

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

**RADYATÖR KONUMUNA GÖRE İÇERİSİNDE
MOBİLYA BULUNAN BİR ODADA SICAKLIK
DAĞILIMININ SAYISAL ANALİZİ**

**Tezi Hazırlayan
Tuğba YILDIZ**

**Tezi Yöneten
Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi**

**Eylül 2007
KAYSERİ**

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

**RADYATÖR KONUMUNA GÖRE İÇERİSİNDE
MOBİLYA BULUNAN BİR ODADA SICAKLIK
DAĞILIMININ SAYISAL ANALİZİ**

**Tezi Hazırlayan
Tuğba YILDIZ**

**Tezi Yöneten
Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi**

**Eylül 2007
KAYSERİ**

Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN danışmanlığında **Tuğba YILDIZ** tarafından hazırlanan **“Radyatör Konumuna Göre İçerisinde Mobilya Bulunan Bir Odada Sıcaklık Dağılımının Sayısal Analizi”** adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

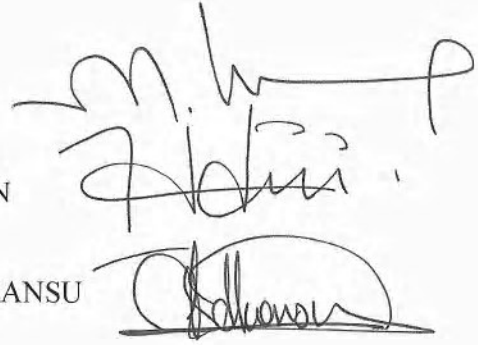
26 / 09 / 2007

JÜRİ:

Başkan : Prof. Dr. Mustafa İLBAŞ

Üye : Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN

Üye : Doç. Dr. Selahattin Orhan AKANSU



ONAY:

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulunun **26/10/2007** tarih ve **2007/38.-05** sayılı kararı ile onaylanmıştır.

30 / 10 / 2007.



N. Ayyıldız
Prof. Dr. Nusret AYYILDIZ
Enstitü Müdürü

TEŞEKKÜR

Bu çalıŐmayı seçmemde ve yürütmemde bilgi ve tecrübesini benden esirgemeyen danıŐmanım Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN'a teŐekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca yüksek lisans çalıŐmalarımı devam ettirmemde benden desteklerini esirgemeyen aileme de teşekkür ederim.

**RADYATÖR KONUMUNA GÖRE İÇERİSİNDE
MOBİLYA BULUNAN BİR ODADA SICAKLIK
DAĞILIMININ SAYISAL ANALİZİ**

Tuğba YILDIZ

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi, Eylül 2007

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN

ÖZET

Bu çalışmada, bir radyatör yardımıyla ısıtılan oda içerisindeki sıcaklık dağılımı ve oda içerisinden dışarıya transfer olan ısı kaçağının zamana göre sayısal analizi yapılmıştır. Sayısal çözümler akışı karakterize eden denklemleri sonlu hacimler metodu kullanarak çözen FLUENT paket programı ile yapılmıştır. Problemden 70°C'lik yüzey sıcaklığına sahip bir radyatör tarafından ısıtılan 4.64x2.83 m²'lik kapalı bir odada zamana bağlı olarak hava sirkülasyonu, sıcaklık dağılımı ve ısı transferi hesaplanmıştır. Oda içerisinde koltuk, masa ve dolap gibi temel eşyalar da hesaplamalarda dikkate alınmıştır. Oda içinde doğal taşınım vasıtasıyla türbülanslı bir akış meydana geldiği kabul edilmiştir. Odanın sayısal modeli iki boyutlu olarak ele alınmış, üç duvarından (üst, alt ve yan duvarlar) meydana gelen ısı transferi ihmal edilirken, sadece camlı duvardan -15°C'lik sıcaklığa sahip dış ortama ısı transferi dikkate alınmıştır. 6 W/m²K'lik bir taşınım katsayısına sahip dış havanın zorlanmış taşınım ile odayı soğutmaya çalıştığı kabul edilmiştir. Oda içindeki hava, özellik değerleri sıcaklıkla değişen ideal gaz olarak düşünülmüştür. Sayısal hesaplamalar iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Birinci aşamada 70°C'lik yatay ve düşey yüzeylerden doğal taşınım hesabı üzerinden, literatürde bulunan ampirik denklemler vasıtasıyla yapılan hesaplamalara yakın netice vermesi dikkate alınarak en uygun mesh yapısı, en uygun türbülans modeli ve en uygun duvar fonksiyonu tespit edilmiştir. İkinci aşamada ise birinci aşamada bulunan sonuçlar ile radyatörün oda içerisindeki pozisyonun beş farklı konumu için sayısal hesaplamalar tekrarlanmıştır. Böylece radyatör pozisyonunun ısı kaçağı ve oda içindeki hava sirkülasyonuna etkisi incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kapalı alanda doğal taşınım, Radyatör, Bileşik ısı transferi Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, FLUENT

**NUMERICAL ANALYSIS OF TEMPERATURE
DISTRIBUTION IN A FURNATURED ROOM
ACCORDING TO RADIATOR POSITION**

Tuğba YILDIZ

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences

M.Sc. Thesis, September 2007

Thesis Supervisor: Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN

ABSTRACT

In this study, the transient temperature distribution in a room and the heat transfer loss versus time was investigated as numerically. Numerical solutions were performed by means of FLUENT programme solving with the finite volume method of the flow and energy equations. In the analysis, the transient air circulation, temperature distribution and heat transfer were calculated in the enclosure room with the furniture (armchair, table and cupboard) having dimensional of 4.64 m x 2.83 m, heated by a radiator having the surface temperature of 70°C. In the calculations, it was accepted that the air circulation based on the natural convection in the room is a turbulent flow. The numerical model of room was investigated in two dimensions. While the heat transfer from three walls (top, bottom and side walls) was neglected, the heat transfer from wall with window to the atmosphere with temperature of -15°C was taken into consideration. It was accepted the forced convection the convection coefficient of 6 W/m²K between the atmosphere and out surface of the wall. The air in the room was accepted as the ideal gas with properties values as a function of the temperature. Numerical calculations were realized in two stages. At the first stage, the natural convection heat transfer from horizontal and vertical surfaces with 70°C are calculated as empirically and numerically. Thereby, the most reasonable mesh configuration, turbulence model and wall function were determined from validity of numerical and empirical results. At the second stage, calculations for various radiator positions in the room were repeated by numerical parameters obtained from the first stage.

Keywords: Natural convection in enclosure, Radiator, Conjugate heat transfer, Computational fluid dynamics, FLUENT.

İÇİNDEKİLER

| | |
|--|-------------|
| KABUL SAYFASI | i |
| TEŞEKKÜR | ii |
| ÖZET | iii |
| ABSTRACT | iv |
| İÇİNDEKİLER | v |
| KISALTMALAR VE SİMGELER | viii |
| ŞEKİLLER LİSTESİ | x |
| TABLolar LİSTESİ | xi |
| | |
| 1. BÖLÜM | |
| | |
| 1. GİRİŞ | |
| 1.1. Konu ve Önemi | 1 |
| 1.2. Literatür Araştırması | 2 |
| 1.3. Tezin Amacı | 11 |
| | |
| 2. BÖLÜM | |
| | |
| 2. TANIMLAMALAR ve DENKLEMLER | |
| 2.1. Giriş | 12 |
| 2.2. Isı Geçişi | 12 |
| 2.2.1. Isı İletimi | 12 |
| 2.2.2. Taşınım | 14 |
| 2.2.2.1. Hız (Hidrodinamik) Sınır Tabakası | 16 |
| 2.2.2.2. Isıl Sınır Tabaka | 18 |
| 2.2.2.3. Laminer ve Türbülanslı Akış | 19 |
| 2.2.2.4. Doğal Taşınım | 20 |
| 2.2.2.4.1. Doğal Taşınımında Türbülansın Etkileri | 22 |
| 2.2.2.4.2. Yatay Levha | 23 |
| 2.2.2.4.3. Dikey Levha | 24 |
| 2.2.3. Bileşik Isı Transferi | 24 |
| 2.3. Temel Akış Analiz Teknikleri ve Çözüm Denklemleri | 25 |

| | |
|---------------------------------|----|
| 2.3.1. Kütlenin Korunumu Kanunu | 26 |
| 2.3.2. Lineer Momentum Korunumu | 27 |
| 2.3.3. Enerjinin Korunumu | 30 |

3. BÖLÜM

3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ve FLUENT

| | |
|---|----|
| 3.1. Giriş | 31 |
| 3.2. Hesaplama Akışkanlar Dinamiği | 31 |
| 3.3. CFD Kodu Nasıl Çalışır? | 33 |
| 3.4. Grid (Ağ) Yapısı | 34 |
| 3.4.1. Yakınsama | 35 |
| 3.4.2. CFD Çözümlerinin ve Sonuçlarının Doğruluğunun ve Geçerliliğinin Kontrolü | 35 |
| 3.4.2.1. Çözüm Yakınsadı mı? | 36 |
| 3.4.2.2 Çözüm, İterasyon Sayısından Bağımsız mı? | 36 |
| 3.4.2.3. Korunum Denklemleri Sağlandı mı? | 36 |
| 3.4.2.4. Çözüm Hücre Yapısından Bağımsız mı? | 37 |
| 3.4.2.5. Sonuçlar Deneysel Değerlerle Uyum İçinde mi? | 37 |
| 3.5. Türbülans Modelleri | 37 |
| 3.5.1. Türbülans Modeli Seçimi | 38 |
| 3.5.2. k-Epsilon Modelleri | 38 |
| 3.5.3. RNG k-Epsilon Modeli | 38 |
| 3.5.3.1. RNG k-Epsilon Modeli İçin Aktarım Denklemleri | 38 |
| 3.5.3.2. Efektif Viskozitenin Modellenmesi | 40 |
| 3.5.3.3. Ters Efektif Prandtl Sayılarının Hesaplanması | 40 |
| 3.5.3.4. ϵ Eşitliğinde R_e Terimi | 41 |
| 3.5.3.5. Model Sabitleri | 42 |
| 3.6. Gambit | 42 |

4. BÖLÜM

4. SAYISAL HESAPLAMALAR

| | |
|---|----|
| 4.1. Giriş | 43 |
| 4.2. Düşey Yüzeylerde Doğal Taşınım İle Isı Transferi | 43 |
| 4.2. Yatay Yüzeylerde Doğal Taşınım İle Isı Transferi | 50 |
| 4.3. Problemin Fiziksel Modeli ve Hesaplama Yöntemi | 58 |

5. BÖLÜM

5. SONUÇLAR

| | |
|---------------------------------|----|
| 5.1. Giriş | 63 |
| 5.2. Sıcaklık Dağılımları | 63 |
| 5.3. Hız Vektörleri | 70 |
| 5.4. Isı Akısı | 72 |
| 5.5. Genel Sonuçlar ve İrdeleme | 74 |

| | |
|------------------|----|
| KAYNAKLAR | 76 |
|------------------|----|

| | |
|-----------------|----|
| ÖZGEÇMİŞ | 79 |
|-----------------|----|

KISALTMALAR VE SİMGELER

| | |
|----------------------|---|
| A_s | : Yüzey alanı |
| CFD | : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği |
| C | : Sabit katsayı |
| C_f | : Yerel sürtünme katsayısı |
| C_p | : Sabit basınçta özgül ısı |
| $C_{1\varepsilon}$ | : k- ε türbülans modeli için model sabiti |
| $C_{2\varepsilon}$ | : k- ε türbülans modeli için model sabiti |
| $C_{3\varepsilon}$ | : Reynolds gerilme modeli için model sabiti |
| F | : Kaldırma kuvveti |
| g | : Yerçekimi kuvveti |
| G_b | : Kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans kinetik enerjisi oluşumu |
| G_k | : Ortalama hız değişiminden dolayı türbülans kinetik enerjisi oluşumu |
| Gr | : Grasshof sayısı |
| h | : Yerel ısı taşınım katsayısı |
| \bar{h} | : Ortalama ısı taşınım katsayısı |
| k | : Isı iletim katsayısı |
| L | : Karakteristik uzunluk |
| M_t | : Türbülans mach sayısı |
| Nu | : Yerel Nusselt sayısı |
| \overline{Nu} | : Ortalama Nusselt sayısı |
| q | : Isı akısı |
| \dot{q}'' | : Yerel ısı akısı |
| P | : Çevre uzunluğu |
| Pr | : Prandtl sayısı |
| Pr_t | : Türbülans Prandtl sayısı |
| Ra | : Rayleigh sayısı |
| Re | : Reynolds sayısı |
| S_k, S_ε | : Kullanıcı tanımlı kaynak terimler |
| t | : Zaman |
| T | : Sıcaklık |
| T_f | : Film sıcaklığı |

| | |
|--------------------------------|--|
| $\alpha_k, \alpha_\varepsilon$ | : Sırasıyla k ve ε için zıt efektif Prandtl sayıları |
| β | : Hacimsel ısı genleşme katsayısı |
| ε | : Türbülans enerjisi yayılma oranı |
| μ | : Dinamik viskozite |
| ν | : Kinematik viskozite |
| ρ | : Yoğunluk T_s : Yüzey sıcaklığı |
| T_∞ | : Ortam sıcaklığı |
| u, v ve w | : x, y ve z yönlerindeki hız alanı bileşenleri |
| V | : Hacim |
| x, y ve z | : Kartezyen koordinat sistemi |
| Y_M | : Bütün yayılma oranlarında sıkıştırılabilir türbülans genişleyen çalkantıların katkısını simgelemektedir. |
| α | : Zıt efektif Prandtl sayısı |
| δ | : Sınır tabaka kalınlığı |
| σ | : Çekme gerilmesi |
| τ | : Kayma gerilmesi |
| Φ | : Sürtünme kayıpları |
| ∇ | : Gradyant operatörü |

ŞEKİLLER LİSTESİ

| | | |
|-------------|---|----|
| Şekil 1.1. | İki boyutlu basamağın fiziksel modeli. | 5 |
| Şekil 1.2. | Kapalı alanın fiziksel modeli. | 6 |
| Şekil 1.3. | Sıkıştırılabilir gazla doldurulan kapalı alanın fiziksel modeli. | 7 |
| Şekil 2.1. | Bir düz levha üzerinde hız (hidrodinamik) sınır tabakasının gelişimi. | 17 |
| Şekil 2.2. | Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi. | 18 |
| Şekil 2.3. | Diferansiyel elemana x yönünde etki eden gerilmeler. | 28 |
| Şekil 3.1. | İki boyutlu ağ yapısı | 35 |
| Şekil 3.2. | Üç boyutlu ağ yapısı. | 35 |
| Şekil 4.1. | Düşey bir yüzeyi ısıtılmış duvar modeli ve mesh yapısından bir kesit. | 45 |
| Şekil 4.2. | Düşey düzlemde sıcaklık eğrileri (K) ve hız vektörleri (m/s). | 49 |
| Şekil 4.3. | Yatay bir yüzeyi ısıtılmış duvar modeli. | 50 |
| Şekil 4.4. | Yatay bir yüzeyi ısıtılmış duvar modelinin mesh yapısından bir kesit. | 50 |
| Şekil 4.5. | Yatay düzlemde sıcaklık eğrileri (K). | 57 |
| Şekil 4.6. | Yatay düzlemde hız vektörleri (m/s). | 58 |
| Şekil 4.7. | Kapalı odanın fiziksel modeli. | 59 |
| Şekil 4.8. | Üst duvar ve radyatörün fiziksel modeli. | 59 |
| Şekil 4.9. | Alt duvar ve pencerenin fiziksel modeli. | 60 |
| Şekil 4.10. | Fiziksel modelin 5 mm'lik kare mesh yapısından bir kesit. | 60 |
| Şekil 4.11. | Fiziksel modelin adapte edilmiş 5 mm'lik kare mesh yapısından bir kesit. | 61 |
| Şekil 5.1. | Kapalı odada radyatör konumuna göre farklı zaman dilimlerinde sıcaklık dağılımı. | 64 |
| Şekil 5.2. | Kapalı odada radyatörün duvardan 6 cm uzaklığı için sıcaklık dağılımı. | 65 |
| Şekil 5.3. | Kapalı odada radyatörün duvardan 9 cm uzaklığı için sıcaklık dağılımı. | 66 |
| Şekil 5.4. | Kapalı odada radyatörün duvardan 15 cm uzaklığı için sıcaklık dağılımı. | 67 |
| Şekil 5.5. | Kapalı odada radyatör konumuna göre 10 günlük zaman dilimi için sıcaklık değerleri. | 69 |
| Şekil 5.6. | Kapalı odada radyatör konumuna göre hız vektörleri. | 71 |
| Şekil 5.7. | Kapalı odada radyatör konumuna göre 10 günlük zaman dilimi için ısı akısı değişimi. | 74 |

TABLOLAR LİSTESİ

| | | |
|-------------|---|----|
| Tablo 4.1. | Hava için, k , C_p ve μ için polinom sabitleri. | 46 |
| Tablo 4.2. | Düşey duvar için çeşitli türbülans modelleri ve duvar fonksiyonları için hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 48 |
| Tablo 4.3. | Boussinesq yaklaşımı ve 5 mm'lik kare mesh yapısı ile çeşitli türbülans modelleri ve duvar fonksiyonları için hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 52 |
| Tablo 4.4. | İdeal gaz yaklaşımı ve 5 mm'lik kare mesh yapısı ile çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 53 |
| Tablo 4.5. | Adapte edilmiş 5 mm'lik kare mesh yapısı ve Boussinesq yaklaşımı ile çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 53 |
| Tablo 4.6. | Adapte edilmiş 5 mm'lik kare mesh yapısı ve ideal gaz yaklaşımı ile çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 54 |
| Tablo 4.7. | Adapte edilmiş 5 mm'lik kare mesh yapısı, fiziksel özellikler değişken ve Boussinesq yaklaşımı ile çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 54 |
| Tablo 4.8. | Boussinesq ve ideal gaz yaklaşımı ile 2.5 mm'lik kare mesh için çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 55 |
| Tablo 4.9. | Boussinesq ve ideal gaz yaklaşımı ile 1 mm'lik kare mesh ve Realizable türbülans modeline göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 55 |
| Tablo 4.10. | İdeal gaz yaklaşımı, 5 mm'lik üçgen mesh yapısı ve çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 56 |
| Tablo 4.11. | Boussinesq yaklaşımı 5 mm'lik üçgen mesh yapısı ile çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 56 |
| Tablo 4.12. | Yapı malzemelerinin fiziksel özellik değerleri. | 62 |

KISALTMALAR VE SİMGELER

| | |
|----------------------|---|
| A_s | : Yüzey alanı |
| CFD | : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği |
| C | : Sabit katsayı |
| C_f | : Yerel sürtünme katsayısı |
| C_p | : Sabit basınçta özgül ısı |
| $C_{1\varepsilon}$ | : k- ε türbülans modeli için model sabiti |
| $C_{2\varepsilon}$ | : k- ε türbülans modeli için model sabiti |
| $C_{3\varepsilon}$ | : Reynolds gerilme modeli için model sabiti |
| F | : Kaldırma kuvveti |
| g | : Yerçekimi kuvveti |
| G_b | : Kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans kinetik enerjisi oluşumu |
| G_k | : Ortalama hız değişiminden dolayı türbülans kinetik enerjisi oluşumu |
| Gr | : Grasshof sayısı |
| h | : Yerel ısı taşınım katsayısı |
| \bar{h} | : Ortalama ısı taşınım katsayısı |
| k | : Isı iletim katsayısı |
| L | : Karakteristik uzunluk |
| M_t | : Türbülans mach sayısı |
| Nu | : Yerel Nusselt sayısı |
| \overline{Nu} | : Ortalama Nusselt sayısı |
| q | : Isı akısı |
| q'' | : Yerel ısı akısı |
| P | : Çevre uzunluğu |
| Pr | : Prandtl sayısı |
| Pr_t | : Türbülans Prandtl sayısı |
| Ra | : Rayleigh sayısı |
| Re | : Reynolds sayısı |
| S_k, S_ε | : Kullanıcı tanımlı kaynak terimler |
| t | : Zaman |
| T | : Sıcaklık |
| T_f | : Film sıcaklığı |

| | |
|--------------------------------|--|
| T_s | : Yüzey sıcaklığı |
| T_∞ | : Ortam sıcaklığı |
| u, v ve w | : x, y ve z yönlerindeki hız alanı bileşenleri |
| V | : Hacim |
| x, y ve z | : Kartezyen koordinat sistemi |
| Y_M | : Bütün yayılma oranlarında sıkıştırılabilir türbülans genişleyen çalkantıların katkısını simgelemektedir. |
| α | : Zıt efektif Prandtl sayısı |
| $\alpha_k, \alpha_\varepsilon$ | : Sırasıyla k ve ε için zıt efektif Prandtl sayıları |
| β | : Hacimsel ısı genleşme katsayısı |
| ε | : Türbülans enerjisi yayılma oranı |
| μ | : Dinamik viskozite |
| ν | : Kinematik viskozite |
| ρ | : Yoğunluk |
| δ | : Sınır tabaka kalınlığı |
| σ | : Çekme gerilmesi |
| τ | : Kayma gerilmesi |
| Φ | : Sürtünme kayıpları |
| ∇ | : Gradyant operatörü |

ŞEKİLLER LİSTESİ

| | | |
|-------------|---|----|
| Şekil 1.1. | İki boyutlu basamağın fiziksel modeli. | 5 |
| Şekil 1.2. | Kapalı alanın fiziksel modeli. | 6 |
| Şekil 1.3. | Sıkıştırılabilir gazla doldurulan kapalı alanın fiziksel modeli. | 7 |
| Şekil 2.1. | Bir düz levha üzerinde hız (hidrodinamik) sınır tabakasının gelişimi. | 17 |
| Şekil 2.2. | Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi. | 18 |
| Şekil 2.3. | Diferansiyel elemana x yönünde etki eden gerilmeler. | 28 |
| Şekil 3.1. | İki boyutlu ağ yapısı | 35 |
| Şekil 3.2. | Üç boyutlu ağ yapısı. | 35 |
| Şekil 4.1. | Düşey bir yüzeyi ısıtılmış duvar modeli ve mesh yapısından bir kesit. | 45 |
| Şekil 4.2. | Düşey düzlemde sıcaklık eğrileri (K) ve hız vektörleri (m/s). | 49 |
| Şekil 4.3. | Yatay bir yüzeyi ısıtılmış duvar modeli. | 50 |
| Şekil 4.4. | Yatay bir yüzeyi ısıtılmış duvar modelinin mesh yapısından bir kesit. | 50 |
| Şekil 4.5. | Yatay düzlemde sıcaklık eğrileri (K). | 57 |
| Şekil 4.6. | Yatay düzlemde hız vektörleri (m/s). | 58 |
| Şekil 4.7. | Kapalı odanın fiziksel modeli. | 59 |
| Şekil 4.8. | Üst duvar ve radyatörün fiziksel modeli. | 59 |
| Şekil 4.9. | Alt duvar ve pencerenin fiziksel modeli. | 60 |
| Şekil 4.10. | Fiziksel modelin 5 mm'lik kare mesh yapısından bir kesit. | 60 |
| Şekil 4.11. | Fiziksel modelin adapte edilmiş 5 mm'lik kare mesh yapısından bir kesit. | 61 |
| Şekil 5.1. | Kapalı odada radyatör konumuna göre farklı zaman dilimlerinde sıcaklık dağılımı. | 64 |
| Şekil 5.2. | Kapalı odada radyatörün duvardan 6 cm uzaklığı için sıcaklık dağılımı. | 65 |
| Şekil 5.3. | Kapalı odada radyatörün duvardan 9 cm uzaklığı için sıcaklık dağılımı. | 66 |
| Şekil 5.4. | Kapalı odada radyatörün duvardan 15 cm uzaklığı için sıcaklık dağılımı. | 67 |
| Şekil 5.5. | Kapalı odada radyatör konumuna göre 10 günlük zaman dilimi için sıcaklık değerleri. | 69 |
| Şekil 5.6. | Kapalı odada radyatör konumuna göre hız vektörleri. | 71 |
| Şekil 5.7. | Kapalı odada radyatör konumuna göre 10 günlük zaman dilimi için ısı akısı değişimi. | 74 |

TABLOLAR LİSTESİ

| | | |
|-------------|---|----|
| Tablo 4.1. | Hava için, k , C_p ve μ için polinom sabitleri. | 46 |
| Tablo 4.2. | Düşey duvar için çeşitli türbülans modelleri ve duvar fonksiyonları için hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 48 |
| Tablo 4.3. | Boussinesq yaklaşımı ve 5 mm'lik kare mesh yapısı ile çeşitli türbülans modelleri ve duvar fonksiyonları için hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 52 |
| Tablo 4.4. | İdeal gaz yaklaşımı ve 5 mm'lik kare mesh yapısı ile çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 53 |
| Tablo 4.5. | Adapte edilmiş 5 mm'lik kare mesh yapısı ve Boussinesq yaklaşımı ile çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 53 |
| Tablo 4.6. | Adapte edilmiş 5 mm'lik kare mesh yapısı ve ideal gaz yaklaşımı ile çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 54 |
| Tablo 4.7. | Adapte edilmiş 5 mm'lik kare mesh yapısı, fiziksel özellikler değişken ve Boussinesq yaklaşımı ile çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 54 |
| Tablo 4.8. | Boussinesq ve ideal gaz yaklaşımı ile 2.5 mm'lik kare mesh için çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 55 |
| Tablo 4.9. | Boussinesq ve ideal gaz yaklaşımı ile 1 mm'lik kare mesh ve Realizable türbülans modeline göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 55 |
| Tablo 4.10. | İdeal gaz yaklaşımı, 5 mm'lik üçgen mesh yapısı ve çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 56 |
| Tablo 4.11. | Boussinesq yaklaşımı 5 mm'lik üçgen mesh yapısı ile çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri. | 56 |
| Tablo 4.12. | Yapı malzemelerinin fiziksel özellik değerleri. | 62 |

1. BÖLÜM

GİRİŞ

Enerjinin ülkelerin kaderlerinde çok önemli bir rol oynadığı gerçeği, günümüzde daha iyi anlaşılmaktadır. Dünya nüfusu hızla çoğalmakta ve teknoloji hızlı bir şekilde gelişerek enerji ihtiyacı artmaktadır. Gelişmiş sanayi ülkelerinde uygulanan enerji politikaları bu artışı nispeten kontrollü bir şekilde tutsa da gelişmekte olan ülkelerin birçoğunda teknolojiyi yakalama çabaları enerji ihtiyacını hızla artırmaktadır.

Gelişmişliğin ölçüsü, kişi başına enerji tüketimi ile değerlendirilmektedir. Ülkemizde tüketilen enerjinin sektörel olarak dağılımına bakıldığında sanayi sektörünün ısı enerji tüketimi %34, binalar ise %35 ile en büyük pay sahibidir. Ülkemizde ısı yalıtımına yeteri kadar önem verilmediği için büyük miktarlarda enerji israf edilmektedir. Bu sebeple her yıl artan enerji ihtiyacını karşılamak için büyük yatırımlar yapmak gerekmektedir. Bu yatırımlar kadar önemli diğer bir konu ise üretilen enerjiyi tasarruflu kullanmaktır. Isı yalıtımı yoluyla enerji tasarrufu konusunda ülkemiz birçok Avrupa ülkesinden çok geridedir [1]. Bu çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) yöntemi ile kapalı bir odada radyatör konumuna göre sıcaklık dağılımı ve oda içerisinden dışarıya transfer olan ısı kaçağının zamana göre sayısal analizi yapılmıştır.

Literatürde, değişik geometrilerdeki hacimlerde sayısal akışkan dinamiği kullanılarak yapılmış çalışmalar mevcuttur.

1.1. Konu ve Önemi

Mühendislik problemleri teorik, sayısal ve deneysel olarak çözülebilmektedir. Deneysel çalışmalar en güvenilir ve gerçekçi yapılardır. Fakat çok pahalı ve zaman alan çalışmalardır. Cihaz sorunu, boyut sorunu, test kesiti ve ölçüm zorlukları diğer dezavantajları arasında yer alır. Teorik (analitik) çalışmalarda bazı kabuller yapılarak

fiziksel olay, matematiksel terimlerle ifade edilir. Denklemler analitik olarak çözümlenir. Fakat karmaşık matematiksel denklemlerin çözümü zor, bazen de mümkün değildir. Sadece basit alanlar ve fiziksel olaylar için kullanılabilir. Sayısal (nümerik) çalışmalarda ise fiziksel olayların matematiksel denklemlerinin çözümü değişik metotlar kullanılarak bulunur. Bu çözümlerin bulunmasında genellikle bilgisayarlardan faydalanılır. Sayısal yöntem, her türlü denklem çözmek için kullanılabilir, karmaşık fiziksel olayların incelenmesi mümkündür ve olayın zamanla gelişimi incelenebilir. Fakat bir miktar yuvarlama hatası içerir, bazı durumlarda pahalıdır ve sınır şartları uygulamada zorluklar vardır.

1.2. Literatür Araştırması

Doğal taşınımın kapalı alanlarda sayısız uygulaması vardır. Bunlardan bazıları; konutların ısıtılması, pencere sistemleri, güneş kolektörleri, şömineli odalar, nükleer reaktör soğutmaları, elektronik cihazlardır.

Günümüzde elektronik cihazların tasarımında dikkat edilmesi gereken en önemli nokta, güvenli bir çalışma için uygun sıcaklık aralıklarının tespiti ve bunu sağlamak için uygun ısı transfer mekanizmalarının kullanılmasıdır. Böylelikle elektronik elemanların performansları ve güvenilirlikleri artırılmış olur. Doğal taşınım ile soğutma düşük yoğunluklu ve düşük güçlü sistemlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Güvenirliliğinin yüksek olması, bakım masraflarının düşük olması ve gürültüye sebep vermemesi ile doğal taşınım ile elektronik elemanların soğutulması etkili bir yöntem olarak ortaya çıkmaktadır. Ayrık ısı kaynakları (AIK) tarafından ısıtılan elektronik elemanların soğutulma problemlerinde yapılacak ısı transferi analizlerinde AIK konumu en çok dikkat edilmesi gereken özellik olarak karşımıza çıkmaktadır.

Literatürde böyle bir çalışma Başkaya ve Alpay [2] tarafından yapılmıştır. Bunun için yatay kapalı bir ortam seçilmiş ve değişik konumlara altı tane AIK yerleştirilmiştir. İncelenen kapalı hacim içerisindeki doğal taşınım ile ısı transferi ve akışkan akışı sürekli şartlarda kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri kullanılarak iki boyutlu olarak ifade edilmiştir. Doğal taşınımın modellenmesinde Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Yoğunluk sadece doğal taşınım akışını oluşturan kaldırma kuvveti teriminde değişken olarak alınmıştır. Diğer akışkan

özellikleri sabit kabul edilmiştir. Problemi tanımlayan temel korunum denklemleri, sonlu hacimler metodu ile çalışan PHOENICS koduyla çözülmüştür. Doğal taşınım ile ısı transferi, ısı transferinin söz konusu olduğu yüzeyle onu çevreleyen akışkanın hareketine bağlı olduğundan, bu akışkan hareketi ısı transfer özelliklerini belirlemektedir. Akışkan hareketinin artması ile ısı transferinde de artış gözlenmiştir. Bundan dolayı AIK konumlarına bağlı olarak ısı transfer özellikleri değişmiştir.

Varol ve ark. [3] tarafından yapılan çalışmada doğal taşınım ısı transferi dikey duvarına ankastre ısıtıcı yerleştirilen kapalı üçgen bir alanda sayısal olarak analiz edilmiştir. Korunum denklemlerinin çözümü için sonlu farklar metodu kullanılmıştır.

Çalışmanın fiziki modeline bakıldığı zaman üç farklı pozisyon için analizlerin yapıldığı görülmektedir. Burada ısıtıcının uzunluğu değişebilmekte ve ölçüsü de h ile gösterilmektedir. Alt duvarın uzunluğu ve dikey duvarın yüksekliği sırasıyla L ve H ile gösterilmiştir. Üçgenin eğimli olan duvarında sıcaklık sabitken diğer bölümler ise adyabatiktir.

Burada doğal taşınımın korunum denklemleri, laminer rejim için iki boyutlu formda, daimi, sıkıştırılamayan ve Newtonien akış için Boussinesq yaklaşımıyla; akım fonksiyonu vorticity formunda yazılmıştır. Işınım ile ısı değişimi ısı transferinin diğer çeşitlerine göre ihmal edilebilir ve yerçekimi dikey yönde etkilidir. Bu modelde u ve v hızları bütün katı sınırlar için sıfırdır. Konverjans kriteri 10^{-4} seçilmiştir. Bazı grid (ağ yapısı) testleri optimum grid ölçüsünü bulabilmek için 35×35 ve 237×237 aralığında yapılmıştır. Hesaplamalar 61×61 grid ölçüsünün yeterli olduğunu göstermiştir. Hesaplanan sonuçlar literatür sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Burada elde edilen sonuçlara göre şunlar söylenebilir:

- Akım ve sıcaklık alanları kapalı alanın şeklinden etkilenir ve Rayleigh sayısı bunlarda en etkili rolü oynar. Isıtıcı dikey duvarın en altına yerleştirildiğinde, iletimin baskın olduğu ısı transferi rejiminde Nusselt sayısı sabit olur.
- Isıtıcının yeri ve pozisyonu akış sirkülasyonunu ve ısı transferini etkiler. Bu yüzden ısıtıcının pozisyonu ısı transferi için bir kontrol parametresidir.

- Taşınım etkileri baskın olduğu zaman, ısı transferinde $Ra > 10^4$ değerinin üzerine çıkar. Hatta, Rayleigh sayısının en yüksek değerinde kapalı alan içerisinde sadece sirkülasyon görülür.

Bazylak ve ark. [4] çalışmalarında yatay kapalı bir alanın alt duvarına dağınık olarak yerleştirilen ısı kaynaklarından olan ısı transferinin hesaplamalı analizini sunmuşlardır. Isı kaynakları sıcaklığın sürekli değiştiği sınır şartlarında ankastre kaynaklar olarak modellenmiştir. Isı kaynaklarının uzunluğunun ve aralarındaki mesafenin ve kapalı alanın bir tek tarafındaki genişliğin yüksekliğe oranının çeşitli rejimlerdeki optimum ısı transfer oranlarına ve çeşitli başlangıç termal kararsızlıklarına neden olduğu görülmüştür.

Lu ve ark. [5] içerisinde taşınım ısı kaynağı bulunan bir odadaki hava akımı ve ısı alanını sayısal olarak incelemiştir. Simülasyonlar, değişik türbülans modellerini onaylamak için CFD ile yapılmıştır. Standart $k-\varepsilon$ ve düşük Reynolds sayılı $k-\varepsilon$ modeli kullanılmıştır. Hesaplamalar ve deneyler arasındaki karşılaştırmalar kabul edilebilir bir uyumun olduğunu göstermiştir. CFD simülasyonları ana akım özelliklerini yakalamış ve tatmin edici sonuçlar sağlayabildiği görülmüştür.

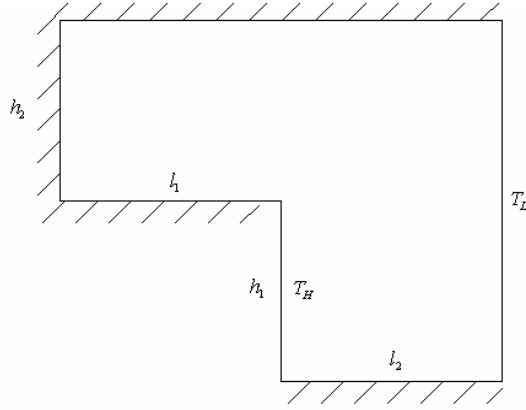
Burada fiziksel olay bir test odasında çalıştırılmıştır. Dış duvarda pencerenin altına bir radyatör yerleştirilmiştir. Odanın ölçüleri $L \times H \times W = 4.74 \times 2.7 \times 3.45 \text{ m}^3$, pencere ölçüleri $H \times W = 1.6 \times 2.2 \text{ m}^2$ ve radyatör ölçüleri $H \times W = 0.6 \times 1.1 \text{ m}^2$ (Çift panel, etkili ısı değişimi 440 W/m^2). Akım alanı, standart $k-\varepsilon$ modeli için $33 \times 20 \times 23$ hücreye, düşük Reynolds sayılı $k-\varepsilon$ modeli için $50 \times 41 \times 37$ hücreye bölünmüştür. Deney oda içerisinde belirli noktadaki sıcaklıkları ölçerek tamamlanmıştır. Odada yalıtım malzemeleri kullanılmıştır. Deney kış şartlarında $T_o = -3^\circ \text{C}$ 'de yapılmıştır. Odadaki ortalama sıcaklık $T_{ai} = 22^\circ \text{C}$ ve dış çevre ile iç ortam arasındaki sıcaklık farkı $\Delta T = T_{ai} - T_o = 25^\circ \text{C}$ 'dir. Odanın fiziksel özellikleri T_{ai} sıcaklığına göre hesaplanmıştır. Radyatörle ısıtılan bir oda içerisinde doğal taşınım ile olan sıcaklık transferi, hava akımı ve parça hareketinin sayısal analizi yapılmıştır. Sonuçlar şu şekildedir.

- Tahmin edilen ve ölçülen hava akımı örnekleri birbirleriyle uyum sağlamaktadır. Düşük Reynolds sayılı $k-\varepsilon$ modeli standart $k-\varepsilon$ modeline

göre ters akımlı hava hareketi üretir. Her iki simülasyon da temel akım özelliklerini yakalamaktadır.

- Özellikle düşük Reynolds sayılı $k-\varepsilon$ modelinde olmak üzere her iki türbülans modelinde de tahmin edilen sıcaklık sonuçları ölçülen datalarla iyi bir uyuma göstermektedir
- Düşük Reynolds sayılı $k-\varepsilon$ modeli simülasyonu standart $k-\varepsilon$ modelinde üretilenden daha yüksek ısı transferi göstermektedir.

Chang ve ark. [6] tarafından yapılan çalışmada kapalı bir alanda laminer doğal taşınım sayısal olarak analiz edilmiştir. Akım yapısında Rayleigh sayısı Ra , Prandtl sayısının Pr etkileri, kapalı alanın geometrik ölçüleri ve ısı transferi karakteristikleri detaylı olarak araştırılmıştır.



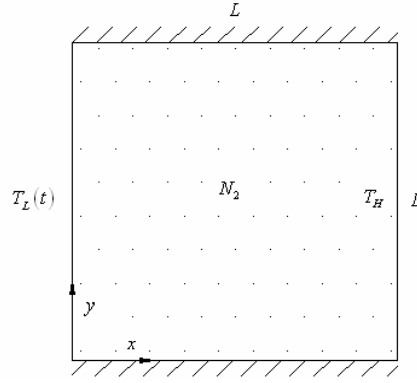
Şekil 1.1. İki boyutlu basamağın fiziksel modeli [6].

Sonuçlar şunu göstermiştir ki geriye yönelmiş basamakların varlığı ısı transfer katsayısını, $Ra = 10^7$ ve $Pr = 0.71$ için % 32 oranında artırabilir.

Isı transferi büyüklüğü Rayleigh sayısındaki düşüş ile artar. Isıtılan başlangıç basamağı ve soğutulan plaka l_2 arasındaki boyutsuz mesafenin ortalama Nusselt sayısı \overline{Nu} üzerindeki etkisi sistem için Ra küçük olmasından daha önemlidir. Yalıtılmış dikey plaka h_2 yüksekliğinin daha büyük olması \overline{Nu} sayısının daha yüksek olmasını sağlar.

Şekil 1.1’de gösterilen fiziksel sistem iki boyutlu ve sol köşesindeki basamaktan ısıtılan kapalı bir alandır. Bu basamak yüksek, üniform ve sabit T_H sıcaklığına sahiptir. Bu

Dikey sınırlar izotermik ve yatay sınırlar adyabatiktir. Simpler metodu kullanılarak kütle, momentum ve enerjinin iki boyutlu korunum denklemleri Boussinesq yaklaşımıyla çözülmüştür. Rayleigh sayısı 10^4 'ten 10^{11} 'e değişmektedir. Sonuçlar; standart Nusselt sayısının, Rayleigh sayısının bir fonksiyonu olarak ve diğer boyutsuz geometrik parametrelerin düşmesidir. İzotermikler ve akım çizgileri Rayleigh sayısı ve geometrik koşulların değişimiyle ortaya çıkmaktadır.



Şekil 1.3. Sıkıştırılabilir gazla doldurulan kapalı alanın fiziksel modeli [8].

Sıkıştırılabilir gazla doldurulan kapalı alanda gelişen doğal taşınım sürecinde termoakustik dalgalı hareketin etkileri Aktaş ve Farouk [8] tarafından sayısal olarak araştırılmıştır. İncelenen alanda, sol duvarın sıcaklığı hızla yükselmekte, sağ duvarda ise belli bir sıcaklıkta kalmaktadır.

Üst ve alt duvarlar ise yalıtılmıştır. Basınç dalgalarının direnci termoakustik etkiyle birleştirilmiştir ve akım örnekleri duvarın hızlı bir şekilde ısınmasıyla güçlü bir korelasyon göstermiştir.

Frederick, [9] Rayleigh sayısının 10^3 ile 10^6 arasındaki değeri için sıcak bir duvar üzerine kalın dikey bir bölmenin yerleştirildiği kübik bir alanda havanın doğal taşınımını sayısal olarak araştırmıştır. Üç boyutlu taşınım sirkülasyonu oluşturulmuştur. Burada soğuk akım fin yüzeylerini ve düşük akımla tıkanan sıcak duvarı süpürmektedir. Bu yüzeylerin katkısının birleşimi yüksek Rayleigh sayılarında %40'ın üzerinde ısı transferine sebep olur. Bu kapalı alan içerisinde bulunan sıcak duvarın ortasına kalın bir fin dikey olarak yerleştirilmiştir. Rayleigh sayısıyla Nusselt sayısındaki tüm değişimler

ve termal iletkenlik oranları araştırılmıştır. Ana sirkülasyon fin yüzeylerini ve sıcak duvarı süpürmektedir ve finin sebep olduğu akım sınırlaması sadece düşük Reynolds sayılarında önemlidir. Yüksek termal iletkenlik oranlarında, ikinci bir sirkülasyon hücresi, ısı transferine yardım eden fin yüzeylerinin yanında ölçülür. Uzun finlerin ısı transferinin yükselmesinde daha etkili olduğu görülmüştür [8].

Bilgen ve Yeder [10] tarafından dikey bir duvarın aktif diğer duvarların ise yalıtıldığı dikdörtgen bir kapalı alanda sayısal bir çalışma yapılmıştır. Eşit bölünen aktif kenar duvar sinüzoidal sıcaklık profilleriyle ısıtılmakta ve soğutulmaktadır. Burada iki durum incelenmiştir. Bunlardan birincisinde alt kısım ısıtılırken üst kısım soğutulmaktadır ve ikincisinde üst kısım ısıtılırken alt kısım soğutulmaktadır. Burada kapalı alanda termal nüfuz, ısıtıcının ve soğutucunun pozisyonuna göre ve Rayleigh sayısının bir fonksiyonu olarak ısı transferini belirlemek için kütle, momentum ve enerji denklemlerini sayısal çözerek daimi ısı transferinin laminer doğal taşınımıyla çalışılmıştır. Rayleigh sayısı 10^3 'ten 10^6 'ya doğru değişirken sonuçlar; akım çizgileri, izoterm halinde, Nusselt sayısı lokal ve ortalama olarak ve ısı nüfuz uzunluğu gösterilmiştir. Alt bölüm ısıtılırken ve üst bölüm soğutulurken yüksek Rayleigh sayılarında nüfuzun %100'e yaklaştığı bulunmuştur. Öte yandan üst bölüm ısıtılırken ve alt bölüm soğutulurken maksimum Rayleigh sayısı 10^6 'nın altındayken nüfuz %70 ile sınırlı kalmıştır.

Mohamad ve ark. [11] tarafından yapılan çalışmada tabandan soğutulan, bir tane dikey duvarı ısıtılan ve diğer duvarların adyabatik olduğu varsayılan kapalı bir alan için üç boyutlu analizler yapılmıştır. Tavanda termik durum adyabatikten sıcaklığın farklı derecelerine çeşitlenmektedir. Burada amaç tabandan soğuyan bir odada konforu sağlamaktır. Bunun için de ilgilenilmesi gereken oda içerisindeki sıcaklık dağılımını ve ısı transferi oranlarını belirlemektir. Aynı zamanda bu sonuçlar diğer soğutma uygulamalarında örneğin elektronik soğutmada ve donduruculardaki doğal taşınımında önem taşımaktadır.

Burada akım tavanın adyabatik ve ısınmış oluşuna göre iki şekilde tabakalaşabilir. Tabakalaşmanın derecesi Rayleigh sayısına bağlıdır. Soğuk bir tavan için aşağılarda devridaim ihtimali vardır.

Bu devridaimlerin kuvveti adyabatik duvarların yanında ve yüksek Rayleigh sayılarında yükselir. $Ra = 10^7$ iken üst köşelerde ve merkezde adyabatik duvar boyunca alçak akım olacağı açıktır. Tabandan ısı transferinin ortalama oranının neredeyse sabit olduğu ve Rayleigh sayısının güçlü bir fonksiyonu olmadığı bulunmuştur. Isıtılan duvardan ve tavandan ısı transferi Rayleigh sayısı arttığında artmaktadır.

Burada alt duvarın üniform, dikey duvarların lineer ısıtıldığı buna karşılık üst duvarın iyice izole edildiği kapalı kare bir boşlukta doğal taşınımın sayısal çalışması Sathiyamoorthy ve arkadaşları tarafından sunulmuştur. Rayleigh sayısının ($10^3 \leq Ra \leq 10^5$) ve Prandtl sayısının ($0.7 \leq Pr \leq 10$) değişik değerleri için sayısal sonuçlar bulunmuştur. Sonuçlar; akım çizgileri, izoterm kontürleri şeklinde, Rayleigh sayısının fonksiyonu olarak yerel Nusselt sayısı ve ortalama Nusselt sayısı olarak gösterilmiştir.

Bu çalışma öncelikle dönüşümlü ısı transferini çözmek için uygun alıştırmaların analiz edilmesi ve geliştirilmesi içindir. Daha sonra bu uygulamalar içerisinde dış ve iç ısı kaynaklarının bulunduğu bir kapalı alanda dönüşümlü doğal taşınım ve iletimle ısı transferi için denenmiştir. Sonuçlar; izoterm, akım çizgileri ve farklı termal sınır şartları altındaki dış ve iç Rayleigh sayılarının geniş bir aralığı ile Nusselt sayıları şeklinde elde edilmiştir.

Üniform ve üniform olmayan bir şekilde ısıtılan alt duvar, adyabatik üst duvar ve sabit sıcaklıkta bulunan soğuk dikey duvarların bulunduğu kare bir boşlukta sürekli laminar doğal taşınım sayısal olarak araştırılmıştır.

Penalty, [12] sonlu elemanlar metodu ile kütle, momentum ve enerji denklemleri çözülmüştür. Bu çalışmada, parametrelerin geniş aralığında Rayleigh sayısı ($10^3 \leq Ra \leq 10^5$) ve Prandtl sayısı ($0.7 \leq Pr \leq 10$) sürekli performans sağlamak için sayısal yöntem seçilmiştir. Tabanın üniform olmayan ısıtılması halinde bütün Rayleigh sayıları için tabanın merkezinde üniform ısıtmaya göre daha büyük ısı transferleri elde edilmiştir. Bununla birlikte ortalama Nusselt sayıları tüm düşük ısı transferi oranlarının üniform olmayan ısınmalarda olduğunu göstermektedir. İletimle ısı transferinin etkili olduğu yerler için kritik Rayleigh sayıları bulunmuştur ve taşınımın etkili olduğu

rejimler için ortalama Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki korelasyonlar gösterilmiştir.

İçine bir insan ve ofis mobilyalarının yerleştirildiği bir odada yaz kış şartlarında hava hareketi nümerik olarak hesaplanmıştır. Burada iki boyutlu korunum denklemleri hesaplamalı akışkanlar mekaniği (CFD) kullanılarak çözülmüştür. Nümerik çözümler PHOENICS vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki oda içerisindeki sağlanan hava akımı ve sıcaklık dağılımı üzerinde içerideki insan ve eşya dağılımının etkisi büyüktür. Bu nedenle oda konforunun elde edilmesinde eşya, boşluk ve ısı kaynağı en etkili rolü oynamıştır [13,14].

Accary ve Raspo [15] tarafından yapılan çalışmada ısıtılan kapalı alanda kaldırma kuvvetlerinin etkisinde meydana gelen sıvı akışlarının belirlenmesinde üç boyutlu sonlu hacimler metodu kullanılmıştır. Isıtılan boşluklar içerisindeki doğal taşınım için Boussinesq, düşük Mach sayısı analizi yöntemleri kullanılmıştır. Isıtılmış yüzeylerdeki ideal gaz akışı ve kritik akış arasındaki karşılaştırmalar Rayleigh sayısına bağlı olarak değerlendirilmiştir. Termal denge açısından büyük benzerlikler, zamana göre akış analizi açısından büyük farklılıklar tespit edilmiştir.

Literatürde yapılan diğer bir çalışmada ise bina inşaatında kullanılan tuğla içerisindeki hava dolu boşluklarda meydana gelen ısı transferi (iletim+doğal taşınım) analizi yapılmıştır. Majed [16] bu çalışmada bina yalıtımı açısından uygun olan üç farklı tuğla konfigürasyonu için hesaplamalar gerçekleştirmiştir. Birincisinde tipik hava boşlukları olan tuğla seçmiş, ikincisinde bu boşlukları sıradan polistiren çubuklarla doldurmuş, üçüncüsünde ise boşluklu polistiren çubuklarla doldurmuştur. Burada Navier-Stokes denklemleri Boussinesq yaklaşımıyla çözülmüş ve FLUENT programı kullanılmıştır. Burada hava boşluklarının ısı kayıplarına neden olduğu görülmüştür. Polistiren çubukların ısı kayıplarını %36, boşluklu polistiren çubukların ise %6 oranında azalttığı gözlenmiştir.

Hartnett ve Minkowycz [17] tarafından yapılan çalışmada ise Prandtl sayıları 0.71 ve 7.1, Rayleigh sayısı 10^3 - 10^7 arasında iken, kapalı kare bir alan tamamen sıvıyla doldurulmuş, kare boşluk içerisindeki doğal taşınım iki boyutlu olarak incelenmiştir. Boşluğun yan tarafından ısıtma yapılırken, üst tarafından soğutma yapılmıştır. Diğer

duvarlarda ise adyabatik sınır şartları kullanılmıştır. Başlangıçta akışkanın hareketsiz ve üniform bir sıcaklığa sahip olduğu varsayılmıştır. Sonra, sırasıyla sol kenarda sıcaklığın ani olarak yükselmesi ve üst duvarda azalması sağlanmıştır. Daimi olmayan Navier Strokes denklemleri ve Boussinesq yaklaşımıyla sürdürülen akış için çözüm sonlu farklar metodu kullanılarak vorticity akım fonksiyonuyla çözülmüştür. Gelişen akım ve değişen sıcaklıkları takip eden sıcaklık dağılımları sayısal olarak incelenmiştir. Sıcak duvardaki ortalama Nusselt sayısının süreksiz davranışı takip edilmiştir.

1.3. Tezin Amacı

Bu çalışmada, bir radyatör yardımıyla ısıtılan oda içerisindeki sıcaklık dağılımı ve oda içerisinden dışarıya transfer olan ısı kaçağının zamana göre sayısal analizi yapılmıştır. Sayısal çözümler için FLUENT bilgisayar kodu kullanılmıştır.

Kapalı bir odada zamana bağlı olarak hava sirkülasyonu, sıcaklık dağılımı ve ısı transferi hesaplanmıştır. Oda içerisinde koltuk, masa ve dolap gibi temel eşyalar da hesaplamalarda dikkate alınmıştır. Oda içinde doğal taşınım vasıtasıyla türbülanslı bir akış meydana geldiği kabul edilmiştir. Bu hesaplamalarda radyatörün oda içerisindeki pozisyonunun beş farklı konumu için sayısal hesaplamalar tekrarlanmıştır. Böylece radyatör pozisyonunun ısı kaçağı ve oda içindeki hava sirkülasyonuna etkisi incelenmiştir.

2. BÖLÜM

TANIMLAMALAR VE DENKLEMLER

2.1. Giriş

Bu bölümde ısı geçişi ve bu problemin çözümünde kullanılan ısı iletimi, doğal taşınım, zorlanmış taşınım ve bileşik ısı transferi anlatılmaktadır. Konunun daha iyi anlaşılabilmesi için gerekli bazı temel tanımlamalar ifade edilmektedir. Ayrıca problemin tanımında kullanılan denklemler sunulmaktadır.

2.2. Isı Geçişi

Günümüzde ısı geçişi bilinmesi gerekli bir mühendislik konusu olmanın yanı sıra, mühendislik bilimlerinin en ilgi çekici bir bölümünü oluşturur. Isı geçişinin, birçok endüstri ve çevre problemi üzerinde, önemli etkileri vardır. Isı geçişi (veya ısı), sıcaklık farkından kaynaklanan enerji aktarımıdır. Isı geçişinin gerçekleşmesine yol açan farklı mekanizmalar, ısı geçişinin türleri olarak adlandırılır [18].

Bu çalışma ısı geçişi türü olarak iletim ve taşınım işlemlerini içermesinden dolayı bu bölümde sadece iletimle ve taşınım ile olan ısı geçişi hakkında bilgi verilmektedir.

2.2.1. Isı İletimi

Katı veya durgun akışkan ortam içinde, sıcaklık farkı olması durumunda, ortam içinde gerçekleşen ısı geçişi için, iletim terimi kullanılır. İletim, bir maddenin daha yüksek enerjili parçacıklarından daha düşük enerjili parçacıklarına, enerjinin titreşimler ve çarpışmalarla aktarılması olarak düşünülebilir. Daha yüksek kinetik enerjili moleküller, daha yüksek sıcaklıktadırlar. Komşu moleküller sürekli olarak çarpışırken, bir kısım kinetik enerjili moleküllerden daha az enerjili moleküllere geçer. Bu işlem yüksek

enerjili moleküllerde sıcaklık azalması, düşük enerjili moleküllerde sıcaklık artması olarak ortaya çıkacaktır. Dolayısıyla sıcaklık farkı olması durumunda sıcaklığın az olduğu yöne iletim ile enerji aktarımı gerçekleşmektedir [18].

Isı iletimi konusu ele alındığında en önemli nicelikler sıcaklık, ısı akışı ve malzemenin ısı iletim katsayısıdır. Isı akışı vektörel bir niceliktir ve yüzeydeki ısı geçişi doğrultusuna dik doğrultudadır ve yüzeyde ölçülür. Isı akışı ve sıcaklık değişimi arasındaki temel bağıntı Fourier yasası olarak bilinir. Fourier yasası ifadesine göre birim alanda birim zaman zarfında geçen ısı akışı, ısının aktığı yüzeyin dik doğrultusunda sıcaklık gradyanı ile orantılıdır [19]. Matematiksel olarak ifadesi şu şekildedir.

$$q''(x,t) = -\lambda \nabla T(x,t) \quad (2.1)$$

(2.1) eşitliğinin sağ tarafındaki (-) işareti ise termodinamiğin II. kanunu ile uyumluluğunu ifade eder. Yani daha yüksek sıcaklıktaki bir noktadan daha düşük sıcaklıktaki bir noktaya iletimle ısı geçişi olmasından dolayı olan ısı akışını ifade eder.

Üç Boyutlu Zamana Bağlı Isı İletim Denklemi: Üç boyutlu ısı iletim denklemini çıkartabilmek için, katı bir cisim içinde sonsuz küçüklükte bir diferansiyel eleman ele alınmaktadır. Bu eleman içinde enerjinin korunumu yasası aşağıdaki gibi ifade edilir.

[İletim ile olan enerji kazancı]+[Hacim içinde üretilen enerji]=[İletim ile olan enerji kaybı]+[Hacim içinde depolanan enerji]

$$q_x'' dydz + q_y'' dx dz + q dz = \left(q_x'' + \frac{\partial q_x''}{\partial x} dx \right) dydz + \left(q_y'' + \frac{\partial q_y''}{\partial y} dy \right) dx dz + \left(q_z'' + \frac{\partial q_z''}{\partial z} dz \right) dx dy + \rho (dx dy dz) Cp \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.2)$$

Gerekli sadeleştirmeler yapıldığında yukarıdaki ifade aşağıdaki şekle dönüşür.

$$-\frac{\partial q_x''}{\partial x} - \frac{\partial q_y''}{\partial y} - \frac{\partial q_z''}{\partial z} + q = \rho Cp \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.3)$$

Gerekli ara işlemlerin yapılmasıyla, katılar ve statik akışkanlar için, zamana bağlı üç boyutlu enerji denkleminin türetilmesi için (2.4) eşitliği esas alınır [20].

$$C_p \rho \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} \quad (2.4)$$

Burada x, y, z koordinat sistemini ve q ise birim hacim için katıdaki ısı üretiminin (kimyasal reaksiyon, nükleer reaksiyon, ya da elektrik akımı vs. sonucu oluşan) değeridir. Uygun sınır ve başlangıç şartlarının uygulanmasıyla (2.4) denkleminin çözümü malzeme içindeki sıcaklık dağılımını, konum ve zamanın fonksiyonu olarak verir. Çoğu kez (2.4) eşitliğinin basitleştirilmiş biçimleri kullanılır.

En genel üç boyutlu zamana bağlı kartezyen koordinat sisteminde ve sabit iletim katsayılı ısı iletim denklemini, aşağıda görülmektedir.

$$C_p \rho \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \dot{q} \quad (2.5)$$

$$\text{ya da } \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{C_p \rho} \nabla^2 T + \frac{\dot{q}}{C_p \rho} \quad (2.6)$$

şeklindedir.

Burada α olarak tanımlanan ısı yayılım katsayısı, boyutsuz bir sayıdır ve değeri malzemelerin ısı enerjisi ile iletme yeteneğinin ısı enerjisi depolama yeteneğine oranıdır.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \nabla^2 T + \frac{\dot{q}}{C_p \rho} \quad (2.7)$$

2.2.2. Taşınım

Taşınım, farklı sıcaklıktaki hareketli bir akışkan ile katı bir yüzey arasındaki ısı transferidir. Akışkan-yüzey etkileşiminin bir sonucu olarak, akışkanın hızı yüzeydeki sıfır değerinden, akış ile ilgili bir u_∞ hızına ulaşır. Bu akışkan bölgesi, hidrodinamik farklı ise, akışkan içinde sıcaklığın, $y=0$ 'da T_s değerinden, dış akışta T_∞ değerine

değiştirdiği bir akışkan bölgesi oluşur. Isıl sınır tabaka olarak adlandırılan bu bölge, hızın değiştiği tabakadan daha ince, daha kalın veya aynı kalınlıkta olabilir. Her durumda, $T_s > T_\infty$ ise, yüzey ile dış akış arasında taşınım ile ısı geçişi gerçekleşir.

Taşınım ile ısı geçişi, akışın türüne göre sınıflandırılabilir. Akış, bir fan, bir pompa veya atmosferik rüzgarlar gibi bir dış etki ile oluşuyorsa, zorlanmış taşınım söz konusudur. Örnek olarak, elektronik devre elemanlarının bir fanın oluşturduğu veya zorladığı akış sonucu taşınım ile soğutulması gösterilebilir. Buna karşın, doğal taşınım da akış, akışkan içindeki sıcaklık değişimlerinin neden olduğu yoğunluk farklarından kaynaklanan kaldırma kuvvetleri ile ilişkilidir. Örnek olarak, gösterilen durgun hava içindeki sıcak elektronik devre elemanlarını ele alalım. Elemanlar ile temas eden havanın sıcaklığında bir artış, dolayısıyla da yoğunluğunda bir azalma olur. Bu hava çevredeki havadan daha hafif olduğu için oluşan kaldırma kuvvetleri, levhalardan yükselen ılık havanın yerini, daha serin çevre havasının aldığı bir düşey hareketi başlatır.

V hızında ve T_∞ sıcaklığında bir akışkanın yüzey alanı A_s olan, rasgele biçimli bir cisim üzerinden aktığı kabul edilsin. Yüzeyin T_s sıcaklığında olduğu varsayılmaktadır. $T_s \neq T_\infty$ ise taşınım ile ısı geçişi olacaktır. Yerel ısı akısı q'' aşağıdaki denklemle ifade edilebilir.

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (2.8)$$

Burada h yerel taşınım katsayısıdır. Yüzey üzerinde akış koşullarının noktadan noktaya değişmesi nedeniyle, yüzey boyunca q'' ve h değişir. Toplam ısı geçişi q , yerel ısı akısının bütün yüzey üzerinde integrasyonu ile elde edilebilir. Bu ise,

$$q = \int_{A_s} q'' dA_s \quad (2.9)$$

veya, (2.8) numaralı denklemden

$$q = (T_s - T_\infty) \int_{A_s} h dA_s \quad (2.10)$$

olarak yazılabilir.

Tüm yüzey için ortalama taşınım katsayısı, \bar{h} tanımlanırsa, toplam ısı geçişi aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$q = \bar{h}A_s(T_s - T_\infty) \quad (2.11)$$

Denklem (2.10) ve (2.11)'in eşitlenmesiyle, ortalama ve yerel taşınım katsayıları arasındaki ilişki bulunur:

$$\bar{h} = \frac{1}{A_s} \int_{A_s} h dA_s \quad (2.12)$$

Düz levha üzerinde akış için h , levha ucundan başlayarak x uzunluğu ile değişir ve (2.12) eşitliği,

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h dx \quad (2.13)$$

biçiminde düzenlenir.

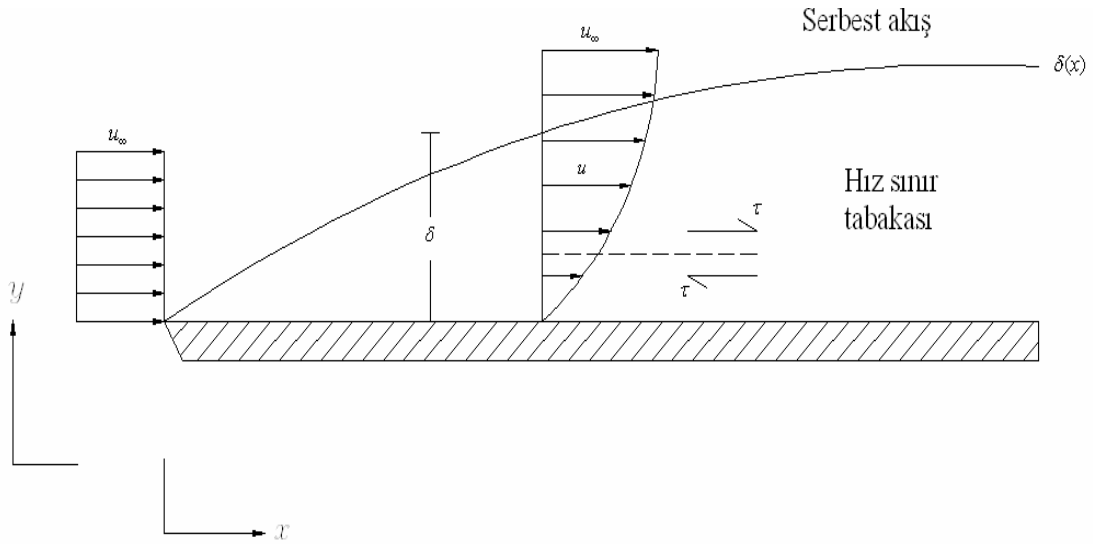
2.2.2.1. Hız (Hidrodinamik) Sınır Tabakası

Sınır tabaka kavramını açıklamak için Şekil 2.1.'de gösterilen düz levha üzerindeki akış ele alınsın. Akışkan parçacıkları yüzeye temas ettiklerinde hızları sıfır olur. Bu parçacıklar bitişik akışkan tabakaları içindeki parçacıkların hareketini yavaşlatır ve bu etki azalarak, $y = \delta$ uzaklığında göz ardı edilebilir değere gelir. Akışkan hareketinin bu yavaşlaması akışkan hızına paralel düzlemlerde etkili olan kayma gerilmesi τ ile ilgilidir. Yüzeyden y uzaklığının artışıyla akışkan hızının x hız bileşeni u , serbest akış değeri u_∞ 'a ulaşıncaya kadar artar.

δ büyüklüğü sınır tabaka kalınlığı olarak adlandırılır ve genellikle $u = 0.99u_\infty$ değerine ulaşıldığı y değeri olarak tanımlanır. Sınır tabaka hız profili, sınır tabaka içinde u hızının y ile değişimini gösterir. Buna göre akış iki farklı bölgeye ayrılabilir: İnce bir akışkan tabakası (sınır tabaka); bu tabaka içinde hız gradyanı ve kayma gerilmeleri büyüktür ve sınır tabaka dışındaki bölge; bu tabaka içinde hız gradyanı ve kayma gerilmeleri gözardı

edilebilir. Levha giriş ucundan başlayarak x arttıkça sürtünmenin etkisi serbest akış içinde daha ötelere taşınır ve sınır tabaka büyür (δ , x ile artar).

Akışkan hızı ile ilgili olması nedeniyle, önceden sınır tabaka olarak belirtilen bölge daha açık bir biçimde hız (hidrodinamik) sınır tabakası olarak adlandırılır. Bir yüzey üzerinde akış olduğunda sınır tabaka gelişir ve taşınım ile ilgili problemlerde büyük önem taşır. Akışkanlar mekaniğinde mühendisler için önemi, yüzey kayma gerilmesi τ_s ile ilişkisinden, başka bir deyişle yüzey sürtünmesi ile ilişkisinden kaynaklanır.



Şekil 2.1. Bir düz levha üzerinde hız (hidrodinamik) sınır tabakasının gelişimi.

Dış akışlar için yerel sürtünme katsayısı kayma gerilmesi ile gösterilebilir:

$$C_f = \frac{\tau_s}{\rho u_\infty^2 / 2} \quad (2.14)$$

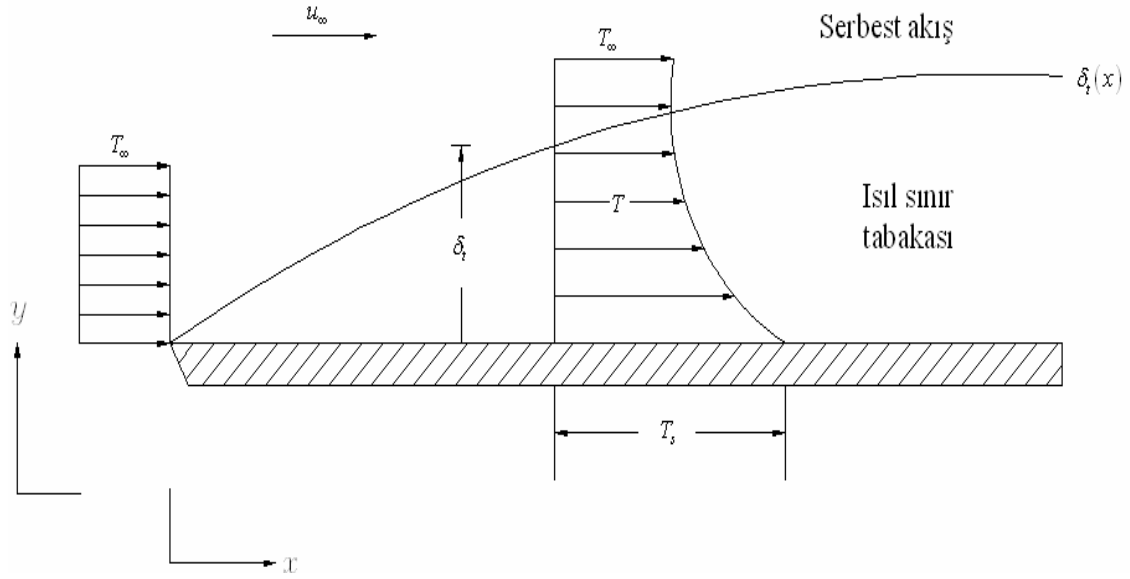
Yerel sürtünme katsayısı önemli bir boyutsuz parametre olup yüzey sürtünme kaybını hesaplamak için kullanılır. Newton akışkanı varsayımı ile yüzey kayma gerilmesi, yüzeydeki hız gradyanından belirlenebilir:

$$\tau_s = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (2.15)$$

Burada μ dinamik viskozite olarak bilinen bir akışkan özelliğidir.

2.2.2.2. Isıl Sınır Tabaka

Bir yüzey üzerinde akış olduğunda nasıl bir hız sınır tabakası gelişirse, akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı olduğunda da ısıl sınır tabaka gelişir. Şekil 2.2.'de gösterilen sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış incelendiğinde levha giriş ucunda sıcaklık profili düzgün dağılımlı olup $T(y) = T_\infty$ dur. Bununla beraber akışkan parçacıkları levha ile temas ettiklerinde levha ile aynı sıcaklığa ulaşır. Bu parçacıkların komşu akışkan tabakası ile enerji değişimi akışkan içinde sıcaklık gradyanlarına yol açar. Akışkanın sıcaklık gradyanlarının olduğu bu bölge ısıl sınır tabakadır ve bu tabakanın kalınlığı δ_t , genellikle $[(T_s - T)/(T_s - T_\infty)] = 0.99$ oranını sağlayan y değeri olarak tanımlanır. Giriş ucundan uzaklaştıkça ısı geçişi serbest akışı daha fazla etkiler ve ısıl sınır tabaka büyür.



Şekil 2.2. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısıl sınır tabakanın gelişimi.

Sınır tabaka içindeki koşullar ile taşınım katsayısı arasındaki ilişki kolaylıkla gösterilebilir. Giriş ucundan x uzaklıkta yerel ısı akısı, $y=0$ 'da akışkana Fourier yasası uygulanarak belirlenebilir:

$$q_s'' = -k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (2.16)$$

Bu bağıntının kullanımı uygundur, çünkü yüzeyde akışkan hareketi yoktur ve enerji aktarımı yalnızca iletimle gerçekleşir. Denklem (2.16) ile Newton' un soğuma yasası ile denklem (2.8) birleştirilirse;

$$h = \frac{-k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}}{T_s - T_\infty} \quad (2.17)$$

eşitliği elde edilir. Böylece sınır tabaka içindeki koşullar levha yüzeyindeki sıcaklık gradyanını, $\left(\frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}$) ve sınır tabakadaki ısı geçişini belirler. $(T_s - T_\infty)$ sabit olup, x 'ten bağımsızdır. δ_t , x 'in artmasıyla artar, sınır tabaka içindeki sıcaklık gradyanı x 'in artmasıyla azalır ve buna bağlı olarak q_s'' ve h x 'in artmasıyla azalır.

2.2.2.3. Laminer ve Türbülanslı Akış

Herhangi bir taşınım probleminin incelenmesinde ilk adım sınır tabakanın laminer veya türbülanslı olduğunun belirlenmesidir. Yüzey sürtünmesi ve taşınım ile ısı geçişi akışın laminer veya türbülanslı olmasına büyük ölçüde bağlıdır.

Laminer ve türbülanslı akış arasında keskin farklılıklar vardır. Laminer sınır tabaka içinde, akışkan hareketi çok düzenlidir ve parçacıkların akış çizgileri boyunca hareket ettikleri gözlenir. Bir akış çizgisi boyunca akışkan hareketi x ve y yönlerinde hız bileşenleri ile tanımlanabilir. v hız bileşeni yüzeye dik yöndeki bileşendir ve bu bileşen sınır tabakada momentum, enerji veya kütle geçişine önemli katkıda bulunur. Yüzeye dik yönde akışkan hareketi, sınır tabakanın x yönündeki gelişiminin bir sonucudur.

Buna karşılık, türbülanslı sınır tabaka içinde akışkan hareketi çok düzensizdir ve akış içinde ani hız değişimleri gözlenir. Bu düzensiz değişimler momentum, enerji ve kütle geçişini artırır ve bundan dolayı taşınım ile geçiş hızı gibi yüzey sürtünmesi de artar. Düzensiz değişimlerin sonucu akışkanın karışması türbülanslı sınır tabaka kalınlığını artırır ve sınır tabaka profilleri (hız, sıcaklık ve derişiklik) laminer akıştakine oranla daha düzdür. Sınır tabaka hesaplarında laminardan türbülanslı akışa geçişin, bir x_c noktasında başladığı varsayılır. Bu nokta Reynolds sayısı olarak adlandırılan bir boyutsuz değişkenin aldığı değerle belirlenir:

$$\text{Re}_x \equiv \frac{\rho u_\infty x}{\mu} \quad (2.18)$$

Burada karakteristik uzunluk x , giriş ucundan uzaklıktır. Kritik Reynolds sayısı, geçişin başladığı Re_x değeridir. Düz levha üzerinde akış için 10^5 ile 3×10^6 arasında olup yüzey pürüzlülüğüne ve serbest akışın türbülans düzeyine bağlı olarak değiştiği bilinmektedir. Sınır tabaka hesaplarında kritik; Reynolds sayısı olarak genellikle,

$$\text{Re}_{x,c} = \frac{\rho u_\infty x}{\mu} = 5 \times 10^5 \quad (2.19)$$

alınır.

2.2.2.4. Doğal Taşınım

Bir akışkan kendi sıcaklığından farklı sıcaklıkta bulunan bir yüzeyle temas durumuna geçerse, sıcaklığı daha yüksek olan akışkanın yoğunluğu azalır. Yoğunluğu azalan akışkan hafifleyeceğinden yukarı doğru hareket eder. Burada net etki kaldırma kuvvetidir. En genel durumda, yoğunluk gradyanı, sıcaklık gradyanından, gövde kuvveti de yerçekiminden kaynaklanır. Doğal taşınımında akış hızları genellikle zorlanmış taşınımdakilere göre çok daha küçük olduğundan, taşınımıyla ısı geçişi de daha yavaştır. Belki de bu nedenle, doğal taşınım daha az önemsenir. Oysa, farklı yollarla ısı geçişinin olduğu birçok uygulamada, doğal taşınım ısı geçişine en büyük direnci oluşturur ve bu nedenle sistemin tasarımında veya performansında önemli bir rol oynar. Bunun ötesinde, ısı geçişini azaltmak ve buna bağlı olarak işletme giderlerini en düşük düzeye indirmek söz konusu olduğunda, doğal taşınım zorlanmış taşınımına çoğunlukla tercih edilir.

Doğal taşınımın etkili olduğu birçok uygulama vardır. Doğal taşınım, çeşitli elektronik cihazlardan olan ısı geçişini etkilediği kadar, borulardan ve dağıtım hatlarından olan ısı geçişini de etkiler. Elektrikli ısıtıcılardan veya radyatörlerden oda havasına aktarılan ısı veya bir soğutma ünitesinin yoğunlaştırıcı serpantininden çevreye verilen ısı, hep doğal taşınımın etkisiyle olur. Doğal taşınım, okyanusla ve atmosferle ilgili akışlarda da etkilidir.

Doğal taşınımında akışkan hareketi akışkan içindeki kaldırma kuvvetleri ile oluşur, oysa zorlanmış taşınımında dış etkiler tarafından yaratılır. Kaldırma, akışkan içindeki yoğunluk gradyanı ile, yoğunlukla orantılı bir gövde kuvvetinin birlikte olmalarının sonucu doğar. Gövde kuvveti genellikle yerçekimi kuvvetidir, ancak dönen bir turbo makinada merkezkaç kuvveti veya atmosfer ve okyanusla ilgili dönel hareketlerde Coriolis kuvveti olarak ortaya çıkabilir. Bir akışkan içinde yoğunluk gradyanını ortaya çıkarabilecek farklı durumlar olmakla birlikte en genel olanı bir sıcaklık gradyanına bağlı yoğunluk farklılığıdır. Gazların ve sıvıların yoğunluklarının sıcaklığa bağlı olduğu bilinmektedir. Yoğunluk genellikle artan sıcaklıkla birlikte, akışkanın genişlemesinden dolayı azalır. $(\partial\rho/\partial T < 0)$ [18].

Akışkan hareketinin kaldırma kuvvetiyle gerçekleştiği doğal taşınımında kaldırma kuvveti aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$F_{kaldırma} = \rho_{akışkan} g V_{nesne} \quad (2.20)$$

Eğer ortamda farklı kuvvetler bulunmuyorsa, nesne üzerine etkiyen net düşey kuvvet nesnenin ağırlığı ile kaldırma kuvveti arasındaki farktır.

$$F_{net} = W - F_{kaldırma} \quad (2.21)$$

$$= \rho_{nesne} g V_{nesne} - \rho_{akışkan} g V_{nesne} \quad (2.22)$$

$$= (\rho_{nesne} - \rho_{akışkan}) g V_{nesne} \quad (2.23)$$

Bu kuvvetin nesne ve akışkanın yoğunluklarının farkıyla orantılı olduğu görülmektedir. Isı transfer çalışmalarında birincil değişken sıcaklıktır. Bu yüzden net kaldırma kuvvetinin sıcaklık farkına bağlı olarak gösterilmesi istenir. Fakat bu yoğunluk farkının sıcaklık farkıyla gösterilmesini gösterir ki bunun için de sabit basınçla akışkanın yoğunluğunun sıcaklıkla değişimini veren bir değişkene ihtiyaç vardır. Bu değişken hacimsel ısı genleşme katsayısı β ' dir.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial\rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.24)$$

Bu eşitlikte diferansiyeller farklarla belirtilirse;

$$\Delta\rho \approx -\rho\beta\Delta T \quad (\text{sabit basınçta}) \quad (2.25)$$

İdeal gazın hacimsel ısıl genleşme katsayısı β aşağıdaki şekilde gösterilir;

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (1/K) \quad (2.26)$$

Burada T mutlak sıcaklıktır. Bu eşitlikten anlaşılacağı gibi, bir akışkan için yüksek değerdeki β , yoğunluğun sıcaklıkla çok fazla değiştiğini gösterir.

Sıcak veya soğuk bir yüzeye yakın bir akışkan ile uzağındaki akışkan arasındaki sıcaklık farkı ne kadar yüksek olursa, kaldırma kuvveti o kadar yüksek olur. Bu durumda taşınım akımları o kadar güçlü olur ve böylece ısı transfer oranı o kadar artar [21].

2.2.2.4.1. Doğal Taşınımında Türbülansın Etkileri

Doğal taşınım sınır tabakaları laminer akışla sınırlı değildir. Doğal taşınım akışları bir ısıl kararsızlıktan kaynaklanır. Bir başka deyişle ılık, hafif akışkan daha soğuk ağır akışkana göre dik olarak yukarı doğru hareket eder. Ancak, zorlanmış taşınımında olduğu gibi hidrodinamik kararsızlıkların oluşması da söz konusudur. Başka bir deyişle akış içerisindeki karışıklıklar artarak laminerden türbülanslı akışa geçiş gerçekleşebilir.

Bir doğal taşınım sınır tabakasında geçiş bölgesi, akışkan içindeki kaldırma ve sürtünme kuvvetlerinin göreceli büyüklüğüne bağlıdır. Bu genellikle Rayleigh sayısı ile ifade edilir. Rayleigh sayısı gerçekte Grashof ve Prandtl sayılarının çarpımına eşittir. Levhalar için kritik Rayleigh sayısı,

$$Ra_{x,c} = Gr_{x,c} Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (2.27)$$

şeklindedir. Buradaki L geometriye ait karakteristik uzunluğu göstermektedir. Levhalar için Nusselt sayısı aşağıdaki şekildedir;

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = CRa_L^n \quad (2.28)$$

Genellikle laminar ve türbülanslı akış için C ve n, sırasıyla 1/4 ve 1/3'e eşittir. Tüm özellikler film sıcaklığında hesaplanmalıdır.

2.2.2.4.2. Yatay Levha

Burada öncelikle T_f film sıcaklığı ortam ve yüzey sıcaklıklarının ortalamasından bulunur.

$$T_f \equiv (T_s + T_\infty) / 2 \quad (2.29)$$

Prandtl Pr, kinematik viskozite ν , α değerleri T_f sıcaklığına göre tablodan bulunur.

Hacimsel ısı genleşme katsayısı β ;

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (2.30)$$

Rayleigh sayısı ise (2.27) denkleminde hesaplanır.

Rayleigh sayısını hesaplariken karakteristik uzunluk L ;

$$L \equiv \frac{A_s}{P} \quad (2.31)$$

Burada, A_s , levha yüzey alanını, P , çevre uzunluğunu göstermektedir.

Isıtılan bir levhanın üst yüzeyi veya soğutulan bir levhanın alt yüzeyi için;

$$\overline{Nu}_L = 0.54Ra_L^{1/4} \quad (10^4 \leq Ra_L \leq 10^7) \quad (2.32)$$

$$\overline{Nu}_L = 0.15Ra_L^{1/3} \quad (10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}) \quad (2.33)$$

Isıtılan bir levhanın alt yüzeyi veya soğutulan bir levhanın üst yüzeyi için;

$$\overline{Nu}_L = 0.27 Ra_L^{1/4} \quad (10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}) \quad (2.34)$$

Nusselt sayısı hesaplandıktan sonra \bar{h} taşınım katsayısı;

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_L k}{L} \quad (2.35)$$

Birim yüzeyden olan ısı transferi miktarı;

$$q = \bar{h} (T_s - T_\infty) \quad (2.36)$$

denklemleri ile hesaplanır [18].

2.2.2.4.3. Dikey Levha

Dikey levha için taşınım ile olan ısı transferi miktarı hesaplanırken yatay levhada kullanılan bağıntılar geçerlidir. Fakat Nusselt sayısı farklı bir denklemle hesaplanır.

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2.37)$$

Akış türbülanslı ise (2.37) denklemi geçerlidir. Akış laminar ise aşağıdaki denklem geçerlidir.

$$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.670 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad Ra_L \leq 10^9 \quad (2.38)$$

2.2.3. Bileşik Isı Transferi

Bileşik ısı transferi terimi katılar ve sıvılar arasındaki ısı etkileşiminden dolayı katılar ve sıvılar içindeki sıcaklıkların değişimlerini içeren işlemleri tanımlamak için kullanılır. Hava akışına bırakılmış bir katı nesnenin ısıtılması ya da soğutulması bileşik ısı transferine tipik bir örnektir [22].

Bileşik ısı transferi analizi iletim ile taşınımın etkileşimini içermesinden dolayı iletim ve taşınım ile olan ısı transferinin birlikte analiz edilmesi gerekir. Akışkan-katı ara yüzünde ısı akışı ve sıcaklıklarda süreklilik şartları sağlanmalıdır. Bileşik ısı transferi birçok mühendislik cihazlarında gerçekleşmektedir. Taşınım ve iletimin birlikte gerçekleştiği birçok farklı durum olmakla birlikte, en sık karşılaşılan uygulamalardan birisi boru duvarında iletimle ısı geçişi ve üzerinde akan akışkan ile taşınım ısı geçişi olan ısı değiştiricileridir. Bileşik ısı transferinin diğer bir örneği ise kanatçıklardır. Gerçekçi bir dizayn elde edebilmek için kanatçık içinde iletimle ısı geçişinin ve kanatçık ile çevresi arasında ise taşınım ile ısı transferinin eş zamanlı olarak analiz edilmesi gerekmektedir [23].

2.3. Temel Akış Analiz Teknikleri ve Çözüm Denklemleri

Bir akışkan akışının analizi için üç temel yol mevcuttur.

1. Kontrol hacmi ya da integral analizi
2. Sonsuz küçük eleman ya da diferansiyel analiz
3. Deneysel çalışma ve boyut analizi

Bu üç analiz durumunda da, termodinamiğin ve akışkanlar mekaniğinin genel korunum kanunlarına ek olarak, gazlar için hal denklemlerinin ve problemin başlangıç ve sınır şartlarının da bilinmesi gerekir. Bu durumda enerji transferi de meydana gelen bir akışın analizi için gerekli denklemler şunlardır:

1. Kütle korunumu (süreklilik)
2. Momentumun (lineer momentumun) korunumu (Newton'un II. Kanunu)
3. Enerjinin korunumu (Termodinamiğin I. Kanunu)
4. Gazlar için hal bağıntısı ($\rho = \rho(P, T)$ vs.)
5. Katı yüzey, ara yüzey, akışkan giriş ve çıkış bölgelerine uygun sınır ve başlangıç şartları.

İntegral ve diferansiyel analizlerde, yukarıdaki beş bağıntı matematiksel olarak modellenir ve sayısal metotlarla çözümlenir. Deneysel çalışmada ise herhangi bir matematiksel yaklaşım kullanmaksızın uygulama akışkanın kendisiyle gerçekleştirilir.

Korunum kanunları, hareket eden akışkana ait sonsuz küçük bir eleman için yazılırsa, akış için genel diferansiyel denklemler elde edilir. Bu denklemleri özel bir probleme uygulamak için, probleme ait sınır şartlarının uygulanmasıyla matematiksel olarak bu denklemlerin integre edilmesi gerekir. Çok basit geometriler ve sınır şartları için tam analitik çözümleri elde etmek genellikle mümkündür [24]. Diğer taraftan, bir bilgisayar ortamında sayısal integrasyon ile çözüm elde etmek mümkündür. Genellikle tam integral hesabına yaklaşımı sağlayacak sonlu boyuttaki elemanlar için toplam yöntemi kullanılmaktadır [25]. Karmaşık bir geometriye sahip ve türbülanslı akış problemlerinde akış yapılarının tam olarak modellenememesinden dolayı doğru bir çözüme ulaşmak için bazen bilgisayar analizi bile yeterli olmayabilir. Bundan dolayı bu durumlarda diferansiyel analiz daha iyi sonuç vermektedir.

2.3.1. Kütleinin Korunumu Kanunu

Sonsuz küçüklükteki bir kontrol hacmi için kütleinin korunumu kanunu daimi olmayan (geçici) rejimdeki, sıkıştırılabilir bir akış için;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2.39)$$

Bu eşitlik genellikle süreklilik denklemini olarak adlandırılır.

$$\text{Vektör-gradyant operatörü; } \vec{\nabla} = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}$$

Vektör-gradyant operatörü süreklilik denklemini kapalı formda yazmamızı sağlar.

(2.39) eşitliğinin sağ tarafındaki son üç terim ρV diverjans vektörüne eşittir.

($\text{div}(\rho \vec{V}) = \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0$). Buna göre:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (2.40)$$

Eğer akış daimi ($\frac{\partial}{\partial t} \equiv 0$) ve sıkıştırılabilir ise süreklilik denklemini;

$$\text{Kartezyen koordinatlarda; } \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2.41)$$

Eğer akış sıkıştırılmaz ($\rho = \text{sabit}$) ise $\frac{\partial \rho}{\partial t} \approx 0$ şeklindedir ve süreklilik denklemi ise;

$$\text{Kartezyen koordinatlarda; } \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.42)$$

2.3.2. Linear Momentum Korunumu

Newton'un II. Hareket kanununa göre diferansiyel bir kontrol hacmine etkiyen kuvvetlerin toplamı, kontrol hacmi içindeki momentum değişimine eşit olmalıdır.

$$\text{Sonsuz küçük bir eleman için; } \rho g - \nabla P + \nabla \tau_{ij} = \rho \frac{dV}{dt} \quad (2.43)$$

Burada τ_{ij} gerilme tensörüdür. Gerilme tensörü ise,

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_1}{\partial x_1} \delta_{ij} \quad (2.44a)$$

Burada μ viskozite ve δ_{ij} kronecker deltadır ve aşağıdaki özelliklere sahiptir.

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & i = j \\ 0 & i \neq j \end{cases} \quad (2.44b)$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + u \frac{\partial V}{\partial x} + v \frac{\partial V}{\partial y} + w \frac{\partial V}{\partial z} \quad (2.44c)$$

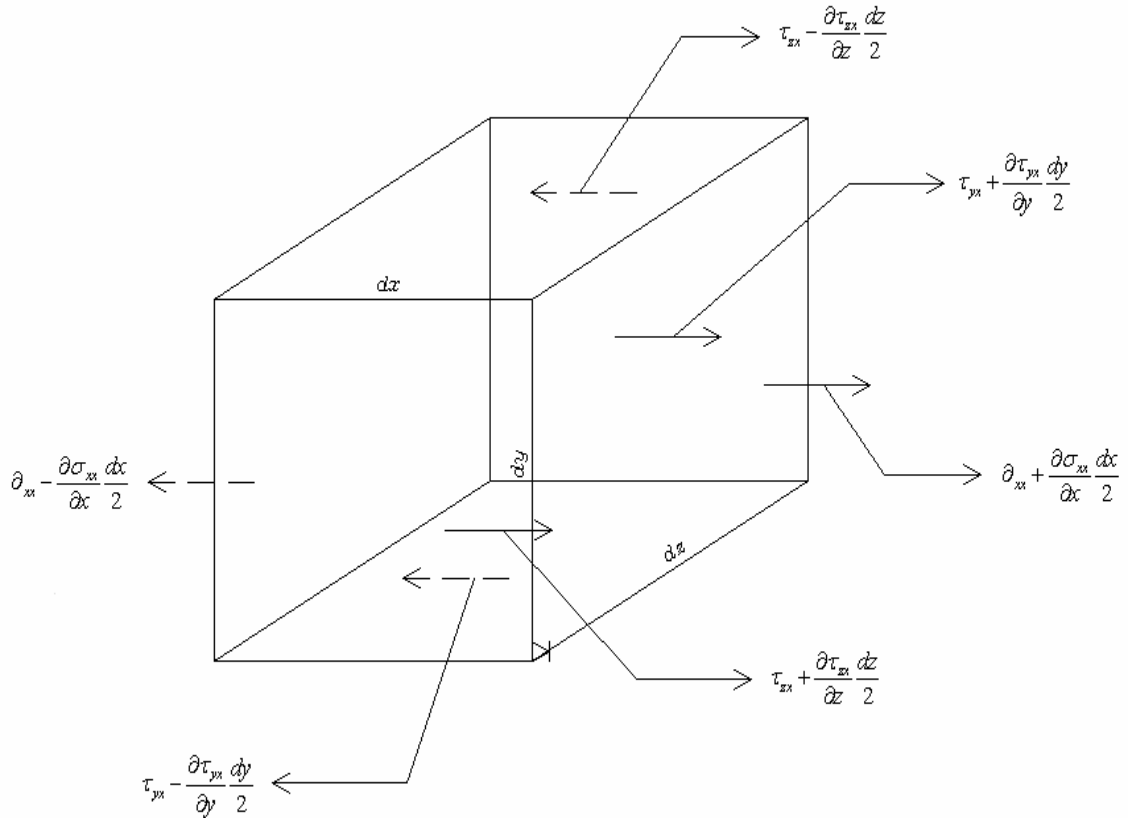
Akışkan partikülü üzerine etki eden kuvvetler Taylor serisi açılımı kullanılarak elde edilir.

$$\text{x yönünde; } \rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (2.45)$$

$$\text{y yönünde; } \rho g_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (2.46)$$

$$z \text{ yönünde; } \rho g_z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (2.47)$$

denklemleri kullanılarak iki boyutlu olarak ifade edilmiştir. Doğal taşımının modellenmesinde Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Yoğunluk sadece doğal taşımın akışını oluşturan kaldırma kuvveti teriminde değişken olarak alınmıştır. Diğer akışkan özellikleri sabit kabul edilmiştir. Problemi tanımlayan temel korunum denklemleri,



Şekil 2.3. Diferansiyel elemana x yönünde etki eden gerilmeler.

Newtonien akışkanlarda yukarıdaki denklemleri çözebilmek için, viskoz gerilmeleri diğer akış değişkenleri için ilişkilendirmek gerekir. Bu gerilmeler akışkanın şekil değiştirmesi ile ilgili olup, şekil değiştirme hızı ise akışkan viskozitesi ve akış içindeki hız değişimleriyle orantılıdır: Bundan dolayı hızı çözmek için (2.45–2.47) eşitliklerini kullanmadan önce sıkıştırılamaz akış için kartezyen koordinatlarda gerekli gerilme bileşenleri aşağıdaki gibidir:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2.48)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (2.49)$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (2.50)$$

$$\sigma_{xx} = -P - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2.51)$$

$$\sigma_{yy} = -P - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (2.52)$$

$$\sigma_{zz} = -P - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \quad (2.53)$$

Bir akışkan elemanın komşu yüzeyleri üzerine etki eden kayma gerilmelerinin eşit fakat zıt yönlü olduğuna dikkat edilmelidir. Momentum denkleminin son şekli, (2.48–2.53) eşitliklerindeki gerilmelerin (2.45–2.47) eşitliklerinde yerine konulmasıyla elde edilir. Sonuçta elde edilen Navier-Stokes denklemleri:

$$x \text{ yönünde; } \rho g_x - \frac{dP}{dx} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) = \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (2.54)$$

$$y \text{ yönünde; } \rho g_y - \frac{dP}{dy} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) = \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (2.55)$$

$$z \text{ yönünde; } \rho g_z - \frac{dP}{dz} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) = \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (2.56)$$

İkinci dereceden, non-homojen kısmi diferansiyel denklemler viskoz sıkıştırılmaz akışkanlar için genel denklemlerdir. Navier-Stokes denklemlerini analitik olarak çözmek oldukça zordur. Bazı basitleştirilmiş durumlar için laminar akış halinde çözümü mümkündür. Bu nedenle, Navier-Stokes denklemlerinin analitik çözümü ayrıca laminar akışın bozulması ve türbülansın başlamasını tahmin edecek kararlı analiz için başlangıç noktasını teşkil eder. Türbülanslı akış için nümerik yöntemleri kullanır.

2.3.3. Enerjinin Korunumu

Bir kontrol hacmine giren ısı ve mekanik enerji, artı kontrol hacmi içinde üretilen enerji, eksi kontrol hacminden çıkan ısı ve mekanik enerji, kontrol hacmi içinde depolanan enerjiye eşittir.

$$\rho \cdot C_p \frac{dT}{dt} = k \nabla^2 T + \mu \Phi \quad (2.57)$$

Sürtünme kayıpları $\mu \Phi$, kartezyen koordinatlarda aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\mu \Phi = \mu \left[\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \right. \\ \left. 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right]^2 \right] \quad (2.58)$$

(2.58) denkleminin sağındaki ilk üç terim viskoz kayma gerilmelerinden kaynaklanır ve kalan terimler ise viskoz normal gerilmelerden ortaya çıkar. Bir bütün olarak bu terimler akışkan içinde kinetik enerjinin viskoz etkiler nedeniyle ısı enerjisiye tersinmez olarak dönüşümünü simgeler [18].

3. BÖLÜM

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI VE FLUENT

3.1. Giriş

Bu bölümde hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin önemi vurgulanacaktır. Ayrıca türbülans modelleri ve kullandığı denklemler anlatılacak, bu programla yapılan çözümlerin geçerlilik kontrolünün nasıl yapılacağı açıklanacaktır.

3.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD); sıvı akışı, ısı transferi ve kimyasal reaksiyon içeren sistemlerin bilgisayar destekli simülasyonla analizidir. Bu teknik endüstriyel ve endüstriyel olmayan uygulama alanlarında güçlü ve geniş bir sahaya sahiptir. Bu uygulamanın bazı örnekleri:

- Uçakların ve araçların aerodinamiğinde: Kaldırma ve sürüklenme
- Gemilerin hidrodinamiğinde
- Enerji (güç) santralleri: IC motorlarında ve gaz türbinlerindeki yanma
- Turbo mekaniği: Geçitler, yayıcılar vs. içindeki dönen akışlar
- Elektrik-elektronik mühendisliği: Mikro devreler içeren teçhizatın soğutulması
- Kimyasal işlemler mühendisliği: Karıştırma ve parçalama işlemleri, polimer kalıp yapma
- Binaların iç ve dış çevresi: Rüzgar yüklemesi ve ısıtma-havalandırma
- Deniz mühendisliği: Kıyıdan uzak yapılar üzerindeki yükler
- Çevre mühendisliği: Kirletici madde ve fabrika artığı sıvıların dağılımı
- Hidroloji ve okyanus coğrafyası: Akarsular, haliçler ve okyanuslardaki akışlar
- Meteoroloji: Hava tahmini

- Biomedikal mühendislik: Atardamar ve toplardamarlardaki kan akışları

1960'lardan bu yana uzay gemileri ve bunların teçhizatlarını imal eden sanayi kolu, jet motorları ve uçak imalinde dizaynda CFD teknikleri kullanılmaktadır.

Son zamanlarda CFD metotları; içten yanmalı motorların, gaz türbinleri ve ocakların yanma odalarının dizaynında uygulanmaktadır. Ayrıca motorlu taşıt imalcileri alışlagelmiş sürüklenme kuvvetlerini, kaporta altı hava akışlarını CFD ile önceden bulabilmektedirler. CFD gittikçe endüstriyel ürünlerin ve işlemlerin dizaynında çok önemli bir parça olmaktadır [26].

CFD nümerik teknikler kullanarak akışkan hareketinin uzay ve zamana göre değişimini tahmin etmek için kullanılan oldukça güçlü bir yöntemdir. Bu amaçla akış alanı sonlu sayıda hacme bölünür. Hacimler arasında bağlantılar "node" ismi verilen noktalar ile yapılır. Her eleman için akışkan hareketini tanımlayan Navier-Stokes denklemleri bütün noktalarda geçerli varsayılır. Tüm düğüm noktaları için Navier-Stokes denklemlerinin uygulamasından elde edilen sonlu sayıdaki denklem sistemi çözülür. Fakat her noktada akış karakteristiklerini hesaplamak zordur. Bu zorluğu aşmak için, özellikle düğüm noktaları akış karakteristiklerinin değişmelerinin büyük olduğu süreksizlik bölgelerinde (örneğin duvar ve köşeler) birbirine çok yakın seçilir. Oysa bunların değişimlerinin düşük olduğu diğer bölgelerde düğüm noktaları birbirinden uzak alınabilir. Düğüm noktalarının oluşturulması ve sayısı, kullanılan nümerik çözüm yöntemine ve bilgisayar kapasitesine bağlı olduğu gibi akış olayına ve akış alanının geometrisine de bağlıdır. Hesaplama zamanı birkaç dakikadan birkaç güne kadar değişebilir. Günümüzde, CFD kullanan mühendislerin sayısı gittikçe artmaktadır. En çok kullanılan çok yönlü kodlar, birçok çeşitli akışkan (sıkıştırılabilir, sıkıştırılmaz, newtonumsu, non-newtonumsu vs. için), faz değişimi, çok fazlı, kararlı ya da kararsız akış, şok dalgaları, yüzey kuvvetleri ve kimyasal reaksiyonlar ile ilgili pek çok karmaşık problemi çözebilir. Bir akış hareketi kütle, momentum ve enerji korunumunu ifade eden kısmi diferansiyel denklem sistemi ile tanımlanır. Bu denklemlerde viskozite ve yoğunluk gibi akışkan özellikleri tanımlanır. Problem için yapılan kabullere bağlı olarak çeşitli türbülans modelleri mevcuttur [27]. Bundan dolayı, sıvı akışı tahmini, ısı ve kütle transferi, kimyasal reaksiyonlar vb. konularda dizayn ve simülasyon çalışmalarında CFD kodundan

yararlanılabilir ve bu kod değişik çalışmalarda kullanılabilecek pek çok fiziksel model içerir.

- Çalkantılı (türbülanslı) akışlar, ısı transferi, reaksiyon akışları, kimyasal karışımlar, yanma ve çok safhalı akışlar,
- Otomotiv sektöründe tam araç aerodinamiği, ısı kontrolü, güç treni dizaynı,
- Kimya, yakıt gaz sektöründe ayırıcılar, reaktörler, paket yatakları, ısı ve kütle transfer olayları,
- Güç endüstrisi sektöründe yanma sistemleri modelleme, NO_x azaltma sistemleri, ocak dizaynı, hava ve parçacık değerlendirme ve sınıflama,

verilebilecek örnekler arasındadır. Diğer bazı kullanım alanlarına örnek olarak cam işleme, metal işleme, turbo makineler ve havalandırma-iklimlendirme-soğutma sistemlerinin dizaynı verilebilir.

Akışkan sistemlerinin dizaynında deneysel yaklaşımlarda CFD'nin çeşitli temel avantajları vardır.

- Yeni dizaynlarda zamandan ve maliyetten tasarruf sağlar,
- Deneyle kontrol edilmesi zor veya imkansız olan sistemlerde çalışma kolaylığı sağlar,
- Tehlikeli çalışma şartlarına sahip sistemlerde çalışma kolaylığı sağlar.

3.3. CFD Kodu Nasıl Çalışır?

CFD kodları sıvı akışı problemlerini çözen sayısal algoritmalar etrafında yapılanmıştır. Problem parametrelerini girdi olarak kullanan CFD karmaşık problemlerin çözümünde kolaylık sağlar ve sonuçları karşılaştırma olanağı sağlar. Bundan dolayı bütün kodlar üç ana elemanı kapsar. İ) ön-işlemci ii) çözümleyici iii) son işlemci

Ön-işlemci: Ön-işlemci akış problemlerinin girdilerini CFD programı için kapsayan bir ara birimdir ve girdilerin çözümleyici için uygun şekle dönüştürülmesidir. Ön-işlem aşamasında kullanıcı aktiviteleri şunları gerektirir.

- Analiz yapılacak bölgenin geometrisinin tanımlanması: Sayısal hesaplama alanı,

- Kontrol hacminde veya kütleinde sayısal çözüm ağı oluşturulması yani bölgenin daha küçük alanlara bölünerek hücrelerin oluşturulması,
- Modellenmesi gereken fiziksel ve kimyasal olayların seçilmesi,
- Akış özelliklerinin tanımlanması,
- Problem çözümünü oluşturan bölge ile kesişen veya bitişik olan hücrelerde uygun sınır şartlarının belirtilmesi.

Akış probleminin çözümü (hız, basınç, sıcaklık vb.) bütün hücrelerde düğüm noktalarında tanımlanır. CFD çözümünün doğruluğu griddeki hücre sayısından etkilenir. Genelde, daha yüksek sayıdaki hücreler çözümün doğruluğu için daha iyidir. Gerekli olan bilgisayar donanımı, hesaplama zamanı, çözümün doğruluğu ve maliyeti grid ölçüsüne bağlıdır. Optimal grid yapısı genellikle non-üniform yapıdadır. Yani akış-ısı transferi gibi problemin içerdiği karakteristiklerde geniş değişimlerin olduğu alanlarda daha büyük hücreler kullanılırken hesaplamanın daha önemli olduğu çözüm bölgesinde daha küçük hücreler oluşturulur.

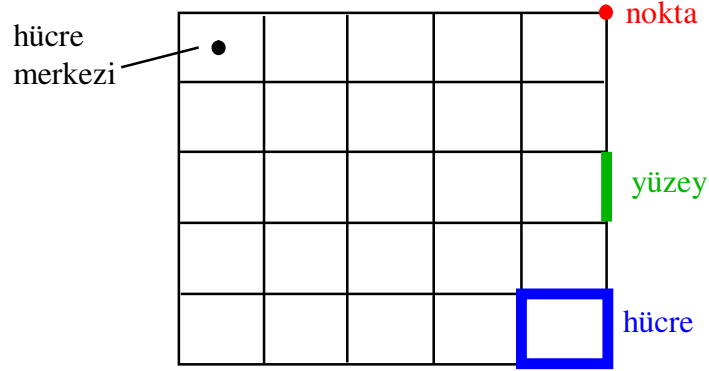
Çözümleyici: Sayısal çözüm metotlarının üç farklı akış türü mevcuttur: Sonlu farklar, sonlu elemanlar ve özel metotlar. Nümerik metotlarda çözümleyiciler genel olarak aşağıdaki temel adımları takip eder.

- Basit fonksiyonlar ile bilinmeyen akışkan değişkenlerinin yaklaşık olarak bulunması,
- Yaklaşık olarak bulunan değerlerin genel akışkanlar denklemlerinde ve sonradan elde edilen matematiksel işlemlerde yerine konulması,
- Cebirsel denklemlerin çözümü.

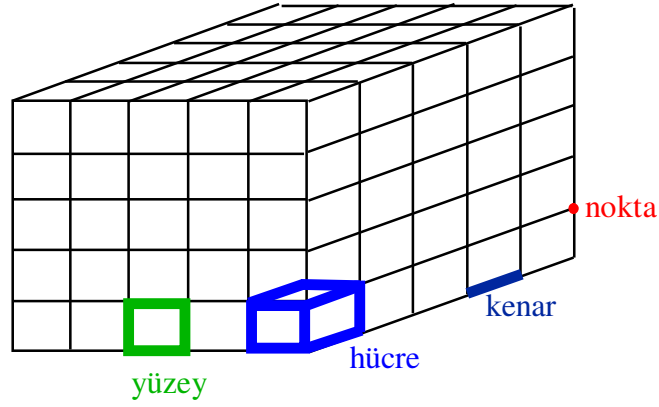
Son-İşlemci: Ön-işlemcide olduğu gibi son-işlemcide de büyük miktarda çalışma yer alır. Bu aşamada çözümde elde edilen sonuçlar işlenerek, değerlendirilerek faydalı ve kullanılabilir sonuçlar haline getirilirler [27].

3.4. Grid (Ağ) Yapısı

Bilgisayarlar kısmi diferansiyel çözemezler. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, kısmi diferansiyel denklemleri; lineer denklemlere dönüştürür. Bu denklemleri oluşturmak için birçok yöntem mevcuttur. Fluent'te sonlu hacimler metodu kullanılmaktadır.



Şekil 3.1. İki boyutlu ağ yapısı.



Şekil 3.2. Üç boyutlu ağ yapısı.

3.4.1. Yakınsama

Fluent’ te iteratif çözümün yakınsaması “residual (kalıntı)”larla takip edilir. Kalıntılar sonlu hacimler denklemlerindeki farklılıklardır.

3.4.2. CFD Çözümlerinin ve Sonuçlarının Doğruluğunun ve Geçerliliğinin Kontrolü

CFD metotları kullanılarak birçok nümerik çözüm elde etmek mümkündür. Çok kısa bir sürede belirli problemlerin çözümlerine ulaşmak mümkündür. Fakat çözümlerin ve sonuçların gerçek fiziksel olay ve fizik kanunlarına uygun olması gerekmektedir. Birçok çözüm bundan dolayı hiçbir işe yaramaz ve problem defalarca yeniden programa tanıtılarak, problemde tanımlanarak ve kullanılan CFD kodunun içerdiği çözüm

teknikleri ve değişkenleri tekrar tekrar incelenerek problemin daha gerçekçi çözümleri elde edilmeye çalışılır. Elde edilen sonuçların geçerliliğinin kontrolü için beş ana sorunun cevaplanması gerekmektedir.

- özüm yakınsadı mı?
- özüm, iterasyon sayısından bağımsız mı?
- Korunum denklemleri sağlandı mı?
- özüm hücre yapısından bağımsız mı?
- Sonuçlar deneysel değerlerle uyum içinde mi?

3.4.2.1. özüm Yakınsadı mı?

İterasyon sayısına bağlı olarak kalıntılar bir grafik halinde verilmektedir. Bu grafik, üzerinde çözümü yapılan bütün değişkenlerin kalıntılarının iterasyon sayısı ile değişimini göstermektedir. özümün yakınsaması için bütün değişkenlerin kalıntıları monoton veya değişken bir azalma göstermek zorundadır .

3.4.2.2 özüm, İterasyon Sayısından Bağımsız mı?

özüm iterasyon sayısı ile yakından ilişkilidir. Bazı problemlerin çözümü 100 iterasyon ile geçerli bir duruma gelebilir. Oysa daha karmaşık problemlerin çözümü için, 10000 iterasyon bile yetersiz olabilir. Bundan dolayı, iterasyon sayısı değiştirilerek birinci sorunun cevabı aranır. Yani, iterasyon sayısının artmasıyla yakınsamanın nasıl değiştii sürekli olarak gözlenir. Burada amaç iterasyon sayısının artmasıyla yakınsamış bir problemin yakınsamasının devam ettiğini gözlemektir. Buna ilave olarak kalıntılara bakmak yeterli değildir. Aynı zamanda çözüm değerlerinin değişimine de bakmak gereklidir. özüm değerleri arasındaki değişimler önemsenmeyecek kadar küçük veya sabit ise çözümün yakınsamış olduğundan bahsedilir.

3.4.2.3. Korunum Denklemleri Sağlandı mı?

İlk iki sorunun olumlu olarak cevaplandırılmasından sonra çözümü elde edilmeye çalışılan fiziksel problemi tanımlayan kütlelin korunumu, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu denklemlerinin sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilmelidir.

3.4.2.4. Çözüm Hücre Yapısından Bağımsız mı?

İlk üç sorunun olumlu olarak cevaplanmasına rağmen, elde edilen sonuçlar gerçek değerlerden uzak olabilir. Bunun nedenlerinden birisi de çözüm alanı içindeki hücrelerin sayısı ve dağılımıdır.

Bu sorunun olumlu cevabı için elde edilen sonucun hücre yapısındaki yeni değişiklikler sonucunda hücre sayısı ve dağılımının çok ufak değişimler gösteren bir duruma gelmiş olması gerekmektedir.

3.4.2.4. Sonuçlar Deneysel Değerlerle Uyum İçinde mi?

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) çözümlerinin ve sonuçlarının gerçek fiziksel değerlerle doğruluğu ve uyumluluğu ilk dört sorunun olumlu olarak cevaplandırılmasından sonra literatürde mevcut veya kendi deneysel değerleriyle karşılaştırılması işlemi ile ispat edilmiş olur. Eğer hiçbir şekilde deneysel veri mevcut değilse, bu kesin karşılaştırma literatürde kabul görmüş teorik, analitik veya diğer sayısal çözümlerle karşılaştırılabilir [21].

3.5. Türbülans Modelleri

Türbülanslı akışlar hız alanlarındaki çalkantılarla nitelendirilirler. Bu çalkantılar momentum, enerji ve kütle konsantrasyonu gibi aktarım (transport) niceliklerinin değişmesine neden olur. Bu çalkantıların küçük ölçeklerde ve yüksek frekansta olmalarından dolayı, pratik mühendislik hesaplamalarında bu çalkantıları direkt olarak modellemek oldukça pahalıdır. Bunun yerine anlık genel denklemler ortalama-zaman, ortalama-Reynolds'a göre tanımlanırlar. Böylece küçük ölçekler denklemlerden kaldırılır ve daha az maliyette çözüm için değiştirilmiş denklemler elde edilir. Bununla birlikte elde edilen yeni denklemler de ilave bilinmeyen değişkenler içerir ve bu değişkenleri bilinen nicelikler cinsinden tanımlayabilmek için türbülans modellerine ihtiyaç duyulur.

FLUENT bunu sağlayan değişik türbülans modelleri geliştirmiştir [31].

Yapılan çalışmada kullanılan RNG k-epsilon modeli hakkında aşağıda bilgi verilmiştir.

3.5.1. Türbülans Modeli Seçimi

Bütün akış problemlerini kapsayacak yüksek kapasitede ortak bir modelin henüz uygulamada olmadığı bir gerçektir. Türbülans modelinin seçimi akışı çevreleyen ortamın fiziği, belirli bir sınıftaki problem için esas alınan uygulama, uygulama için aranan doğruluk seviyesi, uygun hesaplama kaynakları ve simülasyon için uygun olan zamanın miktarı gibi özelliklere bağlıdır. Ele alınan uygulama için en uygun türbülans modelinin seçimi için de değişik türbülans modellerinin kapasitesini, sınırlamalarını anlamamız gerekmektedir.

3.5.2. k-Epsilon Modelleri

Standart, RNG ve Realizable olmak üzere k-epsilon modelleri üçe ayrılır. Üç modelde k (türbülans kinetik enerjisi) ve ε (türbülans yayılma oranı) için olan aktarım denklemleri benzer formdadır. Üç model arasındaki temel farklar ise;

- Türbülans viskozitesini hesaplama metodu
- k ve ε 'un türbülans yayılmasını etkileyen türbülans Prandtl sayıları
- ε denkleminde kullanılan ve kullanılmayan terimler

Aktarım denklemleri, türbülans viskozitesini hesaplama metodu ve model sabitleri her model için farklıdır. Türbülansın oluşması, kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans oluşması, sıkıştırılabilirliğin etkilerini hesaplama ısı ve kütle transferinin modellenmesi her model içinde esas olarak ortaktır.

3.5.3. RNG k-Epsilon Modeli

RNG k-epsilon modeli “Renormalization group” metodu olarak adlandırılan matematiksel teknik kullanarak anlık Navier-Stokes denklemlerinden türetilir. Analitik sonuçlardan türemiş model sabitleri, ilave terimler ve k ile ε için aktarım denklemlerindeki fonksiyonlar ile RNG modeli Standart k-epsilon modelinden farklıdır.

3.5.3.1. RNG k-Epsilon Modeli İçin Aktarım Denklemleri

RNG k-epsilon modeli standart k-epsilon modeline benzerdir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (3.2)$$

Bu denklemlerde G_k ortalama hız değişiminden dolayı türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu, G_b kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu, Y_M bütün yayılma oranlarında sıkıştırılabilir türbülansa genişleyen çalkantıların katkısını simgelemektedir. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve $C_{3\varepsilon}$ model sabitleridir. α_k ve α_ε sırasıyla k ve ε için zıt efektif Prandtl sayılarıdır. S_k ve S_ε kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir. G_k türbülans kinetik enerji aktarım denkleminde şu şekilde tanımlanabilir;

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.3)$$

veya Boussinesq hipoteziyle ise şu şekilde de tanımlanabilir.

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.4)$$

S ; gerilme tensörüdür.

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.5)$$

şeklinde tanımlanır. G_b ise;

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.6)$$

şeklinde tanımlanır. Pr_t ; türbülans Prandtl sayısı ($Pr_t=0.85$ 'dir.), g_i ; i yönündeki yerçekimi vektör bileşenidir. β ise;

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.7)$$

şeklindedir. Y_M ise;

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2 \quad (3.8)$$

şeklinde tanımlanır. M_t türbülans mach sayısıdır.

3.5.3.2. Efektif Viskozitenin Modellenmesi

RNG teorisindeki ölçek eleme prosedürü türbülans viskozitesi için farklı bir eşitlikle sonuçlanır.

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\epsilon\mu}}\right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad (3.9)$$

Burada

$$\hat{v} = \mu_{eff} / \mu \quad (3.10)$$

$$C_v \approx 100 \quad (3.11)$$

Reynolds sayısı ve yakın-duvar akışlarını daha iyi ele almaya izin vermelidir.

Yüksek Reynolds sayısı limitlerinde, eşitlik

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.12)$$

Burada C_μ RNG teorisini kullanarak çıkarılmıştır. Not edilmelidir ki, bu değer standart $k - \epsilon$ modelinde kullanılan ampirik tanımlı 0.09 değerine çok yakındır.

Fluente, ihmal ile efektif viskozite eşitlik 3.12'deki yüksek Reynolds sayısı formu kullanılarak hesaplanmıştır. Ancak, düşük Reynolds sayısı etkilerini kapsama almak istenildiğinde, eşitlik 3.9'daki diferansiyel eşitliği kullanmaya izin veren bir opsiyonu vardır.

3.5.3.3. Ters Efektif Prandtl Sayılarının Hesaplanması

Ters efektif Prandtl sayıları, α_k ve α_e , aşağıdaki RNG teorisinden analitik olarak çıkarılmış formülü kullanarak hesaplanır.

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \quad (3.13)$$

Burada $\alpha_0 = 1.0$ Yüksek Reynolds sayısı limitinde ($\mu_{mol} / \mu_{eff} \ll 1$) $\alpha_k = \alpha_e \approx 1.393$

3.5.3.4. ε Eşitliğinde R_e Terimi

RNG ve standart $k - \varepsilon$ modeli arasında ana fark aşağıda verilen ε eşitliğindeki ek terimdedir

$$R = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (3.14)$$

burada $\eta = S_k / \varepsilon$, $\eta_0 = 4.38$ ve $\beta = 0.012$ 'dir.

RNG ε eşitliğinde bu terimin etkileri, eşitlik 3.2'nin yeniden düzenlenmesiyle açıkça görülebilir. 3.12 eşitliğini kullanarak eşitlik 3.2'de eşitliğin sağ tarafındaki üçüncü ve dördüncü terimler birleştirilebilir ve ε eşitliği formülde tekrar yazıldığında

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.15)$$

Burada $C_{2\varepsilon}^*$

$$C_{2\varepsilon}^* \equiv C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (3.16)$$

$\eta < \eta_0$ olduğu bölgelerde, R terimi pozitif bir etki yapmaktadır ve C_{2e}^* , C_{2e} 'den büyük olmaktadır. Logaritmik katmanda, örnek olarak, $\eta \approx 3.0$ $C_{2e}^* \approx 2.0$ 'den büyük olarak gösterilebilir. Bu değerler standart $k - \varepsilon$ modelindeki C_{2e} değerine çok yakındır. Sonuç olarak, az çok zorlanmış zayıf akışlar için, RNG modeli, standart $k - \varepsilon$ modeli ile kıyaslanabilir sonuçlar vermektedir.

Ancak $\eta > \eta_0$ olduğu bölgelerde, R terimi negatif bir etki yapmaktadır ve C_{2e}^* , C_{2e} 'den küçük olmaktadır. Standart $k - \varepsilon$ modeli ile karşılaştırıldığında, k 'yı ve efektif viskoziteyi düşürerek ε 'un daha küçük yıkımları için ε 'u artırır. Bunun bir sonucu olarak, ani zorlanmış akışlarda, RNG modeli standart $k - \varepsilon$ modeline kıyasla daha düşük türbülant viskoziteye değinir.

Dolayısıyla, RNG modeli, standart $k - \varepsilon$ modeline kıyasla, ani zorlanma ve akış çizgisi eğimliliğinin etkilerine daha duyarlıdır. Bu RNG modelinin, kesin akış sınıfları için iyi performansı açıklar.

3.5.3.5. Model Sabitleri

Eşitlik 3.2 deki model sabitleri $C_{1\varepsilon}$ ve $C_{2\varepsilon}$, RNG teorisinden analitik olarak çıkarılmış değerlere sahiptir. Fluent'te bu değerler $C_{1\varepsilon} = 1.42$, $C_{2\varepsilon} = 1.68$ 'dir [31].

3.6. Gambit

Gambit, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve Sonlu Elemanlar (SE) analizlerinde kullanılabilen genel amaçlı bir ön işlemcidir.

Gambit, HAD ve SE analizlerinin üzerinde en fazla vakit harcanan kısmı olan model hazırlama ve sayısal ağ oluşturma işlemlerini, bünyesinde barındırdığı araçların da yardımıyla, kolaylaştırma ve hızlandırmayı amaçlayan bir yazılımdır. Gambit, sunduğu araçlarla, kullanıcıya kaliteli bir çözüm için gerekli ilk şart olan kaliteli sayısal ağa sahip olma imkanı tanır.

Diğer ön işlemcilerin aksine Gambit, sahip olduğu katı modelleme araçları sayesinde hem orta derecede karmaşık geometrilerin oluşturulmasına hem de gelişmiş geometri alım kapasitesi sayesinde UNIGRAPHICS, I-DEAS, Pro/ENGINEER, CATIA, SOLIDWORKS gibi profesyonel katı modelleme programlarından model alımına olanak tanıyarak kullanıcıya büyük bir esneklik sağlar.

Ayrıca kendisine ait “sanal geometri” kavramıyla dışarıdan alınmış modellerde büyük sorun olan geometri temizleme işlemini kolaylaştırarak sayısal ağ oluşumuna uygun modellerin elde edilmesine olanak sağlar.

Gambit, iki boyutta dörtgen ve üçgen elemanların, üç boyutta ise altı yüzlü, dört yüzlü ve geçiş elemanları olarak kama tipi ve piramit tipi elemanların kullanımına izin vererek istenilen tipteki sayısal ağın basit ve hızlı bir şekilde oluşturulmasına imkan verir. Bununla beraber, “boyut fonksiyonu” ve “sınır tabaka aracı” gibi araçları yardımıyla model içinde ve kritik noktalarda eleman yoğunluğunun ve kalitesinin kontrol altında tutulmasına olanak sağlar [28].

4. BÖLÜM

SAYISAL HESAPLAMALAR

4.1. Giriş

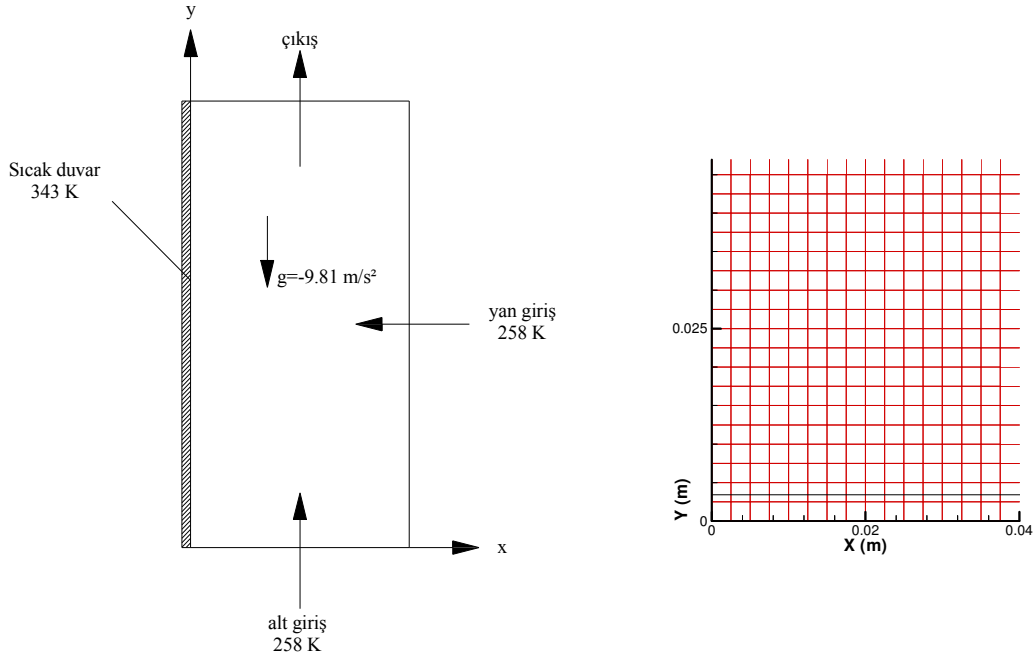
Matematik çözümleri bulmak için analitik yöntemlerin yeterli olmadığı geometriler ve/veya sınır koşulu içeren problemlerde CFD bilgisayar kodu kullanılmaktadır. Bu bilgisayar kodları genellikle sonlu fark, sonlu-eleman veya sınır eleman gibi sayısal yöntemleri kullanarak çözüm yapmaktadır. Bu çalışmada kullanılan, bir CFD bilgisayar kodu olan Fluent de akışı karakterize eden korunum denklemlerini sonlu hacimler metodu ile çözmektedir.

Bütün sayısal çözümlerde olduğu gibi, burada da bulunan çözümün kabul edilebilir olabilmesi önemli olacaktır. Literatürde sayısal sonuçları doğrulamak için ele alınan model üzerinde deneysel bir çalışma da yapılması tercih edilen bir yöntemdir. Tercih edilen mesh yapısı, kullanılan eleman sayısı, seçilen türbülans modeli gibi pek çok parametre sayısal sonuçları etkileyecektir. Bu çalışma esas itibariyle bir doğal taşınım problemidir. Literatürde düşey ve yatay yüzeylerden doğal taşınım ile meydana gelen ısı transferinin hesaplanabileceği deneysel çalışmalara dayanan pek çok ampirik denklem mevcuttur. Dolayısıyla, bu çalışmada kullanılacak mesh yapısı, eleman sayısı, türbülans modeli gibi etkili büyüklükler bu ampirik denklemler vasıtasıyla bir ön çalışma ile tespit edilebilir.

4.2. Düşey Yüzeylerde Doğal Taşınım İle Isı Transferi

Bu bölümde, sabit sıcaklıklı (343 K) bir düşey duvar üzerinden tabii ısı transferi hem 2. Bölüm'de verilen (2.27-2.30) numaralı ampirik denklemler vasıtasıyla hem de sayısal olarak Fluent vasıtasıyla hesaplanmıştır. Sayısal hesaplamalarda, değişik mesh yapıları, değişik türbülans modelleri ve duvar fonksiyonları test edilerek ampirik sonuçlara en

yakın sonuçları veren seçenekler belirlenmeye çalışılmıştır. Ortaya çıkan neticeler asıl hesaplamalarda kullanılarak sayısal sonuçların doğruluğu hakkındaki şüphelerin en aza indirilmesi amaçlanmıştır. Ele alınan fiziksel model Şekil 4.1’de görülmektedir.



Şekil 4.1. Düşey bir yüzeyi ısıtılmış duvar modeli ve mesh yapısından bir kesit.

Şekil 4.1’de görüldüğü gibi ortam havası üç sanal sınır ile ayrılmıştır. $100 \times 50 \text{ cm}^2$ ebatlarındaki bu dikdörtgen modelin bir kenarı 100 cm yüksekliğindeki duvar, diğer kenarları ise hava giriş ve çıkış yüzeyleridir. Doğal taşınım ile sıcak duvar üzerinde yükselen hava üst yüzeyden sistemi terk ederken, yerini alt ve yan yüzeylerden gelen havaya bırakacaktır. Bu nedenle sayısal hesaplamalarda alt ve yan girişler “Pressure Inlet” seçilirken, üst çıkış “Pressure Outlet” sınır şartı olarak seçilmiştir. Sayısal hesaplamalar için gerekli diğer sınır şartları şekil üzerinde verilmiştir. Girişlerdeki k ve ϵ değerleri deneme yanılma ile girişlere paralel çizilen yüzeylerden hesaplanmıştır. Yaklaşık olarak alt girişte $k = 0.0048 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ve $\epsilon = 0.0013 \text{ m}^2/\text{s}^3$, yan girişte ise $k = 0.0055 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ve $\epsilon = 0.00055 \text{ m}^2/\text{s}^3$ olarak hesaplanmıştır.

Akışkan olarak hava kullanılmış olup, havanın fiziksel özellik değerleri için iki durum ele alınmıştır. Birincisinde ısı iletim katsayısı (k), özgül ısı (C_p) ve dinamik viskozite (μ) oda sıcaklığında sabit alınmıştır. İkincisinde ise hesaplamanın daha gerçekçi olması

açısından özellik değerleri sıcaklığa bağlı 4. derece polinom olarak tanımlanmıştır. Polinom sabitleri Tablo 4.1’de görülebilir.

Hava yoğunluğu (ρ) ise kaldırma kuvvetlerinde hesaplama metodu olarak seçilen yöntemle ilgili olarak belirlenmiştir. Birinci metot olarak belirlenen Boussinesq yaklaşımında ortalama sıcaklığa (300.5 K) göre ρ sabit alınırken, ikinci yöntem olarak seçilen ideal gaz yaklaşımında hal denklemi ile hesaplanmıştır. Sonuçta dört farklı hesaplama modeli gerçekleştirilmiştir:

Tablo 4.1. Hava için, k , C_p ve μ için polinom sabitleri.

| | A | B | C | D | E |
|-------------------------|--------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| k_{eff} [W/mK] | 2.064614E-03 | 8.731414E-05 | -2.641003E-08 | 4.008917E-12 | 0 |
| C_p [J/kgK] | 1.033094E+03 | -2.989620E-01 | 8.350206 E-04 | -5.536863E-07 | 1.239482E-10 |
| * μ [Kg/ms] | 1.660072E-06 | 6.693352E-08 | -4.120350E-11 | 1.728613E-14 | -2.921590E-18 |

$$* \mu(T) = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4$$

Model-I: Boussinesq yaklaşımıyla tüm özellik değerleri 300 K sıcaklık için sabit alınmıştır.

$$\rho = 1.1614 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1.225 \text{ kJ/kgK}$$

$$k = 0.0263 \text{ W/mK}$$

$$\mu = 1.05 \text{ kg/ms}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = 0.00334$$

Model-II: Boussinesq yaklaşımıyla ρ ve β değerleri hariç tüm özellik değerleri sıcaklığın fonksiyonu olarak değişmektedir.

$$\rho = 1.1614 \text{ kg/m}^3$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = 0.00334$$

Model-III: İdeal gaz yaklaşımıyla ρ hal denkleminde göre sıcaklığın fonksiyonu olarak değişmekte iken, diğer değerler ortalama sıcaklık ile sabit alınmıştır.

$$C_p = 1.225 \text{ kJ/kgK}$$

$$k = 0.0263 \text{ W/mK}$$

$$\mu = 1.05 \text{ kg/ms}$$

Model-IV: İdeal gaz yaklaşımıyla ρ hal denklemine göre ve diğer özellik değerleri sıcaklığın fonksiyonu olarak değişmektedir.

Sayısal hesaplamalar için şekil 4.1'deki modelde doğal taşınım ile meydana gelen ısı transferi hesabı, (2.27-2.30) ve (2.35-2.37) nolu denklemler vasıtasıyla aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$$Ra = 7.68 \cdot 10^9 \quad Nu = 232 \quad h = 6.10 \text{ W/m}^2\text{K} \quad q = 519 \text{ W/m}^2$$

Sayısal hesaplamalar üç farklı mesh yapısı için gerçekleştirilmiştir. 2.5 mm, 5 mm ve 1 mm'lik kare mesh yapısı için yapılan hesaplamalar sonucunda 2.5 mm'lik sonucun yeterli olduğu görülmüştür. Daha fazla eleman gerektiren daha küçük mesh yapısı mesh bağımsızlığı açısından tercih edilmemiştir. 2.5 mm'lik mesh sonuçları üzerinde mesh yapısının etkisi olmaması açısından yeterlidir. Sayısal sonuçlar yukarıda verilen modeller için Tablo 4.2'de verilmiştir.

Tablo 4.2'de görüldüğü gibi Model-I için yapılan hesaplamalardan ortaya çıkan en net bir sonucun en uygun duvar fonksiyonunun "İyileştirilmiş duvar yaklaşımı"(enhanced wall treatment) olduğudur. Dikkati çeken başka bir değerlendirme de sabit özellik değerlerine göre sıcaklığa bağlı özellik değerlerinin daha iyi sonuç verdiğidir. Boussinesq yaklaşımı ideal gaz kabulüne göre daha iyi performans göstermiştir. $q = 519 \text{ W/m}^2$ 'lik ampirik ısı akısı değerine en yakın sonuç vermesi nedeniyle de en uygun türbülans modeli RNG k- ϵ modelidir. Model-II ve Model-III de deneysel neticelerin doğrulanması açısından iyi sonuç vermiştir. Ancak ideal gaz kabulü ve havanın tüm özellik değerlerinin sıcaklığın fonksiyonu olduğu Model-IV için sonuç bir noktada çok iyi olmamıştır. Bu sonuçlar beklenmeyen bir sonuçtur. İdeal gaz kabulü ve sıcaklığa bağlı özellik halinin gerçeğe en yakın neticeyi vermesi beklenir. Boussinesq yaklaşımı gerçeğe yakın ve hızlı bir şekilde sonuç vermesi açısından önemsenmiştir. İdeal gaz yaklaşımının Boussinesq yaklaşımından daha iyi sonuç vermesi gerekirdi. Bu çalışmada sonuçları verilmemiş hesaplamalara göre girişlerdeki k ve ϵ 'un sınır değerleri q ısı akısı

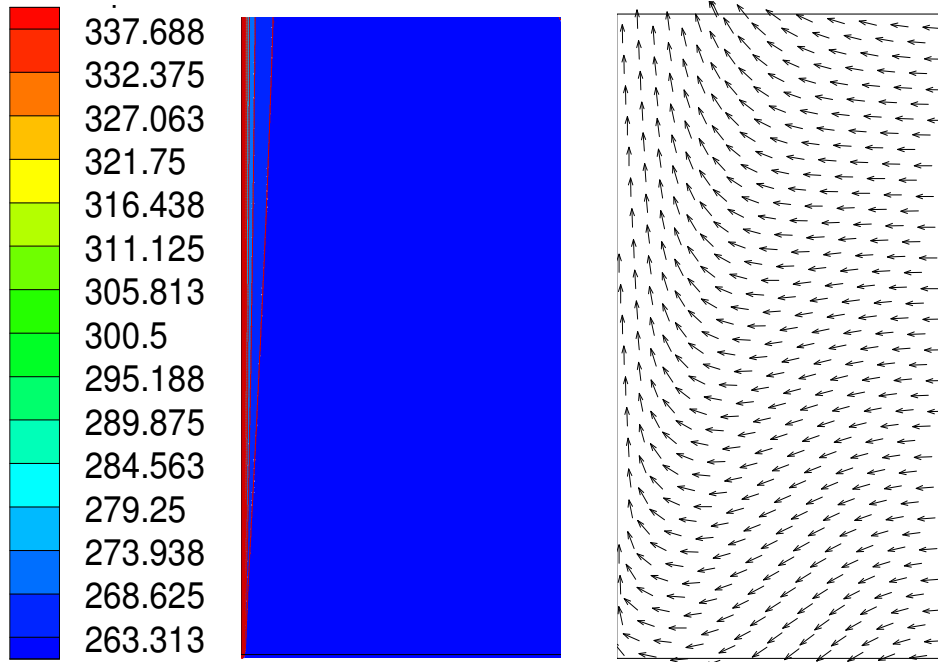
değeri üzerinde çok büyük etkiye sahiptir. Hesaplamalarda bu sınır değerleri önceden belirtildiği üzere sabit alınmış ve yaklaşık olarak hesaplanmıştır.

Tablo 4.2. Düşey duvar için çeşitli türbülans modelleri ve duvar fonksiyonları için hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2)

| Türbülans modeli | Duvar Fonksiyonu | Model-I | Model-II | Model-III | Model-VI |
|---------------------------------|----------------------------------|---------|----------|-----------|----------|
| Realizable k- ϵ modeli | İyileştirilmiş duvar yaklaşımı | 500 | 507 | 529 | 537 |
| | Standart duvar fonksiyonu | 637 | 650 | 732 | 709 |
| | Dengede olmayan duvar fonksiyonu | 884 | 908 | 1006 | 999 |
| Standart k- ϵ modeli | İyileştirilmiş duvar yaklaşımı | 501 | 509 | 521 | 535 |
| | Standart duvar fonksiyonu | 636 | 637 | 791 | 683 |
| | Dengede olmayan duvar fonksiyonu | 1034 | 1008 | 1090 | 1071 |
| RNG k- ϵ modeli | İyileştirilmiş duvar yaklaşımı | 520 | 527 | 515 | 548 |
| | Standart duvar fonksiyonu | 391 | 390 | 403 | 441 |
| | Dengede olmayan duvar fonksiyonu | 1044 | 1024 | 1048 | 1039 |

Girişlerdeki akış hızının belirlenmesindeki zorluk giriş sınırlarındaki k ve ϵ değerlerinin en doğru şekilde hesaplanmasını engellemiştir. Buradaki zorluk tipik doğal taşınım probleminde olduğu gibi sıcaklık dağılımının ve akış hızının birbirine bağlı olmasıdır. Sonuçları verilmeyen hesaplamalar k ve ϵ 'un giriş sınırındaki değerlerinin sabit olmayıp bir profil olması gerektiğini göstermiştir. Bu çalışma ancak başka bir tez konusu olabilir. Bununla birlikte bu tezin gerçek kapsamı bir kapalı ortam içinde doğal

taşınım analizini kapsamaktadır. Dolayısıyla asıl hesaplamalarda akışkan giriş ve çıkışları olmadığı için bahsedilen zorluklar ve hatalar meydana gelmeyecektir. Diğer taraftan $q = 519 \text{ W/m}^2$ 'lik deneysel netice de kendi içinde bir hatayı barındırır. Bu rakamın 530-540 veya 480-500 olması da muhtemeldir ve kabul edilebilir. Deneysel çalışmalar ve bunların ampirik denklemleri %5'lik bir hatayı her zaman bünyesinde bulundurlar. Bu değerlendirmeler ışığında Tablo 4.2'den en uygun modelin Model-IV olduğu sonucu çıkarılmıştır. Sonuç olarak asıl hesaplamalar, RNG k- ϵ türbülans modeli ve iyileştirilmiş duvar yaklaşımı duvar fonksiyonu ile gerçekleştirilecektir. Tablo 4.2'nin oluşturulması için yapılan hesaplamalardan ortaya çıkan sonuçlardan biri de sıcaklık değişimleri ve hız değişimlerinin çok düşük olması nedeniyle çift hassasiyetli (double precision) fluent modülünün kullanılması gerektiğidir.

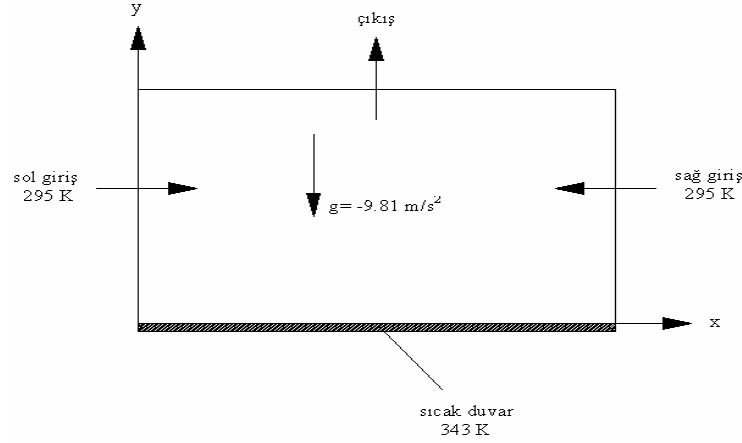


Şekil 4.2. Düşey düzlemde sıcaklık eğrileri (K) ve hız vektörleri (m/s).

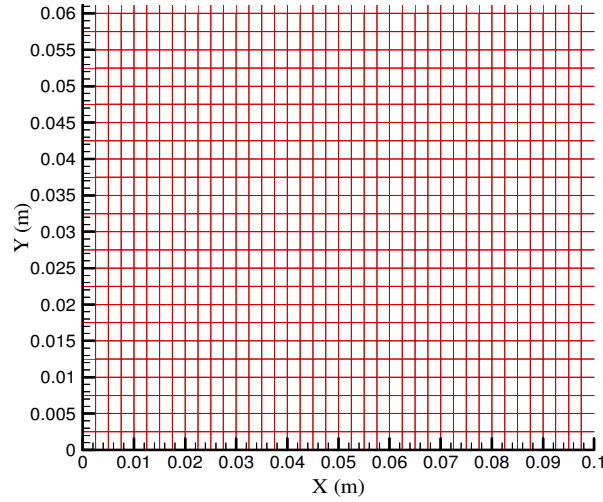
Düşey düzlemde sıcaklık profili beklendiği gibi, akışkanın sıcak duvara yakın bölgelerinde yüksek, duvardan uzaklaştıkça düşük değerler sergilemektedir (Şekil 4.2). y eksenı boyunca yükselerek çıktıkça sıcaklık değeri x ekseninde içlere doğru artmaktadır. Yan ve alt girişten giren akışkan sıcak düzlemle temas ederek hızlanmakta ve sistemi üstten terk etmektedir (Şekil 4.2).

4.2. Yatay Yüzeylerde Doğal Taşınım İle Isı Transferi

Düşey yüzey için yapılan çalışmalar burada yatay yüzey için gerçekleştirilmiştir. İncelenen model Şekil 4.3'te gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Yatay bir yüzeyi ısıtılmış duvar modeli.



Şekil 4.4. Yatay bir yüzeyi ısıtılmış duvar modelinin mesh yapısından bir kesit.

Şekil 4.3'te görüldüğü gibi ortam havası üç sanal sınır ile ayrılmıştır. $100 \times 60 \text{ cm}^2$ ebatlarındaki bu dikdörtgen modelin bir kenarı 100 cm uzunluğundaki duvar, diğer kenarları ise hava giriş ve çıkış yüzeyleridir. Doğal taşınım ile sıcak duvar üzerinde yükselen hava üst yüzeyden sistemi terk ederken, yerini yan yüzeylerden gelen havaya bırakacaktır. Bu nedenle sayısal hesaplamalarda yan girişler "Pressure Inlet" seçilirken,

üst çıkış “Pressure Outlet” sınır şartı olarak seçilmiştir. Sayısal hesaplamalar için gerekli diğer sınır şartları şekil üzerinde verilmiştir. Girişlerdeki k ve ε değerleri düşey yüzey için yapılan hesaplamalarda olduğu gibi deneme yanılma ile girişlere paralel çizilen yüzeylerden hesaplanmıştır. Yaklaşık olarak sağ ve sol girişte $k = 0.0017 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ve $\varepsilon = 0.00044 \text{ m}^2/\text{s}^3$ olarak hesaplanmıştır.

Akışkan olarak hava kullanılmış olup, havanın fiziksel özellik değerleri düşey yüzey için ele alınan modellere göre hesaplanmıştır. Düşey yüzeyden farklı olarak burada Boussinesq yaklaşımında ortalama sıcaklık 319 K alınmıştır

Boussinesq yaklaşımıyla tüm özellik değerleri 319 K sıcaklık için sabit alınmıştır.

$$\rho = 1.098 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1.008 \text{ kJ/kgK}$$

$$k = 0.027706 \text{ W/mK}$$

$$\mu = 199.768 \times 10^{-7} \text{ kg/ms}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = 0.003135$$

Boussinesq yaklaşımıyla ρ ve β değerleri hariç tüm özellik değerleri sıcaklığın fonksiyonu olarak değişmekte iken;

$$\rho = 1.098 \text{ kg/m}^3$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = 0.003135$$

İdeal gaz yaklaşımıyla ρ hal denkleminde göre sıcaklığın fonksiyonu olarak değişmekte iken, diğer değerler ortalama sıcaklık ile sabit alınmıştır.

$$C_p = 1.008 \text{ kJ/kgK}$$

$$k = 0.027706 \text{ W/mK}$$

$$\mu = 199.768 \times 10^{-7} \text{ kg/ms}$$

İdeal gaz yaklaşımıyla ρ hal denkleminde göre ve diğer özellik değerleri sıcaklığın fonksiyonu olarak değişmektedir.

Sayısal hesaplamalar için Şekil 4.1'deki modelde doğal taşınım ile meydana gelen ısı transferi hesabı, (2.27-2.36) nolu denklemler vasıtasıyla aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$$Ra = 4.095 \times 10^8 \quad Nu = 38.40 \quad h = 2.112 \text{ W/m}^2\text{K} \quad q = 101.37 \text{ W/m}^2$$

Sayısal hesaplamalar beş farklı mesh yapısı için gerçekleştirilmiştir. 5 mm, 2.5 mm, 1 mm'lik kare mesh yapısı ve 5 mm, 2.5 mm üçgen mesh yapısı için yapılan hesaplamalar sonucunda 5 mm'lik kare mesh yapısının uygun olduğu görülmüştür. Daha fazla eleman gerektiren daha küçük mesh yapısı problemin boyutunun büyük ve bilgisayar donanımının yetersiz olması açısından tercih edilmemiştir. Bunun yerine adapte edilerek hesaplamaların daha önemli olduğu çözüm bölgelerinde daha fazla hücre kullanılmıştır. Sayısal sonuçlar yukarıda tanımlanan yaklaşımlar için aşağıdaki tablolarda verilmiştir.

Tablo 4.3. Boussinesq yaklaşımı ve 5 mm'lik kare mesh yapısı ile çeşitli türbülans modelleri ve duvar fonksiyonları için hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri.

| Boussinesq Yaklaşımı | | | |
|---------------------------------|---------------------------|----------------------------------|--------------------------------|
| 5 mm'lik Kare Mesh Yapısı | Duvar Fonksiyonu | | |
| Türbülans Modeli | Standart duvar Fonksiyonu | Dengede Olmayan Duvar Fonksiyonu | İyileştirilmiş Duvar Yaklaşımı |
| Standart k- ϵ Modeli | 264.2593 | 319.2342 | 206.678 |
| RNG k- ϵ Modeli | 238.8252 | 298.7599 | 209.3913 |
| Realizable k- ϵ Modeli | 304.1441 | 351.865 | 206.0088 |
| Reynolds Stress Modeli | 671.9265 | 681.6437 | 606.6157 |

Tablo 4.3'ten görüldüğü gibi 5 mm'lik kare mesh yapısı, Boussinesq yaklaşımı ve sabit özellik değerlerinde en uygun duvar fonksiyonunun iyileştirilmiş duvar yaklaşımı

(enhanced wall treatment) olduğudur. Bu yüzden diğer hesaplamalar duvar fonksiyonu olarak iyileştirilmiş duvar yaklaşımı esas alınarak gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda diğer modellere göre Reynolds Stress modelinin iyi sonuç vermediği gözlenmiştir.

Tablo 4.4. İdeal gaz yaklaşımı ve 5 mm'lik kare mesh yapısı ile çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri.

| İdeal Gaz Yaklaşımı | |
|---------------------------------|--------------------------------|
| 5 mm'lik Kare Mesh Yapısı | Duvar Fonksiyonu |
| Türbülans Modeli | İyileştirilmiş Duvar Yaklaşımı |
| Standart k- ϵ Modeli | 221.0779 |
| RNG k- ϵ Modeli | 215.3858 |
| Realizable k- ϵ Modeli | 213.8112 |

Tablo 4.3 ve Tablo 4.4 karşılaştırıldığında ideal gaz yaklaşımı Boussinesq yaklaşımına göre iyi sonuç vermemiştir.

Tablo 4.5. Adapte edilmiş 5 mm'lik kare mesh yapısı ve Boussinesq yaklaşımı ile çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri.

| Boussinesq Yaklaşımı | |
|---|--------------------------------|
| 5 mm'lik Kare Mesh Yapısı Üzerinden Adapte Edilmiş | Duvar Fonksiyonu |
| Türbülans Modeli | İyileştirilmiş Duvar Yaklaşımı |
| Standart k- ϵ Modeli | 123.8871 |
| RNG k- ϵ Modeli | 125.7465 |
| Realizable k- ϵ Modeli | 123.0411 |

Sıcaklık üzerinden iki kez adapte edilerek hücre sayısı artırıldığında sonuçlar ampirik denklemlerden elde edilen değerlere daha çok yaklaşmıştır. Aynı işlem ideal gaz

yaklaşımı için tekrarlandığında Tablo 4.6'dan da görüldüğü gibi yine Boussinesq yaklaşımı yakın sonuçlar vermiştir.

Tablo 4.6. Adapte edilmiş 5 mm'lik kare mesh yapısı ve ideal gaz yaklaşımı ile çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri.

| İdeal Gaz Yaklaşımı | |
|--|--------------------------------|
| 5 mm'lik Kare Mesh Yapısı Üzerinden Adaptasyon Yapılmış | Duvar Fonksiyonu |
| Türbülans Modeli | İyileştirilmiş Duvar Yaklaşımı |
| Standart k- ϵ Modeli | 168.3075 |
| RNG k- ϵ Modeli | 164.3071 |
| Realizable k- ϵ Modeli | 158.0107 |

Bu yüzden fiziksel özellikler sıcaklığa bağlı 4. derece polinom olarak hesaplanırken sadece Boussinesq yaklaşımı dikkate alınmıştır.

Tablo 4.7. Adapte edilmiş 5 mm'lik kare mesh yapısı, fiziksel özellikler değişken ve Boussinesq yaklaşımı ile çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri.

| Boussinesq Yaklaşımı ve Fiziksel Özellikler 4. Derece Polinom | |
|--|--------------------------------|
| 5 mm'lik Kare Mesh Yapısı Üzerinden Adapte Edilmiş | Duvar Fonksiyonu |
| Türbülans Modeli | İyileştirilmiş Duvar Yaklaşımı |
| Standart k- ϵ Modeli | 121.6737 |
| RNG k- ϵ Modeli | 123.9846 |
| Realizable k- ϵ Modeli | 120.837 |

Buraya kadar yapılan incelemeler sonucunda adapte edilen mesh yapısı üzerinden fiziksel özellikler sıcaklığa bağımlı kabul edilmiş ve en iyi sonuçlar burada elde edilmiştir. Buradan sonra problemin mesh yapısına bağımlılığı araştırılmıştır.

Tablo 4.8. Boussinesq ve ideal gaz yaklaşımı ve 2.5 mm'lik kare mesh yapısı için çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri.

| 2.5 mm'lik Kare Mesh Yapısı | Boussinesq Yaklaşımı | | İdeal Gaz Yaklaşımı | |
|------------------------------------|----------------------|--|----------------------|--|
| | Sabit Mesh Yapısı | Mesh Yapısı Üzerinden Adapte Edilmiş | Sabit Mesh Yapısı | Mesh Yapısı Üzerinden Adapte Edilmiş |
| Standart k- ϵ Modeli | 131.0161 | 124.2243 | 163.6898 | 168.3269 |
| RNG k- ϵ Modeli | 132.7157 | 126.0301 | 192.392 | 164.3168 |
| Realizable k- ϵ Modeli | 129.8896 | 123.1672 | 167.8175 | 158.0155 |

Buradan sonra iyileştirilmiş duvar yaklaşımı duvar fonksiyonu seçimine ek olarak türbülans modelinin de Realizable k- ϵ modeli olması gerektiği belirlenmiştir.

Tablo 4.9. Boussinesq ve ideal gaz yaklaşımı ile 1 mm'lik kare mesh ve Realizable türbülans modeline göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri.

| 1 mm'lik Kare Mesh Yapısı | Boussinesq Yaklaşımı | | İdeal Gaz Yaklaşımı | |
|------------------------------------|----------------------|--|----------------------|--|
| | Sabit Mesh Yapısı | Mesh Yapısı Üzerinden Adapte Edilmiş | Sabit Mesh Yapısı | Mesh Yapısı Üzerinden Adapte Edilmiş |
| Realizable k- ϵ Modeli | 125.5672 | 127.5512 | 146.663 | 146.1737 |

Tablo 4.10. İdeal gaz yaklaşımı, 5 mm'lik üçgen mesh yapısı ve çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri.

| İdeal Gaz Yaklaşımı | |
|---------------------------------|-------------------|
| 5 mm'lik Üçgen Mesh Yapısı | |
| Türbülans Modeli | Sabit Mesh Yapısı |
| Standart k- ϵ Modeli | 210.5685 |
| RNG k- ϵ Modeli | 218.2848 |
| Realizable k- ϵ Modeli | 202.3685 |

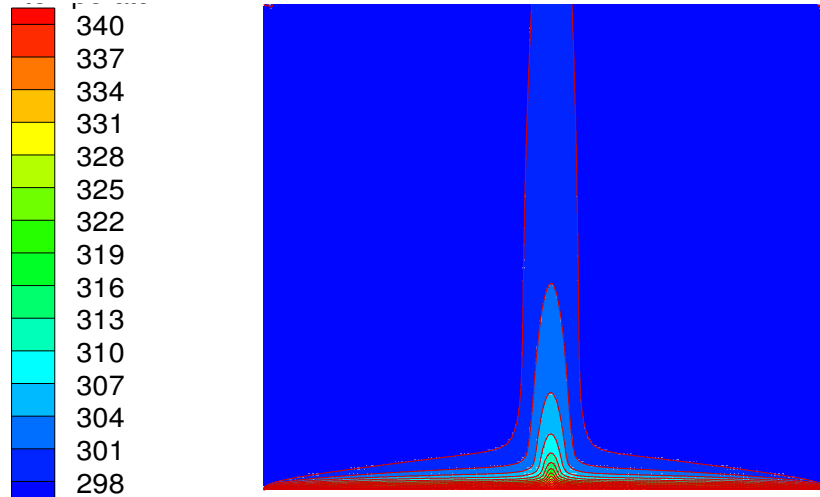
Üçgen mesh yapısı için öncelikle ideal gaz yaklaşımı denenmiş ve sabit mesh yapısında (Tablo 4.10) iyi sonuçlar alınamamıştır.

Tablo 4.11. Boussinesq yaklaşımı, 5 mm'lik üçgen mesh yapısı ve çeşitli türbülans modellerine göre hesaplanan ısı transferi (q : W/m^2) değerleri.

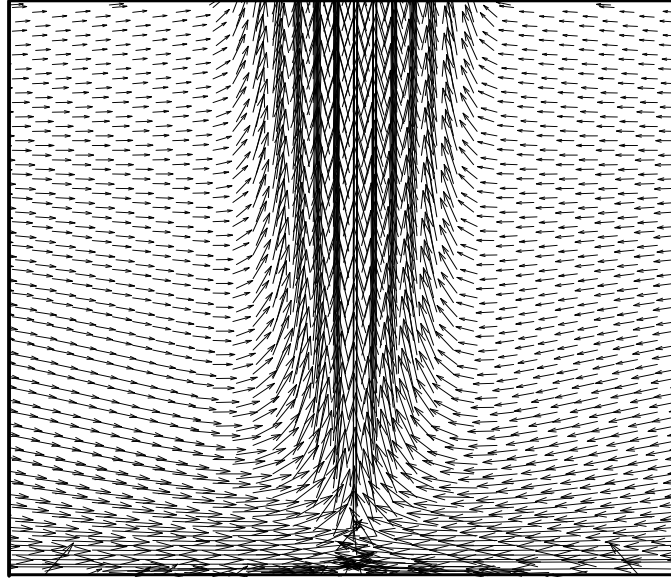
| Boussinesq Yaklaşımı | | | |
|----------------------|---------------------------------|-------------------|--------------------------------------|
| Üçgen Mesh Yapısı | Türbülans Modeli | Sabit Mesh Yapısı | Mesh Yapısı Üzerinden Adapte Edilmiş |
| 0.5 mm | Standart k- ϵ Modeli | 159.9814 | 144.3597 |
| | RNG k- ϵ Modeli | 161.9909 | 146.2707 |
| | Realizable k- ϵ Modeli | 158.3564 | 143.003 |
| 0.25 mm | Standart k- ϵ Modeli | 143.0206 | 136.8857 |
| | RNG k- ϵ Modeli | 146.1042 | 138.5108 |
| | Realizable k- ϵ Modeli | 142.043 | 135.0248 |

İdeal gaz yaklaşımının Boussinesq yaklaşımından daha iyi sonuç vermesi gerekirdi. Bu çalışmada sonuçları verilmemiş hesaplamalara göre girişlerdeki k ve ϵ 'un sınır değerleri q ısı akısı değeri üzerinde çok büyük etkiye sahiptir. Hesaplamalarda bu sınır değerleri önceden belirtildiği üzere sabit alınmış ve yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Burada da

düŖey yüzey için yapılan hesaplamalarda karşılaŖılan problemle karşılaŖılmıştır. Girişlerdeki akış hızının belirlenmesindeki zorluk giriş sınırlarındaki k ve ϵ değerlerinin en doğru şekilde hesaplanmasını engellemiştir. Sonuçları verilmeyen hesaplamalar k ve ϵ 'un giriş sınırındaki değerlerinin sabit olmayıp bir profil olması gerektiğini göstermiştir. Diğer taraftan $q = 101 \text{ W/m}^2$ 'lik deneysel netice de kendi içinde bir hatayı barındırır. Bu rakamın 90-95 veya 105-110 olması da muhtemeldir ve kabul edilebilir. Deneysel çalışmalar ve bunların ampirik denklemleri %5'lik bir hatayı her zaman bünyesinde bulundururlar. Bu değerlendirmeler ışığında tablolardan en uygun yaklaşımın ideal gaz olduğu sonucu çıkarılmıştır. Sonuç olarak asıl hesaplamalar 5 mm'lik kare mesh yapısı, RNG k - ϵ türbülans modeli ve iyileştirilmiş duvar yaklaşımı duvar fonksiyonu ile gerçekleştirilecektir. Burada dikkati çeken başka bir nokta ise aslında Realizable k - ϵ türbülans modelinin de iyi sonuç vermesidir. Fakat düŖey yüzey için elde edilen sonucun RNG k - ϵ türbülans modeli olmasından dolayı RNG k - ϵ türbülans modeli problemin çözümünde kullanılmıştır. Tabloların oluşturulması için yapılan hesaplamalardan ortaya çıkan sonuçlardan biride sıcaklık değişimleri ve hız değişimlerinin çok düşük olması nedeniyle çift hassasiyetli (double precision) fluent modülünün kullanılması ve konverjans kriterlerinin enerji için 10^{-9} , türbülans kinetik enerjisi k , yayılma oranı ϵ , süreklilik, x ve y hızları için 10^{-5} olması gereğidir.



Ŗekil 4.5. Yatay düzlemde sıcaklık eğrileri (K).



Şekil 4.6. Yatay düzlemde hız vektörleri (m/s).

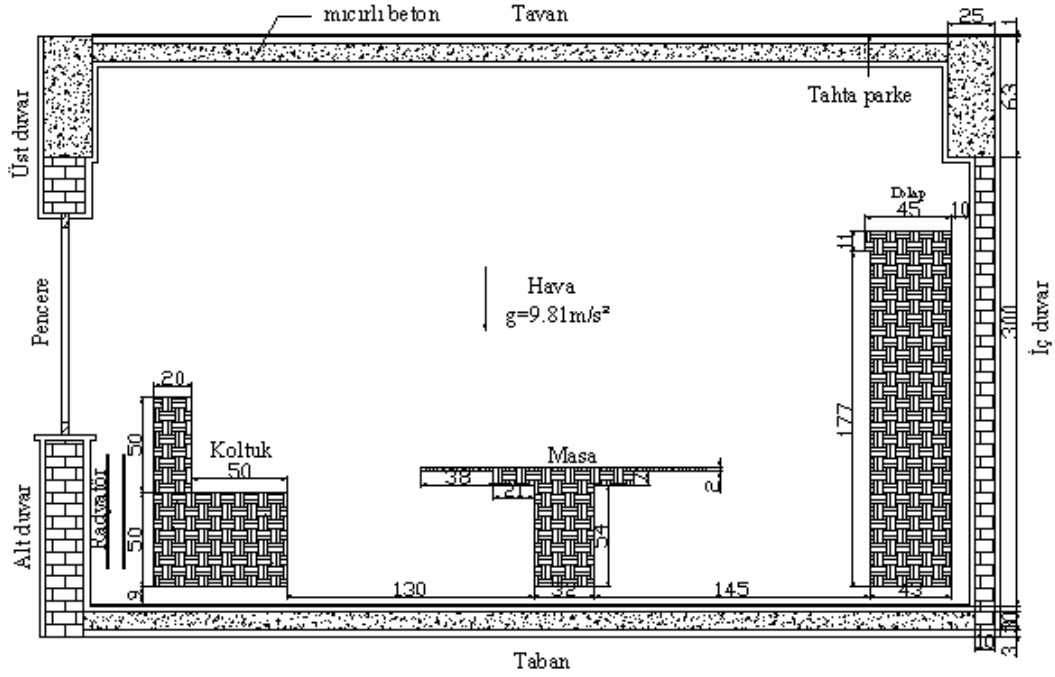
4.3. Problemin Fiziksel Modeli ve Hesaplama Yöntemi

Bu çalışmada, şekilde gösterilen, bir radyatör yardımıyla ısıtılan kapalı bir odadaki sıcaklık dağılımı ele alınmıştır. Şekilden de görüldüğü gibi oda iki boyutlu olarak incelenmiştir. $L \times H = 5.06 \times 3.17 \text{ m}^2$ ölçülerindeki kapalı oda içersine $L \times H = 0.1 \times 1 \text{ m}^2$ ölçülerinde bir radyatör yerleştirilmiştir. Odada mobilya olarak koltuk, masa ve dolap kullanılmıştır. Odanın döşemesinde tahta parke kullanılmış ve odada yalıtım malzemesi kullanılmamıştır. Duvarlarda tuğla olarak yatay delikli tuğla seçilmiştir. İç sıva için kireç harçlı sıva ve dış sıva için çimento harçlı sıva kullanılmıştır. Pencerede ise çift cam kullanılmıştır. Seçilen cam ise düz camdır.

Model için ısı kaybı, beş farklı pozisyon için incelenmiştir. Radyatör dış duvardan yatay ekseninde 3 cm, 6 cm, 9 cm, 12 cm ve 15 cm hareket ettirilerek analizler yapılmıştır. Daha sonra radyatörün dış duvardan 6 cm, 9 cm ve 15 cm uzaklığı için zamana göre analizler yapılmıştır.

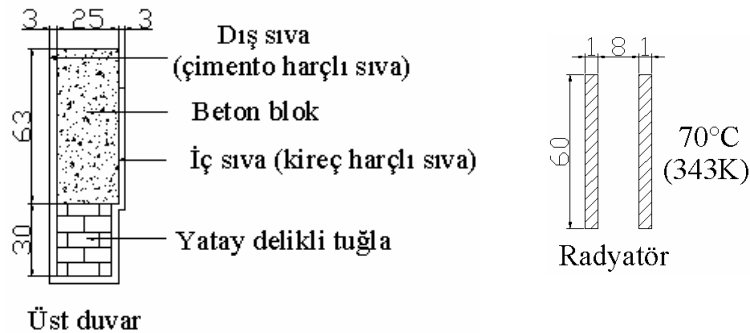
Dış ortam sıcaklığı Kayseri için -15°C , radyatör sıcaklığı ise $+70^\circ\text{C}$ alınmıştır. Çift camlı pencerenin dış yüzeyinde ve dış duvarlarda $6 \text{ W/m}^2\text{K}$ taşınım katsayısı ve 258 K ortam sıcaklığı ile zorlanmış taşınım ve iç tarafta ise doğal taşınım kabul edilmiştir. Duvar kesitinde ise iletimle ısı transferi olduğu kabul edilmiştir.

Akışkan tabaka içinde ısı transferi mekanizması olarak sadece doğal taşınım düşünülmüş radyasyon etkisi ihmal edilmiştir. Akışkanın özellik değerleri sıcaklığın fonksiyonu olarak hesaplanmıştır.

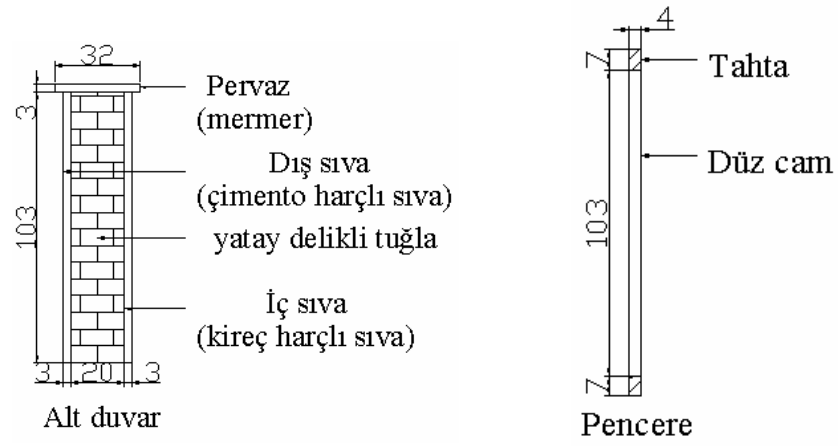


Şekil 4.7. Kapalı odanın fiziksel modeli.

Akışkan olarak hava kullanılmış olup, havanın fiziksel özellik değerleri (ısı iletim katsayısı (k), özgül ısı (C_p) ve dinamik viskozite (μ)) sıcaklığa bağlı 4. derece polinom olarak tanımlanmıştır. Polinom sabitleri Tablo-4.1 de görüldüğü gibidir. Akışkan yoğunluğu (ρ) ise ideal gaz yaklaşımına göre hal denklemi ile hesaplanmıştır. Havanın moleküler ağırlığı 28.762 kg/kmol alınmıştır.

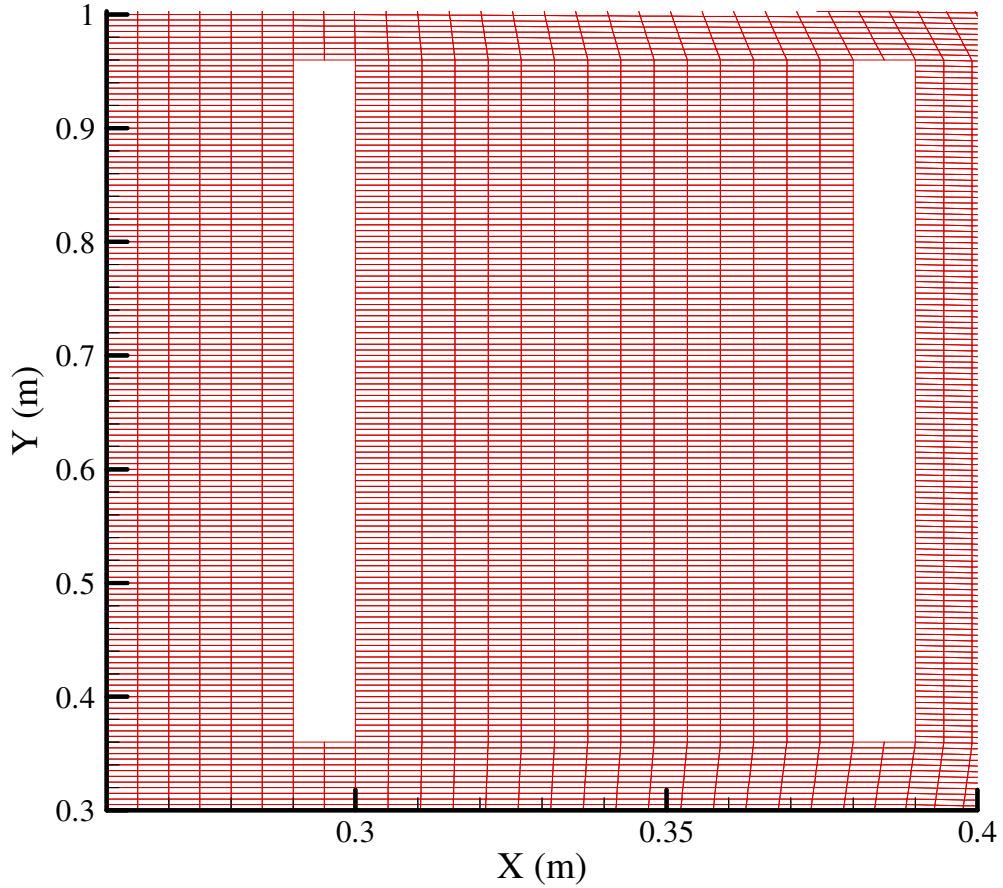


Şekil 4.8. Üst duvar ve radyatörün fiziksel modeli.



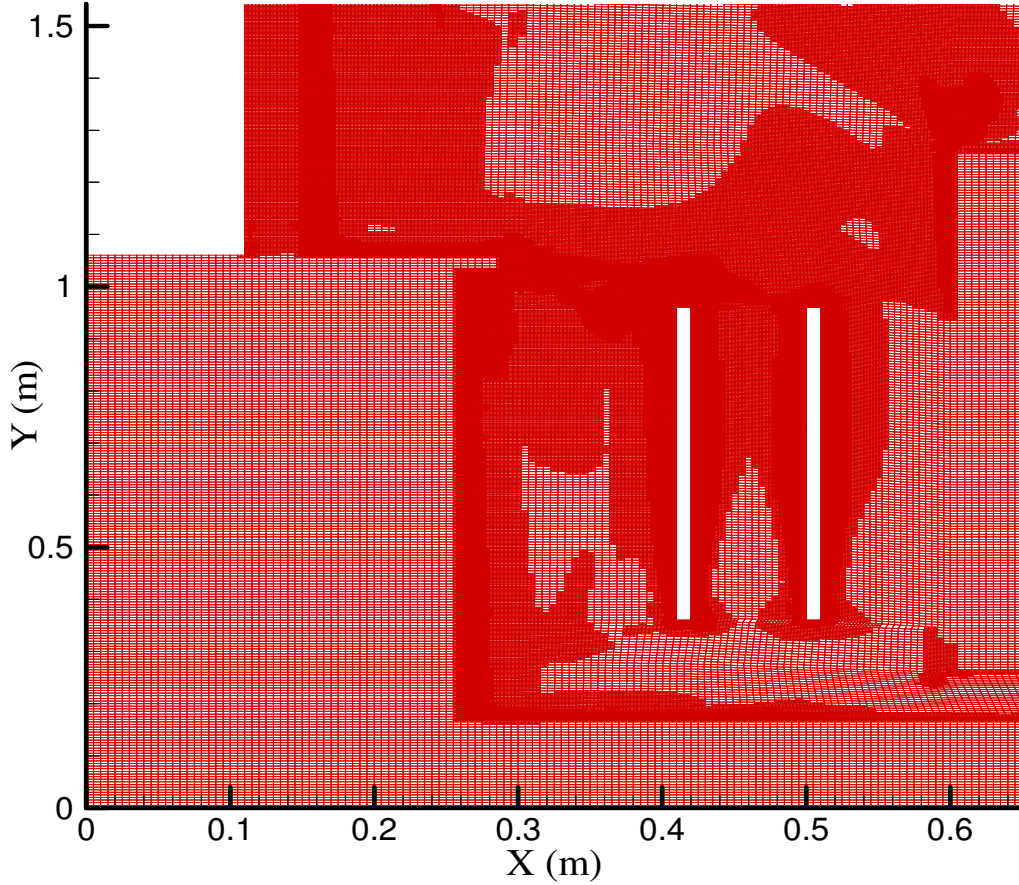
Şekil 4.9. Alt duvar ve pencerenin fiziksel modeli.

Yapı malzemeleri için özellik değerleri sabit olup Tablo 4.12’de verilmiştir [18, 25, 26]. Sayısal hesaplamalar 5 mm’lik kare mesh yapısı için gerçekleştirilmiştir. Kullanılan mesh yapısından bir kesit Şekil 4.10 ve Şekil 4.11’de gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Fiziksel modelin 5 mm’lik kare mesh yapısından bir kesit

Oda 641608 hücreye bölünmüştür. Yalnız bu hücre sayısının yeterli olmaması sebebiyle çözümün önemli olduğu bölgeler adapte edilerek buralardaki hücre sayısı artırılmış ve toplam yaklaşık olarak 800000 hücreye ulaşılmıştır.



Şekil 4.11. Fiziksel modelin adapte edilmiş 5 mm'lik kare mesh yapısından bir kesit

Hesaplamalarda Fluent (6.3.26) bilgisayar kodunun RNG (Renormalization group) k- ϵ modeli kullanılmıştır. Duvar fonksiyonu ise iyileştirilmiş duvar fonksiyonu seçilmiştir. Akışın iki boyutlu, zamana bağlı, sıkıştırılabilir ve türbülanslı olduğu kabul edilmiştir. Yer çekiminin etkileri göz önüne alınmış ve akış için enerji eşitliği kabulü yapılmıştır. Üst duvar, alt duvar ve iç duvarın yalıtılmış olduğu kabul edilmiştir. Hava dışında kullanılan diğer tüm malzemeler için yoğunluk, viskozite ve ısı iletim katsayıları sabittir. Oda içerisindeki havanın fiziksel özelliklerinin ise sıcaklıkla değişen ideal gaz olduğu kabul edilmiştir.

Tablo 4.12. Yapı malzemelerinin fiziksel özellik değerleri.

| Yapı malzemeleri | Yoğunluk (ρ) kg/m ³ | Özgül ısı (C_p) j/kgK | Isı iletim katsayısı (k) W/mK |
|-----------------------------|--|------------------------------|-------------------------------------|
| Beton (mıcırli beton) | 2300 | 880 | 1.4 |
| Beton blok (demirli beton) | 2400 | 960 | 2.1 |
| Cam (düz cam) | 375 | 970 | 0.23 |
| Dolap (hava-tahta) | 73.045 | 1031.8 | 0.0397 |
| Dış sıva (çimento harcı) | 2100 | 1050 | 1.4 |
| İç sıva (kireç harçlı sıva) | 1800 | 1050 | 0.87 |
| Koltuk (hava-tahta-pamuk) | 220.29 | 1215.5 | 0.077 |
| mermer | 2680 | 830 | 2.8 |
| Tahta (sert) | 720 | 1255 | 0.16 |
| Tuğla (yatay delikli) | 1000 | 920 | 0.46 |

Sayısal sonuçları hesaplamak için konverjans kriterleri enerji için 10^{-9} , türbülans kinetik enerjisi k , yayılma oranı ϵ , süreklilik, x ve y hızları için 10^{-5} alınmıştır. Çözümde türbülans kinetik enerjisi $k = 0.0017 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ve türbülans yayılma oranı değeri $\epsilon = 0.00044 \text{ m}^2/\text{s}^3$ olarak alınmıştır.

Oda içerisindeki akışın modellenmesinde, Fluentte korunum denklemleri Simple algoritmasına dayanan iteratif bir yöntemle çözülmüştür. RNG k - ϵ modeli seçildiğinde akıştaki dönme veya girdabın etkileri de hesaba katılarak ilave iki transport denklemi çözülmüştür.

5. BÖLÜM

SONUÇLAR

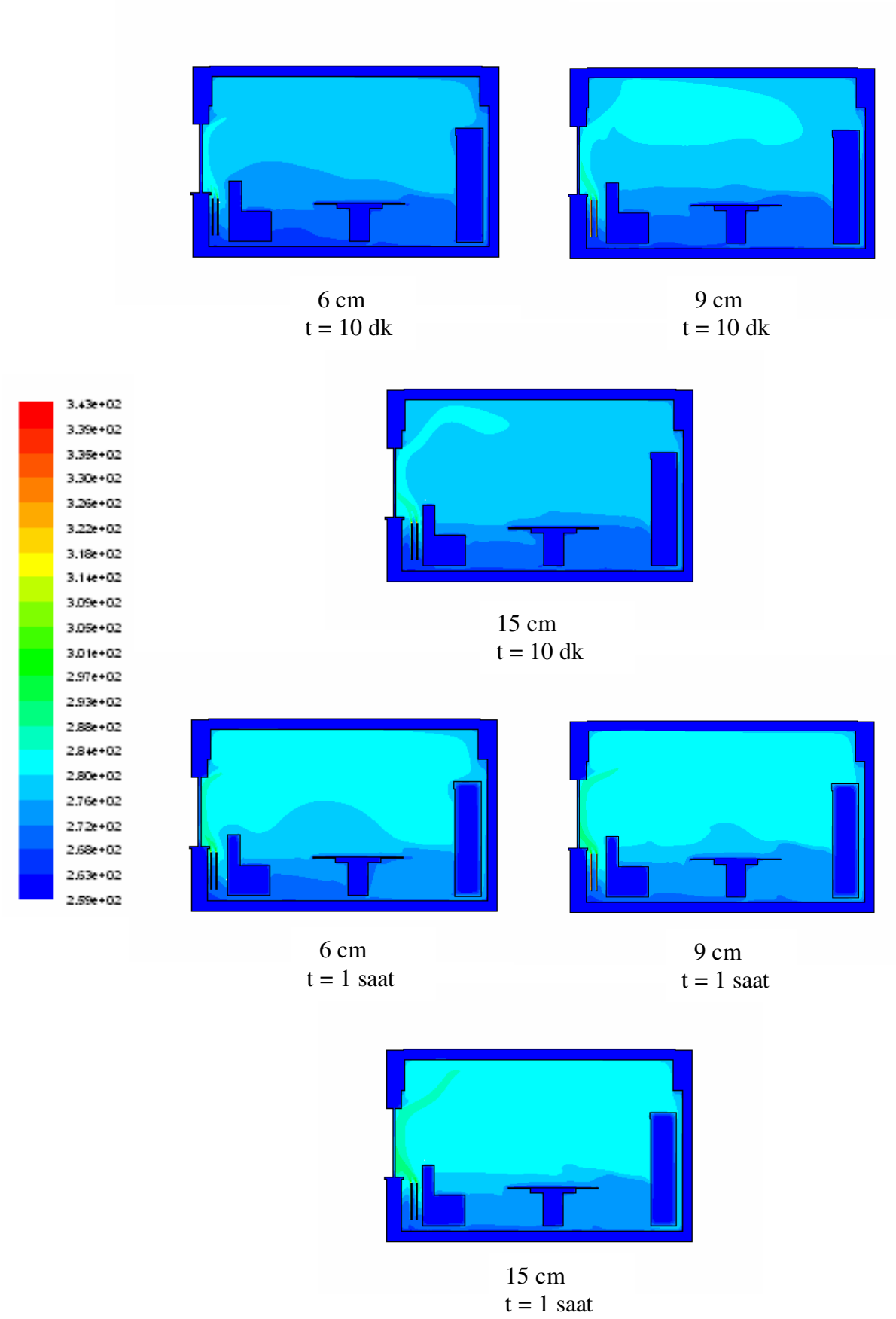
5.1. Giriş

Bu bölümde, CFD modellemesi gerçekleştirilen kapalı bir oda için önceki bölümde tanımlanan hesaplamalardan elde edilen sonuçlar iki boyutlu eğrileri içeren grafikler halinde sunulmaktadır. Kapalı oda içerisine radyatör yerleştirilerek oda içerisindeki sıcaklık dağılımları, odadan transfer olan ısı hesaplanmıştır. Hesaplamalar radyatörün yatay ekseninde değişik mesafeleri için yapılmıştır. Hesaplamalarda öncelikle radyatör duvardan 3 cm, 6 cm, 9 cm, 12 cm ve 15 cm uzaklaştırılarak beş farklı konumu dikkate alınmıştır. Daha sonra zamana bağlı olarak yapılan hesaplamalarda 6 cm, 9 cm ve 15 cm olmak üzere üç farklı konumu dikkate alınmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda sıcaklık dağılımları şekillerle gösterilmiş; sıcaklık ve transfer olan ısı değerleri grafikler halinde sunulmuştur.

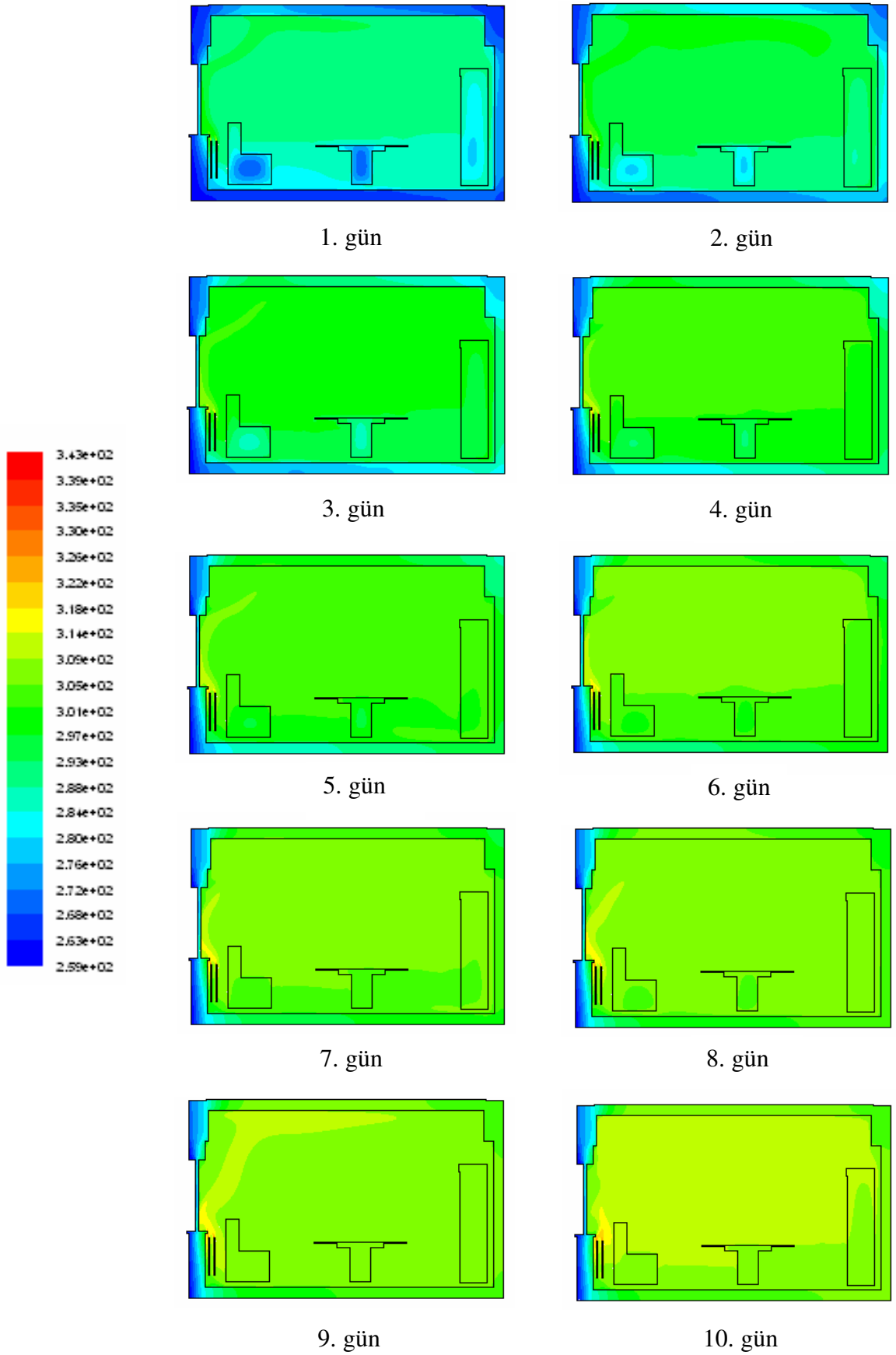
5.2. Sıcaklık Dağılımları

Kapalı oda içerisindeki radyatörün üç farklı konumu için sıcaklık dağılımları Şekil 5.1-5.4'te ve zamana bağlı sıcaklık değişimleri Şekil 5.5'te gösterilmektedir. Bu şekiller radyatörün konumuna ve zamana bağlı olarak oda içerisindeki akışkanın sıcaklığının nasıl değiştiğini net bir şekilde göstermektedir. Radyatörün konumuna ve zamana göre sıcaklık dağılımları farklılık göstermektedir.

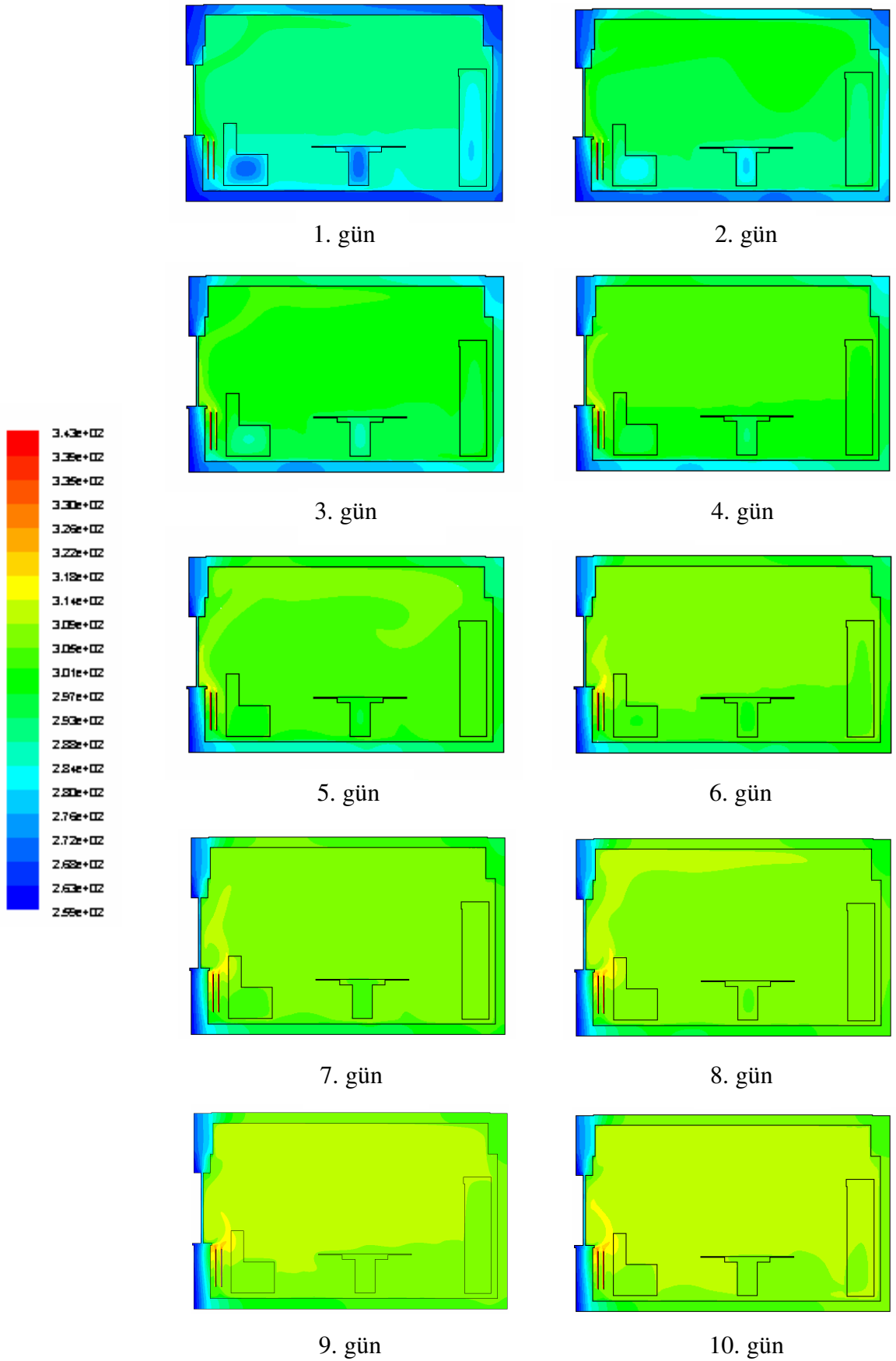
Şekil 5.1 incelendiğinde radyatörün konumuna göre ilk 10 dakikalık zaman dilimi karşılaştırıldığında 9 cm'lik mesafede odanın daha çabuk ısındığı ve en düşük sıcaklığın 6 cm'lik mesafede elde edildiği gözlenmiştir. Aradan geçen zaman 1 saate ulaştığında ise 15 cm'lik mesafede en yüksek, 6 cm'lik mesafede ise yine en düşük sıcaklıkların elde edildiği gözlenmiştir



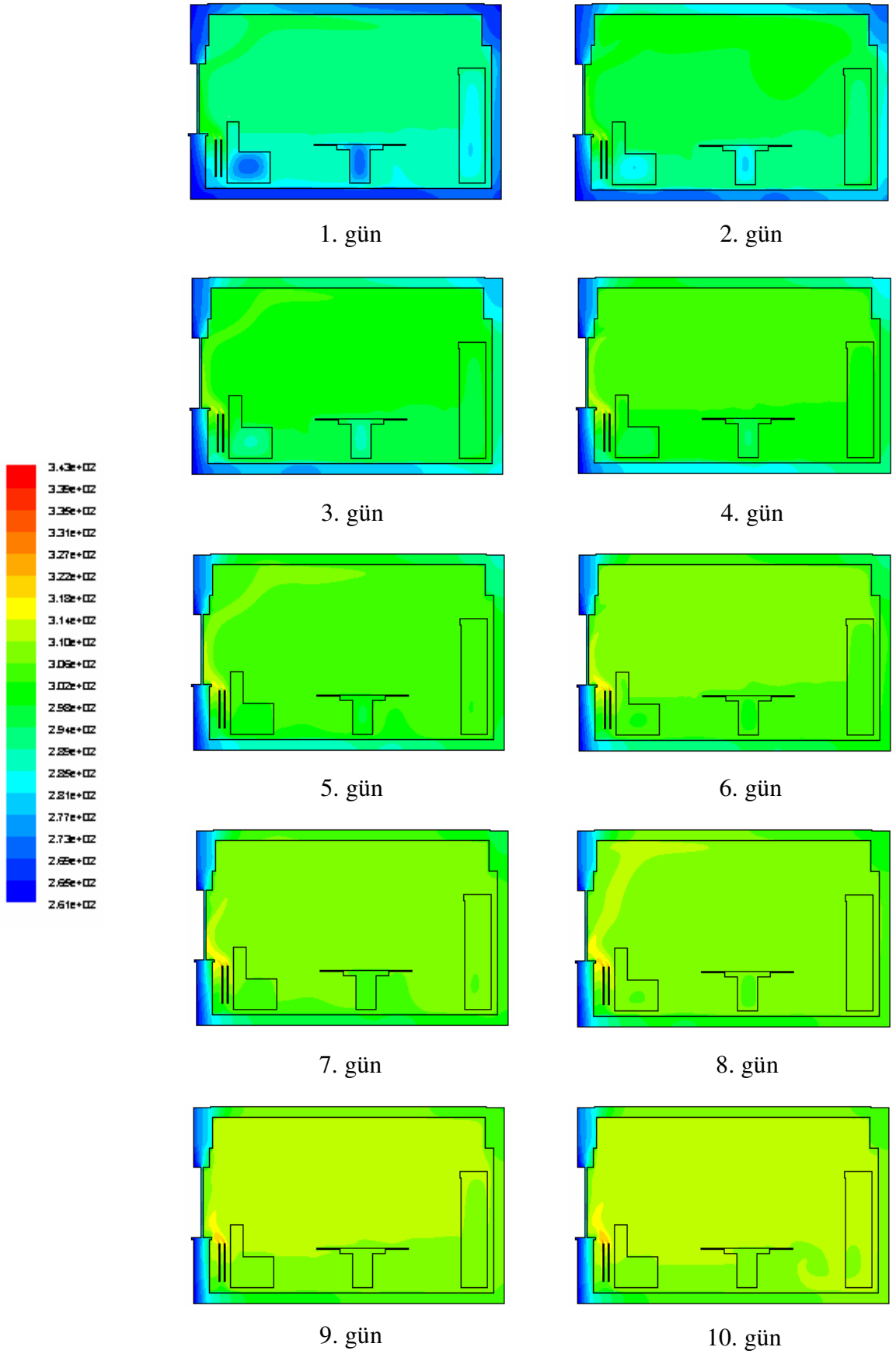
Şekil 5.1. Kapalı odada radyatör konumuna göre farklı zaman dilimlerinde sıcaklık dağılımı.



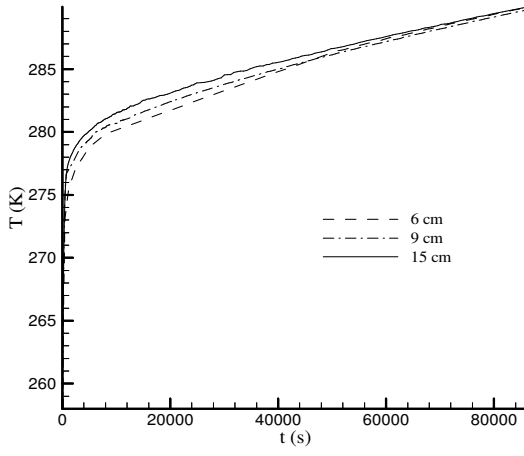
Şekil 5.2. Kapalı odada radyatörün duvardan 6 cm uzaklığı için sıcaklık dağılımı.



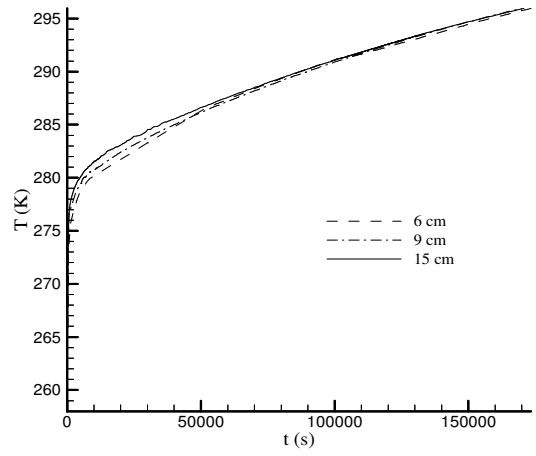
Şekil 5.3. Kapalı odada radyatörün duvardan 9 cm uzaklığı için sıcak dağılımı.



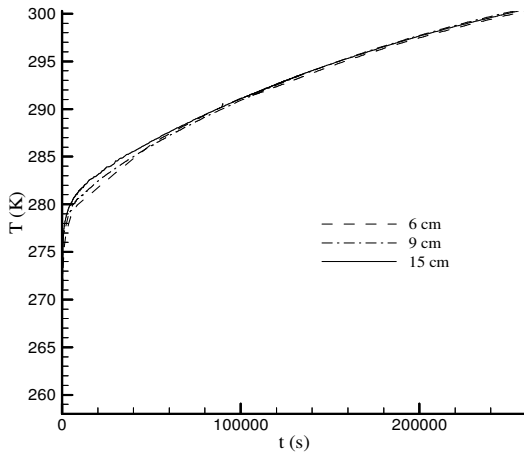
Şekil 5.4. Kapalı odada radyatörün duvardan 15 cm uzaklığı için sıcaklık dağılımı.



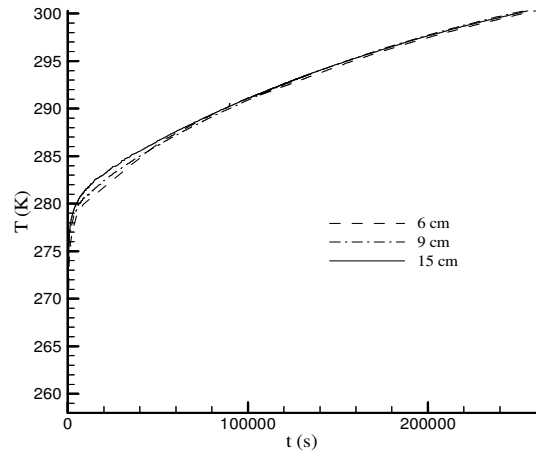
1. gün



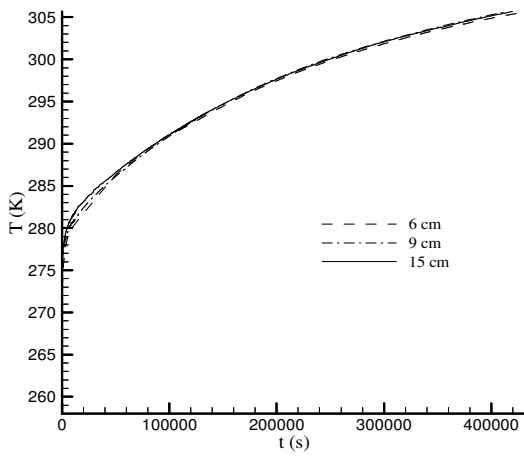
2. gün



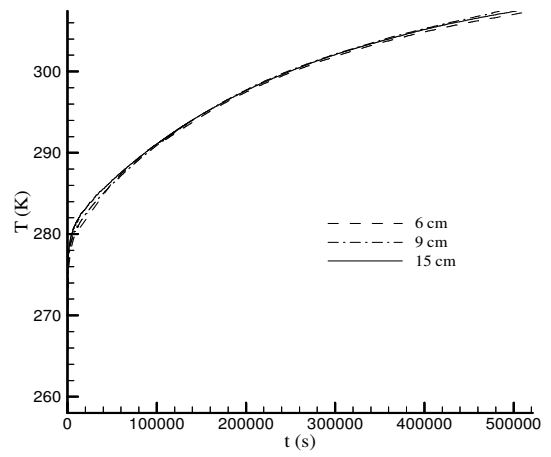
3. gün



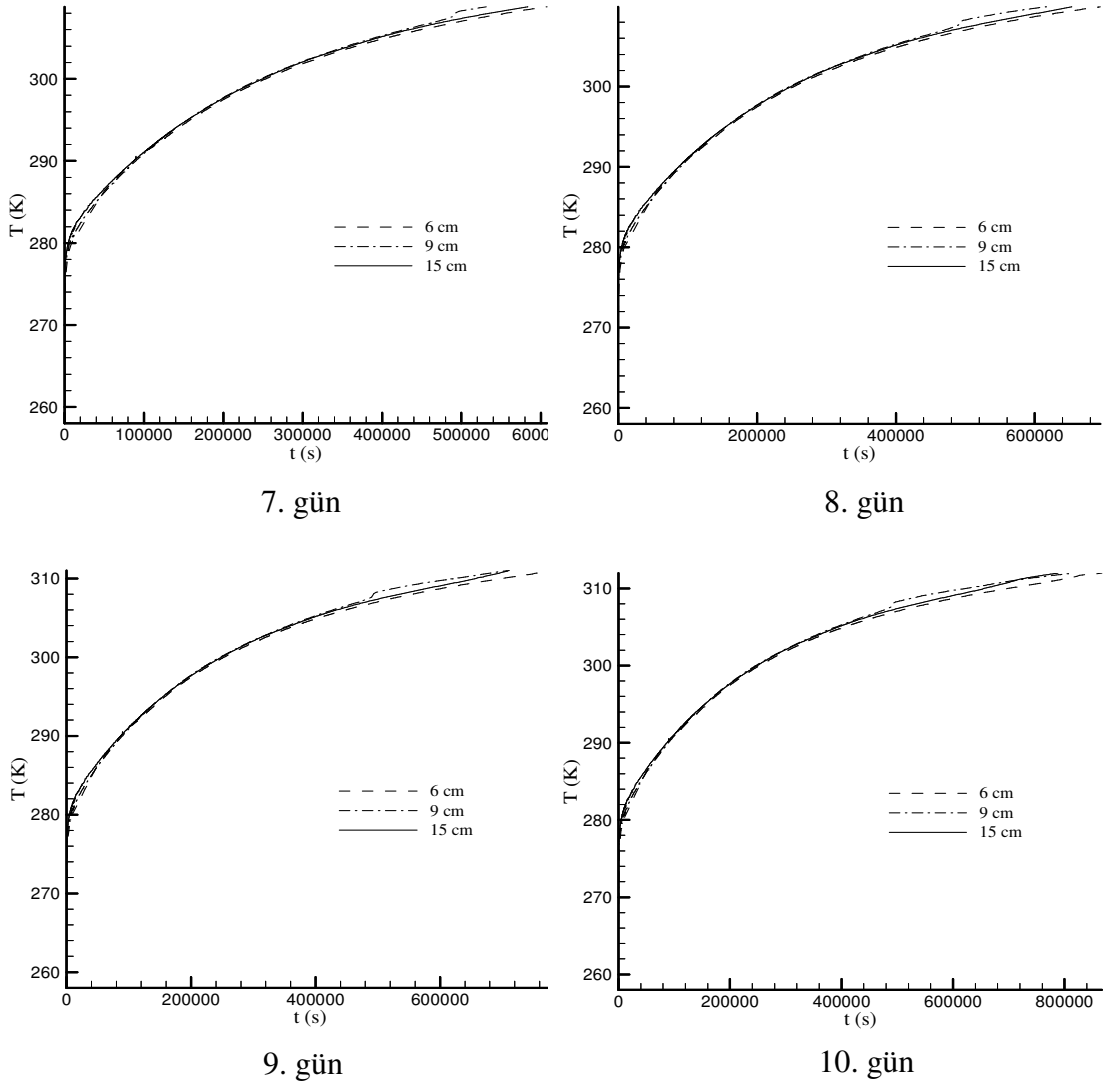
4. gün



5. gün



6. gün



Şekil 5.5. Kapalı odada radyatör konumuna göre 10 günlük zaman dilimi için sıcaklık değerleri.

1. gün radyatörden yükselen sıcak havanın tavana kadar yükseldiği görülmektedir. Yükselen bu sıcak havanın zamanla diğer bölümleri ısıttığı gözlenmektedir. Gün geçtikçe havanın sıcaklığının arttığı dikkati çekmektedir. Oda içersinde saat yönünde bir sirkülasyon gerçekleşmektedir. Soğuk hava zamanla yerini sıcak havaya bırakmaktadır. Sirkülasyonun saat yönünde olması nedeniyle sağ tarafta bulunan dolap ortada bulunan masa ve sol taraftaki koltuğa göre daha erken ısınmaktadır. Eşyalar etrafında da yine bir çevrim oluşmakta ve eşyaların orta bölgeleri en geç ısınan bölge olmaktadır. Yine duvarlar incelendiği zaman sıcak havanın ilk önce tavana

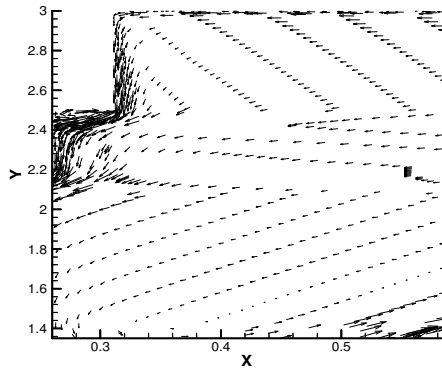
çarpmasından ve sirkülasyonun saat yönünde olmasından dolayı duvarların ısınma sırası tavan iç duvar ve taban şeklindedir. Burada dikkati çeken diğer bir nokta ısı iletim katsayısı yüksek olan kolonun duvarlara göre daha geç ısınmasıdır. Dış yüzeyinde zorlanmış taşınım kesitinde iletim meydana gelen dış duvar ve cam ise ısınmamaktadır.

10 günlük süre sonunda oda içerisinde hava sıcaklığı değerlerine bakıldığında 6 cm için 311.971 K (38.971°C), 9 cm için 312.318 K (39.318°C) ve 15 cm için 312.642 K (39.642°C) hesaplanmıştır. Buradan 15 cm'lik mesafe için sıcaklık değerinin daha yüksek olduğu görülmüştür. Fakat sıcaklıklara bakıldığında bu sıcaklıkların oda sıcaklığından çok yüksek olduğu görülmektedir. Bu da problemin iki boyutlu çözülmesinden kaynaklanmaktadır. Radyatörün farklı konumları ve geçen süre esas alınarak değerlendirmeler yapıldığında sonuçlar şunu göstermiştir.

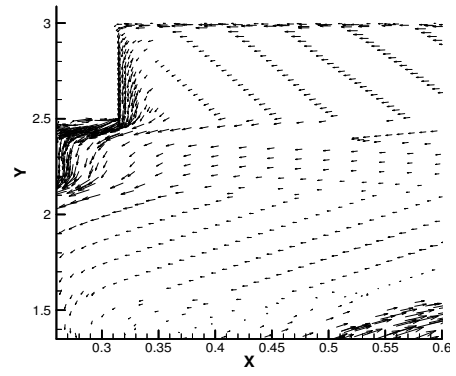
- Oda sıcaklığı geçen zamanla yakından ilgilidir. Zaman geçtikçe içerdeki hava ısınmaktadır. Isınan havanın yoğunluğu azalmakta ve oda içerisindeki sıcaklığın artmasıyla birlikte hacimsel ısı genleşme katsayısı azalmaktadır. .
- Akım ve sıcaklık alanları kapalı alanın şeklinden ve içerisinde bulunan eşyaların konumundan etkilenir.
- Radyatörün konumu akış sirkülasyonunu ve ısı transferini etkiler. Bu yüzden radyatörün konumu ısı transferi için bir kontrol parametresidir.

5.3. Hız Vektörleri

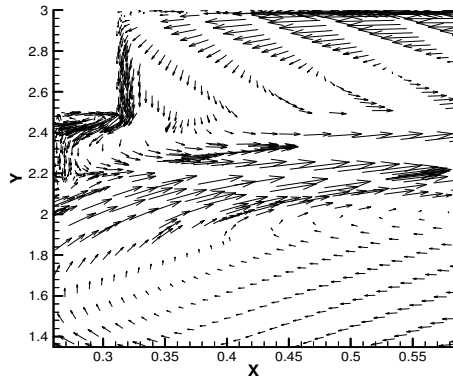
Kapalı oda içerisinde oluşan hız vektörleri radyatör konumlarına göre Şekil 5.6'da gösterilmektedir. Beklendiği gibi, sıcak hava yerçekiminin etkisi ile yukarı doğru, soğuk hava ise aşağı doğru hareket etmektedir. Radyatörün üst ve yan yüzeylerinden sıcak hava yükselmektedir. Radyatörün sol tarafından yükselen sıcak hava alt dış duvar boyunca cama kadar yükselmektedir. Hava cama çarptıktan sonra üstten gelen soğuk havayla birleşip x eksenini boyunca hareket etmektedir. Bir kısmı ise dış duvar boyunca y ekseninde ters yönde hareket etmektedir. Alt dış duvar ile radyatörün sol tarafı arasında vorteks oluşmaktadır. Bunun sebebi ise aşağı inen bu soğuk havanın koltuğun altından gelen sıcak havayla karşılaşmasıdır. Koltuğun altından gelen havanın bir kısmı ise duvara çarparak x eksenini boyunca geri dönmektedir.



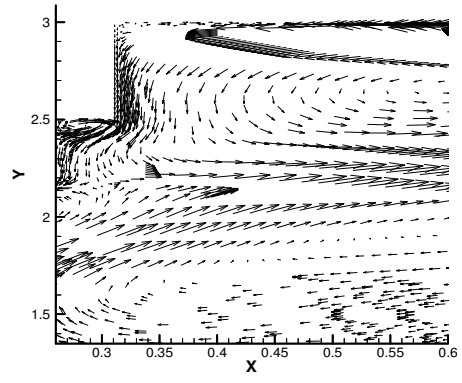
3 cm



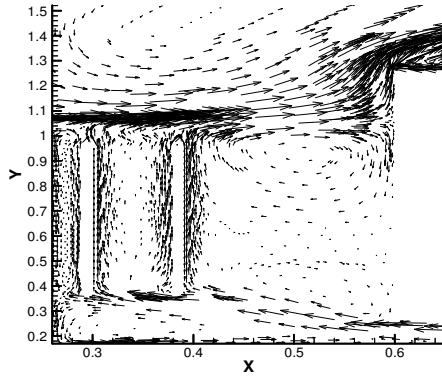
6 cm



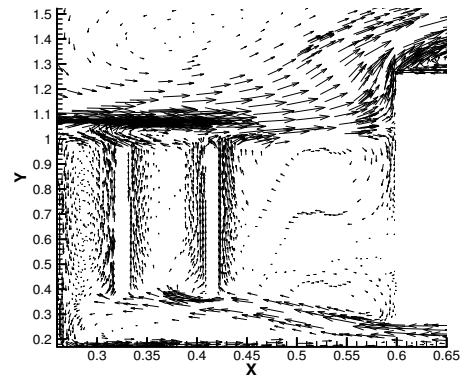
12 cm



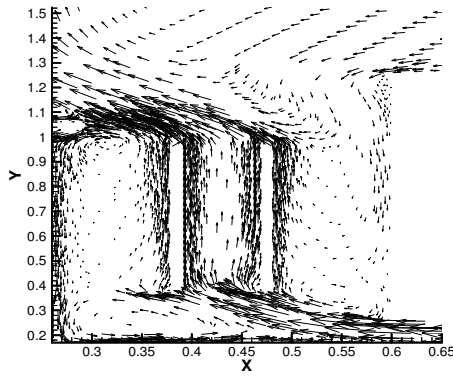
15 cm



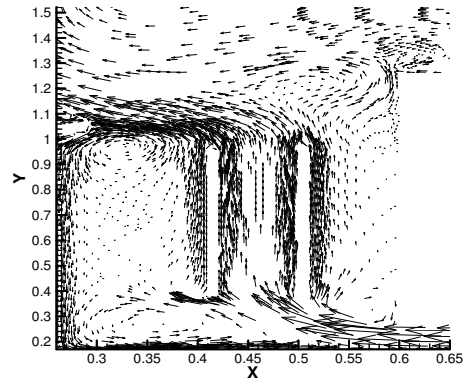
3 cm



6 cm



12 cm



15 cm

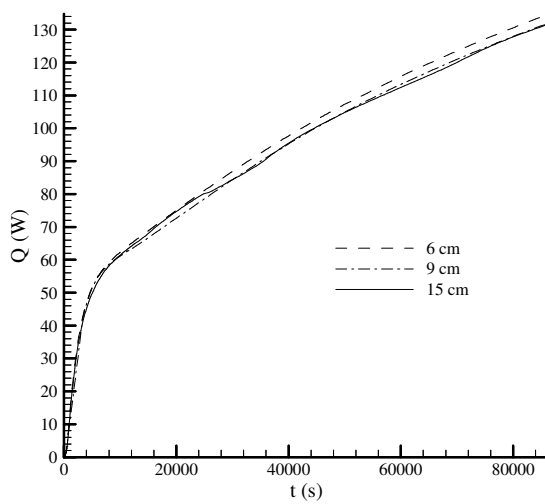
Şekil 5.6. Kapalı odada radyatör konumuna göre hız vektörleri

Şekilde verilen modellerde hız vektörleri incelendiği zaman 3 cm ve 6 cm'lik mesafelerde koltuğun altından gelen havanın alt dış duvardan inen havayla karşılaşır bir vorteks oluşturduğu gözlenirken, 12 cm ve 15 cm'lik mesafelerde koltuğun altından gelen havanın büyük bir kısmının radyatörler arasında y eksenini boyunca yükseldiği görülmektedir. 3 cm ve 6 cm'lik mesafelerde koltuğun altından gelen sıcak havanın üstten gelen soğuk havayla karşılaşır radyatörün hemen üst kısmında x eksenini boyunca hareket ettiği gözlenirken 12 cm ve 15 cm'lik mesafelerde daha yükseklerde x eksenini boyunca hareket ettiği gözlenmektedir.

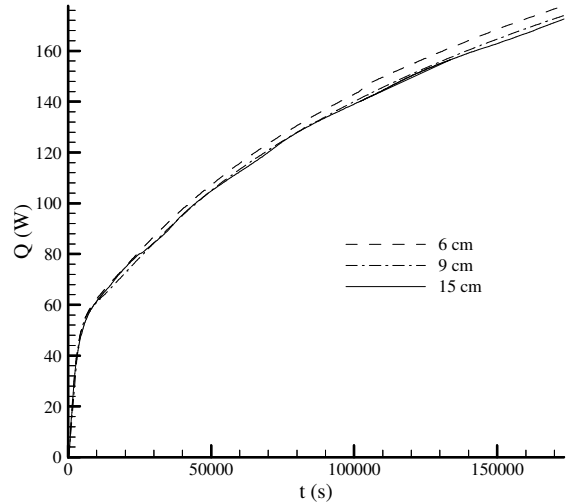
5.4. Isı Akısı

Şekil 5.7'de verilen grafikler incelendiği zaman ilk 5 günlük süre içerisinde 6 cm'lik mesafede ısı kaçağının en fazla 9 cm ve 15 cm'de ise yaklaşık olarak aynı olduğu görülmüştür.

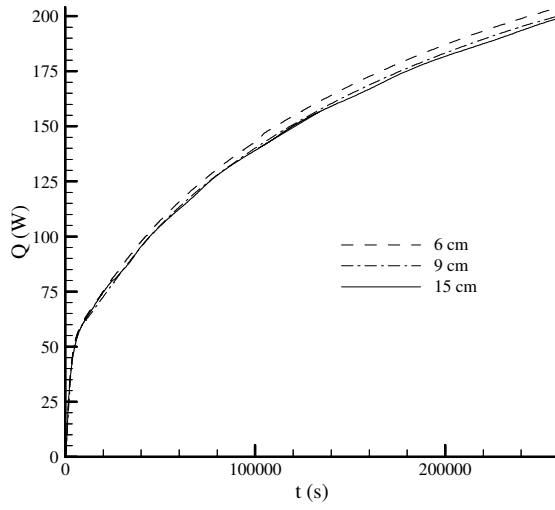
5. günden itibaren 9. güne kadar 9 cm'lik mesafede ısı kaçağı türbülanstaki değişimlerden dolayı en aza inmiştir. Bununla birlikte en fazla ısı kaçağı 6 cm'dedir. 10 günlük süre sonunda 6 cm'de 246.13 W, 9 cm'de 247.941 W ve 15 cm'de 244.843 W olarak hesaplanmıştır.



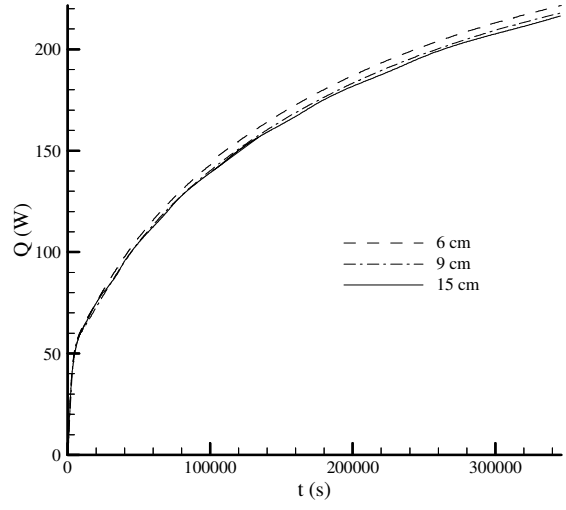
1. gün



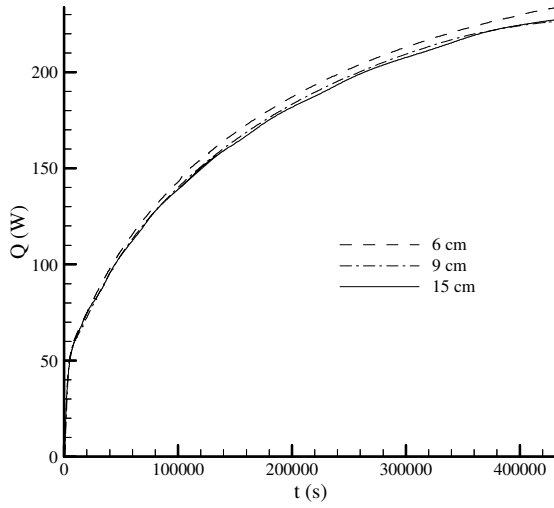
2. gün



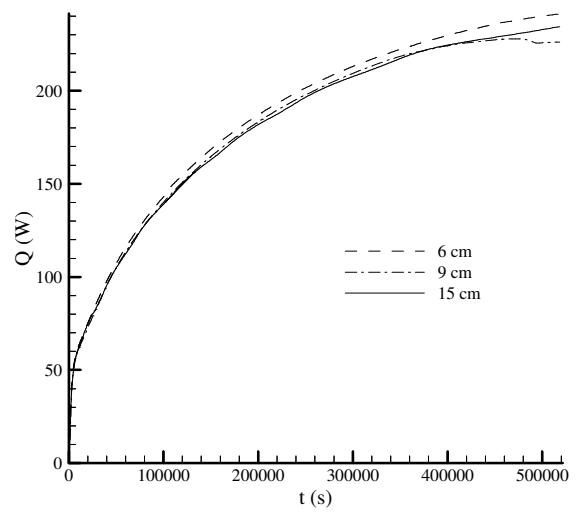
3. gün



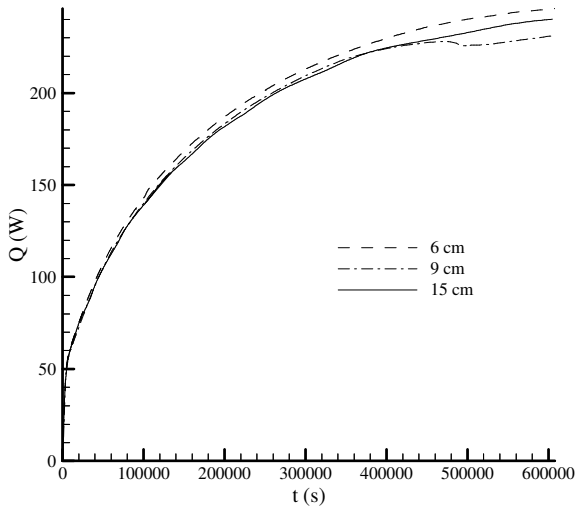
4. gün



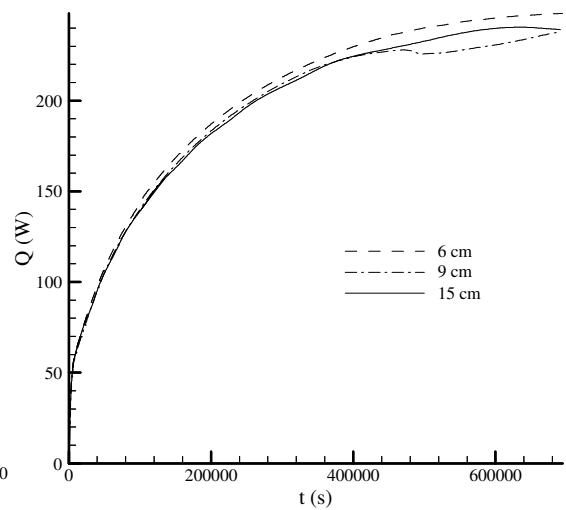
5. gün



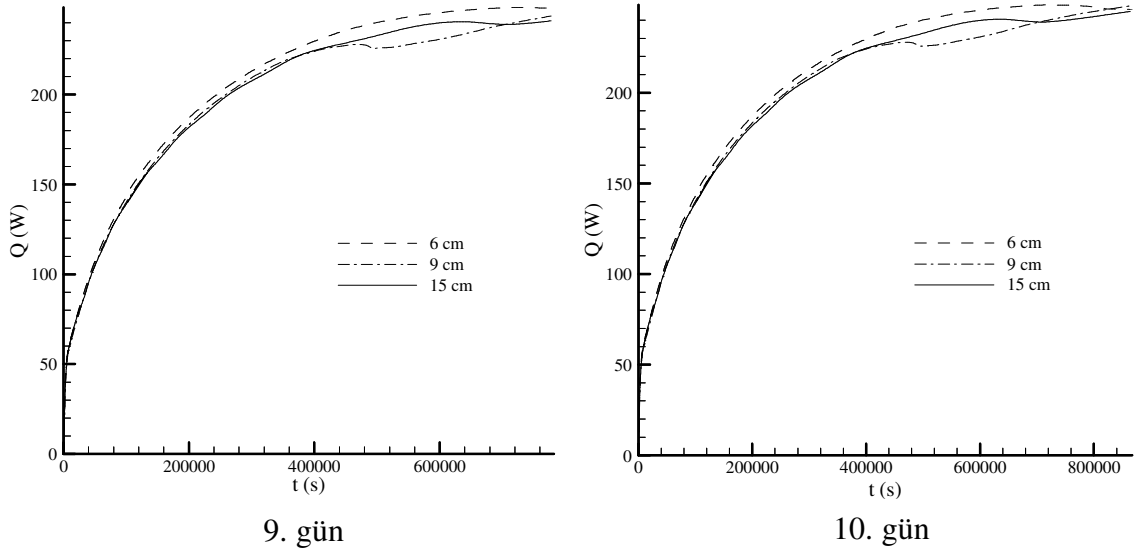
6. gün



7. gün



8. gün



Şekil 5.7. Kapalı odada radyatör konumuna göre 10 günlük zaman dilimi için ısı akısı değişimi.

5.5. Genel Sonuçlar ve İrdeleme

Bu çalışmada, kapalı oda içerisine yerleştirilen radyatör konumunun ısı transferi üzerindeki etkisi FLUENT (6.3.26) bilgisayar kodu ile sayısal olarak incelenmiştir. Asıl amaç uygun radyatör konumunu belirlemektir. Radyatörün dış duvardan 3 cm, 6 cm, 9 cm, 12 cm ve 15 cm uzaklığı için hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Daha sonra ise zamana bağlı hesaplamalar yapılmıştır. Zamana bağlı hesaplamalar radyatörün dış duvardan 6 cm, 9 cm ve 15 cm uzaklığı için yapılmıştır. Hesaplamalarda dış duvarın ve pencerenin dış yüzeyinde $6 \text{ W/m}^2\text{K}$ taşınım katsayısı ve 258 K (-15°C) ortam sıcaklığı ile zorlanmış taşınım ve iç tarafta ise 343 K (70°C) yüzey sıcaklığına sahip radyatörün etkisiyle doğal taşınım kabul edilmiştir. Oda $4.64 \times 2.83 \text{ m}^2$ ve radyatör $0.1 \times 1 \text{ m}^2$ ölçülerindedir. Oda içinde ısı transferi mekanizması olarak sadece doğal taşınım düşünülmüş radyasyon etkisi ihmal edilmiştir. Oda içerisindeki havanın fiziksel özellik değerleri sıcaklığın fonksiyonu olarak hesaplanmıştır. Uygun türbülans modeli olarak ise türbülanslı akışta literatürdeki çalışmalarda çoğunlukla kullanılan ve geçerliliği bu çalışmada kanıtlanan Renormalization grup (RNG) $k-\epsilon$ türbülans modeli ve iyileştirilmiş duvar yaklaşımı duvar fonksiyonu seçilmiştir. 5 mm 'lik kare mesh yapısı kullanılmış, kapalı oda 641608 hücreye bölünmüştür. Ancak hücre sayısının yeterli olmaması nedeniyle problem adapte edilerek hesaplamaların önemli olduğu akış

alanında hücre sayısı artırılmıştır. Toplam yaklaşık olarak 800000 hücreye ulaşılmıştır. Bu yüzden model hücre sayısının dağılımı bakımından nonüniiform yapıdadır.

Hız vektörlerine bakıldığı zaman yerçekiminin etkisi ile ısınan hava yükselirken soğuk hava aşağılara inmektedir. Böylece hava tabakası içinde bir sirkülasyon başlar. Oda içerisinden dışarıya olan ısı kaçakları incelendiği zaman toplam 10 günlük süre sonunda 6 cm'de 246.13 W, 9 cm'de 247.941 W ve 15 cm'de 244.843 W olarak hesaplanmıştır. Oda içerisindeki sıcaklıklara bakıldığında 10 günlük süre sonunda 6 cm için 311.971 K (38.971°C), 9 cm için 312.318 K (39.318°C) ve 15 cm için 312.642 K (39.642°C) hesaplanmıştır.

Bütün bu sonuçlar dikkate alınarak radyatörün duvardan 15 cm uzaklığında sıcaklığın en yüksek ve ısı kaçağının en az olması sebebiyle radyatörün mümkün olduğunca duvardan uzak olması gerektiği tespit edilmiştir.

KAYNAKLAR

1. Bayraktar, B.N., Enerji Kullanımı Yönünden Ülkelerin Uygarlık Düzeylerinin Karşılaştırılması, Türkiye 7. Enerji Kongresi, 1997.
2. Başkaya, Ş., Alpay, E., Yatay Kapalı Bir Ortamda Ayırık Isı Kaynaklarından Olan Doğal Taşınım Akışın Sayısal İncelenmesi, Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der., 18(2), 49-62, 2003.
3. Varol, Y., Koca, A., Öztop, H.F., Natural Convection in a Triangle Enclosure with Distributed Heated Sources, International Communications in heat and Mass Transfer, 33(8), 951-958, 2006.
4. Bozylak, A., Djilali, N. Jinton, D. , Natural Convection in an Enclosure with Distributed Heat Sources, A(49), 655-667, 2006.
5. Lu, W.Z., Tam, C.M., Leung, A.Y.T. ,Numerical Investigation of Convection Heat Transfer in a Heated Room, A(42), 233-251,2002.
6. Chang, T.S., Tsay, Y.L. , Natural Convection Heat Transfer in an Enclosure with a Heated Backward Step, 44(20), 3963-3971,2001.
7. Bilgen, E., Natural Convection in Enclosures with Partial Partitions, Renewable Energy, 26(2), 257-270,2002.
8. Aktaş, M.K., Farouk, B., Numerical Simulation of Developing Natural Convection in an Enclosure due to Rapid Heating, 46(12), 2253-2261, 2003.
9. Frederick, R.L., Heat Transfer Enhancement in Cubical Enclosures with Vertical Fins, Applied Thermal Engineering.
10. Bilgen, E., Yedder, R.B. , Natural Convection in Enclosure with Heating and Cooling by Sinusoidal Temperature Profiles on One Side, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50(1-2), 139-150, 2007.
11. Mohamad, A.A., Sicard, J., Bennacer, R. , Natural Convection in Enclosures with Floor Cooling Subjected to a Heated Vertical Wall, International Journal of Heat and Mass Transfer, 49(1-2), 108-121, 2006.
12. Sathiyamoorthy, M., Basak, T., Roy, S., Pop, I., Steady Natural Convection Flows in a Square Cavity with Linearly Heated Side Walls, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50(3-4), 766-775, 2007.

13. Cöche, M.K, İklimlendirilen Bir Ofis Odasının İçine Yerleştirilen Mobilyaların Sıcaklık Dağılımına Etkisinin Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara, 2005.
14. Başkaya, S., Eken, E., Investigation of Room Air Flow Regarding Effects of Occupants, Inlet/Outlet Locations, Inlet Velocity and Winter/Summer Conditions, Int. Comm. Heat Transfer, 30(8), 1147-1156, 2003.
15. Accary, G., Raspo, I., A 3D Finite Volume Method for the Prediction of a Supercritical Fluid Buoyant Flow in a Differentially Heated Cavity, Computers & Fluids, 35(2006), 1316-1331, 2005.
16. Majed, M., Analysis of Coupled Natural Convection-Conduction Effects on the Heat Transport through Hollow Buildings Blocks, Energy and Buildings, 38(2006), 515-521, 2005.
17. Hartnett, J.P., Minkowycz, W.J., Transient Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated from One Side and Cooled from Above, PII S0735, 1933(98),00129-8, 1999.
18. Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayıncılık, İstanbul, Şubat 2001.
19. Dorf, R.C., The Engineering Handbook, CRC Pres, 2000.
20. Perry, R.H., Perry's Chemical Engineer's handbook, Seventh Edition, The McGraw-Hill Co. Inc., 1997
21. Tekin, N., İklimlendirilen Bir Ofis Odasındaki Hava Dağılımının Menfez ve Havalandırma Yöntemlerine Göre Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara, 2004.
22. Spalding, B., http://www.simuserve.com/phoenics/d_polis/d_enc/conjug.html, Mayıs 1998.
23. Jilani, G., Jayaraj, M., Ahmad, M.A., Conjugate Forced Convection-Conduction Heat Transfer Analysis of a Heat Generating Vertical Cylinder, International Journal of Heat and Mass Transfer, (45) 331-341, 2002.
24. White, F.M., Fluid Mechanics, Mc Graw-Hill, Newyork, 1998.
25. Roache, P.J., Computational Fluid Dynamics, Hermosa, Albuquerque, N.M., 1972.
26. Versteeg, H.K., Malalasekara, W., An Introduction to Computational Fluid Dynamics, John Wiley & sons Inc., Longman Group Ltd., London, 1995.

27. Sanks, R.L., Pumping Station Design, Second Edition, Butterworth-Heinemann, 1998.
28. Fluent, www.anova.com.tr/fluent.asp
29. TMMOB, Binalarda Isı Yalıtım Proje Hazırlama Esasları, 247(3), Ankara, Şubat 2003.
30. www.itudergi.itu.edu.tr/asp.
31. FLUENT 6.1.22 (2001), *User's Guide* Fluent Incorporated, Centerra Resource Park, 10, Cavendish Court, Lebanon, NH 03766, USA.

ÖZGEÇMİŞ

Tuğba YILDIZ, 1981 yılında Niğde’de doğdu. İlk eğitim-öğretimini 29 Ekim İlköğretim Okulu’nda, orta ve lise eğitim ve öğretimini ise Niğde Anadolu Lisesi’nde tamamladı. 2000 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde başladığı lisans öğrenimini 2005 yılında tamamladı. Aynı yıl Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans öğrenimine başladı ve halen öğrenimine burada devam etmektedir.