel denklemlere ait çözüm yöntemleri ile çözülebilir. Ancak momentum denkleminde görülen  $\frac{\partial P}{\partial r}$ ,  $\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta}$  ve  $\frac{\partial P}{\partial z}$  basınç gradyanlarındaki basınçların elde edilmesi için herhangi bir denklem yoktur. Bu durumda momentum denklemi, verilen bir basınç alanı ya da basınç alanının bir şekilde tahmin edilmesi ile çözülebilir. Bu çalışmada momentum denklemlerinin çözümünde Patankar ve Spalding tarafından 1972 yılında ortaya konulan SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) algoritması [22] ve Kaynak [23]' de periyodik akışlar için sunulan çözüm metotları kullanılmıştır. Hız bileşenlerinin hesaplanmasında Kaynak[23] de tarif edilen sistemi *staggered* (çok noktalı düğüm) ağ yapısı kullanılmıştır. Bu ağ yapısında hız bileşenleri, kontrol hacimlerinin yüzeylerinde; basınç ve sıcaklık değerleri ise kontrol hacimlerinin merkezlerinde hesaplanır. Böyle bir ağ yapısında komşu iki düğüm noktasındaki basınç farkının, aradaki kontrol hacmi yüzeyinde bir hız farkı meydana getirdiği düşünülebilir. *staggered* (çok noktalı düğüm) ağ yapısında cebirsel hale getirilmiş

denklemler uygun düzenleme ile aynen kullanılabilir.  $V_r$ ,  $V_\theta$  ve  $V_z$  hız alanlarına göre düzenlenerek cebirsel hale getirilmiş hız denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\mathbf{a}_h V_{r,h} = \sum \mathbf{a}_{nb} V_{r, NB} + b_1 + A_h (P_P - P_H) \quad (3.11)$$

$$\mathbf{a}_n V_{\theta,h} = \sum \mathbf{a}_{nb} V_{\theta, NB} + b_2 + A_n (P_P - P_N) \quad (3.12)$$

$$\mathbf{a}_e V_{z,h} = \sum \mathbf{a}_{nb} V_{z, NB} + b_3 + A_e (P_P - P_E) \quad (3.13)$$

Burada  $\sum \mathbf{a}_{nb}$  katsayısı kontrol hacmi yüzeylerindeki konveksiyon ve difüzyon etkilerini ifade eder. Buradaki  $b_1$ ,  $b_2$  ve  $b_3$  terimleri kaynak terimlerini ifade eder. Ancak burada basınç alanları çözüleceği için  $b_1$ ,  $b_2$  ve  $b_3$  kaynak terimleri içerisinde bırakılmayıp dışarı çıkarılmıştır.  $A_h (P_P - P_H)$  Basınç farkı terimi,  $r$  - yönündeki kontrol hacmi üzerine etkileyen basınç kuvvetini,  $A_h$  ise bu basınç kuvvetinin etkilediği alanı ifade etmektedir.  $A_n (P_P - P_N)$  basınç farkı terimi de benzer şekilde  $\theta$  - yönündeki kontrol hacmi üzerine etkileyen basınç kuvvetini,  $A_n$  ise bu basınç kuvvetinin etkilediği alanı ifade etmektedir.  $A_e (P_P - P_E)$  basınç farkı terimi de benzer şekilde  $z$  - yönündeki kontrol hacmi üzerine etkileyen basınç kuvvetini,  $A_e$  ise bu basınç kuvvetinin etkilediği alanı ifade etmektedir.

Daha sonraki iterasyonda kullanılmak üzere, gerçek çözüme daha yakın doğrultulmuş basınç değeri ise ;

$$P = P + P^1 \quad (3.14)$$

Şeklinde tanımlanır [23]. Buradaki  $P^1$ , basınç doğrultmanıdır. Bu durumda yeni hızlarında,

$$V_{r,h} = V_{r,h}^* + d_h (P_P^1 - P_H^1) \quad (3.15)$$

$$V_{\theta,n} = V_{\theta,n}^* + d_n (P_P^1 - P_N^1) \quad (3.16)$$

$$V_{z,e} = V_{z,e}^* + d_e (P_P^1 - P_E^1) \quad (3.17)$$

$$d_h = A_h / a_h \quad (3.18)$$

$$d_n = A_n / a_n \quad (3.19)$$

$$d_e = A_e / a_e \quad (3.20)$$

İfadelerinden yararlanılarak daha doğru değerleri hesaplanır.  $P^1$  basınç doğrultmanını hesaplamak için de süreklilik denkleminde elde edilen aşağıdaki basınç doğrultman denklemi kullanılmıştır.

$$a_p \cdot P^1_P = a_H \cdot P^1_H + a_Y \cdot P^1_Y + a_N \cdot P^1_N + a_S \cdot P^1_S + a_E \cdot P^1_E + a_W \cdot P^1_W + b_1 \quad (3.21)$$

Denklem (4.21) 'deki  $a_p$  katsayısı aşağıdaki gibidir.

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S, \quad (3.22)$$

$$b_1 = S_1 + a_0 \cdot 0 \quad (3.23)$$

$$b_2 = S_2 + a_0 \cdot 0 \quad (3.24)$$

$$b_3 = S_3 + a_0 \cdot 0 \quad (3.25)$$

Denklem (3.23) ve (3.25) deki kaynak terimleri akış yönlerindeki hızlarından bağımsızdırlar. Sadece bağlı buldukları yönde etki eden kaldırma kuvvetlerine ve  $t=0$  anındaki akış momentumlarına bağlıdırlar. Denklem (3.24) deki kaynak terimi ise hem akış yönündeki hıza hem de bağlı bulunduğu yönde etki eden kaldırma kuvvetine ve  $t=0$  anındaki akış momentumuna bağlıdır. Yani (3.23) ve (3.25) deki kaynak terimleri, akış yönlerindeki hızlar gibi bir parametreye bağımlı değildirler. Bu nedenle kaynak terimlerindeki bütün değerler sabit ve belirlidirler. Bu sebeple de bu kaynak terimleri hesaplanarak sabit değer gibi işleme sokulur. Fakat (3.24) deki kaynak terimi, akış yönündeki hıza bağlıdır. Bu kaynak terimi hesaplanırken akış yönündeki hıza bağımlılığı dikkate alınarak işleme sokulur.

Cebirsel hale getirilmiş denklemleri çözmek için SIMPLE algoritmasından yararlanmıştır. SIMPLE algoritması ise ilgili denklemi çözmek için tahmin ve doğrultma döngüsünden oluşan bir mantık üzerine kuruludur. Hız bileşenleri tahmini bir başlangıç basınç alanından yararlanılarak momentum denklemlerinden hesaplanır. Hesaplanan bu hız bileşenlerinin süreklilik denklemini sağlayıp sağlamadığı kontrol edilir. Eğer süreklilik denklemini sağlamıyorsa basınç dağılımı düzeltilir. Düzeltilmiş basınç dağılımı kullanılarak ikinci basamaktan itibaren süreklilik denklemini sağlanıncaya kadar işleme devam edilir. Bu işlem çözüm yakınsayıncaya kadar devam eder.

## BÖLÜM 4

### SEÇİLEN TANK GEOMETRİSİ VE ÇÖZÜM YÖNTEMLERİ

#### 4.1. Giriş

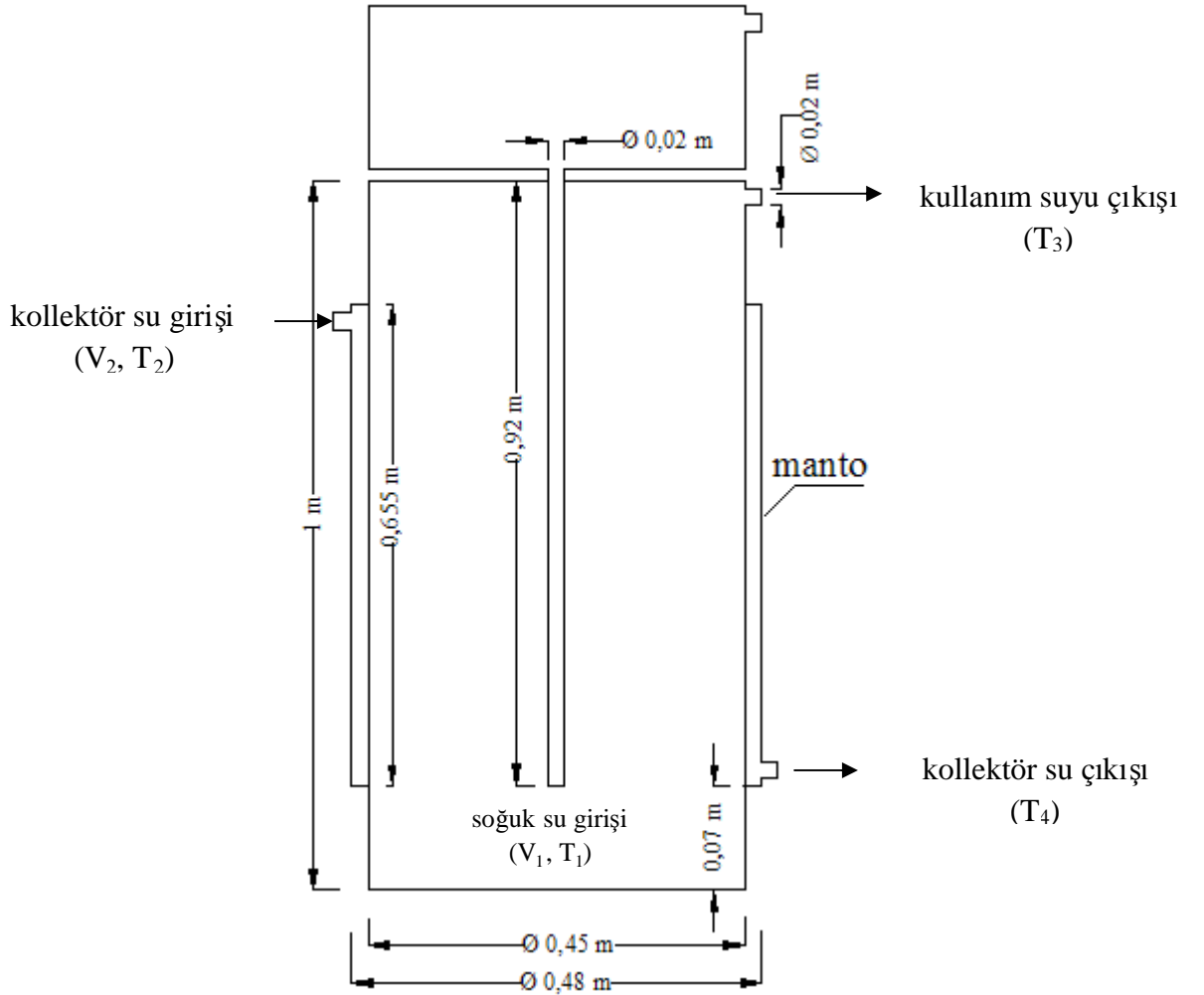
Yapılan bu tez bu çalışmanın genel amacı, sıcak su elde etmek için kullanılan su tanklarındaki sıcaklık tabakalaşmasını iyileştirmek. Bu tanklar güneş kolektörleri, çok katlı binalarda kullanılan boylerler veya endüstri tesislerinde kullanılan sıcak su tankları olabilir. Örneğin güneş kolektörlerinin kullanıldığı sıcak sulu sistemlerde güneş enerjisinin yoğun olarak geldiği saatlerde depolanan enerjinin daha sonra ihtiyaç olduğunda depolanarak kullanılabilir ve sürekli sıcak su elde edilmiş olunur. Kapalı sistemlerde ısı enerjisi daha önceki bölümde de bahsedildiği gibi duyulur ısı depolama şeklinde yapılır. Bu çalışma da, kapalı devre su ısıtma sistemlerinin ısı enerjisi depolama ünitelerinde, kullanım suyu deposunun içerisine konulacak olan engelin geometrisi ve hangi pozisyona yerleştirildiğinde depolama ünitesi içinde daha iyi bir sıcaklık tabakalaşması meydana gelebileceği araştırılacak.

Yapılan çalışmayı literatürdeki çalışmalardan ayıran fark, mantolu sıcak su tanklarının içerisine engel yerleştirilerek sıcaklık tabakalaşmasının iyileştirilmeye çalışılmasıdır. Daha önce yapılan çalışmalarda mantolu ve engelli modeller üzerine çalışmalar yapılmıştır. Fakat hem mantolu hem de engelli modeller üzerine ilk defa çalışma yapılmıştır.

#### 4.2. Seçilen Tank Geometrisi

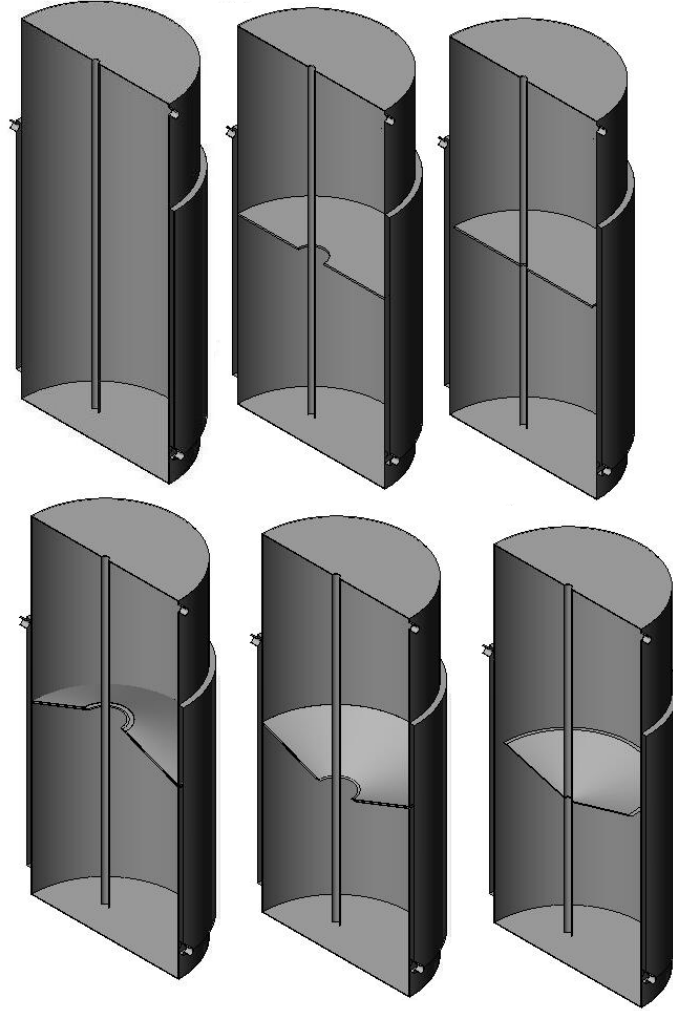
Dıştan mantolu düşey tip, silindirik sıcak su depolama tankının boyutlandırılmış modeli şekil 4.1 de görülmektedir. Tankın üst kısmı (şebeke suyunun toplandığı hazne) çözümlerde dikkate alınmamıştır. Çünkü kolektörle ısıtılacak olan su alt haznede toplanacaktır. Bunun

için sınır şartları verilirken soğuk su girişi üst hazneyle alt hazne arasında akışkan geçişi sağlayan silindirin çıkışına verilmiştir. Yapılan çözümde tank duvarları yalıtılmış olup, çevreye ısı kaybının sıfır alınmıştır. Seçilen tank modelinde tank çapı= 0,45 m, tank boyu 1m, manto aralığı 0,030 m, manto çapı 0,48 m olarak alınmıştır. Tank ve mantodaki su giriş ve çıkış borularının çapları ve boyları 0,02 m olarak alındı. Mantonun tank tabanından yüksekliği 0,07 m olarak alındı. Mantonun yüksekliği 0,655 m, soğuk akışkan aktarımını sağlayan silindirin boyu 0,92 m, çapı ise 0,02 m olarak alındı.



Şekil 4. 1: Seçilen tank modelinin ölçüleri

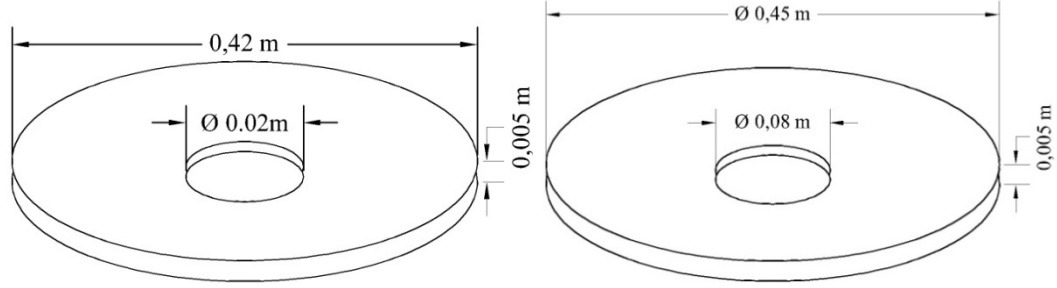
İçerisine engel yerleştirilmiş tank modelleri Şekil 4.2 deki gibidir. Tank modellerinin içerisindeki engel görüntüleri  $h=0,5$  (tankın orta noktası) olarak verilmiştir. Tank modellerinde dış konik ve dış silindir engelli modelde engel tank duvarına bitişik değildir. Akışkan engellerin yan tarafından geçmektedir. İç konik, iç silindir ve iç ters konik engelli modellerde ise tank duvarıyla bitişiktir. Akışkan engellerin orta kısmından geçmektedir.



**Şekil 4. 2:** İçerisine Engel Yerleştirilmiş Tank Modelleri

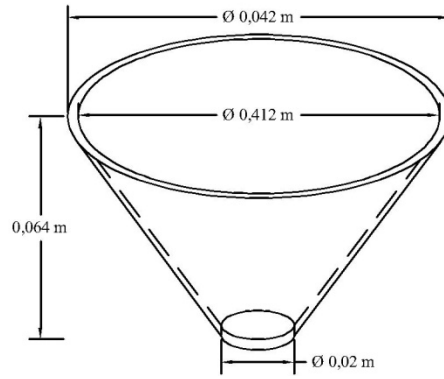
(engelsiz, iç silindir, dış silindir, iç ters konik, iç konik ve dış konik)

Seçilen tank modelinin içerisine beş farklı geometri yerleştirilerek ve engellerin konumu değiştirilerek çözümler yapılmıştır. Engeller tank içerisin de altı farklı konuma yerleştirildi.

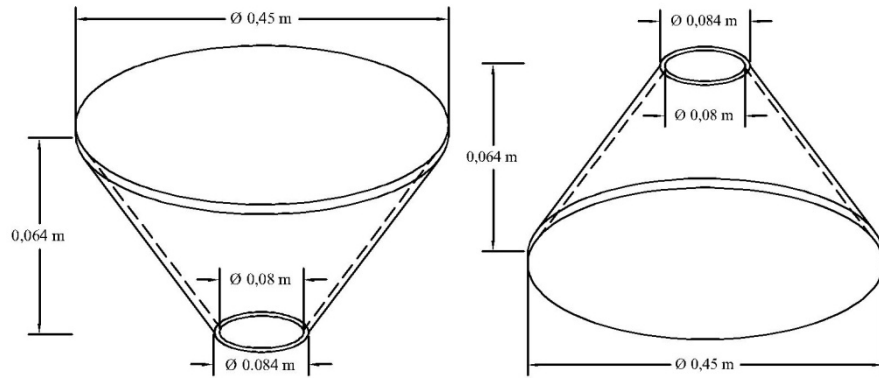


Dış Silindir Engel Modeli

İç Silindir Engel Modeli



Dış konik Engel Modeli



İç Konik Engel Modeli

İç Ters Konik Engel Modeli

Şekil 4. 3: Engel Geometrileri

Engelin konulduğu yer  $h=150$  mm den başlayarak,  $h=300$  mm,  $h=400$  mm,  $h=500$  mm,  $h=600$  mm ve  $h=700$  mm mesafeleri olarak alındı. Burada  $h$  tank tabanının en alt noktasından itibaren alınan mesafedir. Tank içerisine yerleştirilen engellerin geometrik şekilleri ve ölçüleri aşağıda verilmiştir.

### 4.3. Akışkan Özellikleri ve Sınır Şartları

Seçilen geometrinin çözüm aşamasında, kolektör su giriş hızı, soğuk su giriş hızı, kolektör su giriş sıcaklığı, soğuk su giriş sıcaklığı ve tankla manto arasında kalan cidarın başlangıç ve sınır şartları tanımlanmıştır.

Başlangıç durumunda tankın içerisindeki akışkan hızları sıfır ve basıncı 101325 paskal olarak kabul edildi. Akışkan sıkıştırılmaz akışkan olup yoğunluğu  $\rho = 998,2$  kg/m<sup>3</sup>, özgül ısı  $C_p = 4182$  J/ kg-K, dinamik viskozitesi  $\mu = 0,001003$  kg/m.s ve ısı iletim katsayısı  $k = 0,6$  watt/m.K'dir. Tankın içerisine yerleştirilen silindirik engelin malzemesi çelik olup, ısı iletim katsayısı ise  $k = 16,27$  watt/m.K, yoğunluğu  $\rho = 8030$  kg/m<sup>3</sup>, özgül ısı  $C_p = 502,48$  J/ kg-K ve et kalınlığı 0,005 m yani 5 mm dir. Kolektörden gelen sıcak su tanka  $T_2 = 350$  K ve  $V_2 = 0,3$  m/s, soğuk su giriş sıcaklığı ve hızı  $T_1 = 289$  K ve  $V_1 = 0,1$  m/s olarak alınmıştır. Çözümlerde yer çekimi ivmesi ( $g$ ) 9,807 m/s<sup>2</sup> alındı. Çözüm yöntemi olarak türbülanslı akışlar için kullanılan çözüm yöntemlerinden “standart  $k - \epsilon$ ” yöntemi kullanarak çözüme ulaşılmaya çalışılmıştır. Çünkü akışkan tank içerisine girdiğinde duvarlara ve konulan engellere çarpacağından türbülanslı akış oluşacaktır. Çözümler; segregated çözücüsünde implicit metod kullanılarak üç boyutlu zamana bağlı elde edildi. Kullanılan programda, basınç denklemin ayrıklaştırılması işlemi için standart metod; momentum ve enerji denklemlerinin ayrıklaştırılması işlemi için birinci derece upwind metod seçilmiştir. Basınç hız denklem çiftlerinin ayrıklaştırılması işlemi için ise SIMPLE algoritması kullanılmıştır.

Çözümler zamana bağlı olarak 120 dakika için yapıldı. Yapılan çözümler her 5 dakikada bir kaydedilerek sıcaklık tabakalaşması incelendi. Her bir geometri için sıcaklık dağılım grafikleri çizildi. Ekler bölümünde sıcaklık dağılım grafikleri her bir tank modeli için başlangıç ve sonraki 30 dakika için zamana bağlı olarak verildi.

#### **4.4.Yakınsama**

Nümerik olarak yapılan çalışmalarda, çözümün yakınsama kriterlerine uyması hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde çok önemlidir. Kullanılan paket program, her bir hacim için denklemleri teker teker çözüldüğünden çözüm kalıntıları (nümerik hata) içerir. Elde edilen sonuçların en alt düzeyde hata içermesi için yapılan çalışmada underrelaxation faktörleri basınç denklemleri için 0,3, momentum denklemleri için 0,7 enerji denkleminin için 0,5, gövde kuvveti ve yoğunluğu için ise 1 değerleri seçilmiştir. Süreklilik ve momentum denklemlerinin yakınsama kriteri için 0,0005 ve enerji denkleminin yakınsama kriteri için ise 0,000005 değerleri alınmıştır. Süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin yakınsama değerleri belirtilen değerlerin altına indiği zaman temel denklemlere üst cebirsel denklemlerin nümerik olarak ta çözüldüğü kabul edilir.

## BÖLÜM 5

### İRDELEME, SONUÇLAR ve ÖNERİLER

#### 5.1. İrdeleme

Yapılan tez çalışmasının amacı; sıcak su depolama tanklarında uzun süre yüksek sıcaklıkta su temin edebilmek için sıcaklık tabakalaşmasını iyileştirmektir. Tabakalaşmanın iyileştirilmesi sonucunda su tanklarından daha uzun süre sıcak su alınabilecektir. Günümüzde endüstriden konutlara kadar çok geniş kullanım alanı olan sıcak su tanklarındaki en büyük problemlerden biri sıcaklık tabakalaşmasının bozularak kullanım suyu sıcaklığını düşürmesidir.

Sıcak su tabakalaşmasını iyileştirmek amacıyla beş farklı geometride engeller altı farklı konumda tank içerisine yerleştirildi. İki farklı parametre aynı anda değiştirilerek optimum tank modeli belirlenmeye çalışıldı.

Sıcak su tanklarında tankın tabanından tavanına kadar sıcaklık değişimi görülür. Bu sıcaklık tank tabanında düşükken tank tavanında yüksektir. Bu sıcaklık farkı tank içerisinde sıcaklık tabakalaşması olarak adlandırılır. Tank içerisinde sıcaklık tabakalaşmasının oluşması kapalı dolaşımli sistemlerde ısı kazanç açısından avantaj sağlamaktadır.

Yapılan çözümlerde tankın içerisine farklı konumlarda engeller yerleştirilmiştir. Bu engellerin tank tabanından itibaren konumları  $h=150\text{mm}$ ,  $h=300\text{ mm}$ ,  $h=400\text{ mm}$ ,  $h=500\text{ mm}$ ,  $h=600\text{ mm}$  ve  $h=700\text{ mm}$  dir.

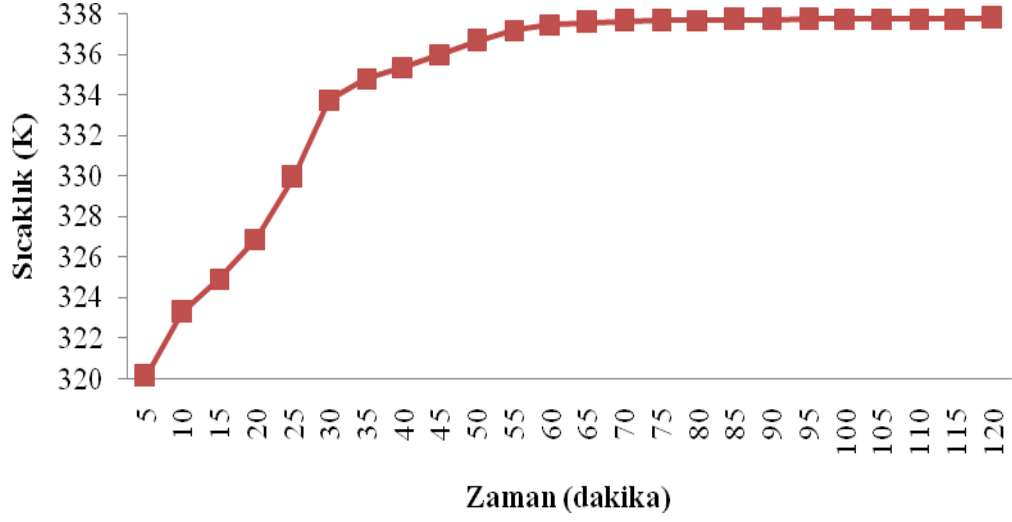
Bu konumları daha sonra yapılacak çalışmalara ışık tutması açısından boyutsuzlaştıracak olursak manto yüksekliğine bağlı olarak boyutsuzlaştırabilir. Çünkü seçilen tank modelinde ısı transferinin gerçekleştiği yer tank ile manto arasında kalan cidardır. Manto yüksekliği (1)

0, 655mm dir. Bu verilere göre tank içerisine yerleştirilecek engellerin h/l engel yerinin manto yüksekliğine bağlı olarak konumları 0.45,0.61,0.76,0.92 ve 1.068 olarak belirlenmiştir. Verilen boyutsuz sayılar ışığında manto yüksekliğine bağlı olarak engel mesafesi tank tabanından itibaren belirlenebilir. Problem çözümünde seçilen konumlar tank tabanına yakın, orta ve tank tavanına yakın olarak belirlenmiştir. Amaç tank içerisine yerleştirilecek olan engelin konumu açısından bir sonuca varılmasıdır. Yapılan çözümler sonucunda tank içerisine yerleştirilecek olan engelin tankın ortası ile alt kısmı arasında bir konuma yerleştirilmesi gerektiği görülmüştür. Çünkü tank tabanına yakın konumlara yerleştirilen engel, soğuk su girişine yakın olduğundan soğuk suyun sıcaklık tabakalaşmasını bozmasını engellemektedir.

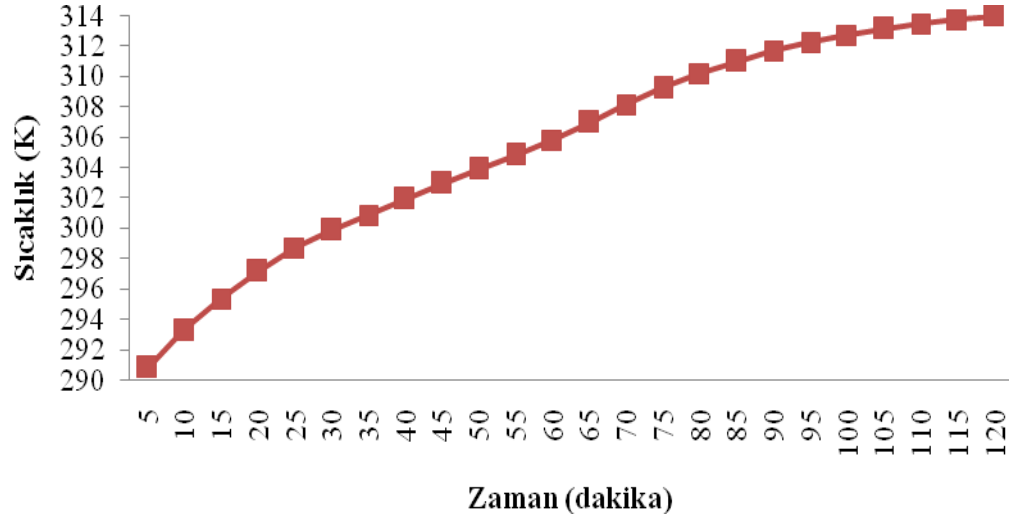
Yapılan çalışma zamana bağlı olarak ve üç boyutlu olarak çözülmüştür. İki saatlik (120 dak) boyunca paket programdan alınan veriler her beş dakika için kaydedilerek sıcaklık dağılımları incelendi. Çözümü yapılan tank geometrileri içerisinde en iyi tabakalaşmanın olduğu tank modelini belirlemek için, kolektör dönüş suyu sıcaklığının ( $T_4$ ) en düşük olanına ve sıcak su çıkışıyla soğuk su girişi arasındaki suyun sıcaklığı farkı ( $T_3-T_1$ ) değerinin ise en büyük olması gerekmektedir. Aynı zamanda kullanım suyu sıcaklığı ( $T_3$ ) değerinin de yüksek olması gerekir.

Sıcaklık dağılımındaki iyileştirmeyi görebilmek için önce içerisinde engel olmayan tank modelinin çözümü yapıldı. Yapılan çözümlere göre elde edilen verilerin kolektör su dönüş sıcaklığı ( $T_4$ ), kullanım suyu sıcaklığı ( $T_3$ ) ve kullanım suyu (sıcak su) sıcaklığı ile soğuk su giriş sıcaklığı arasındaki fark ( $T_3-T_1$ ), grafikleri çizilmiştir.

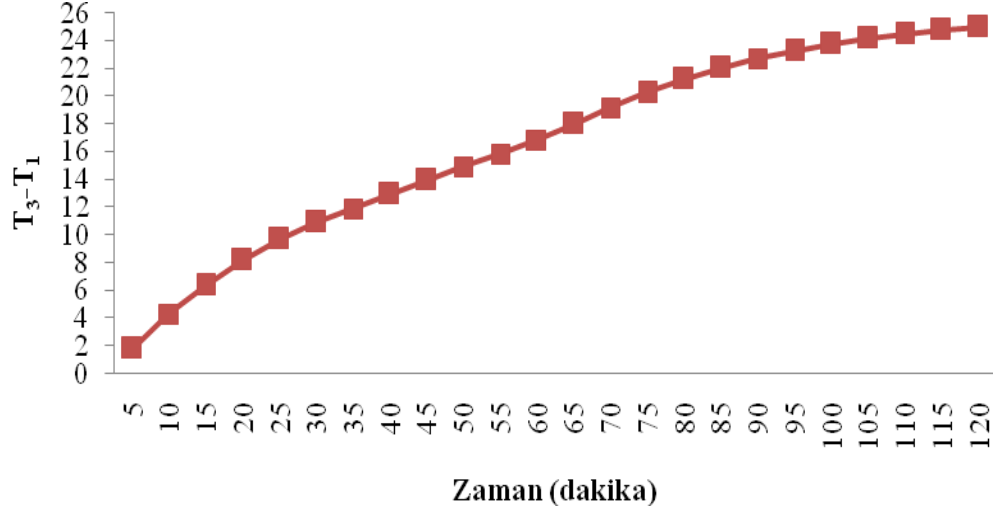
İki saatlik süre sonucunda engelsiz tank modelinde  $T_4 = 337,7455$  K,  $T_3 = 313,9611$  K ve  $T_3-T_1 = 24,9611$  K olarak bulunmuştur. Engelsiz tank modeli için zamana bağlı sıcaklık dağılım grafikleri ve sıcaklığın tank içerisindeki dağılımı aşağıdaki şekillerde verilmiştir.



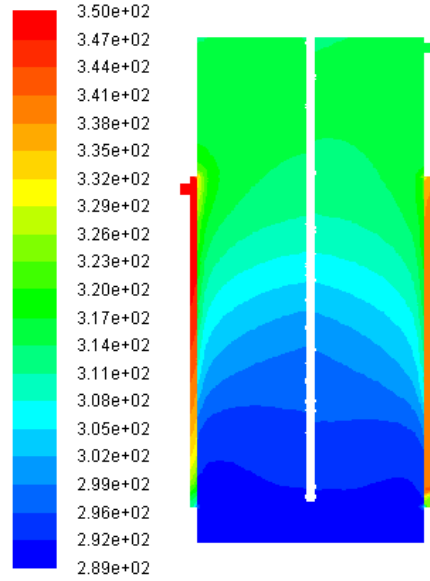
Şekil 5. 1:Engelsiz tank modelinde  $T_4$  sıcaklık dağılımı



Şekil 5. 2:Engelsiz tank modelinde  $T_3$  sıcaklık dağılımı



Şekil 5. 3:Engelsiz tank modelinde  $T_3-T_1$  sıcaklık dağılımı



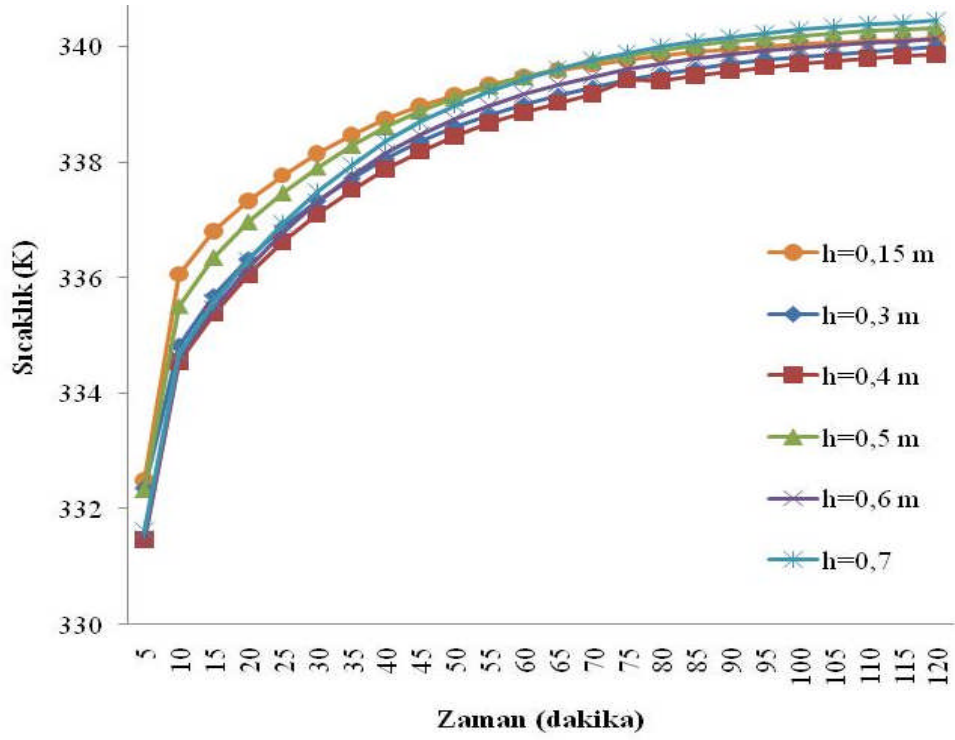
Şekil 5. 4: Engelsiz tank modelinde  $t=120$  dakikada sıcaklık dağılımı

Grafiklerden de görüldüğü gibi engelsiz tank modelinde iki saat sonucunda 24,9 K lik sıcaklık farkı görülmüştür. Engelsiz tank modelinde azda olsa sıcaklık tabakalaşması gözlenmiştir. Fakat soğuk su sıcaklık tabakalaşmasını kısa bir süre sonra bozmaya

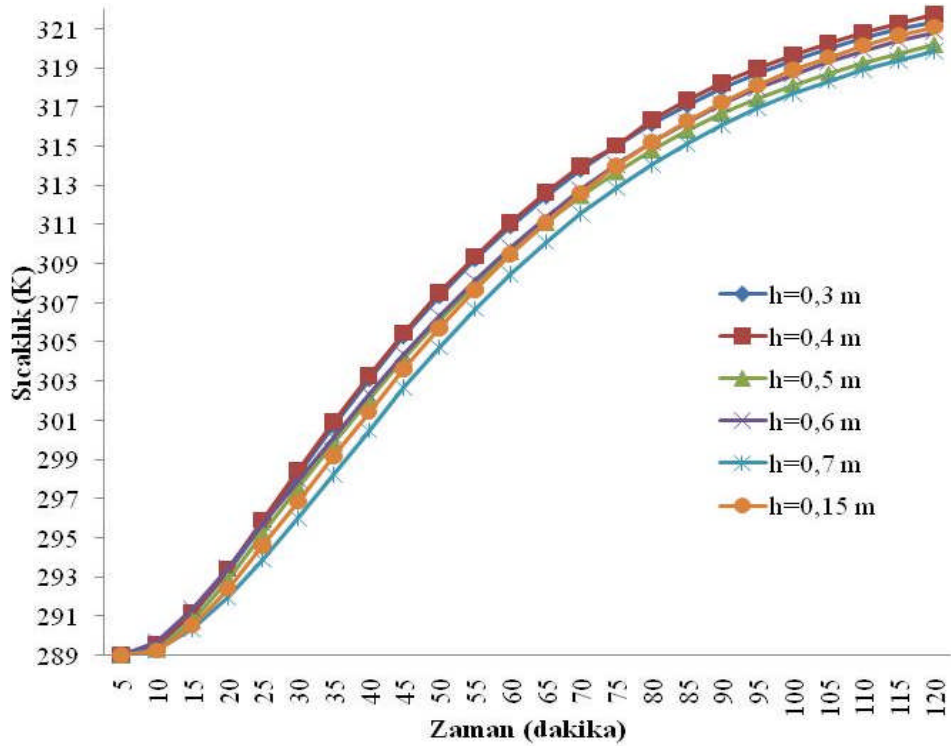
başlamıştır. Kolektör dönüş suyu sıcaklığı Şekil 5.1 deki grafikten de görüleceği zamana bağlı olarak artış göstermiş fakat yarım saat sonraki zaman dilimlerinde artışta çok büyük bir fark görülmemiştir. Kolektör dönüş sıcaklığının azalması ısı transferini artıracığından önemli bir parametredir. Kullanım suyu sıcaklığı zamanla artış göstermiştir. Engelli tank modellerinde bu artış sıcaklık tabakalaşması iyileştirildiğinden daha yüksek sıcaklıklar elde edilmiştir. Fark grafiğine bakılacak olursa kullanım suyu ile tanka giren soğuk su arasındaki sıcaklık farkının da  $T_3$  e bağlı olarak zamanla arttığı gözlenmiştir. Şekil 5.4 de engelsiz tank modeli ve içerisindeki sıcaklık tabakalaşması görülmektedir.

Dış konik engelli tank modelinde akışkan konik engelin etrafından geçmektedir. Böylece tanka giren soğuk su, tankın üst kısmına çıkmaya çalışırken doğrudan engelle karşılaşmış engelin alt kısmında vorteks ve dönmeler oluşmuştur. Buna bağlı olarak ta soğuk suyun sıcaklık tabakalaşması üzerine olan etkisi azaltılmıştır. Alınan veriler engelsiz tank modeliyle karşılaştırılacak olunursa sıcaklık tabakalaşmasının önemli ölçüde iyileştirdiği görülmüştür.

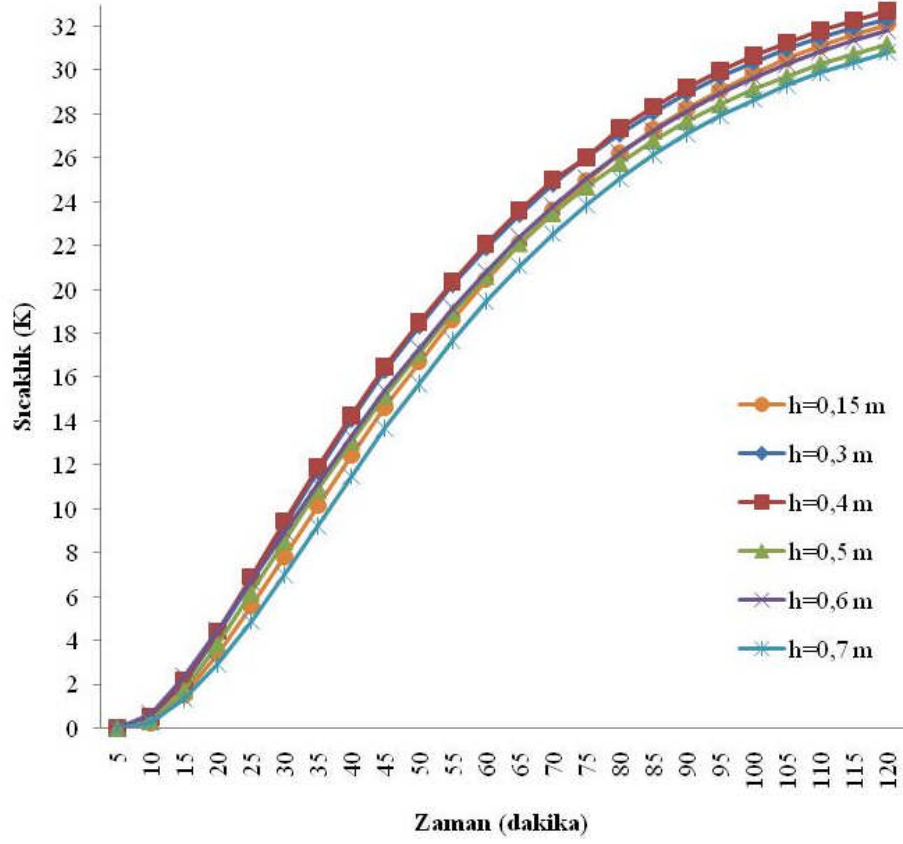
Dış konik engelli tank modelinde engel tank içerisinde altı farklı konuma yerleştirilmiştir. Alınan sonuçlar her beş dakikada bir kaydedilerek iki saat sonucunda sayısal veriler elde edilmiştir. Bu verilere göre  $h=150$  mm de  $T_4 = 340,1275$  K,  $T_3 = 321,1040$  K ve  $T_3-T_1 = 32,1040$  K,  $h=300$  mm de  $T_4 = 339,9796$  K,  $T_3 = 321,3744$  K ve  $T_3-T_1 = 32,3744$ ,  $h=400$  mm de  $T_4 = 339,8547$  K,  $T_3 = 321,7177$  K ve  $T_3-T_1 = 32,7177$ K,  $h=500$  mm de  $T_4 = 340,3166$  K,  $T_3 = 320,1833$  K ve  $T_3-T_1 = 31,1833$  K,  $h=600$  mm de  $T_4 = 340,1167$  K,  $T_3 = 320,8307$  K ve  $T_3-T_1 = 31,8307$  K,  $h=700$  mm de  $T_4 = 340,4398$  K,  $T_3 = 319,8465$  K ve  $T_3-T_1 = 30,8465$  K olarak bulunmuştur. Dış konik engelli tank modeli için zamana bağlı sıcaklık dağılım grafikleri ( $h=300$  mm için) ve sıcaklığın tank içerisindeki dağılımı aşağıdaki şekillerde verilmiştir.



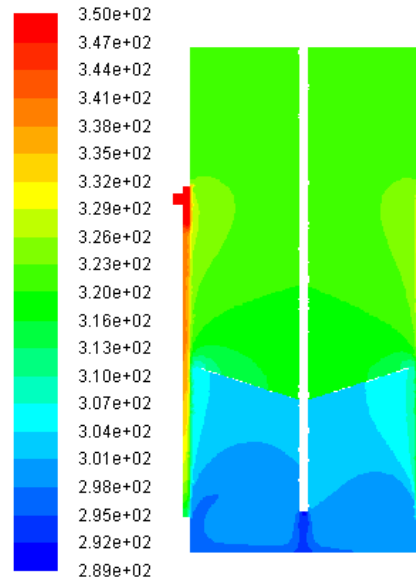
Şekil 5. 5: Dış konik engelli modelde  $T_4$  ün zamanla değişimi



Şekil 5. 6: Dış konik engelli modelde  $T_3$  ün zamanla değişimi



Şekil 5. 7: Dış konik engelli modelde  $T_3-T_4$  ün zamanla değişimi



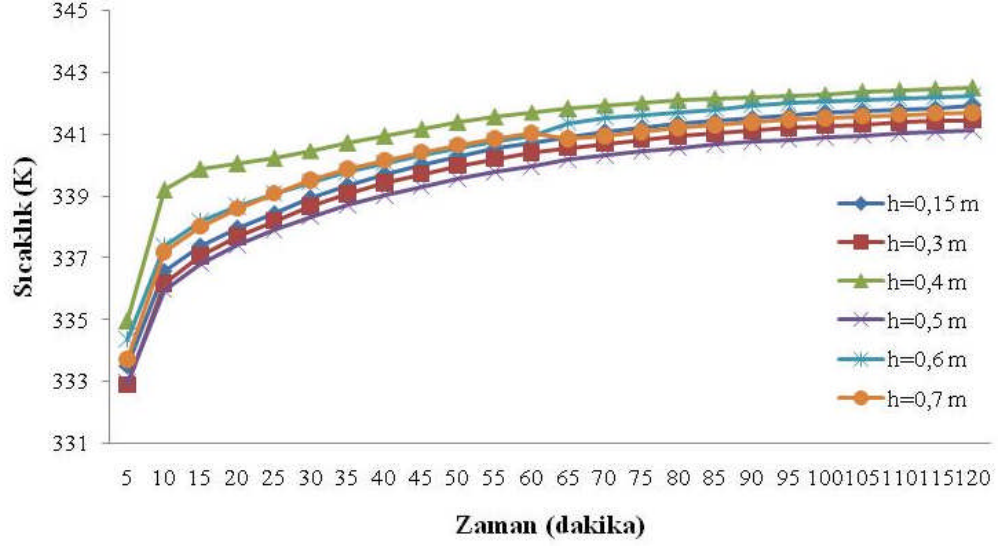
Şekil 5. 8: Dış konik engelli tank modelinde  $h=0,3$  m ve  $t=120$  dakikada sıcaklık dağılımı

Grafiklerden de görüldüğü gibi dış konik engelli tank modelinde iki saat sonucunda  $h=0,15$  m de 32,1040 K ve  $h=0,3$  m de 32,3744 K lik sıcaklık farkı görülmüştür. Alınan sonuçlarda 0,15 ve 0,3 m konumuna yerleştirilen engellerin sonuçlarının birbirlerine çok yakın ve olumlu olduğu tespit edilmiştir. Engelin tank tavanına yakın konumlara getirildiğinde sıcaklık tabakalaşmasında alt konumlara göre daha az iyileşme görülmüştür. Kolektör dönüş suyu sıcaklığı Şekil 5.5 deki grafikten de görüleceği zamana bağlı olarak artış göstermiş ve  $h=0,15$ ,  $h=0,3$  m konumlarında sonuçlar birbirine çok yakındır. Bir saat sonra  $T_4$  deki değişim bir saat sonunda belirtilen konumlarda daha da azalmıştır. Dönüş sıcaklığının azalması demek ısı transferinin arttığını göstermektedir. Şekil 5.6 da kullanım suyu sıcaklığı zamanla artış göstermiştir. Engelsiz tank modeliyle kıyaslanacak olursa bütün konumlar için sıcaklık tabakalaşmasının iyileştirildiği söylenebilir. Tank içerisine dış konik engel konulması konumu ne olursa olsun olumlu sonuçlar ortaya çıkarmıştır. Fark grafiğinde kullanım suyu ile tanka giren soğuk su arasındaki sıcaklık farkının da  $T_3$  e bağlı olarak zamanla arttığı gözlenmiştir. Şekil 5.8 de dış konik engelli tank modeli  $h= 0,3$  m de  $t= 120$  dakika sonundaki sıcaklık tabakalaşması görülmektedir.

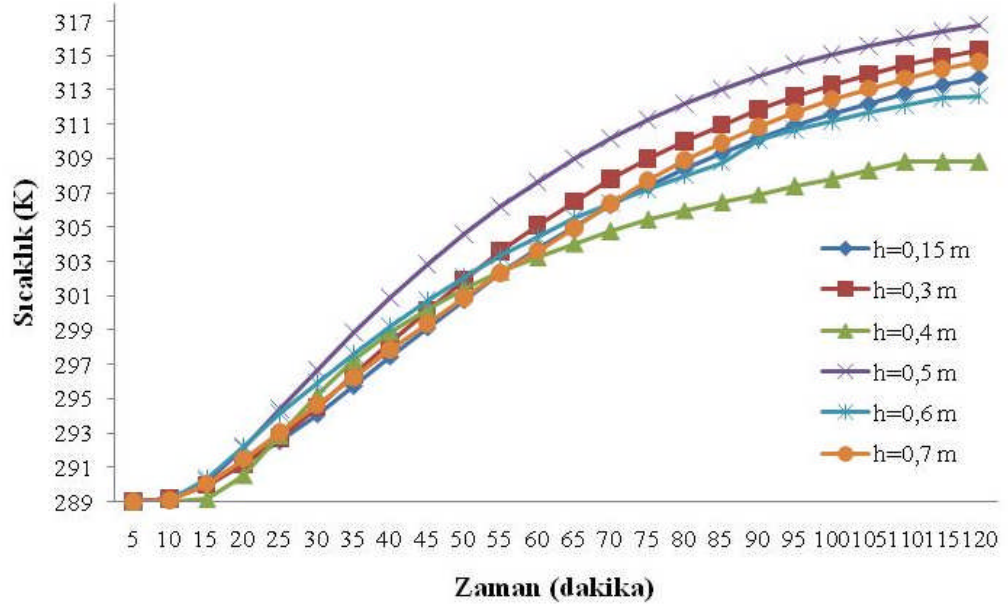
İç konik engelli tank modelinde akışkan konik engelin iç tarafından geçmektedir. Tankta giren soğuk su, tankın üst kısmına çıkmaya çalışırken doğrudan engelle karşılaşmamış engelin üst kısmında vorteks ve dönmeler oluşmuştur. Buna bağlı olarak ta soğuk suyun sıcaklık tabakalaşması üzerine olan etkisi dış konik engel modeline göre daha fazla olmuştur.

İç konik engelli tank modelinde engel tank içerisinde altı farklı konuma yerleştirilmiştir. Alınan sonuçlar her beş dakikada bir kaydedilerek iki saat sonucunda sayısal veriler elde edilmiştir. Bu verilere göre  $h=150$  mm de  $T_4 = 341,9009$  K,  $T_3 = 313,7426$  K ve  $T_3-T_1=24,7426$  K,  $h=300$  mm de  $T_4 = 341,4472$  K,  $T_3 = 315,3450$  K ve  $T_3-T_1=26,3450$ ,  $h=400$  mm de  $T_4 = 342,4986$  K,  $T_3 = 308,8375$  K ve  $T_3-T_1=19,8375$  K,  $h=500$  mm de  $T_4 = 341,0995$  K,  $T_3 = 316,7693$  K ve  $T_3-T_1=27,7693$  K,  $h=600$  mm de  $T_4 = 342,2130$  K,  $T_3 = 312,6432$  K ve  $T_3-T_1=23,6432$  K,  $h=700$  mm de  $T_4 = 341,7018$  K,  $T_3 = 314,6421$  K ve  $T_3-T_1=25,6421$  K olarak bulunmuştur. İç konik engelli tank modeli için zamana bağlı

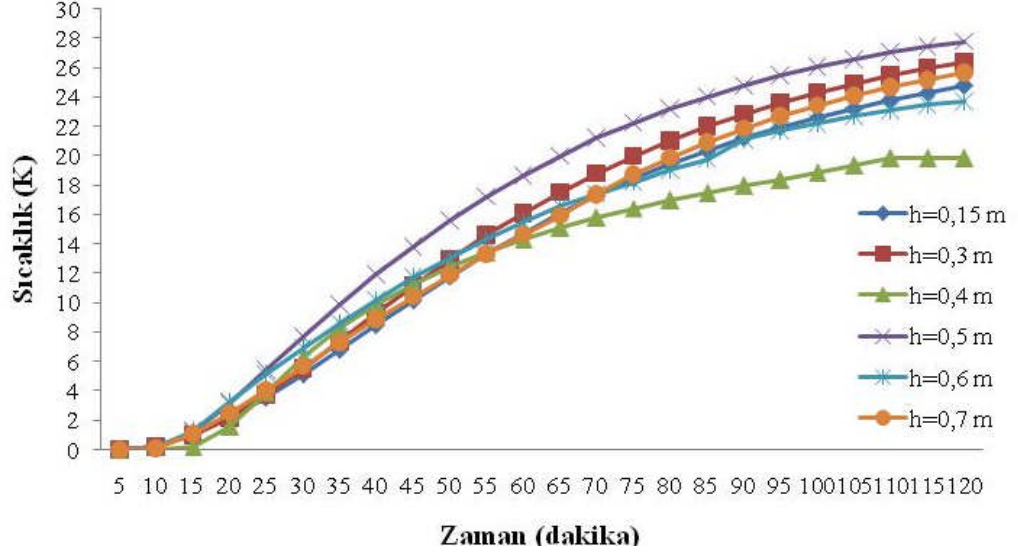
sıcaklık dağılım grafikleri ( $h=300$  mm için) ve sıcaklığın tank içerisindeki dağılımı aşağıdaki şekillerde verilmiştir.



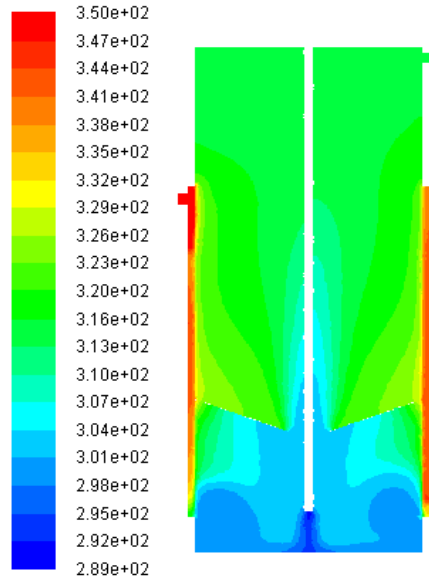
Şekil 5. 9: İç konik engelli modelde  $T_4$  ün zamanla değişimi



Şekil 5. 10: İç konik engelli modelde  $T_3$  ün zamanla değişimi



Şekil 5. 11: İç konik engelli modelde  $T_3-T_1$  in zamanla değişimi



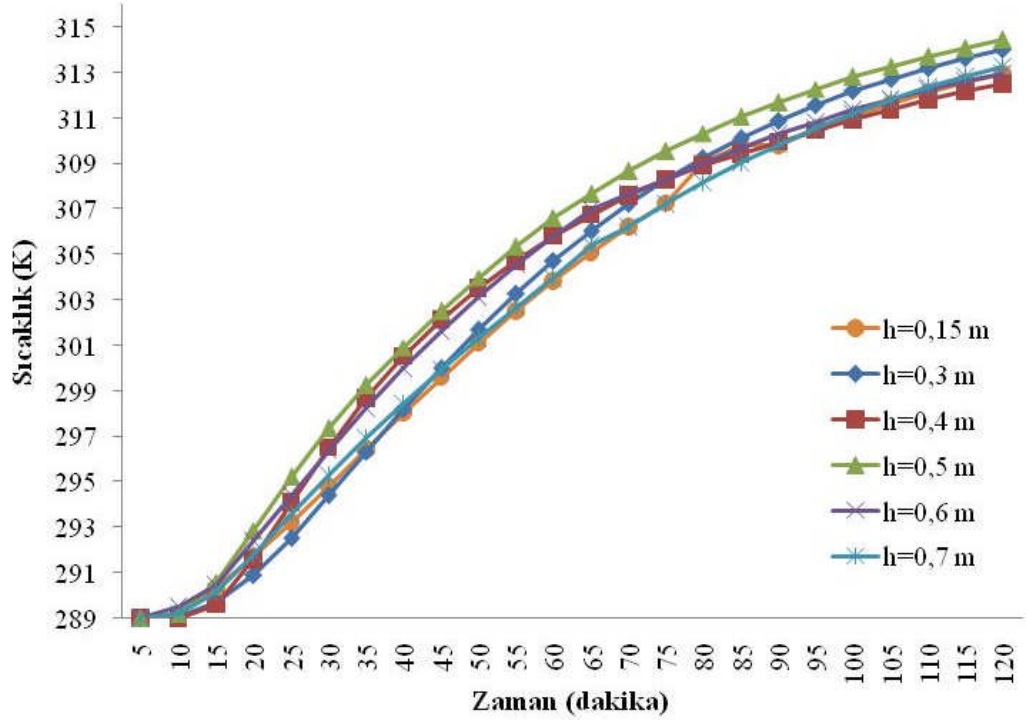
Şekil 5. 12: İç konik engelli tank modelinde  $h=0,3$  m ve  $t=120$  dakikada sıcaklık dağılımı

İç konik engelli tank modelinde iki saat sonucunda en iyi sonuçlar  $h=0,5$  m konumunda sağlanmıştır. Alınan sonuçlarda engel yerinin değiştirilmesinin sıcaklık tabakalaşmasının iyileşmesine çok fazla katkısının olmadığı belirlenmiştir. Dış konik engel modeline göre

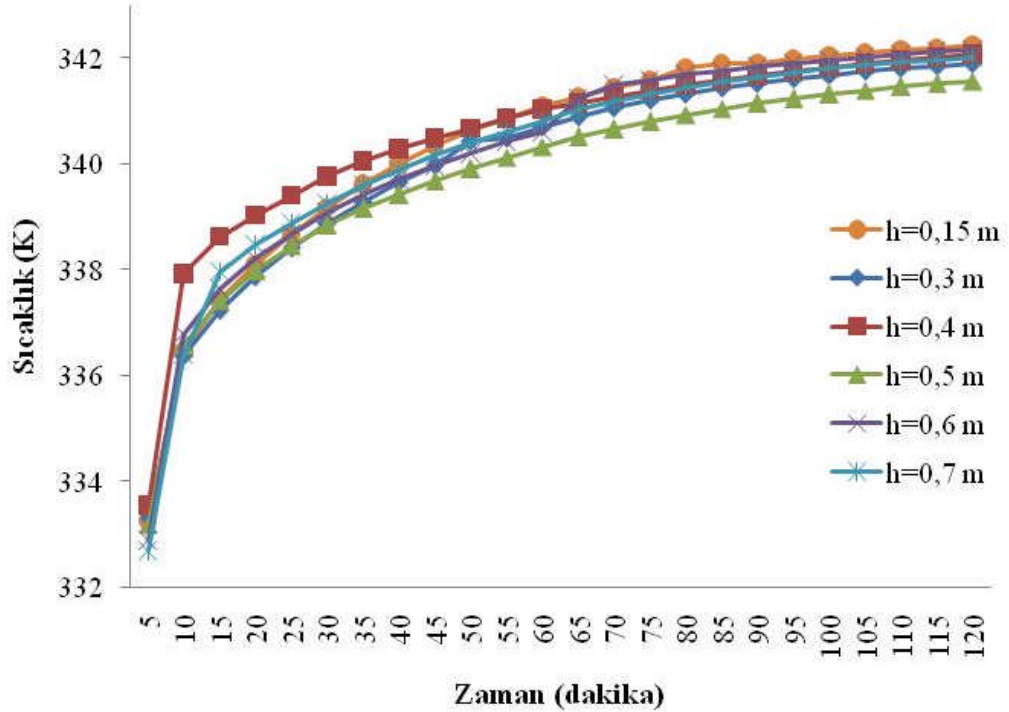
sonuçların çokta iyi olmadığı fakat engelsiz modele göre azda olsa sıcaklık tabakalaşması iyileştirilmiştir. İç konik engel modelinde soğuk akışkan sıcak akışkanla daha çok temas halinde olduğundan dış konik engel modeline göre sıcaklık tabakalaşması bozulmuştur. Diğer engel modellerinde de olduğu gibi tank tavanına yakın konumlara getirildiğinde sıcaklık tabakalaşmasında alt konumlara göre daha az iyileşme görülmüştür. Kollektör dönüş suyu sıcaklığı Şekil 5.9 deki grafikten de görüleceği zamana bağlı olarak artış göstermiş ve en yüksek kollektör suyu dönüş sıcaklığı  $h=0,5$  m konumunda belirlenmiştir. Sıcaklık tabakalaşmasının en kötü olduğu engel konumu  $h=0,4$  dir. Çünkü kullanım suyu sıcaklığı şekilden de görüldüğü gibi diğerlerine göre fark edilir boyutlarda azalmıştır.  $T_4$  deki değişim zamanla artmıştır. Artış dış konik engel modeline göre daha fazladır. Bu da ısı transferinin olmadığını gösteren olumsuz bir sonuçtur. Şekil 5.10 da kullanım suyu sıcaklığı zamanla artış göstermiştir. Engelsiz tank modeliyle kıyaslanacak olursa bütün konumlar için sıcaklık tabakalaşmasının iyileştirildiği söylenebilir. Tank içerisine iç konik engel konulması çok ta olumlu sonuçlar ortaya çıkarmamıştır. Fark grafiğinde kullanım suyu ile tanka giren soğuk su arasındaki sıcaklık farkının da  $T_3$  e bağlı olara zamanla arttığı gözlenmiştir. Şekil 5.12 de iç konik engelli tank modeli  $h= 0,3$  m de  $t= 120$  dakika sonundaki sıcaklık tabakalaşması görülmektedir.

İç ters konik engelli tank modelinde iç konik engelli modelde olduğu gibi akışkan konik engelin iç tarafından geçmektedir.

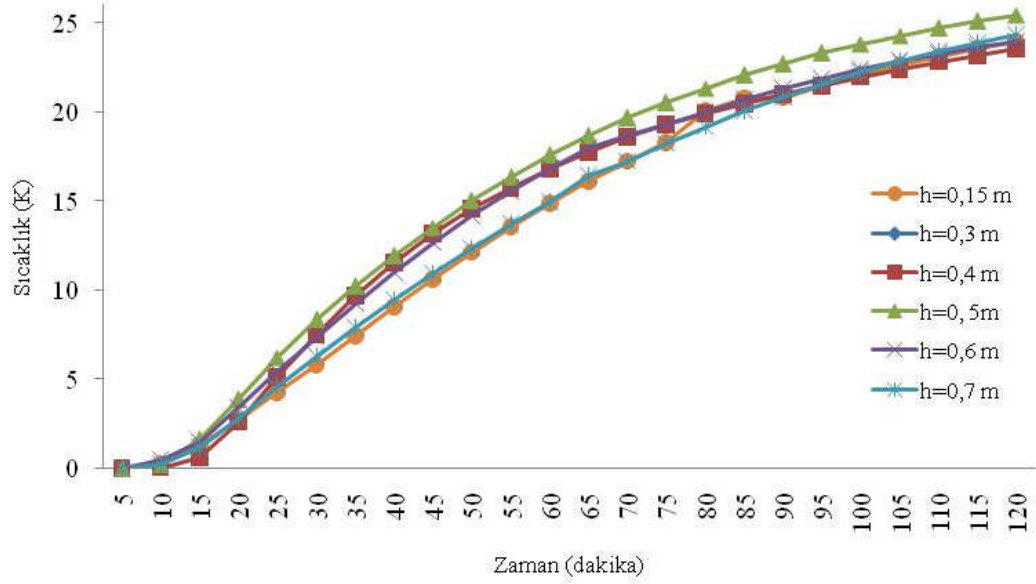
İç ters konik engelli tank modelinde engel tank içerisinde altı farklı konuma yerleştirilmiştir. Alınan sonuçlar her beş dakikada bir kaydedilerek iki saat sonucunda sayısal veriler elde edilmiştir. Bu verilere göre  $h=150$  mm de  $T_4 = 342,2335$  K,  $T_3 = 312,9257$  K ve  $T_3-T_1=23,9257$  K,  $h=300$  mm de  $T_4 = 341,8869$  K,  $T_3 = 314,0178$  K ve  $T_3-T_1=25,0178$ ,  $h=400$  mm de  $T_4 = 342,0650$  K,  $T_3 = 312,5101$  K ve  $T_3-T_1=23,5101$  K,  $h=500$  mm de  $T_4 = 341,5601$  K,  $T_3 = 314,4396$  K ve  $T_3-T_1 =25,4396$  K,  $h=600$  mm de  $T_4 = 342,1553$  K,  $T_3 = 312,9693$  K ve  $T_3-T_1 =23,9663$  K,  $h=700$  mm de  $T_4 = 342,0078$  K,  $T_3 = 313,2915$  K ve  $T_3-T_1 =24,2915$  K olarak bulunmuştur. İç konik engelli tank modeli için zamana bağlı sıcaklık dağılım grafikleri ( $h=300$  mm için) ve sıcaklığın tank içerisindeki dağılımı aşağıdaki şekillerde verilmiştir.



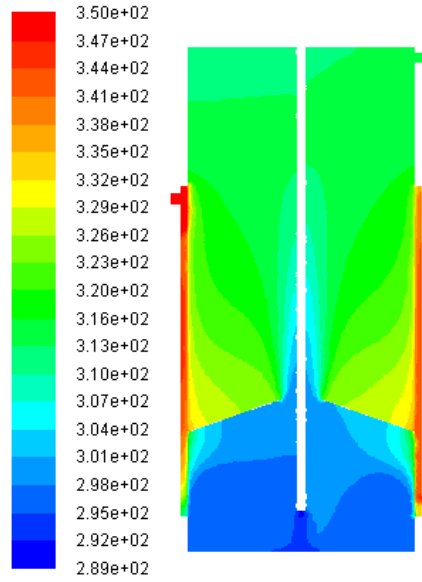
Şekil 5. 13:İç ters konik engelli modelde  $T_4$  ün zamanla değişimi



Şekil 5. 14:İç ters konik engelli modelde  $T_3$  ün zamanla değişimi



Şekil 5. 15:İç ters konik engelli modelde  $T_1$ - $T_3$  ün zamanla değişimi



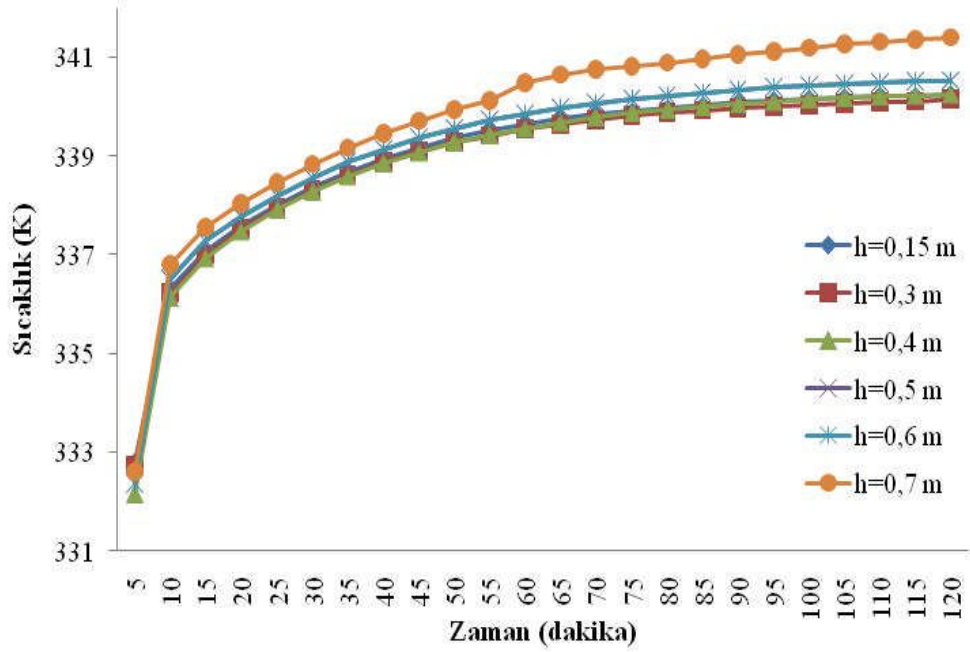
Şekil 5. 16:İç konik engelli tank modelinde  $h=0,3$  m ve  $t=120$  dakikada sıcaklık dağılımı

İç ters konik engelli tank modelinde iki saat sonucunda en iyi sonuçlar  $h=0,3$  m konumunda sağlanmıştır. Alınan sonuçlarda engel yerinin değiştirilmesinin sıcaklık tabakalaşmasının iyileşmesine çok fazla katkısının olmadığı belirlenmiştir. Dış konik engel modeli ve iç

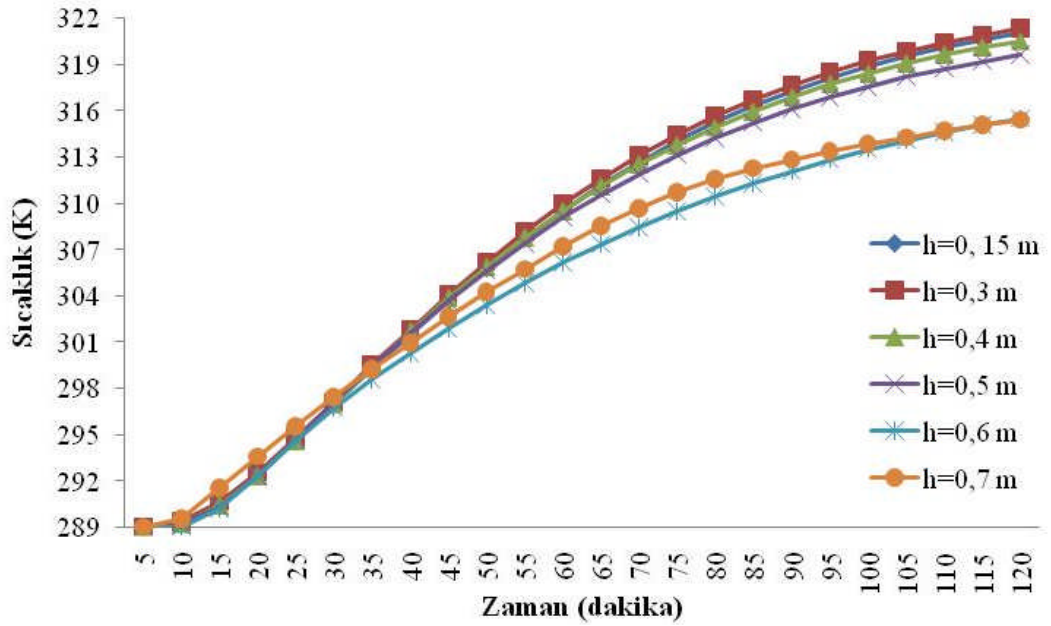
konik engelli modele göre sonuçların çokta iyi olmadığı fakat engelsiz modele göre azda olsa sıcaklık tabakalaşması iyileştirilmiştir. İç ters konik engel modelinde alınan sonuçlar iç konik engel modeline çok yakındır. İç konik engel modeline göre sıcaklık tabakalaşmasının iyileştirilmesinde daha az başarıya ulaşılmıştır. Fakat çok büyük farklar yoktur. Diğer engel modellerinde de olduğu gibi tank tavanına yakın konumlara getirildiğinde sıcaklık tabakalaşmasında alt konumlara göre daha az iyileşme görülmüştür. Kollektör dönüş suyu sıcaklığı Şekil 5.13 deki grafikten de görüleceği zamana bağlı olarak artış göstermiş ve en yüksek kollektör suyu dönüş sıcaklığı iç konik engel modelinde olduğu gibi  $h=0,5$  m konumunda belirlenmiştir. Sıcaklık tabakalaşmasının en kötü olduğu engel konumu  $h=0,4$  dir. Çünkü kullanım suyu sıcaklığı şekilden de görüldüğü gibi diğerlerine göre fark edilir boyutlarda azalmıştır.  $T_4$  deki değişim zamanla artmıştır. Artış iç ters konik engel modeline göre daha fazladır. Bu da ısı transferinin olmadığını gösteren olumsuz bir sonuçtur. Şekil 5.14 da kullanım suyu sıcaklığı zamanla artış göstermiştir. Engelsiz tank modeliyle kıyaslanacak olursa bütün konumlar için sıcaklık tabakalaşmasının iyileştirildiği söylenemez. Tank içerisine iç ters konik engel konulması çok ta olumlu sonuçlar ortaya çıkarmamıştır. Şekil 5.16 de iç ters konik engelli tank modeli  $h= 0,3$  m de  $t= 120$  dakika sonundaki sıcaklık tabakalaşması görülmektedir.

Dış silindir engelli tank modelinde akışkan dış konik engel modelinde olduğu gibi engelin etrafından geçmektedir.

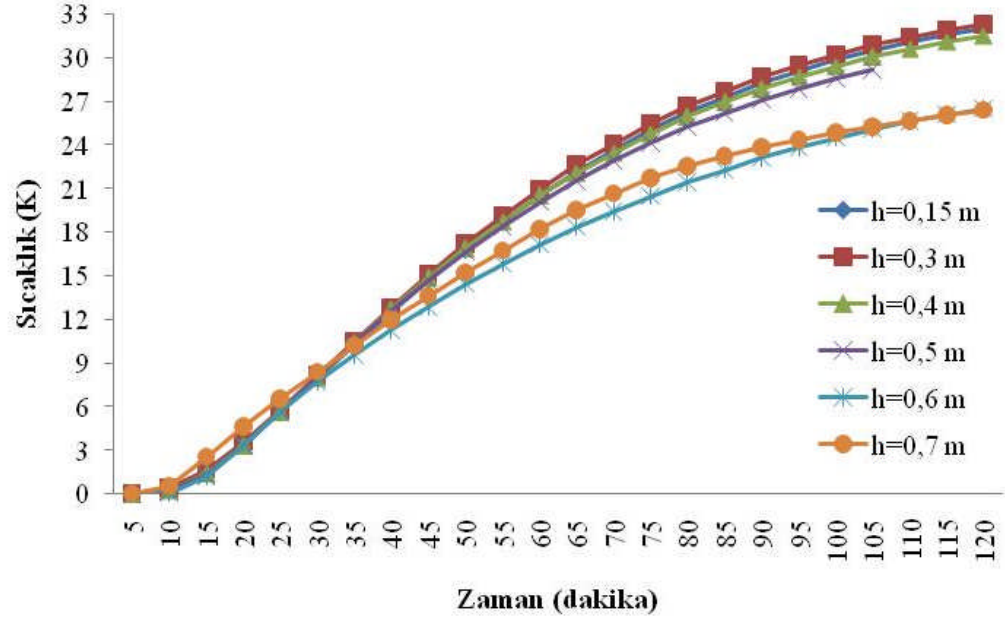
Dış silindir engelli tank modelinde engel tank içerisinde altı farklı konuma yerleştirilmiştir. Alınan sonuçlar her beş dakikada bir kaydedilerek iki saat sonucunda sayısal veriler elde edilmiştir. Bu verilere göre  $h=150$  mm de  $T_4 = 340,2309$  K,  $T_3 = 321,0160$  K ve  $T_3-T_1 = 32,0160$  K,  $h=300$  mm de  $T_4 = 340,1394$  K,  $T_3 = 321,2910$  K ve  $T_3-T_1 = 31,5196$ ,  $h=400$  mm de  $T_4 = 340,2435$  K,  $T_3 = 320,5196$  K ve  $T_3-T_1 = 30,5927$  K,  $h=500$  mm de  $T_4 = 340,5188$  K,  $T_3 = 319,5925$  K ve  $T_3-T_1 = 30,5927$  K,  $h=600$  mm de  $T_4 = 341,4659$  K,  $T_3 = 315,4897$  K ve  $T_3-T_1 = 26,4897$  K,  $h=700$  mm de  $T_4 = 341,3980$  K,  $T_3 = 315,3842$  K ve  $T_3-T_1 = 26,2915$  K olarak bulunmuştur. Dış silindir engelli tank modeli için zamana bağlı sıcaklık dağılım grafikleri ( $h=300$  mm için) ve sıcaklığın tank içerisindeki dağılımı aşağıdaki şekillerde verilmiştir.



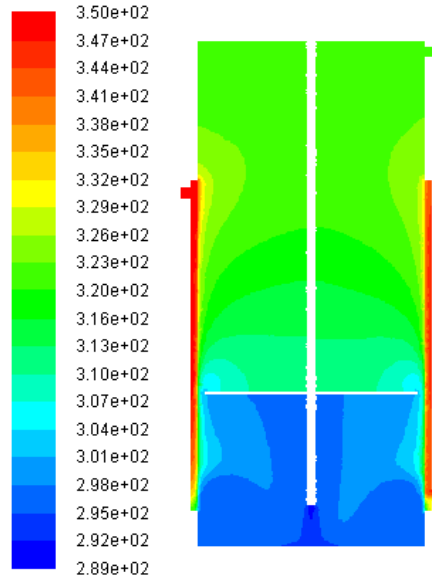
Şekil 5. 17:Dış silindir engelli modelde  $T_4$  ün zamanla değişimi



Şekil 5. 18:Dış silindir engelli modelde  $T_3$  ün zamanla değişimi



Şekil 5. 19:Dış silindir engelli modelde  $T_3-T_1$  in zamanla değişimi

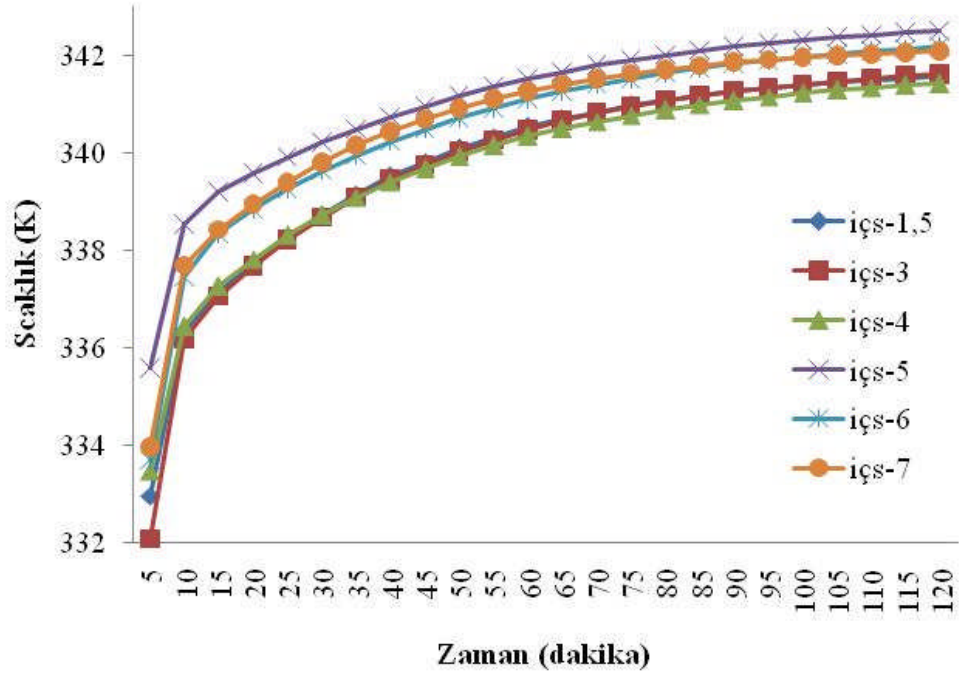


Şekil 5. 20:İç konik engelli tank modelinde  $h=0,3$  m ve  $t=120$  dakikada sıcaklık dağılımı

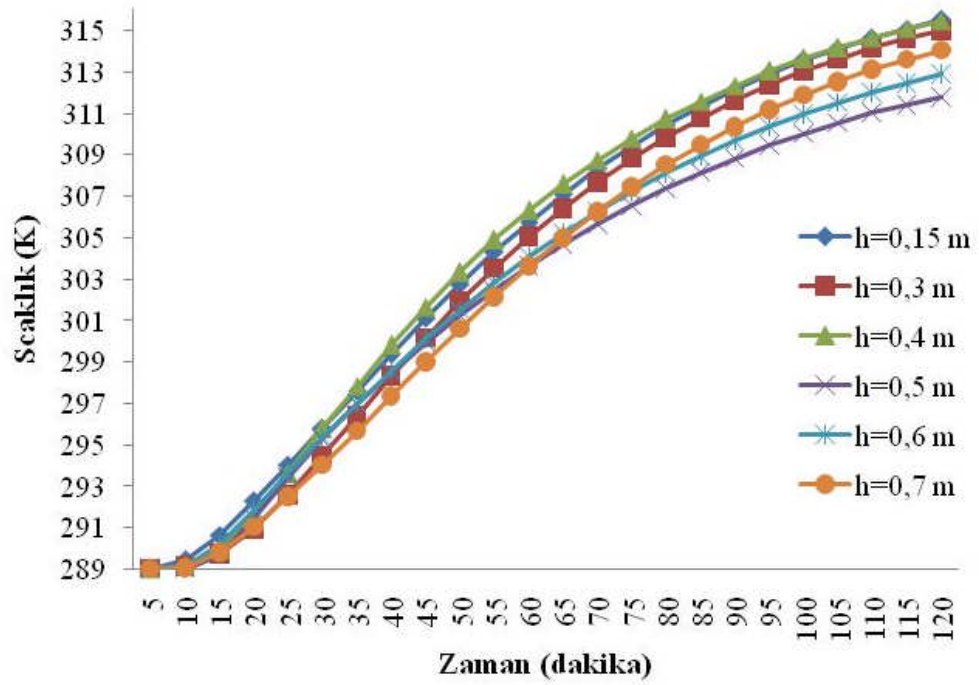
Grafiklerden de görüldüğü gibi dış silindir engelli tank modelinde iki saat sonucunda  $h=0,15$  de  $32,0160$  K lik sıcaklık farkı görülmüştür. Alınan sonuçlarda  $0,15$  ve  $0,3$  m konumuna yerleştirilen engellerin sonuçlarının birbirlerine çok yakın ve olumlu olduğu tespit edilmiştir. Engelin tank tavanına yakın konumlara getirildiğinde diğer modellerde de olduğu gibi sıcaklık tabakalaşmasında alt konumlara göre daha az iyileşme görülmüştür. Dış silindir engel modeli dış konik engel modeline yakın ve çok olumlu sonuçlar ortaya çıkmıştır. Sıcaklık tabakalaşmasında önemli ölçüde iyileştirmeler sağlanmıştır. Kolektör dönüş suyu sıcaklığı Şekil 5.17 deki grafikten de görüleceği zamana bağlı olarak artış göstermiş ve  $h=0,15$ ,  $h=0,3$  m konumlarında sonuçlar birbirine çok yakındır. Engelsiz, iç konik ve iç ters konin engel modeline göre sonuçlar çok olumludur. Şekil 5.20 de dış silindir engelli tank modeli  $h= 0,3$  m de  $t= 120$  dakika sonundaki sıcaklık tabakalaşması görülmektedir.

İç silindir engelli tank modelinde iç konik engelli modelde olduğu gibi akışkan silindirik engelin iç tarafından geçmektedir.

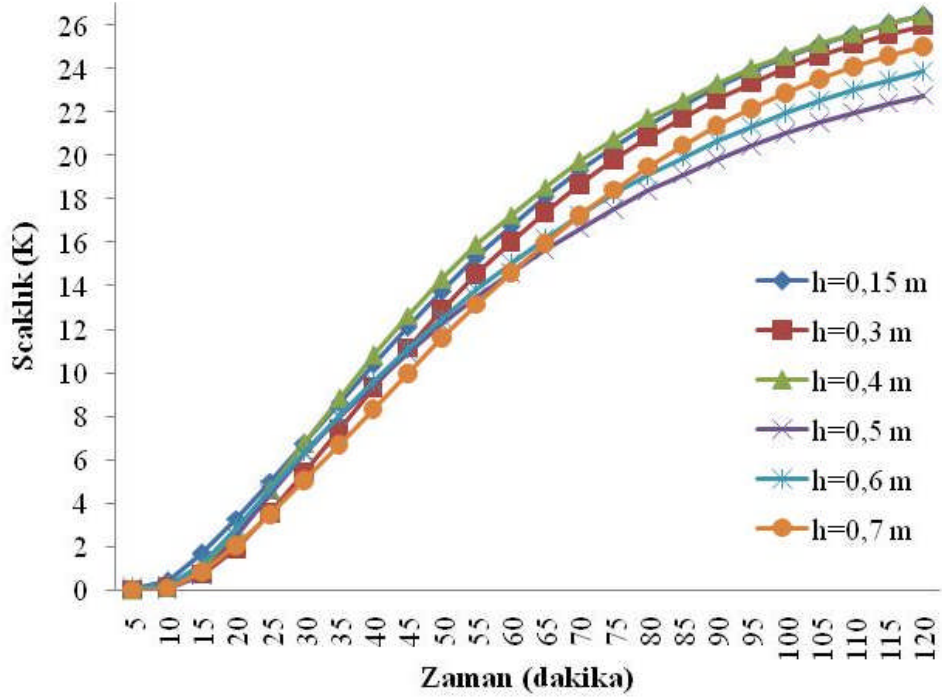
İç silindir engelli tank modelinde engel tank içerisinde altı farklı konuma yerleştirilmiştir. Alınan sonuçlar her beş dakikada bir kaydedilerek iki saat sonucunda sayısal veriler elde edilmiştir. Bu verilere göre  $h=150$  mm de  $T_4 = 341,5642$  K,  $T_3 = 315,4567$  K ve  $T_3-T_1 = 26,4567$  K,  $h=300$  mm de  $T_4 = 341,6030$  K,  $T_3 = 314,9811$  K ve  $T_3-T_1 = 25,9811$ ,  $h=400$  mm de  $T_4 = 341,4228$  K,  $T_3 = 315,4362$  K ve  $T_3-T_1 = 26,4362$  K,  $h=500$  mm de  $T_4 = 342,4905$  K,  $T_3 = 311,7697$  K ve  $T_3-T_1 = 22,7697$  K,  $h=600$  mm de  $T_4 = 342,1700$  K,  $T_3 = 312,8445$  K ve  $T_3-T_1 = 23,8445$  K,  $h=700$  mm de  $T_4 = 342,0812$  K,  $T_3 = 314,0198$  K ve  $T_3-T_1 = 25,0198$  K olarak bulunmuştur. İç silindir engelli tank modeli için zamana bağlı sıcaklık dağılım grafikleri ( $h=300$  mm için) ve sıcaklığın tank içerisindeki dağılımı aşağıdaki şekillerde verilmiştir.



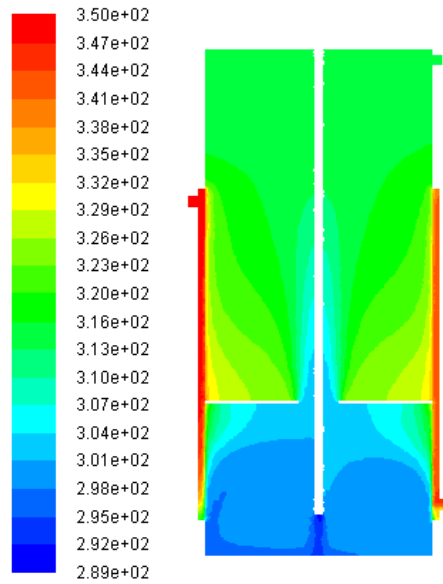
Şekil 5. 21: İç silindir engelli modelde  $T_4$  ün zamanla değişimi



Şekil 5. 22: İç silindir engelli modelde  $T_3$  ün zamanla değişimi



Şekil 5. 23:İç silindir engelli modelde  $T_3-T_1$  ün zamanla değişimi



Şekil 5. 24: İç silindir engelli tank modelinde h=0,3 m ve t=120 dakikada sıcaklık dağılımı

İç silindir engelli tank modelinde iki saat sonucunda en iyi sonuçlar h=0,15 m konumunda sağlanmıştır. Alınan sonuçlarda engel yerinin değiştirilmesinin sıcaklık tabakalaşmasının

iyileşmesine çok fazla katkısının olmadığı belirlenmiştir. Dış konik engel modeli ve dış silindir engelli modele göre sonuçların çokta iyi olmadığı fakat engelsiz, iç konik ve iç ters konik engelli modellere göre azda olsa sıcaklık tabakalaşması iyileştirilmiştir. Diğer engel modellerinde de olduğu gibi tank tavanına yakın konumlara getirildiğinde sıcaklık tabakalaşmasında alt konumlara göre daha az iyileşme görülmüştür. Kollektör dönüş suyu sıcaklığı Şekil 5.20 deki grafikten de görüleceği zamana bağlı olarak artış göstermiş ve en yüksek kollektör suyu dönüş sıcaklığı  $h=0,15$  m konumunda belirlenmiştir. Sıcaklık tabakalaşmasının en kötü olduğu engel konumu  $h=0,4$  m konumudur. Şekil 5.22 de kullanım suyu sıcaklığı zamanla artış göstermiştir. Engelsiz tank modeliyle kıyaslanacak olursa bütün konumlar için sıcaklık tabakalaşmasının iyileştirildiği söylenemez. Tank içerisine iç ters konik engel konulması çok ta olumlu sonuçlar ortaya çıkarmamıştır. Şekil 5.24 de iç ters konik engelli tank modeli  $h= 0,3$  m de  $t= 120$  dakika sonundaki sıcaklık tabakalaşması görülmektedir.

Yapılan iki saatlik çözüm sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımları grafikleri  $t=5,30,60,90$  ve  $120$  dakika için grafikleri Techplot grafik programında çizilerek ekler bölümünde verilmiştir.

## 5.2. Sonuçlar

Yapılan sayısal çalışma sonucunda sıcak su tanklarındaki sıcaklık tabakalaşmasının iyileştirilmesi sağlanmıştır. İyileştirme, tank geometrisine ve konumuna bağlı olarak farklılık göstermiştir.

Dış konik ve dış silindir engel modellerinde sıcaklık tabakalaşması çok iyi iyileştirilebilirken iç konik, iç ters konik ve iç silindir engel modellerinde daha az iyileştirme sağlanmıştır. Bu da akışkanın engelin orta kısmında değil de yan taraflarından geçecek şekilde engel yerleştirilmesinin daha olumlu sonuçlar vermiştir.

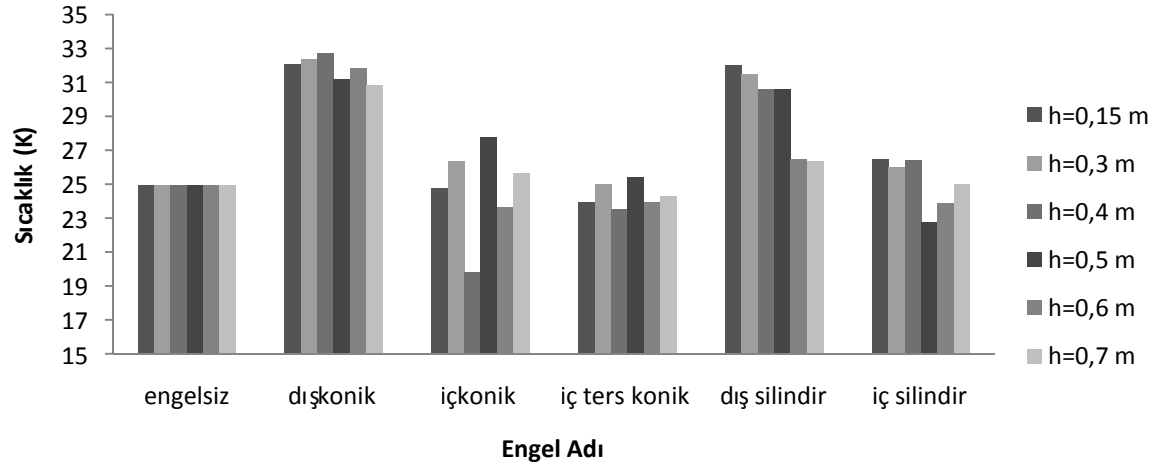
Engel yerinin tank tavanına yakın olması sıcaklık tabakalaşmasına olumlu etkileri olmadığı tespit edilmiştir. Yerleştirilecek engelin tank ortası ile tank tabanı arasına yerleştirilmesinin daha iyi sıcaklık tabakalaşması oluşturduğu sonucuna varılmıştır.

Seçilen tank modelleri için elde edilen sonuçlar tablo ve grafik olarak aşağıdaki şekillerde verilmiştir.

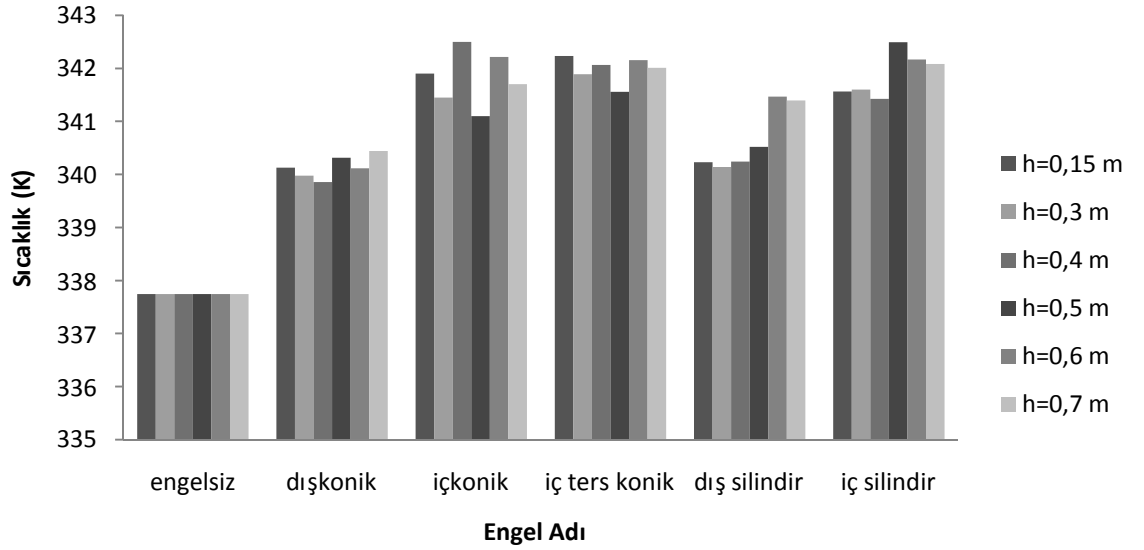
Seçilen tank geometrileri içerisinde en iyi tabakalaşmanın olduğu tank modelini belirlemek için, kolektöre girişindeki suyun sıcaklığının ( $T_4$ ) en düşük olanına ve sıcak su çıkışıyla soğuk su girişi arasındaki suyun sıcaklığı farkı ( $T_3-T_1$ ) değerinin ise en büyük olanına bakmamız gerekir. Aynı zamanda kullanım suyu sıcaklığı ( $T_3$ ) değerinin de yüksek olması gerekir.

Tablo 5. 1: Nümerik Sonuçlar

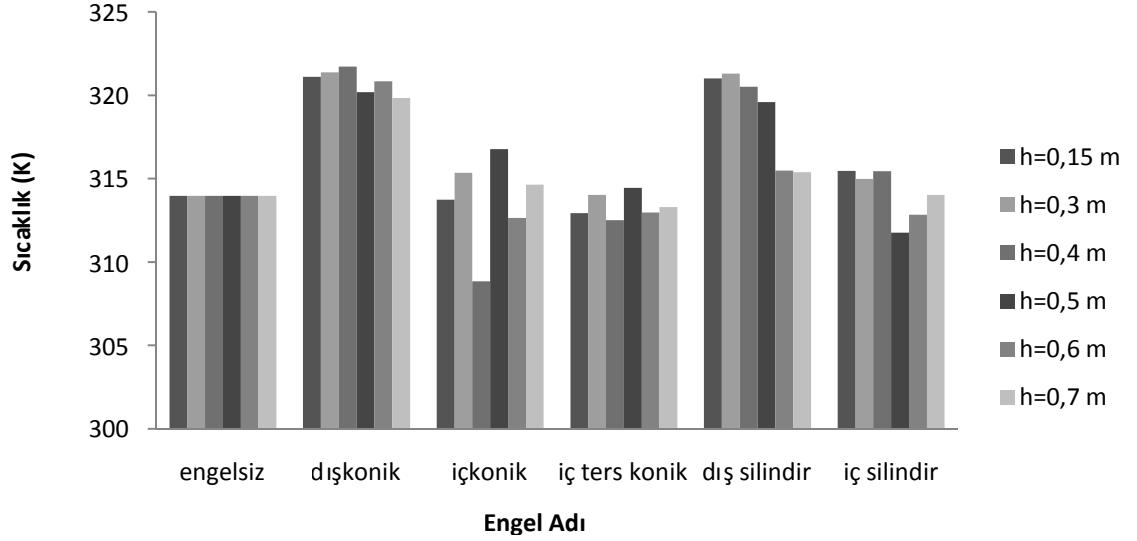
Engel Mesafesi	Sıcaklık (K)	Engelsiz	Dış Konik	İç Konik	İç Ters Konik	Dış Silindir	İç Silindir
h= 0, 15 m	$T_3$	313,9611	<b>321,1040</b>	313,7426	312,9257	<b>321,0160</b>	315,4567
	$T_4$	337,7455	<b>340,1275</b>	341,9009	342,2335	<b>340,2309</b>	341,5642
	$T_3-T_1$	24,9611	<b>32,1040</b>	24,7426	23,9257	<b>32,0160</b>	26,4567
h= 0, 3 m	$T_3$	313,9611	<b>321,3744</b>	315,3450	314,0178	<b>321,2910</b>	314,9811
	$T_4$	337,7455	<b>339,9796</b>	341,4472	341,8869	<b>340,1394</b>	341,6030
	$T_3-T_1$	24,9611	<b>32,3744</b>	26,3450	25,0178	<b>31,5196</b>	25,9811
h= 0, 4 m	$T_3$	313,9611	321,7177	308,8375	312,5101	320,5196	315,4362
	$T_4$	337,7455	339,8547	342,4986	342,0650	340,2435	341,4228
	$T_3-T_1$	24,9611	32,7177	19,8375	23,5101	30,5927	26,4362
h= 0, 5 m	$T_3$	313,9611	320,1833	316,7693	314,4396	319,5927	311,7697
	$T_4$	337,7455	340,3166	341,0995	341,5601	340,5188	342,4905
	$T_3-T_1$	24,9611	31,1833	27,7693	25,4396	30,5927	22,7697
h= 0, 6 m	$T_3$	313,9611	320,8307	312,6432	312,9693	315,4897	312,8445
	$T_4$	337,7455	340,1167	342,2130	342,1553	341,4659	342,1700
	$T_3-T_1$	24,9611	31,8307	23,6432	23,9663	26,4897	23,8445
h= 0, 7 m	$T_3$	313,9611	319,8465	314,6421	313,2915	315,3842	314,0198
	$T_4$	337,7455	340,4398	341,7018	342,0078	341,3980	342,0812
	$T_3-T_1$	24,9611	30,8465	25,6421	24,2915	26,3842	25,0198



Şekil 5. 25:Farklı engel geometrileri için son  $T_4$  dağılımı



Şekil 5. 26:Farklı engel geometrileri için son  $T_3$  dağılımı



Şekil 5. 27:Farklı engel geometrileri için son  $T_3-T_1$  dağılımı

Elde edilen sayısal değerler ve grafikler sonucunda dış konik engel modelindeki sıcaklık tabakalaşmasının iç konik, iç ters konik ve iç silindir engel modeline göre daha iyi olduğu ve dış silindir engel modeline çok yakın olduğu belirlenmiştir. Tez çalışması sonucunda dış engellerin iç engellere göre daha iyi tabakalaşma sağladığı anlaşılmıştır. Çünkü tanka giren soğuk akışkan önce engelle karşılaşır daha sonra tankın üst kısmındaki ısınan suyla temas geçmektedir. İç engelli modellerde ise tanka giren soğuk su engel ve giriş borusu arasından hemen yukarı çıkarak sıcaklık tabakalaşmasının bozulmasına neden olmuştur. İrdeleme bölümünde de belirtildiği gibi engelin tank içerisinde tavana yakın bir konuma yerleştirilmesi sıcaklık tabakalaşmasının iyileştirilmesi üzerine olumsuz etkileri tespit edilmiştir. Kollektör suyu dönüş sıcaklığı sıcaklık tabakalaşmasında önemli rol oynamaktadır. Dönüş suyu ne kadar düşük olursa ısı transferinin o kadar iyi gerçekleştiği ve kullanım suyu sıcaklığının o ölçüde arttığı tespit edilmiştir.

**KAYNAKLAR**

1. Kılıç , A. ve Öztürk, A.. 1980 Güneş Enerjisi, İSTANBUL
2. Hollands, K.G.T. and Lightstone, M.F. 1989. A review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems, *Solar Energy*, 43, 2, 97-105.
3. Alizadeh, S., 1999. An experimental and numerical study of thermal stratification in a horizontal cylindrical solar storage tank, *Solar Energy*, 66, 6, 409-421.
4. Issa, M. and Al-Nimr, M. 1989. Temperature distribution inside hot water storage tanks of solar collectors, *Journal of Solar Energy Engineering*, 111, 311-317.
5. Hariharan, K. and Badrinarayana, K, 1991. Temperature stratification in hot water storage tanks, *Energy*, 16, 7, 977-982.
6. Consul, R. and Rodriguez, I. 2004. Virtual prototyping of storage tanks by means of three-dimensional CFD and heat transfer numerical simulations, *Solar Energy*, 77, 179-191.
7. Eames, P.C. and Norton, B. 1998. The effect of tank geometry on thermally stratified sensible heat storage subject to low reynolds number flows, *Int.J. of Heat Transfer*, 41, 14, 2131-2142.
8. Ghajar, A.J. and Zurigat, Y.H, 1991. Numerical study of the effect of inlet geometry on stratification in thermal energy storage, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 19, 65-83.
9. Altuntop N., Arslan M., Kaptan N., Sıcak su depolama tankındaki dairesel plakaların ısı tabakalaşmaya etkisi, *İTÜ dergisi* 74-86 Aralık 2006
10. Altuntop N., Arslan M., Özceyhan V., Numerical analysis of the effect of using some obstacles into thermal stratification in hot water tank with natural convection, *The 5th ISES Europe Solar Conference, 20–23 June 2004, Freiburg, Germany.*
11. Arslan M., Altuntop N. and Özceyhan V., The effect of using different obstacles into thermal stratification in hot water storage tank with forced convection, *The 5th ISES Europe Solar Conference, 20–23 June 2004, Freiburg, Germany.*

12. Altuntop N., Arslan M., İğci A., Sıcak su tanklarında tanka giren sıcak su debisinin değiştirilmesinin sıcaklık tabakalaşması üzerine etkisinin araştırılması. Yeni ve yenilenebilir enerji kaynakları sempozyumu Yeks'05 Kayseri 3-4 Haziran 2005
13. Altuntop N., Kılık Z., Kıncay O., and Özceyhan V., Effect of water inlet velocity on thermal stratification in a mantled hot water storage tank, International journal of energy research, April 2005.
14. Jeong, S. and Park, M. H., 1999. Thermal stratification in a horizontal circular cylinder with external heat tracing, Numerical Heat Transfer, Part A, 35, 85-98.
15. Hegazy, A.A. and Diab, M.R., 2002. Performance of an improved design for storage-type domestic electrical water-heaters, Applied Energy, 71, 287-306.
16. Al-Nimr, M.A., 1994. Temperature distribution inside electrical hot water storage tanks, Applied Energy, 48, 353-362.
17. Shyu, R.J., Lin, J.Y. and Fang, L.J., 1989. Thermal analysis of stratified storage tank, Transaction of The ASME, 111, 54-61. mixing in solar water storage tanks, Solar Energy, 116, 94-99.
18. Hess, C.F. and Miller, C.W., 1982. An experimental and numerical study on the effect of the wall in a thermocline-type cylindrical enclosure-I, Solar Energy, Part II, 28, 2, 145-152.
19. Hess, C.F. and Miller, C.W., 1982. An experimental and numerical study on the effect of the wall in a thermocline-type cylindrical enclosure-II, Solar Energy, Part II, 28, 2, 153-161.
20. Murthy, S.S., Nelson, J.E.B. and Rao, T.L.S., 1992. Effect of wall conductivity on thermal stratification, Solar Energy, 49, 4, 273-277.
21. FLUENT Support Group, 1999. Fluent 5 User's Guide, Fluent Inc.
22. Suhas, P.V., 1980. Numerical heat transfer and fluid flow, Hemisphere Pub. Co., New York, pp. 79-109.

23. Suhas, P.V., Liu C.H. and Sparrow, E.M., 1992. Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area, *Journal of Heat Transfer*, 20, 99, 180-186

## **ÖZGEÇMİŞ**

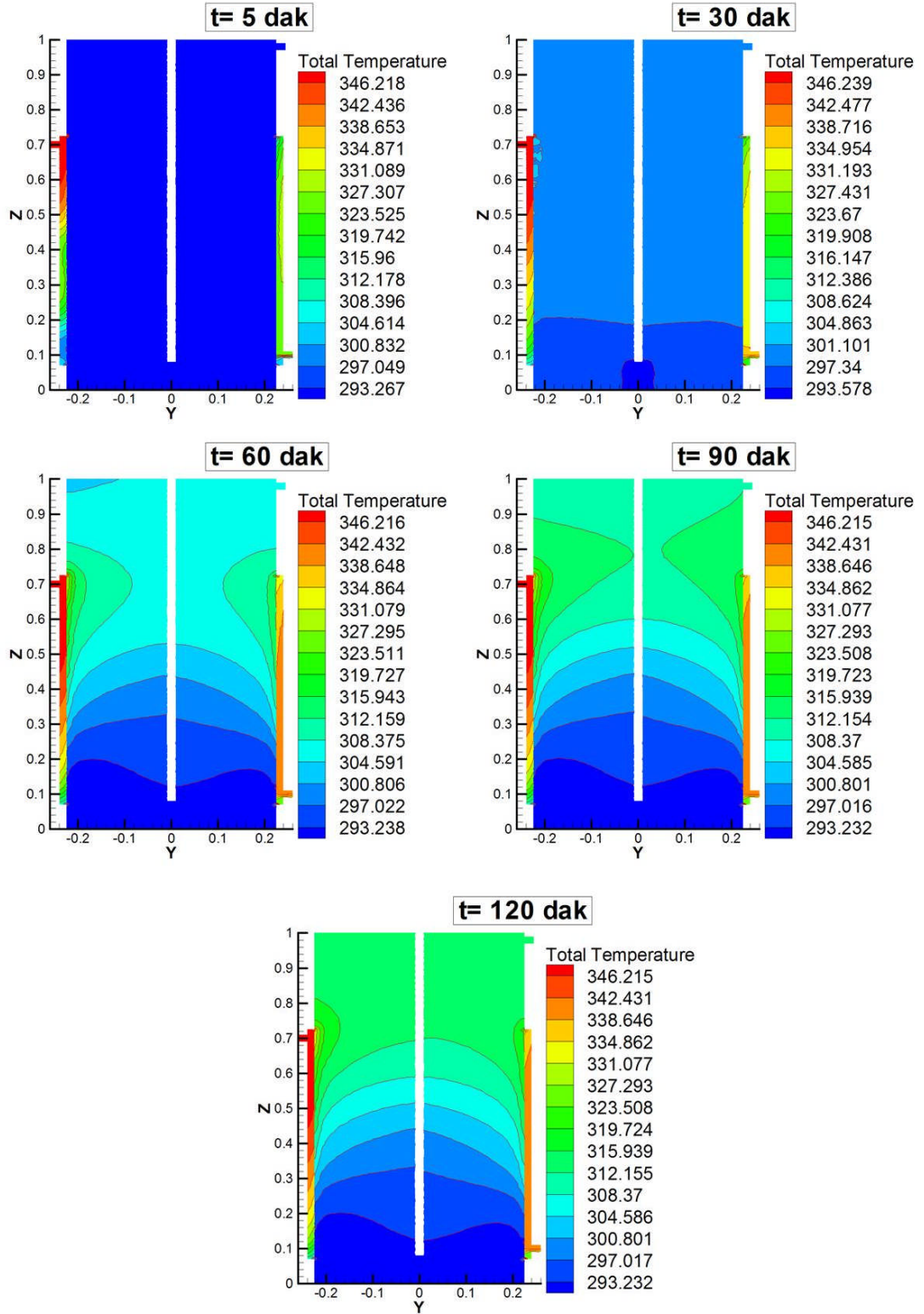
1982 yılında ERZURUM da doğdu. İlkokulu, Ömer Nasuhi Bilmen İlkokulunda, ortaokul ve liseyi Erzurum Anadolu İmam Hatip Lisesinde bitirdi. 2000 yılında Erciyes Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü kazandı. 2005 Şubat ayında mühendislik fakültesini bitirdi. Aynı yıl Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana bilim dalında yüksek lisans yapmaya başladı. Halen aynı bölümde öğrenim hayatına devam etmektedir.

**EKLER**

EK A:

ENGELSİZ TANK MODELİ İÇERİSİNDEKİ SICAKLIK DAĞILIMLARI

(t=5 dakika, t=30 dakika, t=60 dakika, t=90 dakika, t=120 dakika)

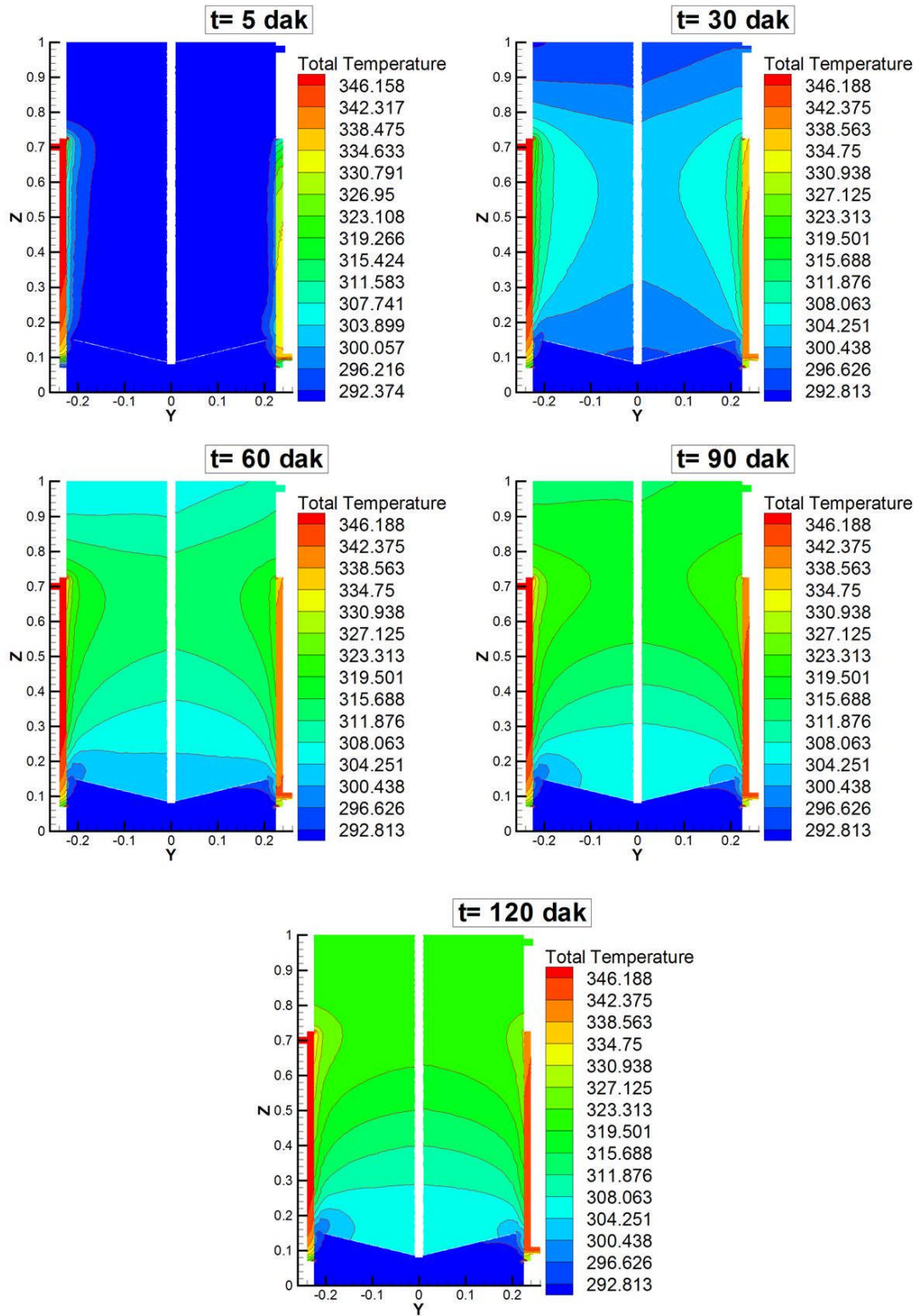


Şekil A. 1: Engelsiz model için 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları

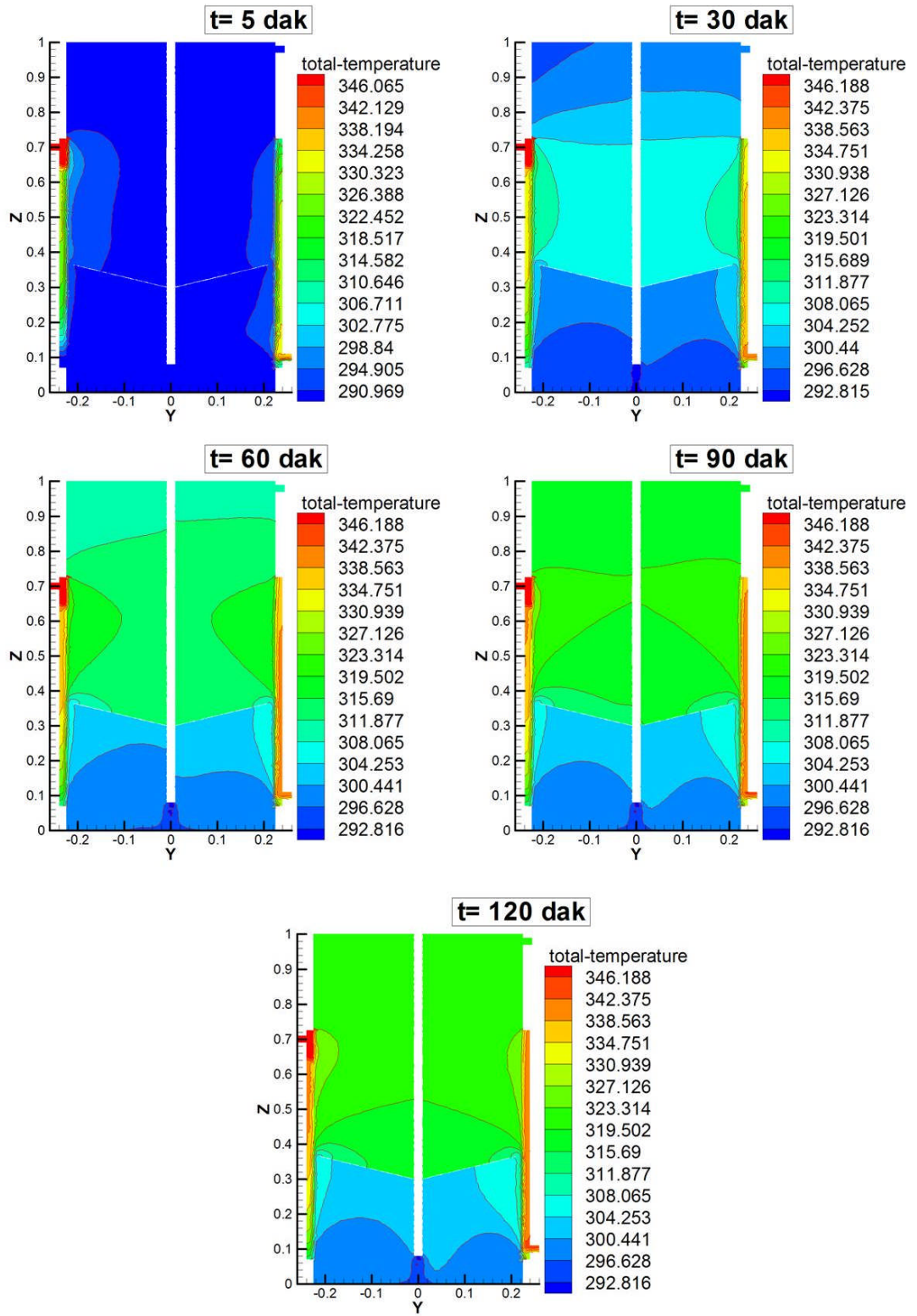
EK B:

DIŞ KONİK ENGELLİ TANK MODELİ İÇERİSİNDEKİ SICAKLIK DAĞILIMLARI

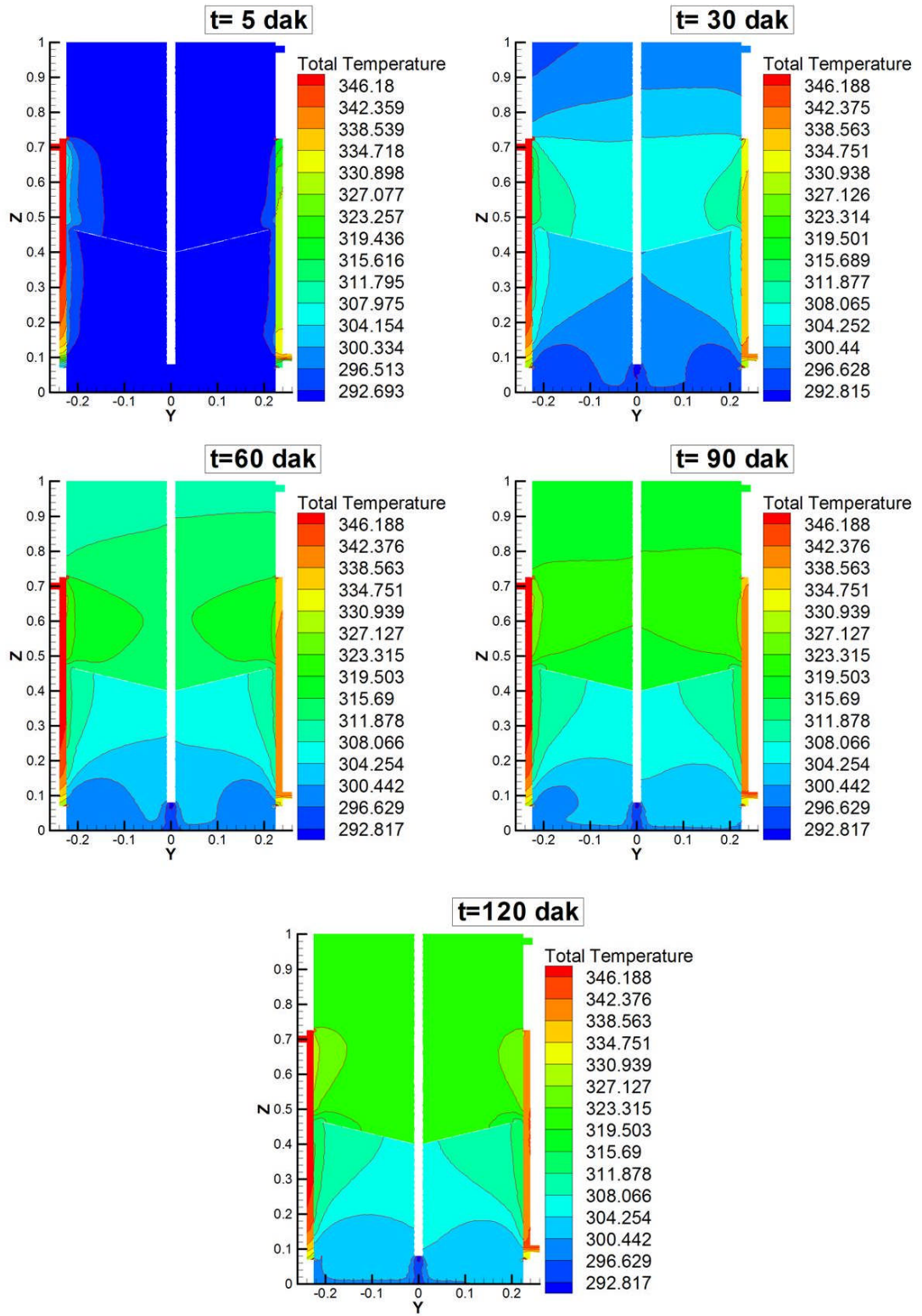
(t=5 dakika, t=30 dakika, t=60 dakika, t=90 dakika, t=120 dakika)



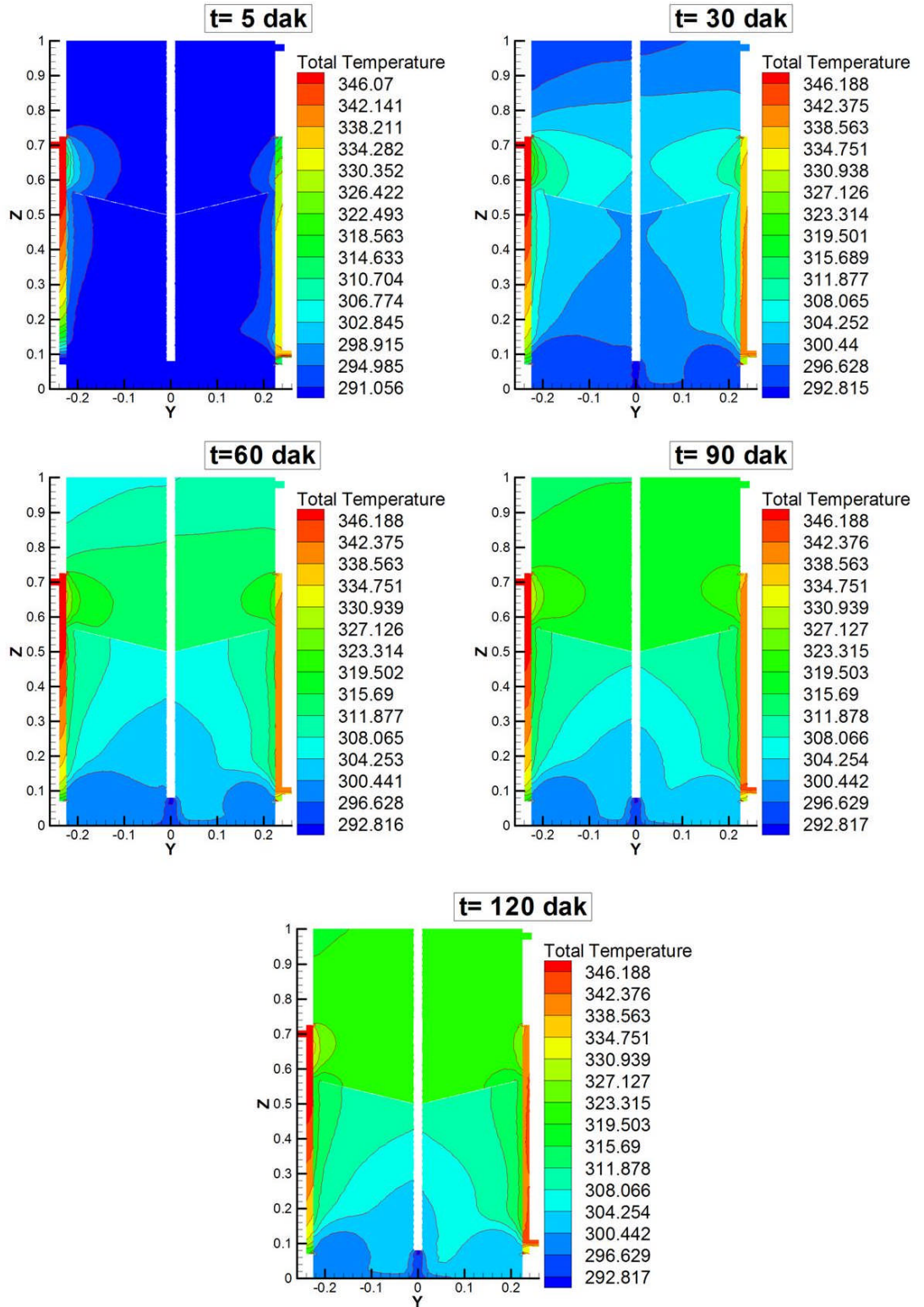
Şekil B. 1: Dış konik engelli model için  $h=0,15$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



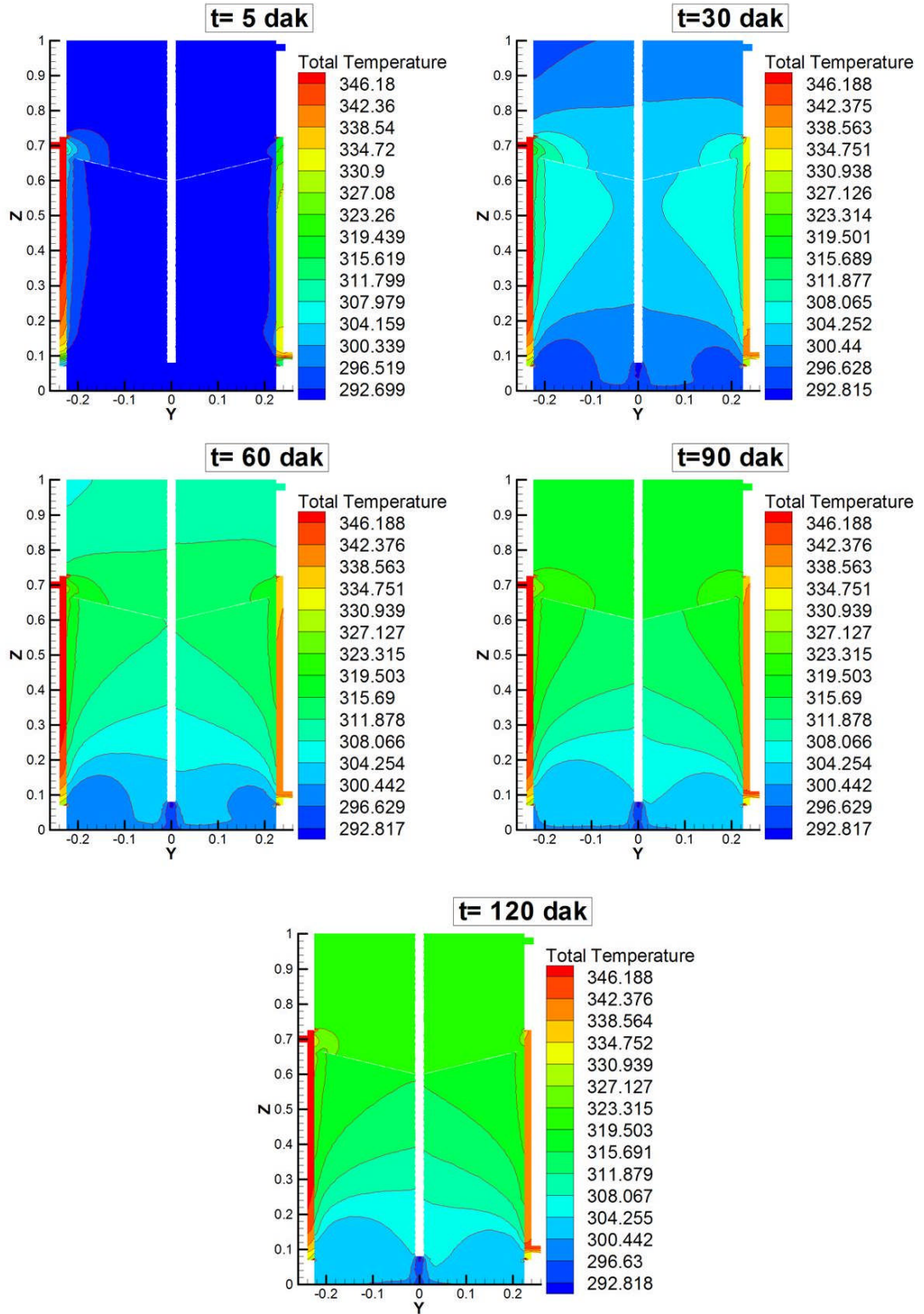
Şekil B. 2: Dış konik engelli model için  $h=0,3$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



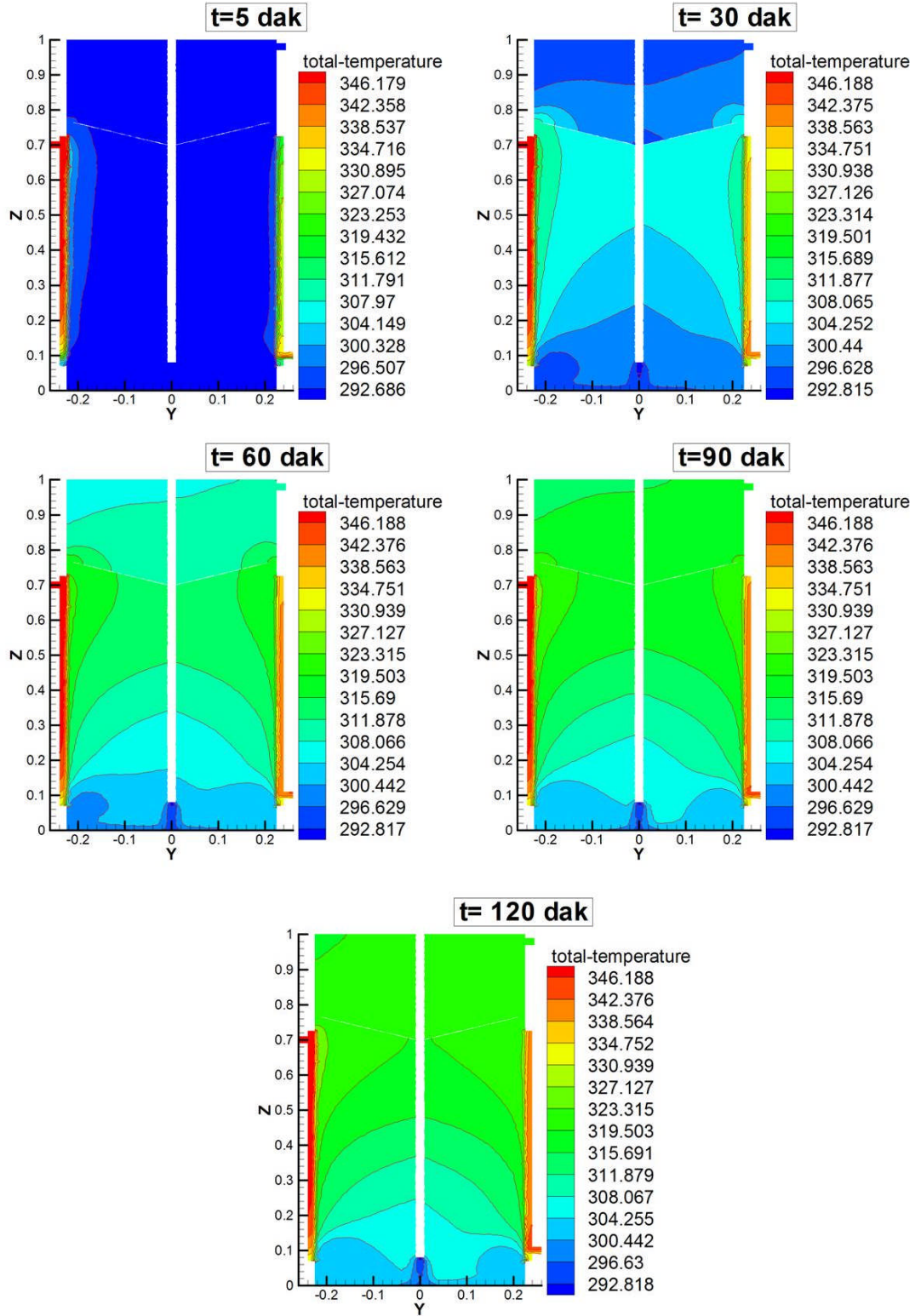
Şekil B. 3: Dış konik engelli model için  $h=0,4$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



Şekil B. 4: Dış konik engelli model için  $h=0,5$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



Şekil B. 5: Dış konik engelli model için  $h=0,6$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları

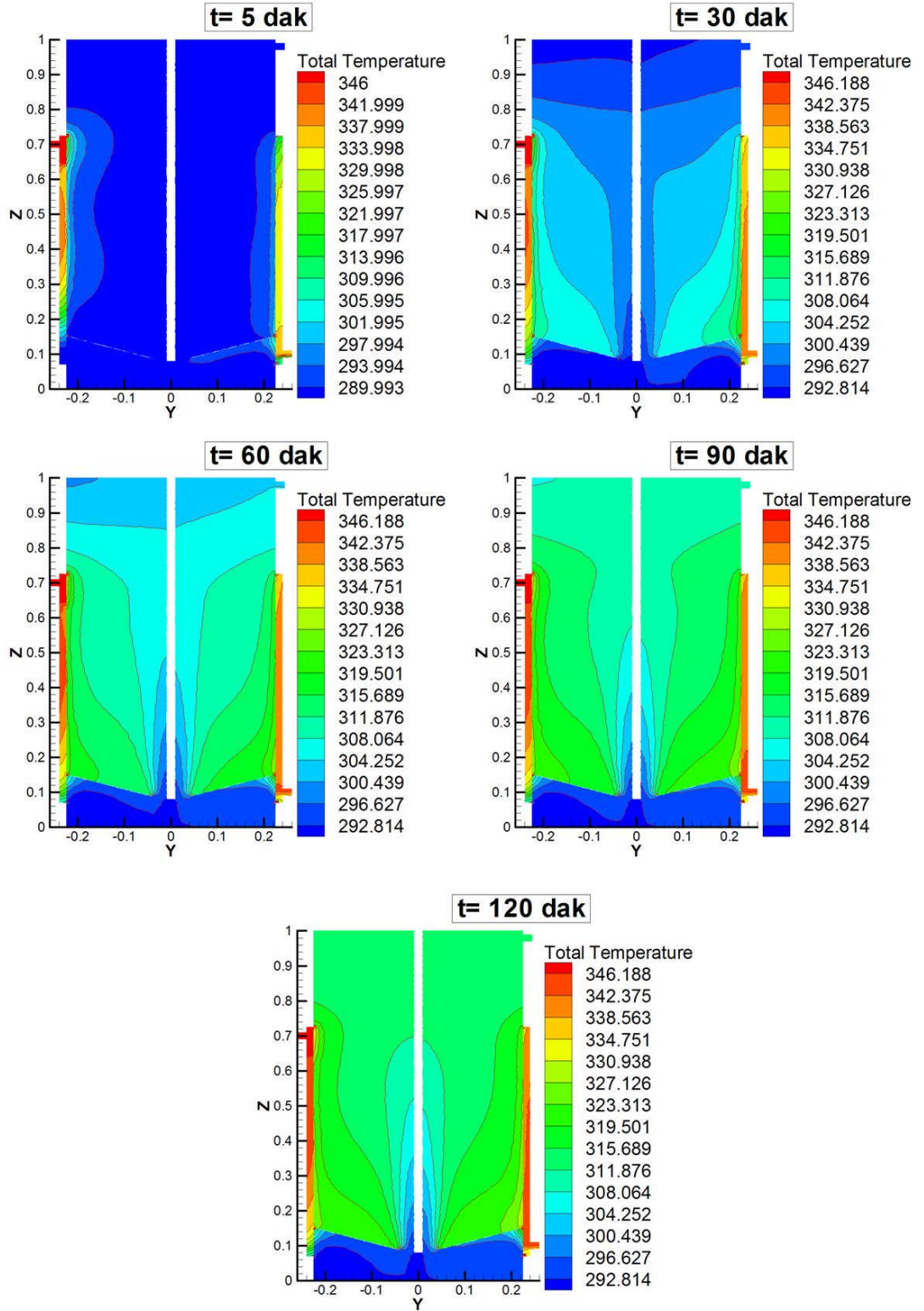


Şekil B. 6: Dış konik engelli model için  $h=0,7$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları

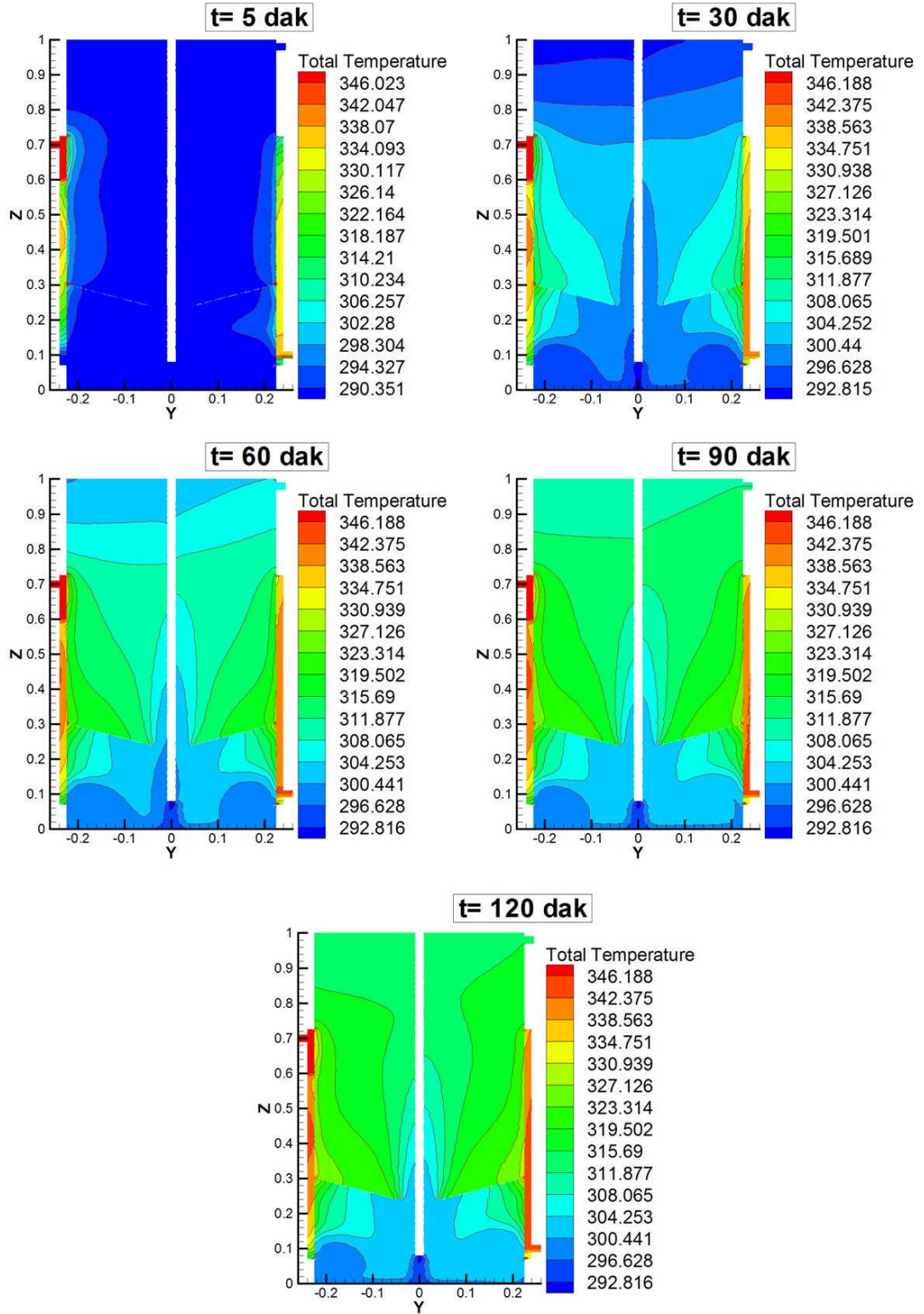
EK C:

İÇ KONİK ENGELLİ TANK MODELİ İÇERİSİNDEKİ SICAKLIK DAĞILIMLARI

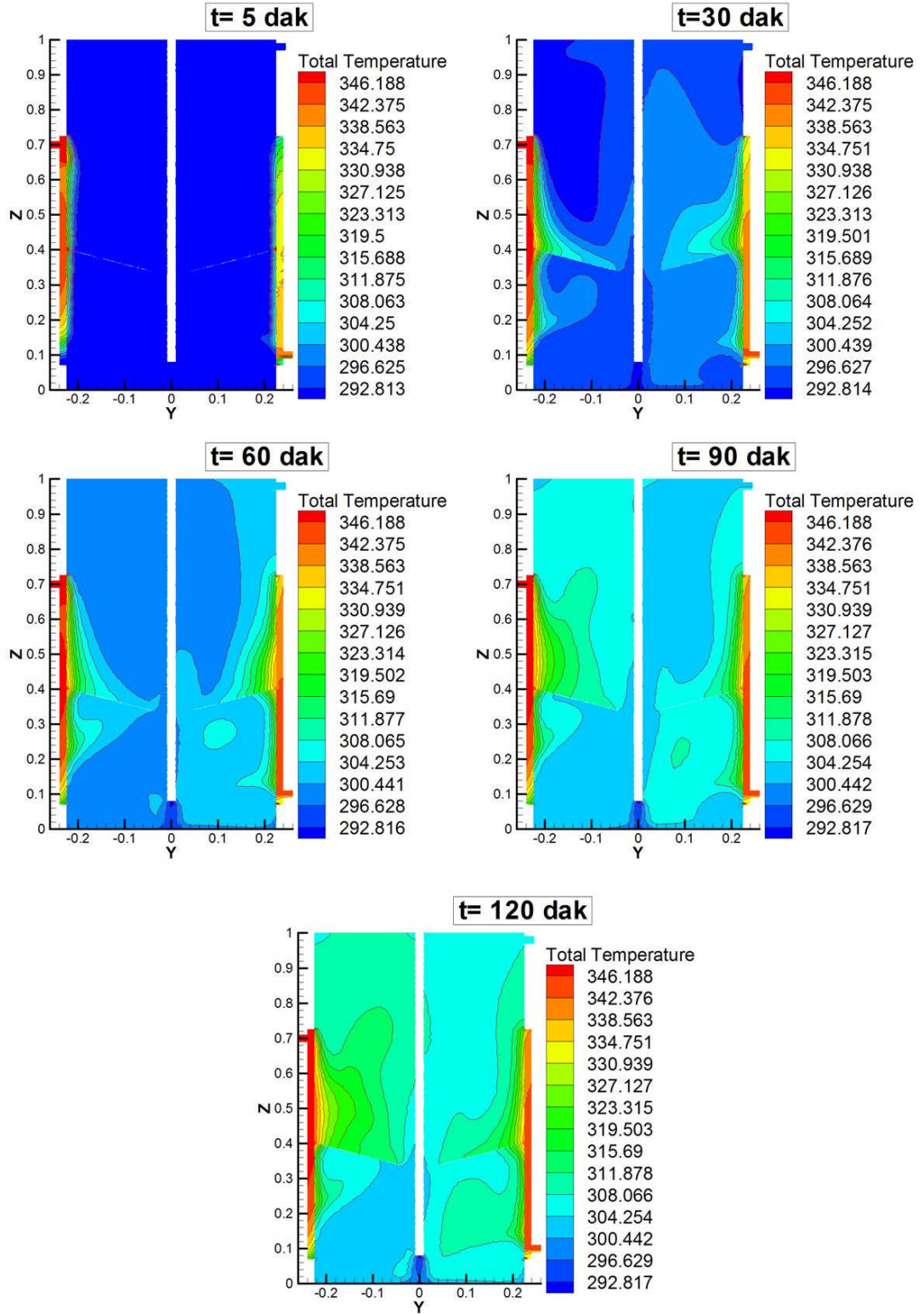
(t=5 dakika, t=30 dakika, t=60 dakika, t=90 dakika, t=120 dakika)



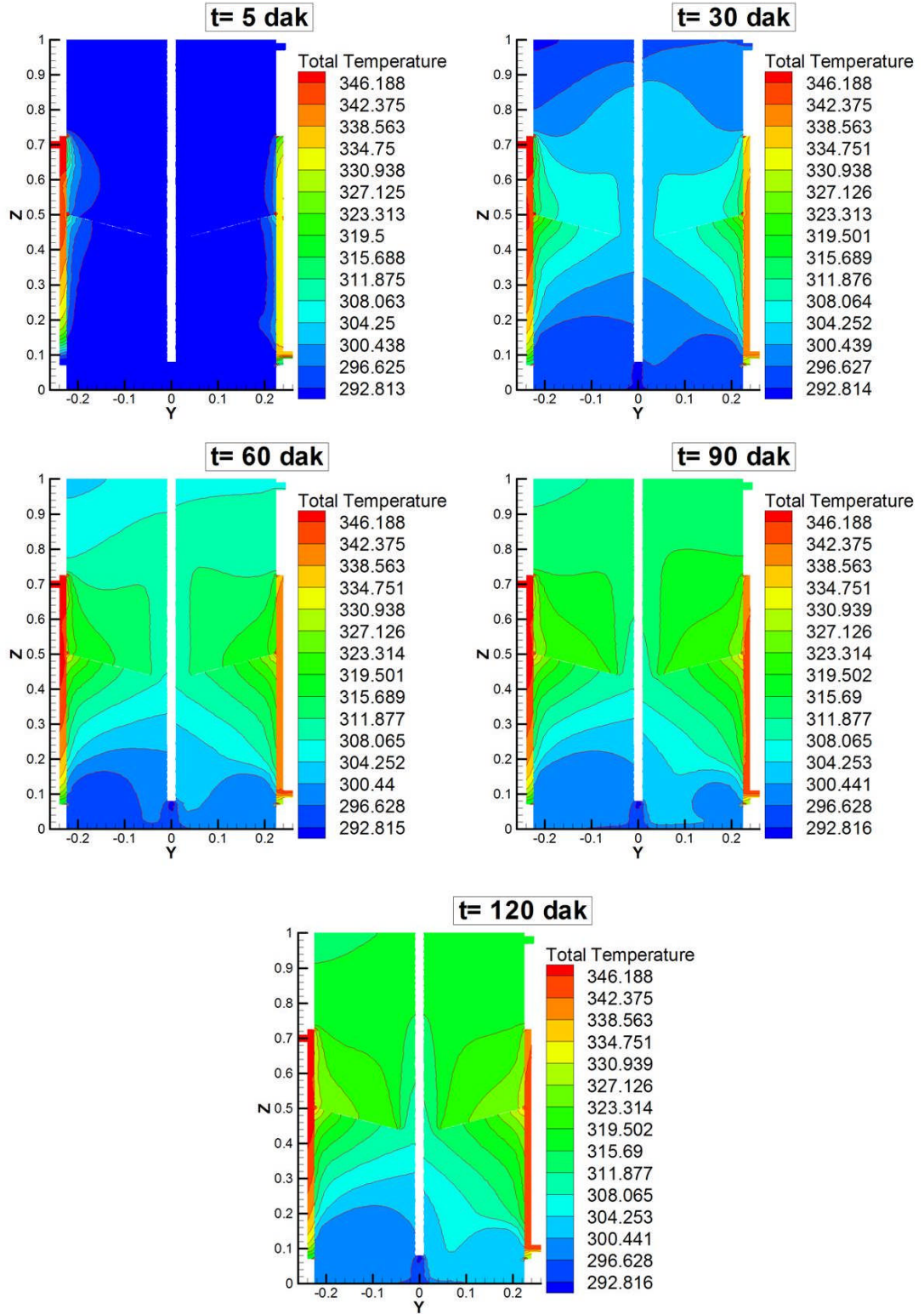
Şekil C. 1: İç konik engelli model için  $h=0,15$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



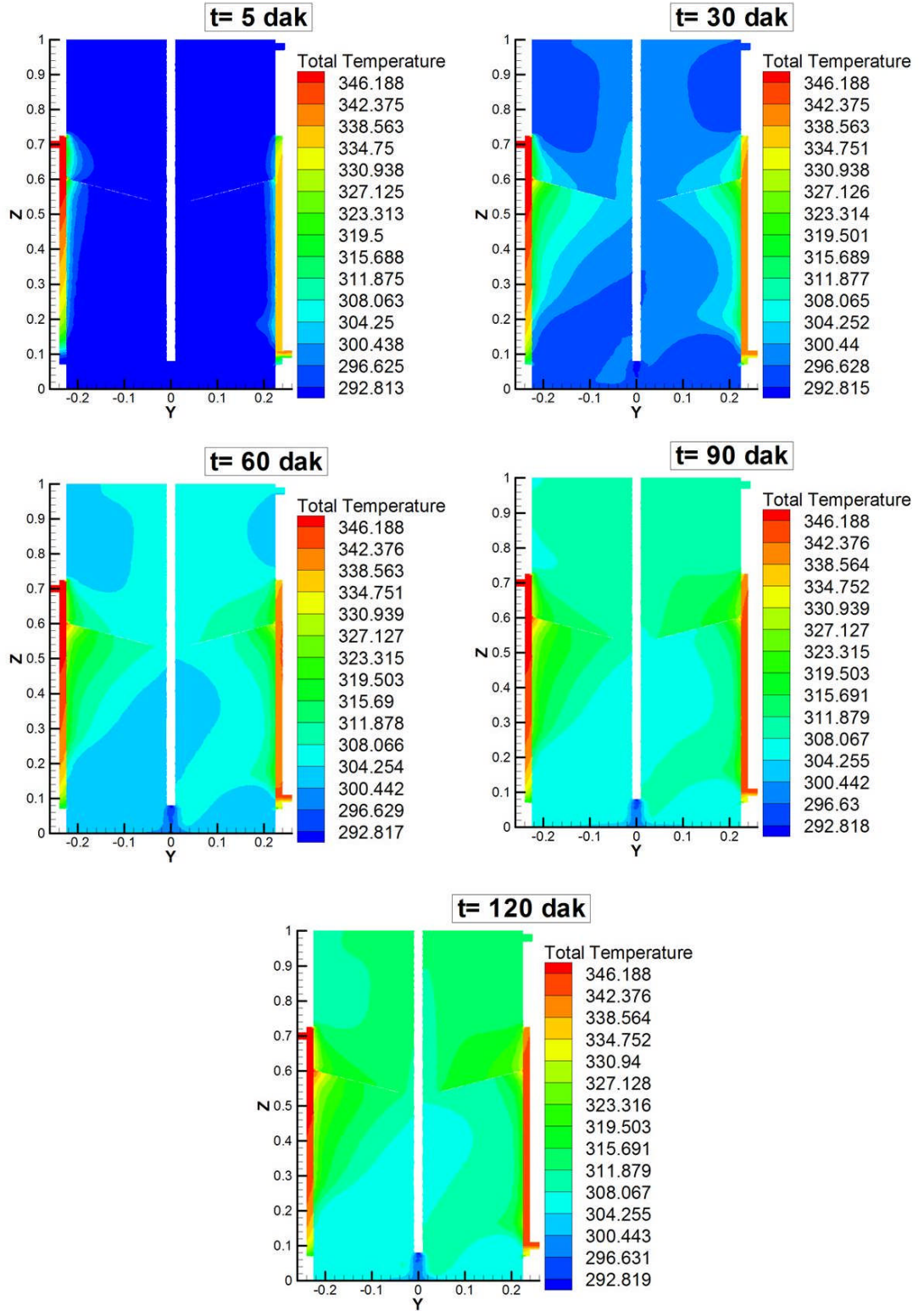
Şekil C. 2: İç konik engelli model için  $h=0,3$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



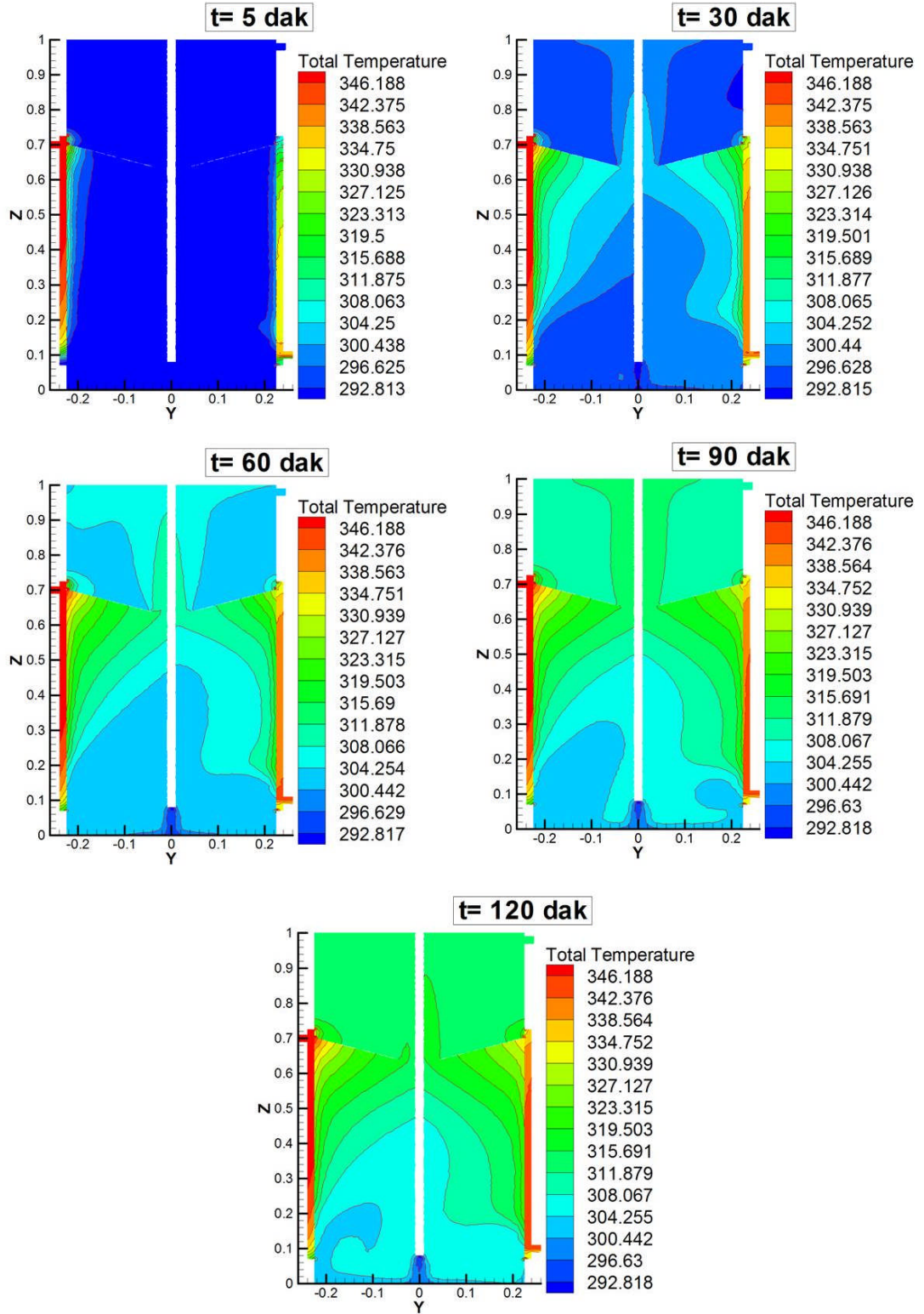
Şekil C. 3: İç konik engelli model için  $h=0,4$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



Şekil C. 4: İç konik engelli model için  $h=0,5$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



Şekil C. 5: İç konik engelli model için  $h=0,6$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları

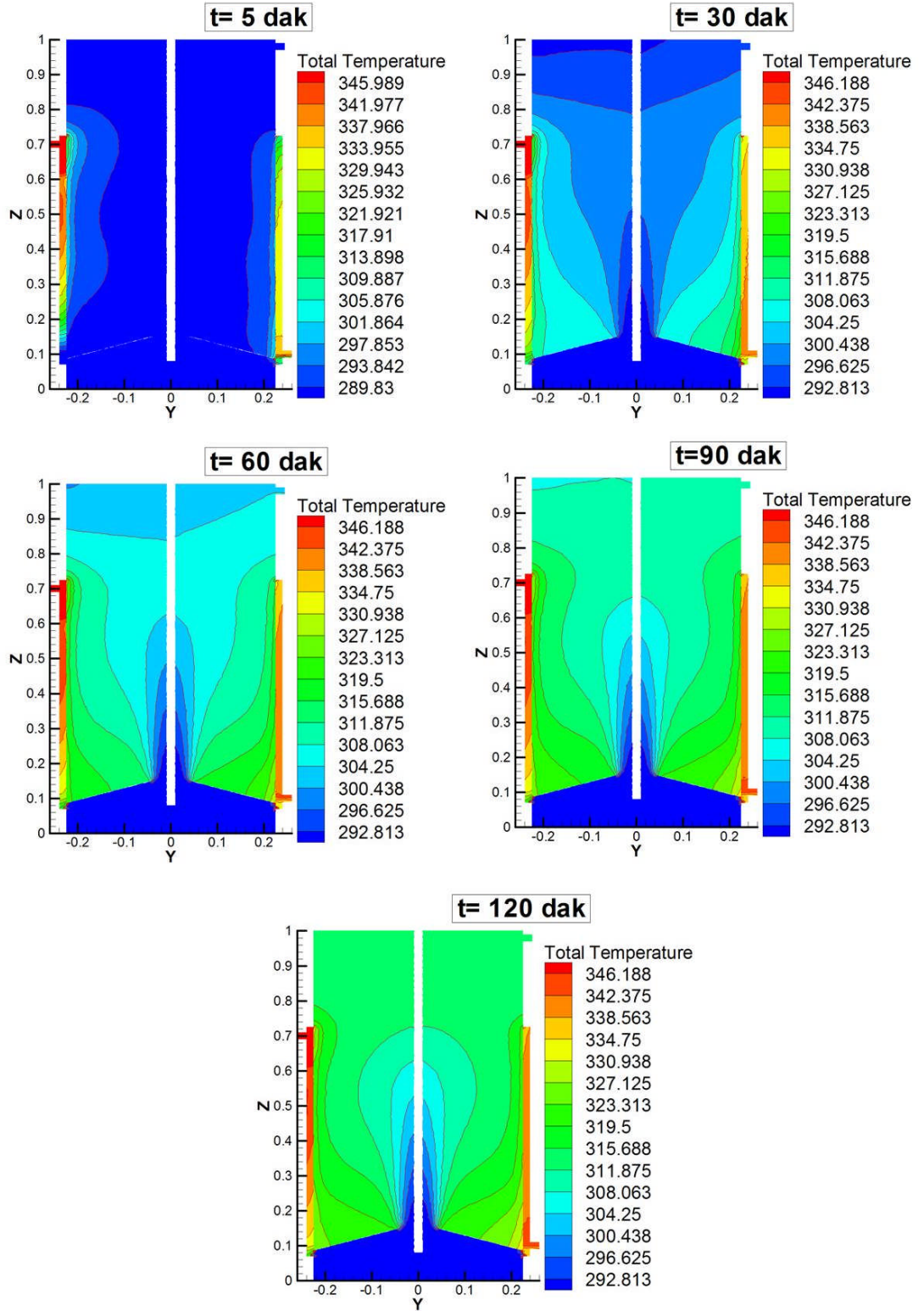


Şekil C. 6: İç konik engelli model için  $h=0,7$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları

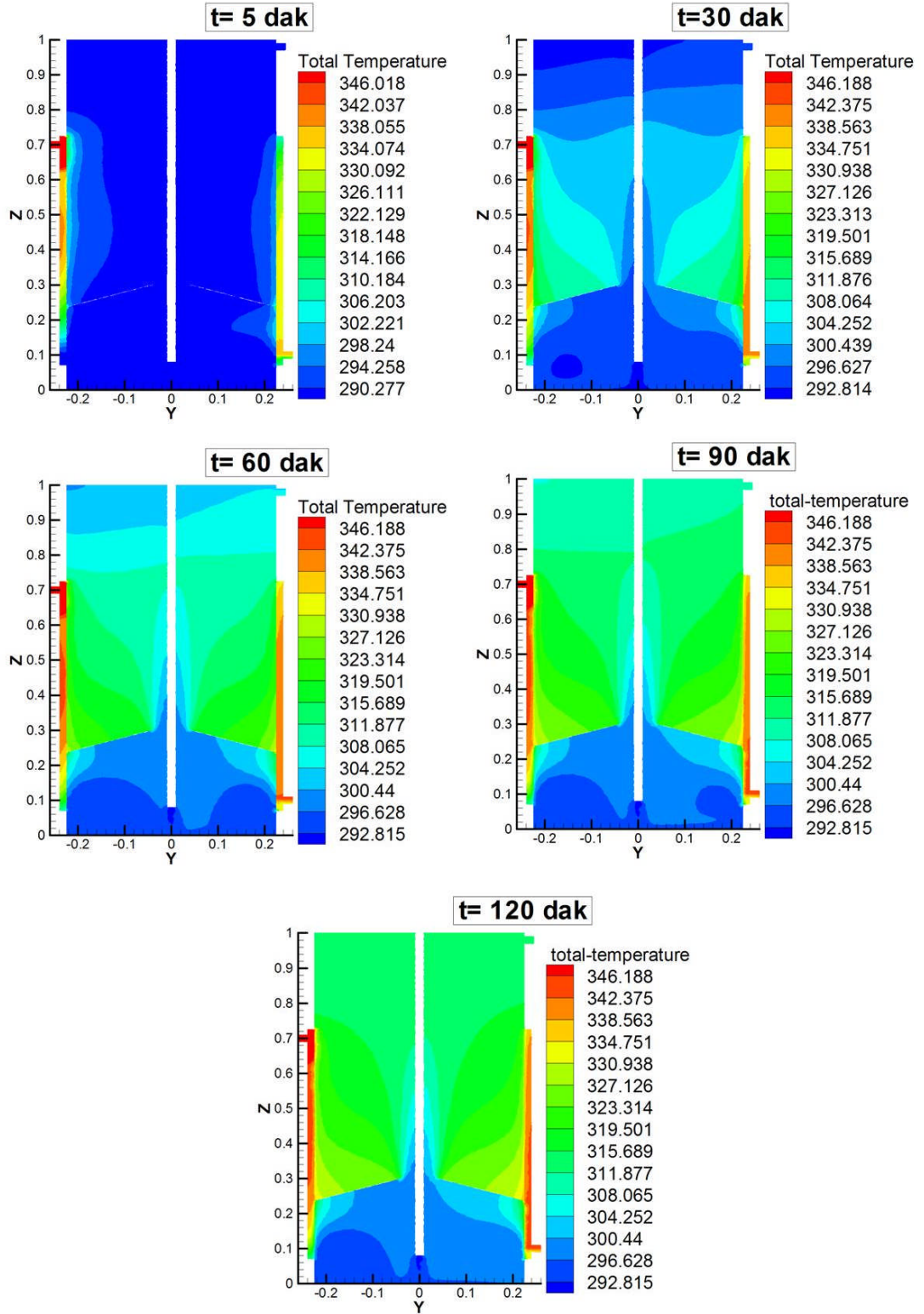
EK D:

İÇ TERS KONİK ENGELLİ TANK MODELİ İÇERİSİNDEKİ SICAKLIK  
DAĞILIMLARI

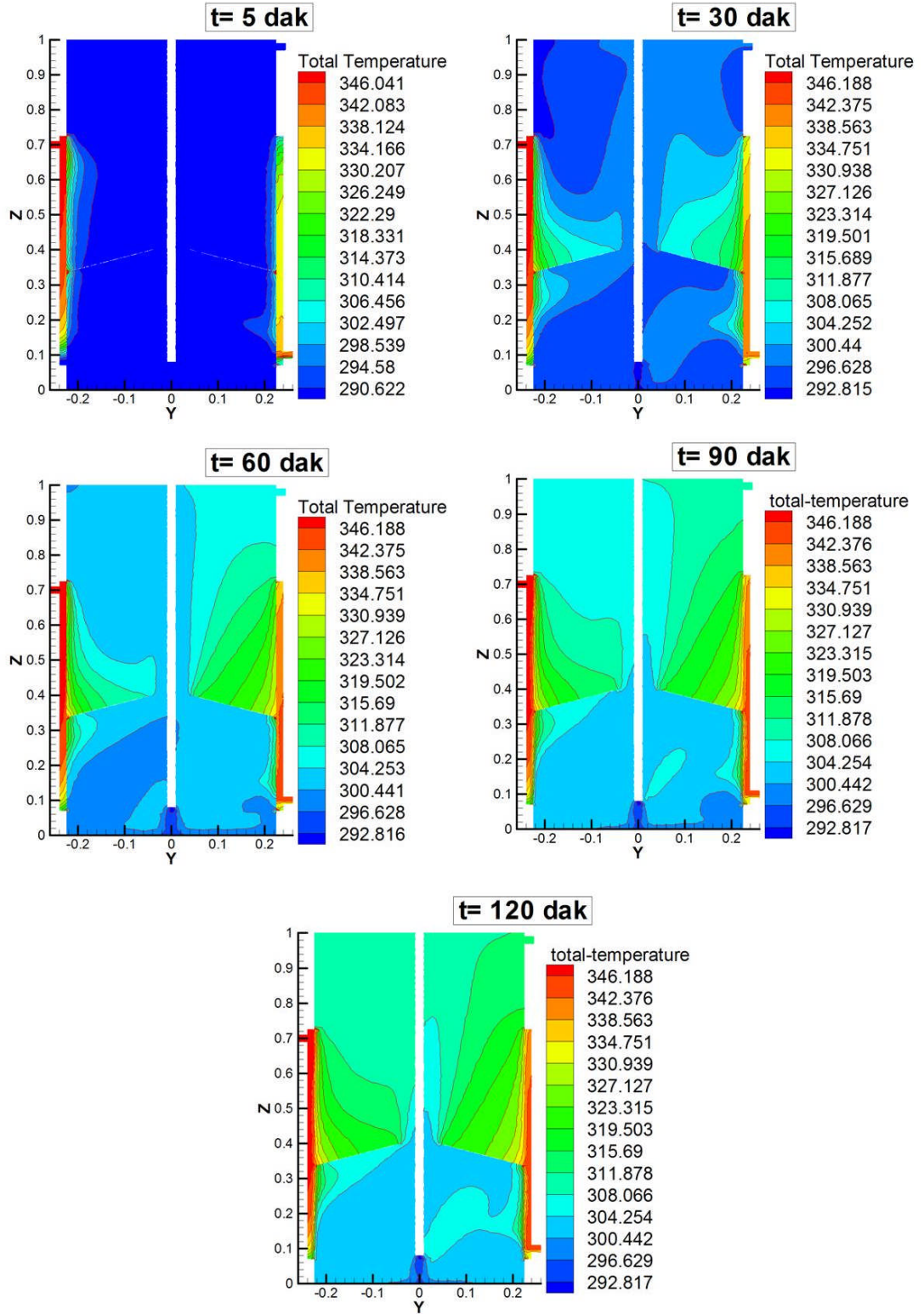
(t=5 dakika, t=30 dakika, t=60 dakika, t=90 dakika, t=120 dakika)



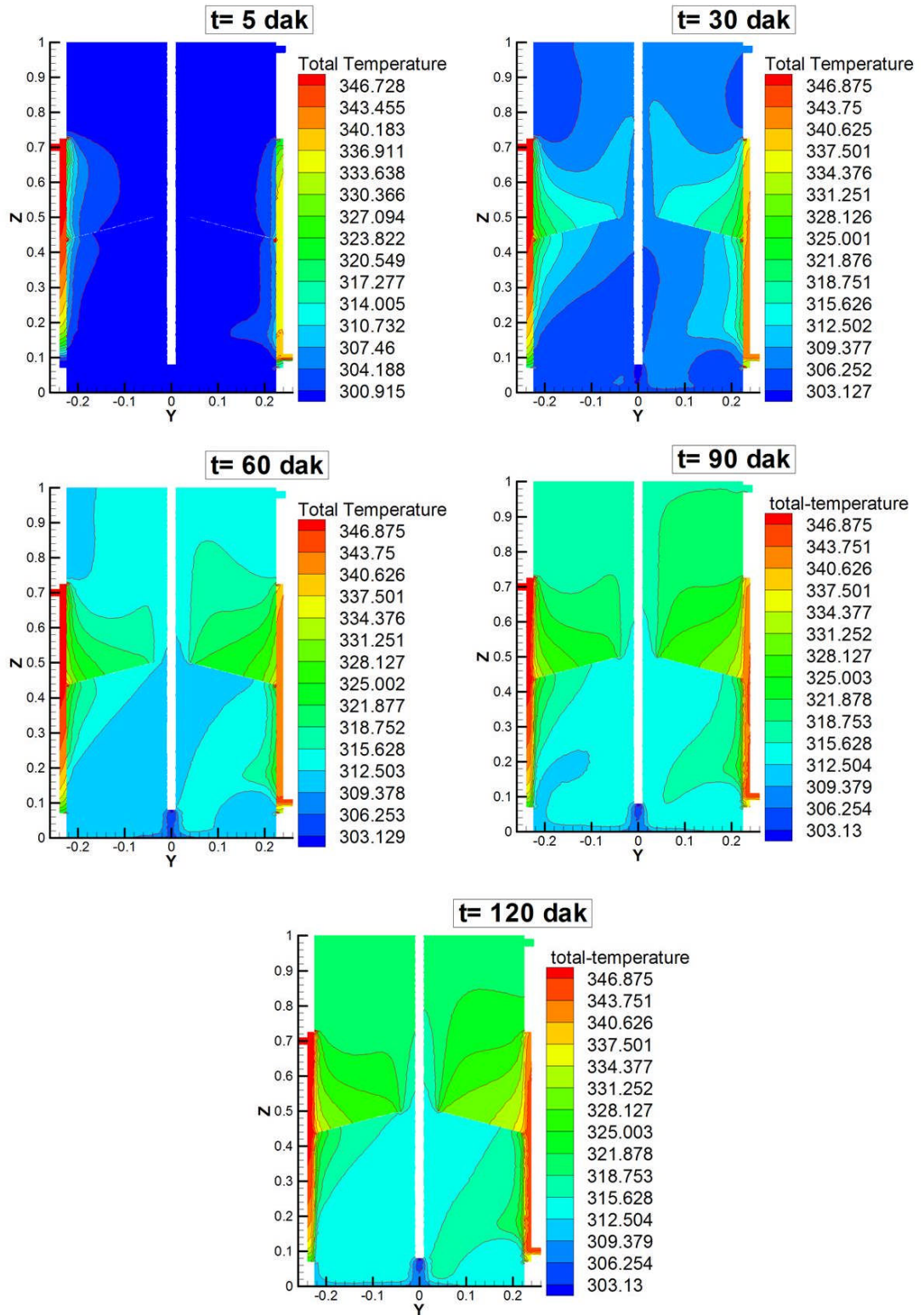
Şekil D. 1: İç ters konik engelli model için  $h=0,15$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



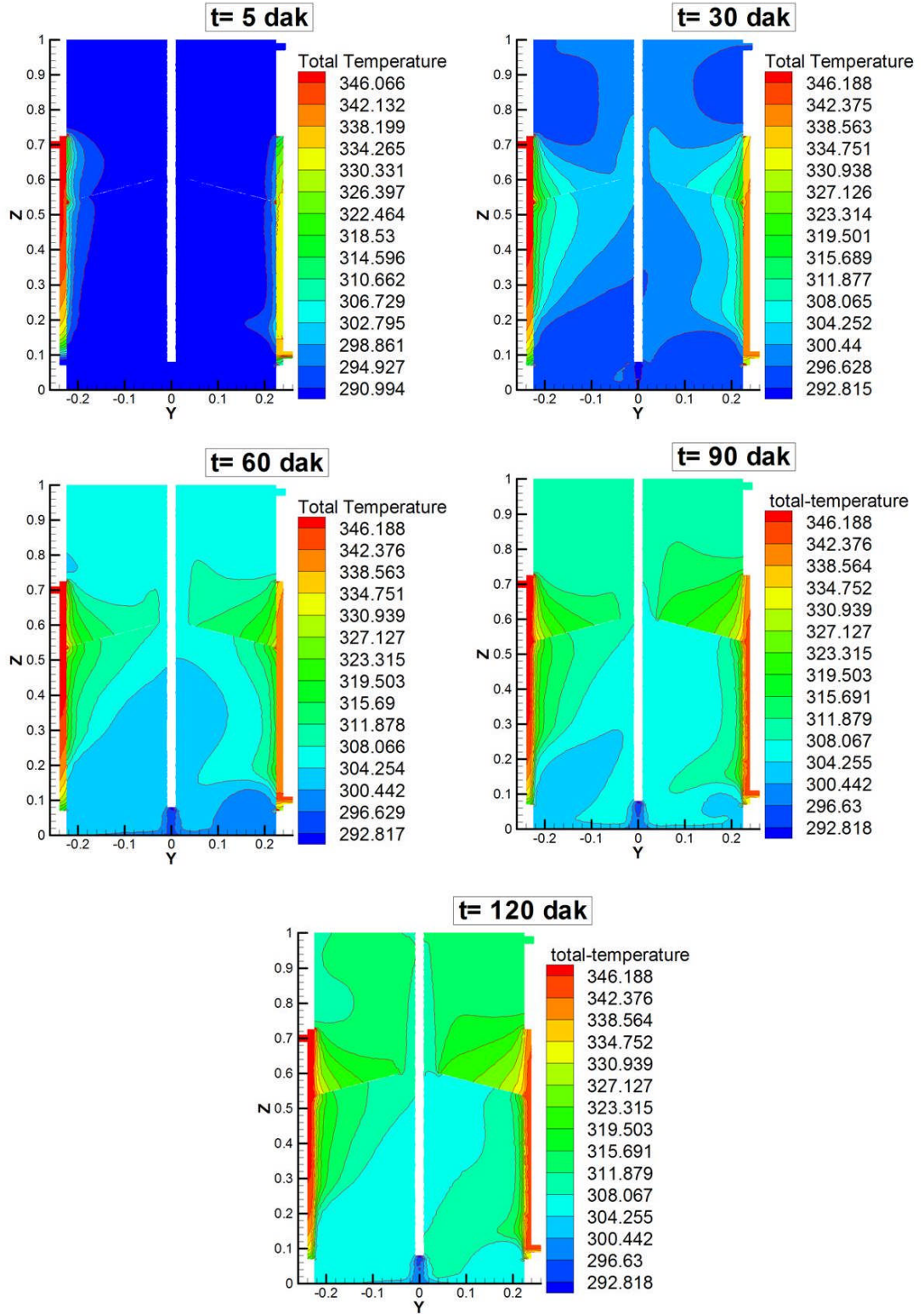
Şekil D. 2: İç ters konik engelli model için  $h=0,3$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



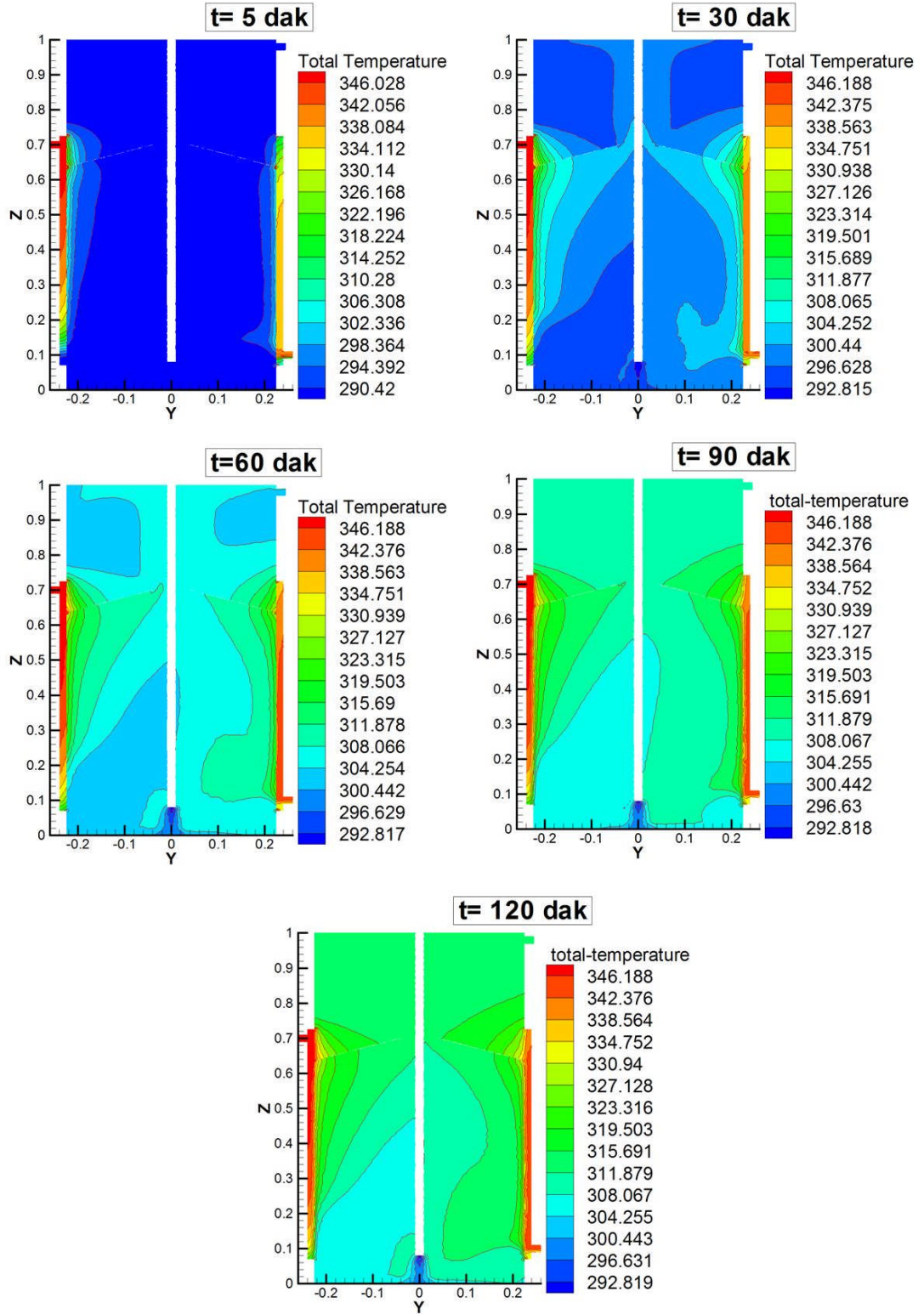
Şekil D. 3: İç ters konik engelli model için  $h=0,4$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



Şekil D. 4: İç ters konik engelli model için  $h=0,5$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



Şekil D. 5: İç ters konik engelli model için  $h=0,6$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları

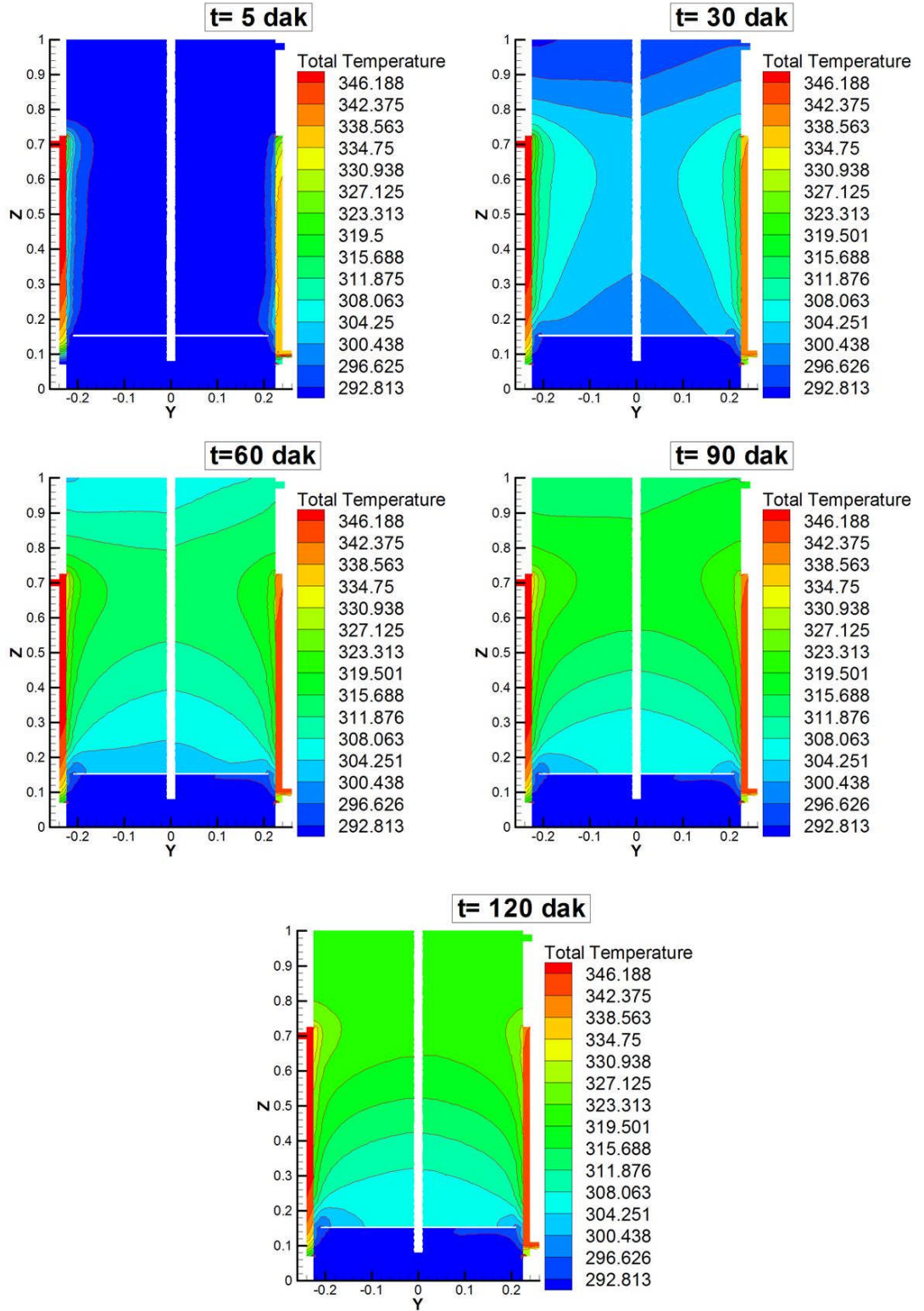


Şekil D. 6: İç ters konik engelli model için  $h=0,7$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları

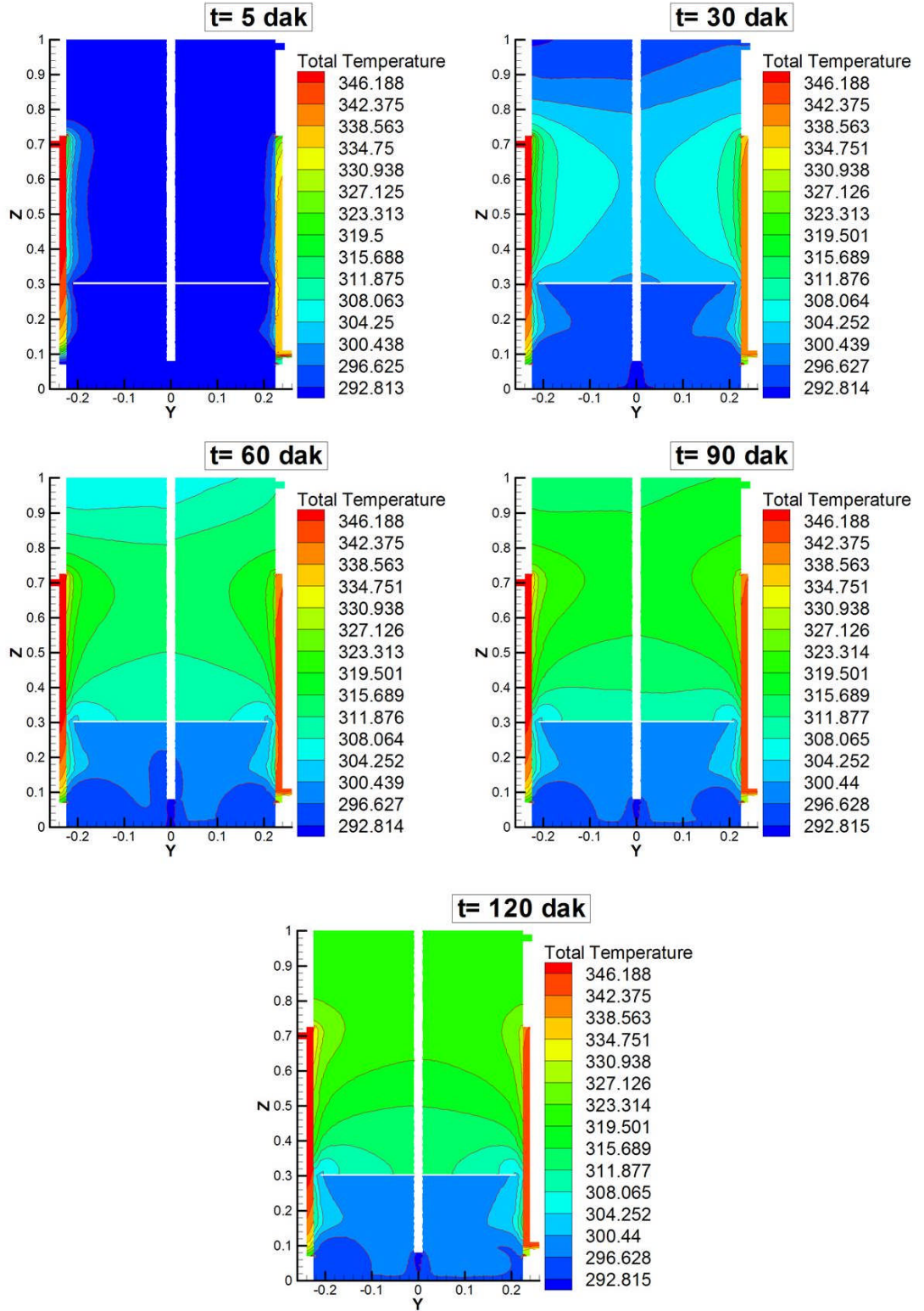
**EK E:**

**DIŞ SİLİNDİR ENGELLİ TANK MODELİ İÇERİSİNDEKİ SICAKLIK  
DAĞILIMLARI**

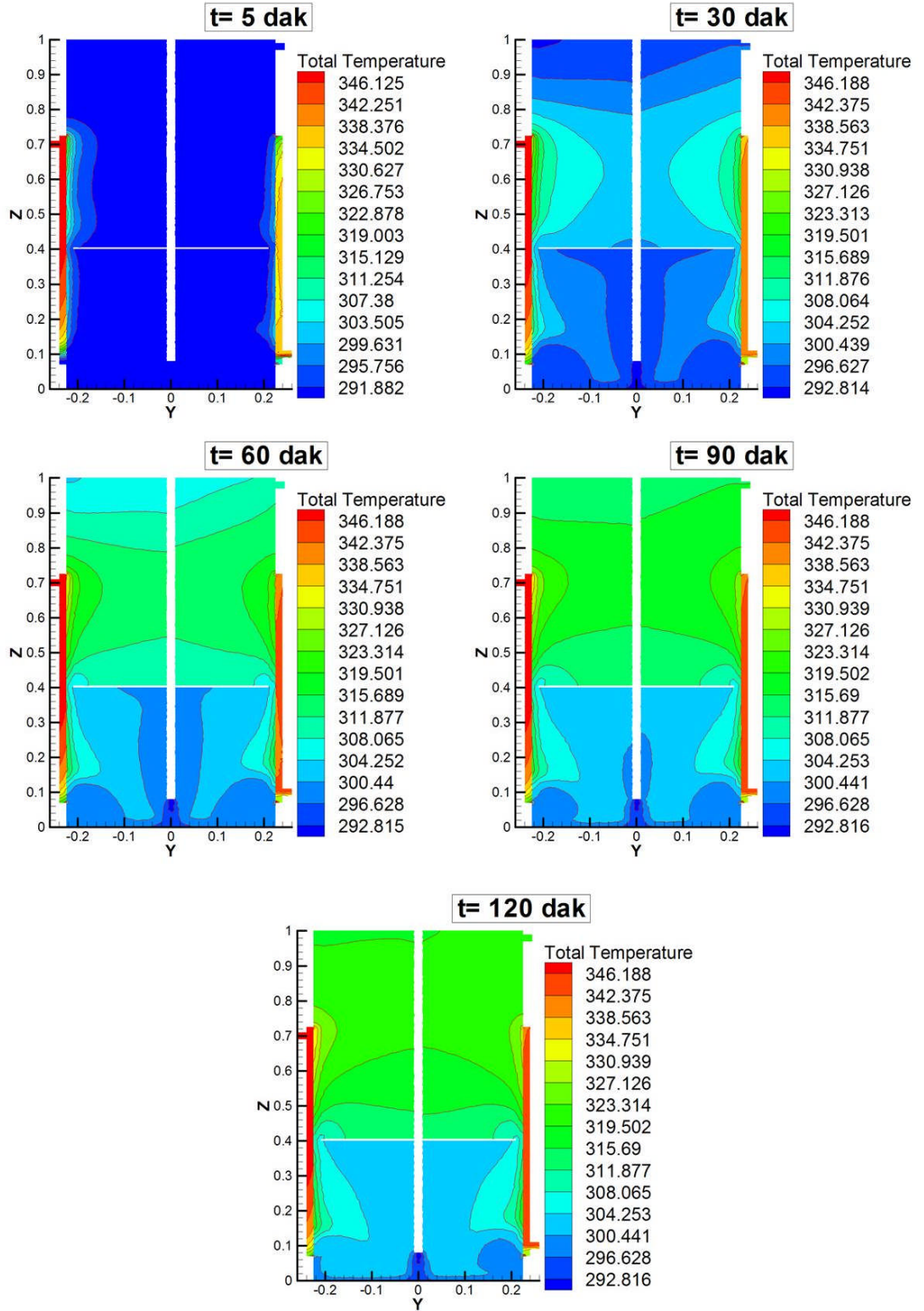
(t=5 dakika, t=30 dakika, t=60 dakika, t=90 dakika, t=120 dakika)



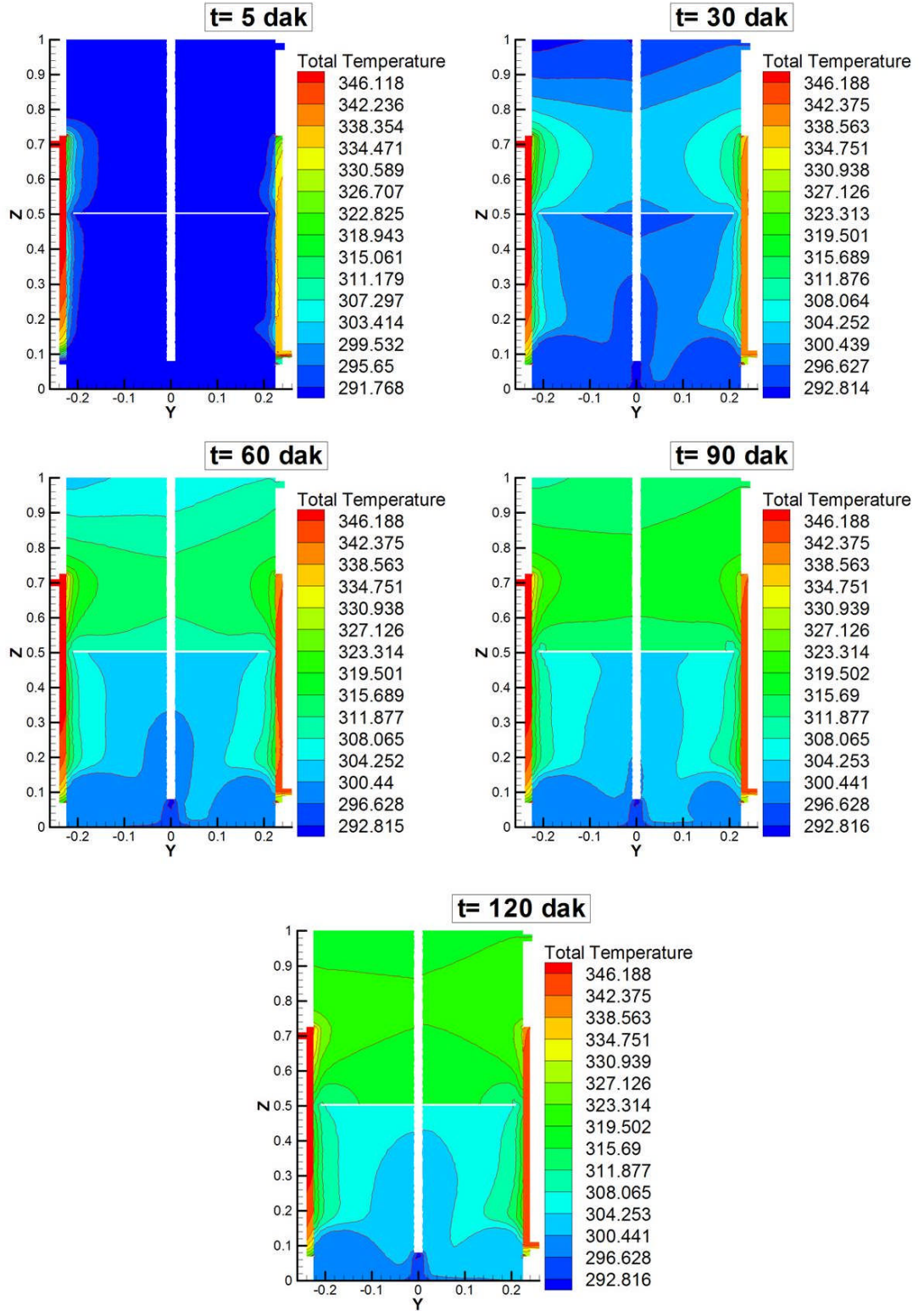
Şekil E. 1: Dış silindir engelli model için  $h=0,15$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



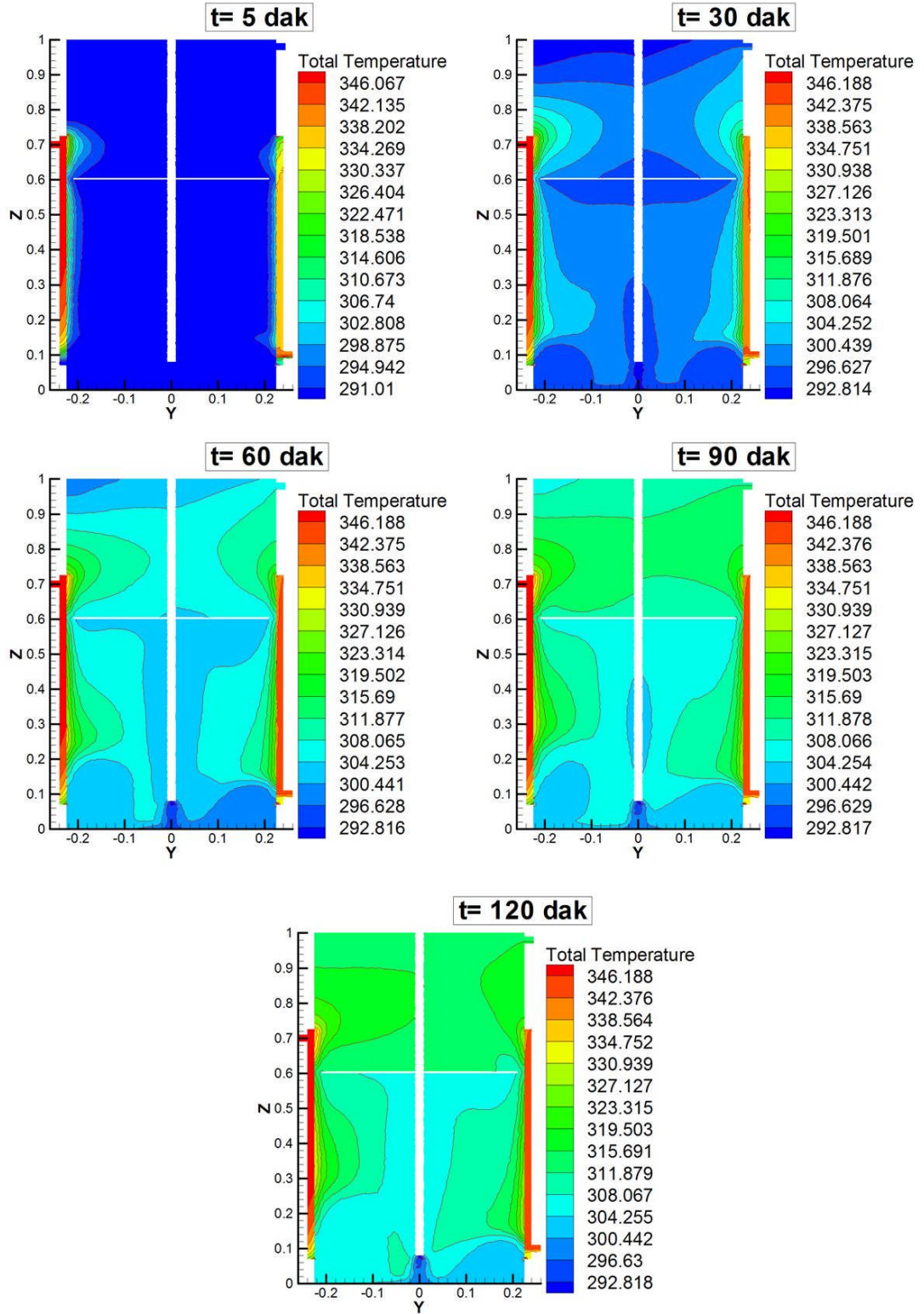
Şekil E. 2: Dış silindir engelli model için  $h=0,3$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



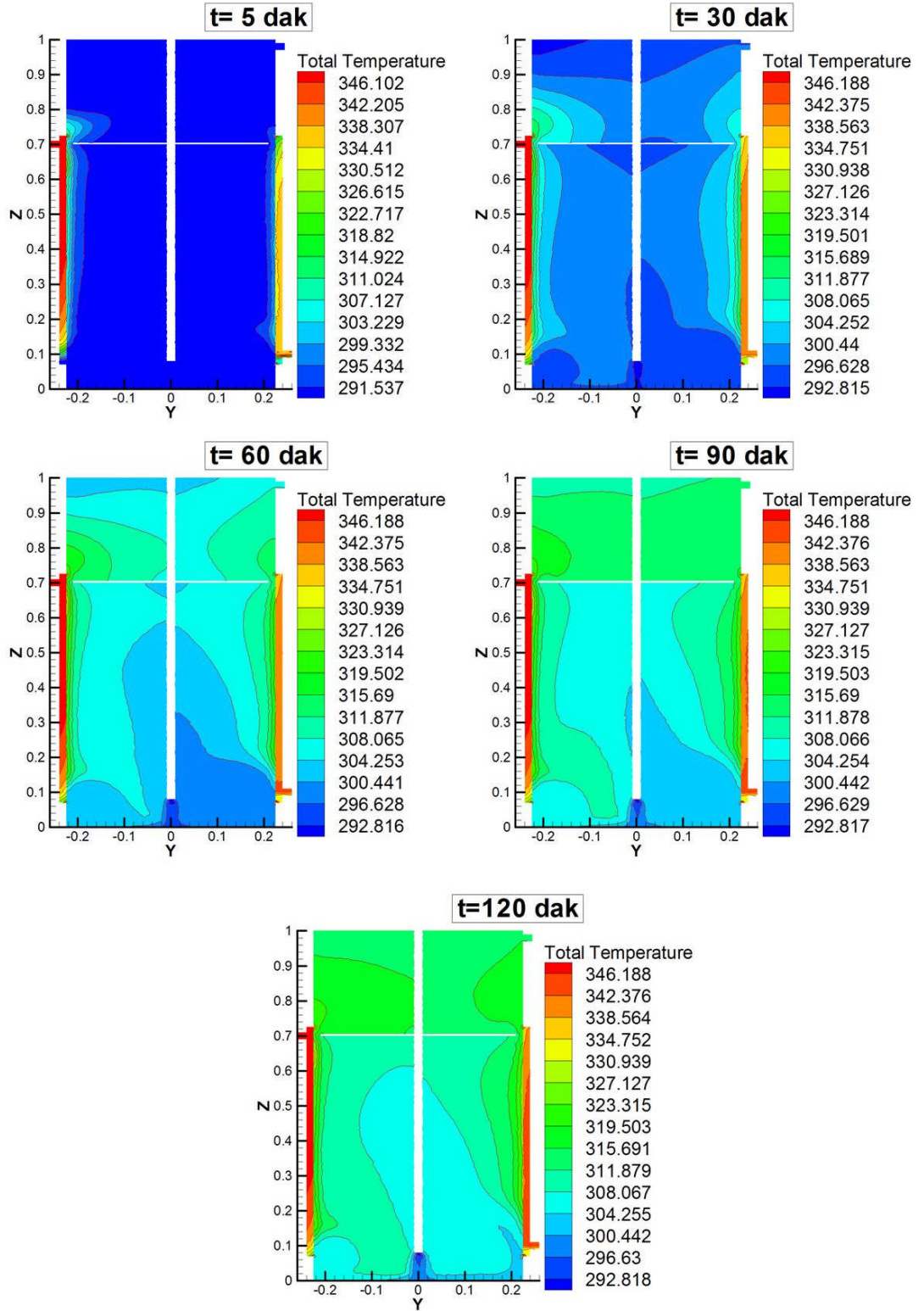
Şekil E. 3: Dış silindir engelli model için  $h=0,4$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



Şekil E. 4: Dış silindir engelli model için  $h=0,5$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



Şekil E. 5: Dış silindir engelli model için  $h=0,6$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları

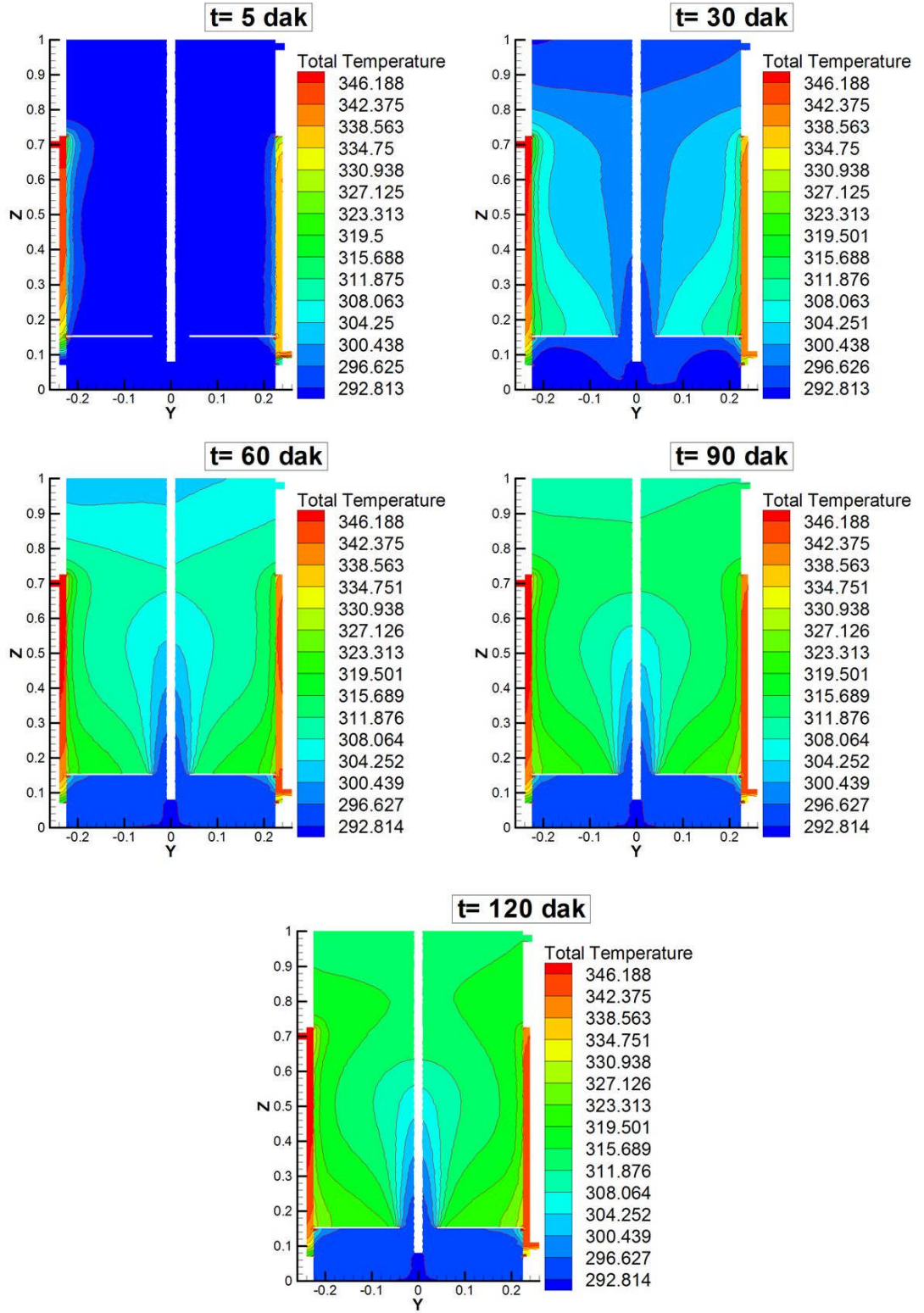


Şekil E. 6: Dış silindir engelli model için  $h=0,7$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları

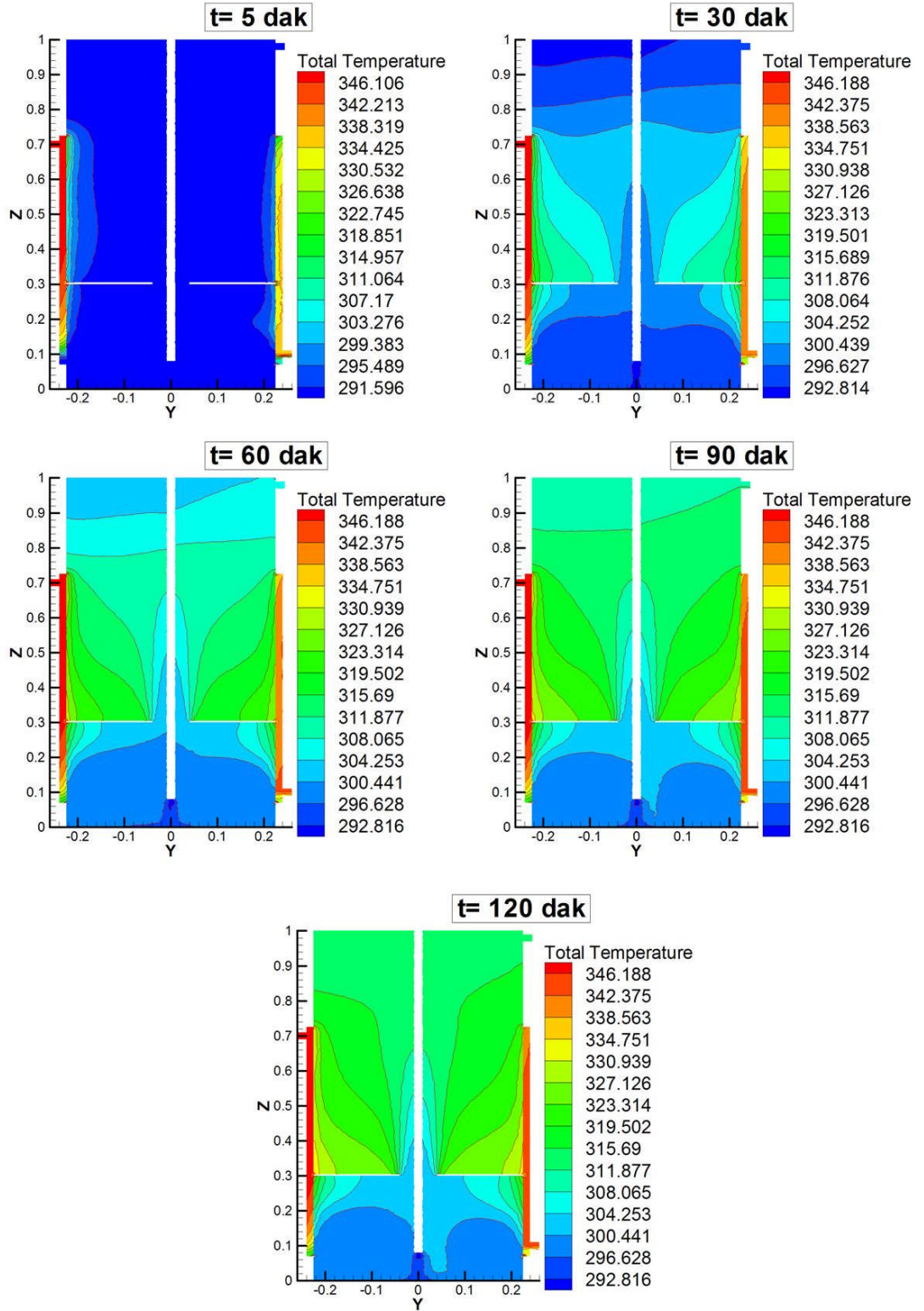
EK F:

İÇ SİLİNDİR TANK MODELİ İÇERİSİNDEKİ SICAKLIK DAĞILIMLARI

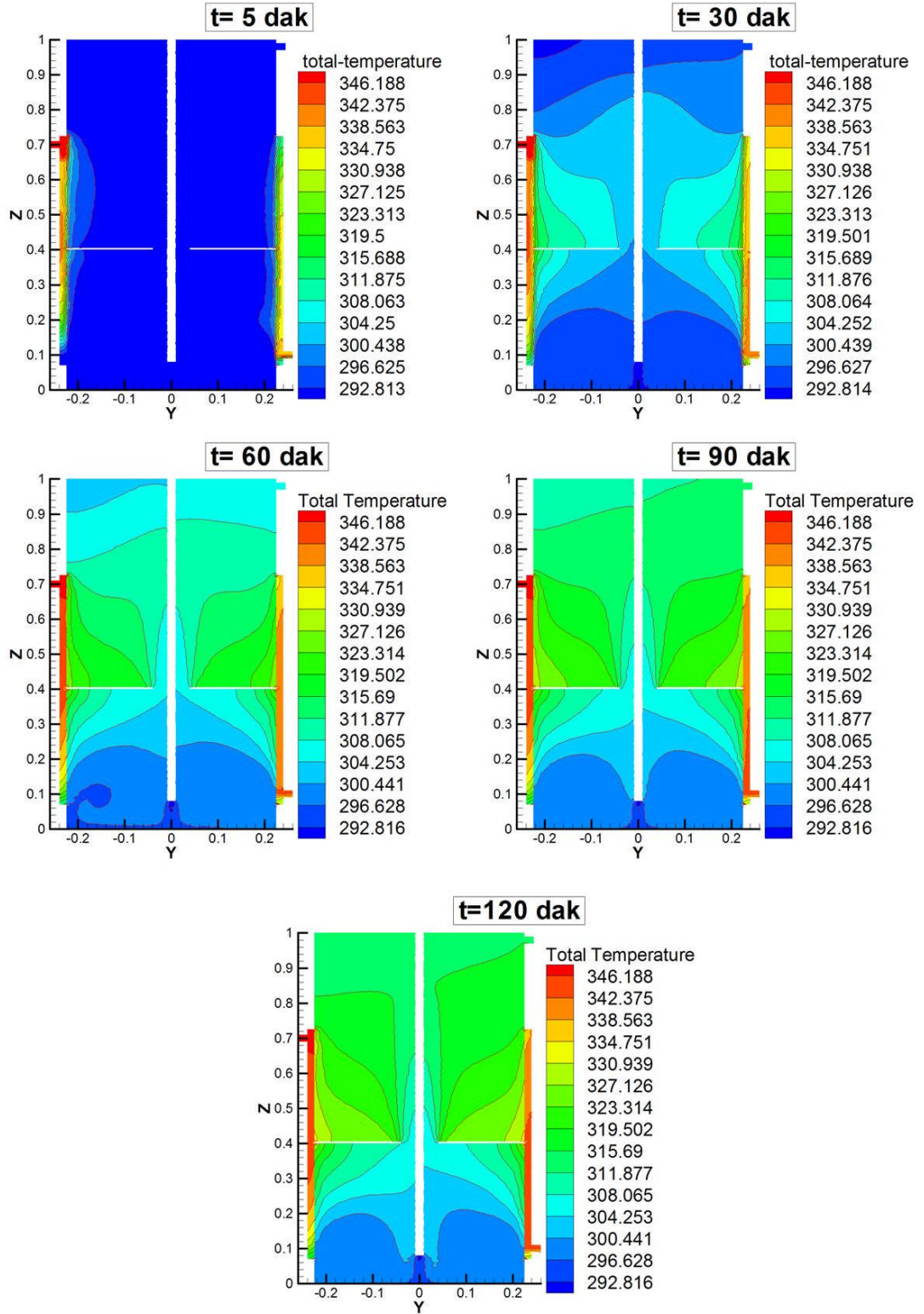
(t=5 dakika, t=30 dakika, t=60 dakika, t=90 dakika, t=120 daki



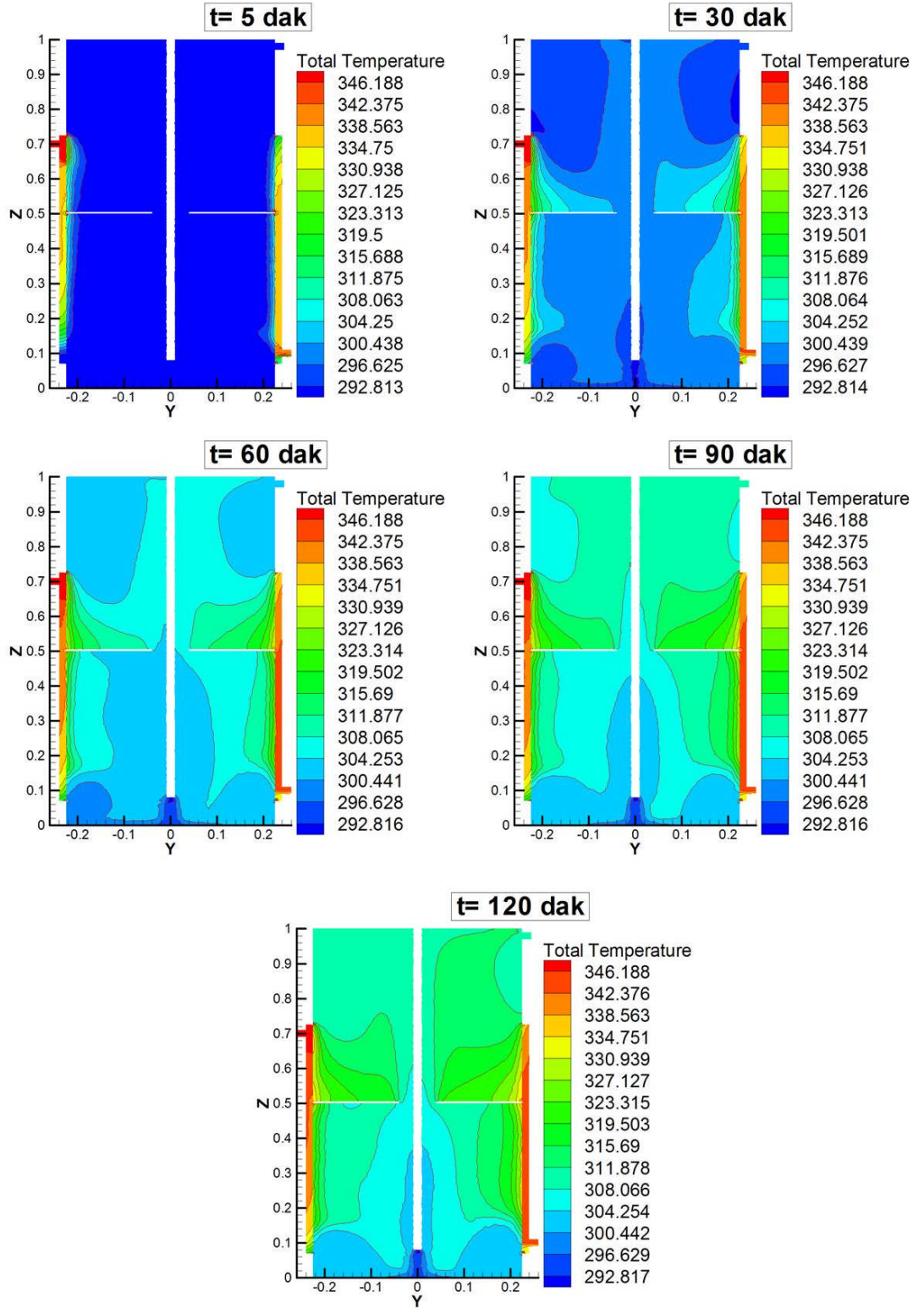
Şekil F. 1: İç silindir engelli model için  $h=0,15$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



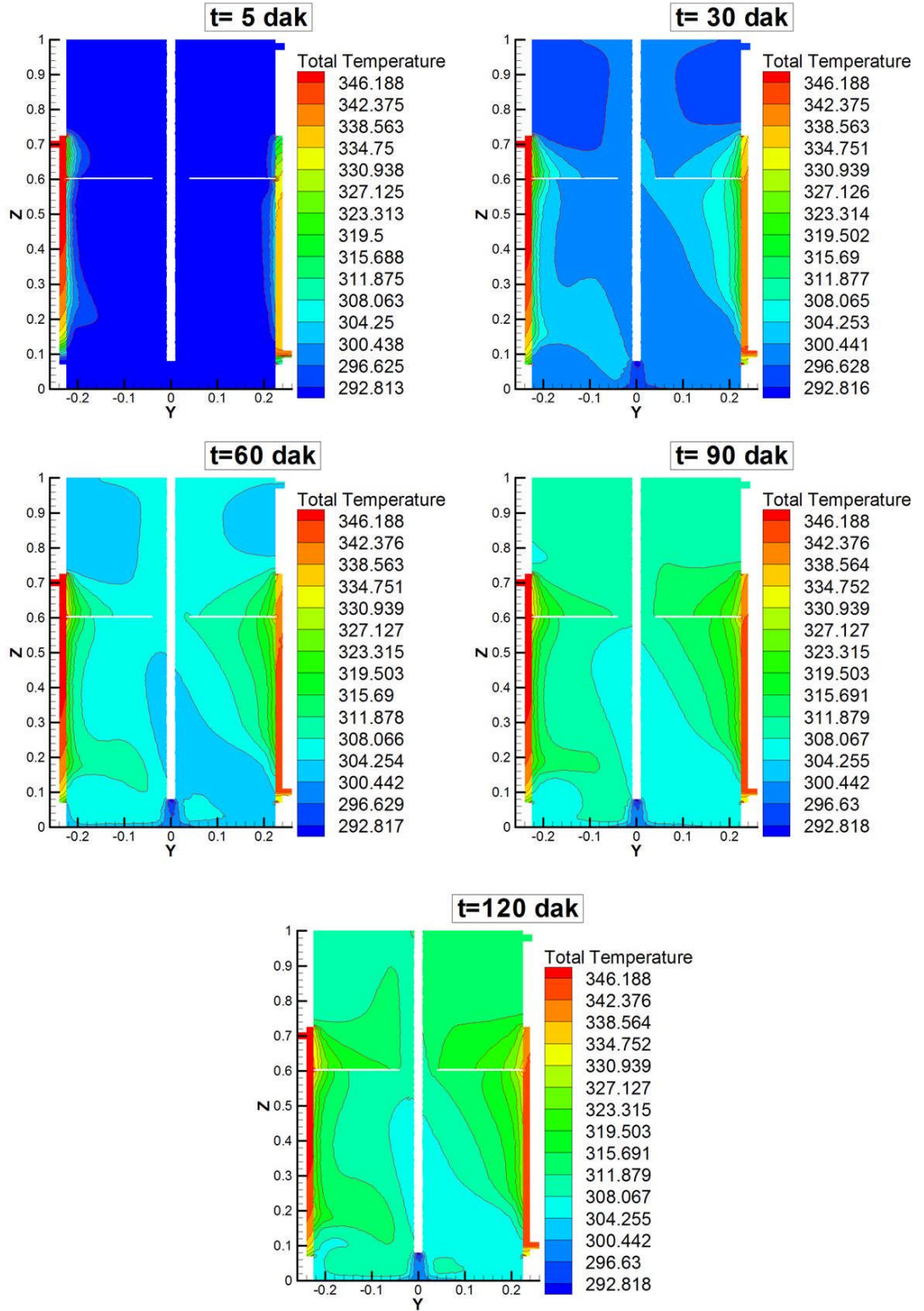
Şekil F. 2: İç silindir engelli model için  $h=0,3$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



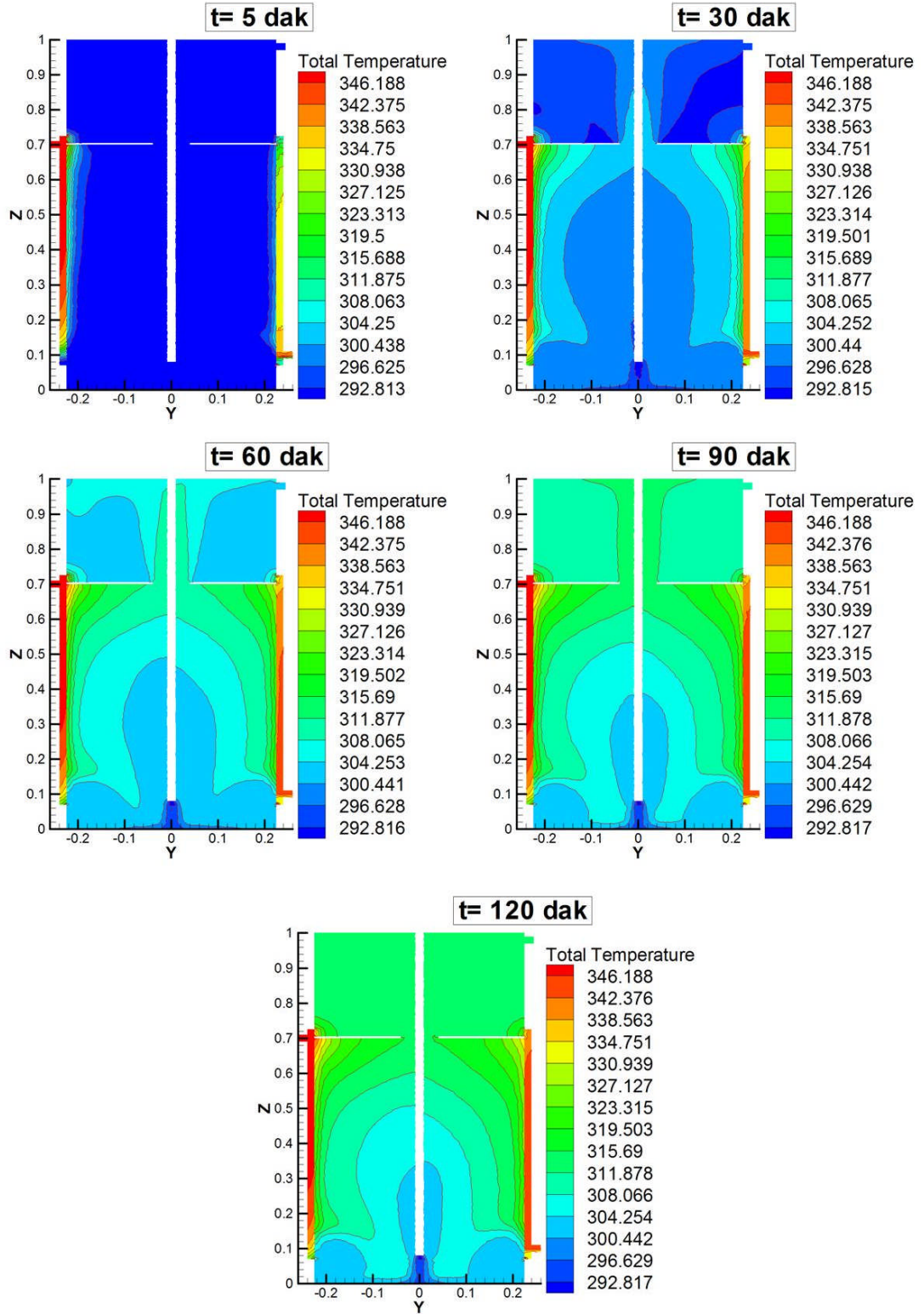
Şekil F. 3: İç silindir engelli model için  $h=0,4$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



Şekil F. 4: İç silindir engelli model için  $h=0,5$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



Şekil F. 5: İç silindir engelli model için  $h=0,6$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları



Şekil F. 6: İç silindir engelli model için  $h=0,7$  m de 5-120 dakika arası sıcaklık dağılımları